

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

І. А. Андрєєв

**Конструювання і розрахунок
основних елементів посудин та
апаратів**

Підручник

*Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як підручник для здобувачів ступеня бакалавра за
спеціальністю 133 Галузеве машинобудування*

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2024

УДК 621.01–66.05

A65

Автор Андреев Ігор Анатолійович, канд. техн. наук, доц.

Рецензенти: Жук Геннадій Віліорович, д-р техн. наук, проф., директор Інституту газу НАН України
Петрова Жанна Олександрівна, д-р техн. наук, с. н. с., головний науковий співробітник Інституту технічної теплофізики НАН України

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

*Гриф надано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(Протокол № 2 від 05.02.2024 р.)*

Андреев І.А.

A65 Конструювання і розрахунок основних елементів посудин та апаратів [Електронний ресурс]: підруч. для здобувачів ступеня бакалавра за спец. 133 Галузеве машинобудування; КПІ ім. Ігоря Сікорського – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 428 с.

ISBN 000-000-000-0

Підручник містить основні положення з конструювання і розрахунку основних елементів типового хімічного обладнання, вимоги до посудин та апаратів, нормативні параметри і допустимі напруження, теоретичні положення, питання для самоконтролю, алгоритми і приклади розрахунків, необхідний довідковий матеріал.

Для студентів закладів вищої освіти, які навчаються за напрямом «Галузеве машинобудування» і споріднених галузей виробництва, а також викладачів вищих і середніх спеціальних навчальних закладів.

УДК 621.01–66.05

Реєстр. № П 23/24-016. Обсяг 26,75 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.

ISBN 000-000-000-0

© І. А. Андреев, 2024
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ

- A – розрахункова площа вирізаного перерізу обичайки або днища, що підлягає компенсації, м²;
- A_1 – площа перерізу зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера), що укріплює отвір, м²;
- A_2 – площа накладного кільця, м²;
- A_3 – площа перерізу внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера), що укріплює отвір, м²;
- A_b – сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, м²;
- A_k – площа поперечного перерізу кільця, м²;
- a – плече дії сил, м;
- a_e – велика піввісь еліпса, м;
- B, B_1, B_2, B_3 – коефіцієнти;
- b – відстань між двома кільцями жорсткості, м;
- b – плече дії сил, м;
- b_0 – ефективна ширина прокладки, м;
- b_e – мала піввісь еліпса, м;
- b_i – довжина i -ї хорди, м;
- b_k – ширина кільця, м;
- b_n – ширина прокладки, м;
- C – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м;
- C_1 – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації корозії та (або) ерозії, м;
- C_2 – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації мінусового допуску, м;
- C_3 – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях, м;
- C_F – коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками);
- C_s – сума додатків до розрахункової товщини стінки штуцера, м;
- C_{s1} – додаток для компенсації корозії стінки внутрішньої частини штуцера, м;
- C_e – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації ерозії, м;
- C_o – додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа, м;

D – внутрішній діаметр посудини (обичайки, днища, камери сальникової набивки), м;
 D_1 – найменший внутрішній діаметр конічної обичайки, м;
 D_2 – найменший діаметр зовнішньої витонченої частини плоскої кришки, м;
 D_3 – діаметр болтового кола, м;
 D_6 – діаметр болтового кола, м;
 D_E – ефективний діаметр конічного днища, м;
 D_R, D_p – розрахунковий діаметр, м;
 D^I_P, D^{II}_P – розрахункові внутрішні діаметри елемента, що укріплюється у місті розташування першого і другого штуцерів, м;
 D_S – зовнішній діаметр контакту бурту і кільця вільного фланця, м;
 D^* – зведений діаметр фланця, м;
 D_3 – зовнішній діаметр посудини (днища, камери сальникової набивки), м;
 D_K – розрахунковий діаметр конічного днища, м;
 D_K – внутрішній діаметр конічної обичайки по центру отвору, який укріплюється, м;
 D_K – внутрішній діаметр кільця вільного фланця, м;
 D_H – зовнішній діаметр фланця, м;
 $D_{H.K}$ – зовнішній діаметр кільця вільного фланця, м;
 $D_{c.n}$ – середній діаметр прокладки, м;
 d – внутрішній діаметр штуцера, отвору або люка, м;
 d – зовнішній діаметр болта (шпильки), м;
 d_0 – найбільший допустимий діаметр поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення при наявності надлишкової товщини стінки посудини, м;
 d_{op} – розрахунковий діаметр отвору, що не потребує зміцнення, при відсутності надлишкової товщини стінки посудини, м;
 d_i – діаметр i -го отвору, м;
 d_{max} – максимальний діаметр отвору, м;
 d_p – розрахунковий діаметр отвору, м;
 d_p – внутрішній діаметр різьби болтів (шпильок), м;
 dl_1, dl_2 – довжини дуг, м;
 E – модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури, МПа;
 E^{20} – модуль пружності в умовах розтягу при 20 °С, МПа;

E_1, E_2 – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця за розрахункової температури, МПа;
 E_1^{20}, E_2^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при 20 °С, МПа;
 E_b – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури, МПа;
 E_k – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця за розрахункової температури, МПа;
 E_k^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця при 20 °С, МПа;
 $E_{кр}^{20}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу кришки при 20 °С;
 E_n – умовний модуль стиснення прокладки, МПа;
 E_b^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) при 20 °С, МПа;
 e – відстань між центром тяжіння поперечного перерізу кільця жорсткості і серединною поверхнею обичайки, м;
 e – відстань від зовнішньої поверхні штуцера до зовнішнього краю днища, м;
 e_1 – відстань від точки перетину серединної лінії стінки сферичного сегменту з кільцем до горизонтальної осі, що проходить через центр тяжіння кільця, м;
 e_2 – відстань від кола розташування болтів до внутрішнього діаметра кільця, м;
 e_3 – відстань від кола розташування болтів до лінії дії реакції прокладки, м;
 e, e_1, e_2 – плече зусилля від дії тиску всередині фланцю, м;
 F – зовнішня сила, МН;
 F_R – розрахункова сила, МН;
 F_p – реакція прокладки, МН;
 F_Q – рівнодіюча внутрішнього тиску, МН;
 F_b – болтове навантаження, МН;
 $F_{b.p}$ – болтове навантаження в робочих умовах, МН;
 $F_{b.m}$ – болтове навантаження при монтажі, МН;
 F_z – зусилля затягування шпильок, МН;
 F_c – площа поперечного перерізу сальникової набивки, м²;
 $F_{тр}$ – сила тертя, МН;
 $[F]$ – допустима осьова сила, МН;

$[F]_E$ – допустима осьова стискаюча сила з умови стійкості в границях пружності, МН;
 $[F]_\sigma$ – допустима осьова стискаюча сила з умови міцності, МН;
 $[F]_{E1}$ – допустима осьова стискаюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності, МН;
 $[F]_{E2}$ – допустима осьова стискаюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, МН;
 f – коефіцієнт статичного тертя;
 f – коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного в стик фланця;
 f_0 – площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, м²;
 $f_{кин}$ – коефіцієнт кінетичного тертя;
 H – висота днища, м;
 H_c – повна глибина розточки сальникової камери, м;
 h – висота циліндричної частини (відбортовки) днища, м;
 h_0 – первісна висота набивки з урахуванням герметизації, м;
 h, h_1, h_2 – товщина тарілки фланця, м;
 h_1 – висота циліндричної частини (відбортовки) плоского днища, м;
 h_2 – висота перерізу кільця жорсткості, м;
 h_6 – внутрішня висота днища без відбортовки, м;
 h_6 – довжина циліндричної частини натискної втулки, м;
 h_k – висота кільця, м;
 $h_{кр}$ – товщина кришки, м;
 h_n – товщина прокладки, м;
 h_p – висота набивки у робочому стані, м;
 h_p – товщина трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, м;
 h_ϕ – висота фонаря, м;
 $h_{ш}$ – товщина шайби, м;
 I – ефективний момент інерції, м⁴;
 I_k – момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, що проходить через центр тяжіння поперечного перерізу кільця, м⁴;
 $K, K_1, K_2, K_3, K_4, K_6, K_7$ – коефіцієнти;
 K_s – коефіцієнт врахування розмірів тарілки фланця;

K_T – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при розрахунку фланців з урахуванням обмеженості температурних деформацій;
 K_O – коефіцієнт ослаблення плоских днищ і кришок отворами;
 $K_{обж}$ – коефіцієнт обтиснення;
 K_p – поправочний коефіцієнт;
 K_y – коефіцієнт усадки;
 $K_{y,z}$ – коефіцієнт умов затягування;
 $K_{y,p}$ – коефіцієнт умов роботи;
 $K_{y,m}$ – коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій;
 K_E – коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища;
 K_{\ominus} – коефіцієнт;
 k – коефіцієнт жорсткості обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості;
 k – коефіцієнт бокового тиску;
 L – довжина обичайки, м;
 L_b – ефективна довжина болта (шпильки), м;
 L_{b0} – відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок, м;
 L_o – ширина зони укріплення отвору, м;
 $L_{кр}$ – критична довжина циліндричної обичайки, м;
 l – висота перехідної частини обичайки корпусу, м;
 l – виконавча ширина тороподібної вставки або ввареного кільця, м;
 l_1 – відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості, м;
 l_1 – виконавча довжина зовнішньої частини патрубк штучера (зовнішнього штучера), м;
 l_{1p} – розрахункова довжина зовнішнього штучера (зовнішньої частини штучера), м;
 l_2 – відстань між крайніми кільцями жорсткості і наступними ефективними елементами жорсткості, м;
 l_2 – виконавча ширина накладного кільця, м;
 l_{2p} – розрахункова ширина накладного кільця, м;
 l_3 – розрахункова довжина елемента, що примикає до циліндричної частини, м;
 l_3 – виконавча довжина внутрішньої частини патрубк штучера (внутрішнього штучера), м;
 l_{3p} – розрахункова довжина внутрішнього штучера (внутрішньої частини штучера), м;

l_E – ефективна довжина конічної обичайки, м;
 l_e – ефективна довжина стінки обичайки, м;
 l_R – розрахункова довжина, м;
 l_3 – відстань від початку закруглення відбортованого елемента до остаточно обробленої кромки, м;
 l_k – довжина конічного днища, яка враховується при визначенні розрахункової довжини l_R , м;
 l_k – довжина конічної втулки фланця, який приварений в стик, м;
 l_p – розрахункова ширина зони укріплення в стінці обичайки, переходу або днища біля штуцера або тороподібної вставки, м;
 l_{np} – зведена довжина циліндричної обичайки, м;
 M – розрахунковий момент, Н·м;
 M_o – крайовий момент, Н·м;
 M^M – розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при зтягуванні, Н·м;
 M_K^M – розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця при зтягуванні, Н·м;
 M_{max} – максимальний згинаючий момент, Н·м;
 M_N – меридіанний згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;
 M_r – радіальний згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;
 M_{rmax} – максимальний радіальний згинаючий момент, Н·м;
 $M_{кр}$ – крутний момент, Н·м;
 M^P – розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах, Н·м;
 M_K^P – розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця в робочих умовах, Н·м;
 M_T – кільцевий згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;
 M_{Tmax} – максимальний кільцевий згинаючий момент, Н·м;
 $[M]$ – допустимий момент, Н·м;
 $[M]_\sigma$ – допустимий згинаючий момент з умови міцності, Н·м;
 $[M]_E$ – допустимий згинаючий момент з умови стійкості в границях пружності, Н·м;
 m – коефіцієнт прокладки;
 N – осьова сила, що припадає на одиницю довжини дуги, Н/м;
 N_k – відстань між краєм шва корпусу і краєм шва приварки деталі, м;
 N_c – втрати потужності на подолання тертя у сальнику, Вт;
 n – кількість хвиль зминання;

n – кількість болтів (шпильок);
 n_B – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності;
 $n_{\text{ВП}}$ – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності для алюмінію, міді та їх сплавів;
 $n_{\text{ВТ}}$ – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності для титану та його сплавів;
 n_d – коефіцієнт запасу міцності за границею тривалої міцності;
 $n_{\text{П}}$ – коефіцієнт запасу міцності за границею повзучості;
 n_T – коефіцієнт запасу міцності за границею плинності;
 n_y – коефіцієнт запасу стійкості;
 P_B – зусилля затягування шпильок, МН;
 P_{B1} – розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання, МН;
 P_{B2} – розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок), МН;
 P_B^M – розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні фланцевого з'єднання, МН;
 P_B^P – розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у робочих умовах, МН;
 $P_{\text{обт}}$ – зусилля обтиснення, МН;
 p – розрахунковий тиск, МПа;
 $p_{\text{абс}}$ – абсолютний тиск, МПа;
 p_z – гідростатичний тиск, МПа;
 p_u – пробний тиск, МПа;
 $p_{\text{кр}}$ – критичний тиск, МПа;
 p_n – надлишковий тиск, МПа;
 p_n^I – робочий тиск натискної втулки, МПа;
 $p_{\text{рт}}$ – розрахунковий зовнішній тиск для визначення товщини стінки посудини або апарата з отвором, що не вимагає додаткового зміцнення, МПа;
 $p_{\text{герм}}$ – тиск герметичності, МПа;
 $p_{\text{роб}}$ – робочий тиск, МПа;
 p_y – умовний тиск, МПа;
 $[p]$ – допустимий надлишковий тиск, МПа;
 $[p]_E$ – допустимий тиск в границях пружності з умови стійкості, МПа;

$[p]_k$ – допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони сферичного невідбортованого днища або кришки, МПа;
 $[p]_n$ – допустимий тиск в границях пластичності з умови міцності, МПа;
 $[p_H]$ – допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов, МПа;
 $[p_H]_1$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки, МПа;
 $[p_H]_{1\sigma}$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва $\varphi = 1$, МПа;
 $[p_H]_{1E}$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, МПа;
 $[p_H]_2$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості, МПа;
 $[p_H]_u$ – допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості при випробуваннях, МПа;
 $[p_H]_E$ – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності у робочих умовах, МПа;
 $[p_H]_{Eu}$ – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності в умовах випробувань, МПа;
 $[p_H]_\sigma$ – допустимий зовнішній тиск з умов міцності у робочих умовах для циліндричної обичайки, МПа;
 $[p_H]_{\sigma u}$ – допустимий зовнішній тиск з умов міцності для циліндричної обичайки при випробуваннях, МПа;
 $[p]_c$ – допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони сферичного невідбортованого днища або кришки, МПа;
 Q – поперечна сила, що припадає на одиницю довжини дуги, Н/м;
 Q_t – навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій, Н;
 Q_o – крайова сила, Н;
 Q_{FM} – приведені навантаження, яке виникає від дії зовнішньої сили F і згинаючого моменту M , Н;
 Q_D – рівнодіюче навантаження від тиску, Н;
 $[Q]$ – допустима поперечна сила, Н;
 $[Q]_E$ – допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності, Н;
 $[Q]_\sigma$ – допустима поперечна сила з умови міцності, Н;
 q – розрахунковий питомий тиск, МПа;
 q_x – боковий тиск, МПа;

q_y – осьовий тиск, МПа;
 q_6 – питомий тиск на набивку від натискної втулки, МПа;
 $q_{обт}$ – питомий тиск обтиснення прокладки, МПа;
 $[q]$ – допустимий питомий тиск, МПа;
 R – радіус серединної поверхні, м;
 R – внутрішній радіус, м;
 R_1 – перший головний радіус, м;
 R_2 – другий головний радіус, м;
 $R_{0,2}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить 0,2 %), МПа;
 $R_{0,2}^{20}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за температури 20 °С (напруження, за якого залишкове видовження становить 0,2 %), МПа;
 $R_{1,0}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить 1 %), МПа;
 $R_{1,0}^{20}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за температури 20 °С (напруження, за якого залишкове видовження становить 1 %), МПа;
 $R_{1\% \cdot 10^5}$ – середня 1 %-ва границя повзучості за 10^5 год за розрахункової температури, МПа;
 R_B – радіус відбортовки, м;
 R_e – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) за розрахункової температури, МПа;
 R_B^{20} – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) за температури 20 °С, МПа;
 $R_{Д \cdot 10^5}$ – середнє значення границі тривалої міцності за 10^5 год за розрахункової температури, МПа;
 R_o – внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного (напівсферичного) днища або кришки, м;
 R_e – внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного днища, м;
 R_e^I – радіус серединної поверхні у вершині еліптичного днища, м;
 R_{II} – зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання, МН;
 R_c – внутрішній радіус кривизни сфери (сферичного сегмента днища або кришки), м;
 R_T – границя плинності за розрахункової температури, МПа;

R_T^{20} – границя плинності за температури 20 °С, МПа;
 r – радіус закруглення, м;
 r_0 – внутрішній радіус відбортовки, м;
 r_n – поточний радіус, м;
 r_T – зовнішній радіус відбортовки торосферичного днища, м;
 S – виконавча товщина стінки обичайки (посудини), м;
 S^l – виконавча товщина стінки конічного днища у першому наближенні, м;
 S' – виконавча товщина стінки пологого конічного днища, м;
 S_0 – найменша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;
 S_1 – найбільша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;
 S_0 – виконавча товщина стінки обичайки, переходу або днища за межами тороподібної вставки або ввареного кільця, м;
 S_1, S_2, S_3 – товщини елементів, які стикуються, м;
 S_1 – виконавча товщина плоских круглих днищ і кришок, м;
 S_1 – виконавча товщина стінки зовнішнього штуцера (зовнішньої частини штуцера), м;
 S_{1R} – розрахункова товщина плоских круглих днищ і кришок, м;
 S_2 – мінімальна товщина плоских круглих днищ, м;
 S_2 – виконавча товщина накладного кільця, м;
 S_3 – товщина краю плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом поза зоною ущільнення, м;
 S_3 – виконавча товщина стінки внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера), м;
 S_R – розрахункова товщина стінки, м;
 S_{3p} – розрахункова товщина стінки внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера), м;
 S_4 – товщина стоншеної частини кришки у місці кільцевої виточки, м;
 S_6 – найменша товщина днища у місці кільцевої виточки, м;
 S_0 – виконавча товщина стінки днища, м;
 S_{0R} – розрахункова товщина стінки днища, м;
 S_E – еквівалентна товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;
 S_o – виконавча товщина стінки частини обичайки, що виступає, м;
 S_n – виконавча товщина стінки перегородки, м;

S_p – розрахункова товщина стінки обичайки, переходу, тороподібної вставки, ввареного кільця або днища, м;
 S_{pn} – розрахункова товщина стінки обичайки, переходу або днища для визначення діаметра отвору, що не потребує додаткового зміцнення, м;
 S_T – виконавча товщина стінки тороїдального переходу кінцевого днища, м;
 S_{TR} – розрахункова товщина стінки тороїдального переходу кінцевого днища, м;
 S_k – виконавча товщина кінцевого днища у безмоментній зоні, м;
 S_{1k}, S_{2k} – виконавчі товщини перехідних зон вузлів з'єднання кінцевих обичайок, м;
 S_n – товщина набивки, м;
 S' – виконавча товщина пологого кінцевого днища, м;
 S_T – виконавча товщина стінки тороїдального переходу кінцевої обичайки, м;
 S'_R – розрахункова товщина пологого кінцевого днища, м;
 T – кільцева сила, що припадає на одиницю довжини дуги, Н/м;
 t – розрахункова температура, °С;
 t_j – ефективна ширина несучого зварного шва, м;
 t_n – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місті його приварки до обичайки, м;
 t_b – розрахункова температура болтів, °С;
 t_k – розрахункова температура кільця, °С;
 t_{kp} – розрахункова температура кришки, °С;
 t_p – розрахункова температура трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, °С;
 $t_{\phi}, t_{\phi 1}, t_{\phi 2}$ – розрахункова температура фланця, °С;
 V – розрахунковий коефіцієнт зниження міцності стінки циліндричної і кінцевої обичайок або опуклих днищ, які ослаблені отворами, при дії внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску;
 V_e – витрата витоку, м³/с;
 $[V_e]$ – допустима витрата витоку, м³/с;
 $v_{кор}$ – швидкість корозії (проникність), м/рік;
 W – момент опору, м³;
 x – відстань від краю оболонки, м;
 x – відносна довжина втулки фланця;
 y – відстань від краю днища до краю обичайки, м;

U_b – податливість болтів (шпильок), м/Н;
 U_k – кутова податливість вільного кільця при затягуванні, 1/(Н·м);
 $U_{кр}$ – кутова податливість плоскої кришки або кутова податливість фланцю з сферичною невідбортованою кришкою, 1/(Н·м);
 U_n – податливість прокладки, м/Н;
 $U_{\phi}, U_{\phi 1}, U_{\phi 2}$ – кутова податливість фланців при затягуванні, 1/(Н·м);
 $U_{\phi, n}$ – кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом, 1/(Н·м);
 $U_{\phi, c}$ – кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для кільця вільного фланця, 1/(Н·м);
 α – коефіцієнт лінійного розширення, K^{-1} ;
 α – коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання;
 $\alpha, \alpha_k, \alpha_{1k}, \alpha_{2k}$ – половини кутів при вершині конічної оболонки (днища), град;
 α_b – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта (шпильки), $1/^\circ C$;
 α_k – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця вільного фланцю, $1/^\circ C$;
 $\alpha_{кр}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кришки, $1/^\circ C$;
 α_M – коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене зовнішнім згинаючим моментом;
 α_p – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, $1/^\circ C$;
 $\alpha_{\phi}, \alpha_{\phi 1}, \alpha_{\phi 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця, $1/^\circ C$;
 $\alpha_{ш}, \alpha_{ш 1}, \alpha_{ш 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби, $1/^\circ C$;
 β – коефіцієнт;
 β – відношення товщини втулки в перерізі S_1 до товщини в перерізі S_0 ;
 $\beta, \beta_k, \beta_{k, y}, \beta_{\varepsilon}$ – коефіцієнти загасання;
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_0, \beta_A, \beta_n, \beta_T$ – коефіцієнти форми;
 β_F – розрахунковий коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця;
 β_T, β_U – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця;
 β_V – розрахунковий коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця;

β_y, β_z – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця;
 γ – кут, град;
 γ – жорсткість фланцевого з'єднання, Н/м;
 Δ – величина зазору між валом і натискною втулкою, м;
 Δ_i – лінійна деформація, м;
 δ_S – зміщення нейтральних осей напівкульової частини днища і перехідної частини обичайки корпусу, м;
 $\delta_{кр}$ – товщина фланцевої частини кришки в зоні ущільнення, м;
 ε_{max} – найбільша лінійна деформація, м;
 $[\varepsilon]$ – допустима лінійна деформація, м;
 ζ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця;
 η – поправочний коефіцієнт;
 Θ – кут, град.;
 Θ_i – кутова деформація, град.;
 $[\Theta]$ – допустимий кут повороту фланця, рад.;
 λ – гнучкість;
 λ – коефіцієнт;
 μ – коефіцієнт Пуассона;
 ξ – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при затягуванні;
 ρ – густина, кг/м³;
 σ_I – перше головне напруження, МПа;
 σ_0^M – меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 при затягуванні, МПа;
 σ_0^P – меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 в робочих умовах, МПа;
 σ_{0MM}^P – меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 , приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах, МПа;
 σ_{0MO}^P – окружне мембранне напруження від дії тиску у втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 , в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах, МПа;
 σ_I^M – меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_I при затягуванні, МПа;
 σ_I^P – меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_I в робочих умовах, МПа;

- σ_{1mm}^P – меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_I в робочих умовах, МПа;
- σ_2 – друге головне напруження, МПа;
- σ_3 – третє головне напруження, МПа;
- σ_K^M – окружне напруження в кільці вільного фланця в умовах зтягування, МПа;
- σ_K^P – окружне напруження у кільці вільного фланця в робочих умовах, МПа;
- σ_{maxd} – максимальні напруження на краю еліптичного днища, МПа;
- σ_{maxo} – максимальні напруження на краю циліндричної обичайки, МПа;
- σ_{md} – сумарні меридіанні напруження на краю днища, МПа;
- σ_{mo} – сумарні меридіанні напруження на краю циліндричної обичайки, МПа;
- σ_{md}^{Mo} – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайового моменту M_o , МПа;
- σ_{md}^P – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від тиску p , МПа;
- σ_{md}^{Qo} – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайової сили Q_o , МПа;
- σ_{m0}^{Mo} – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайового моменту M_o , МПа;
- σ_{m0}^P – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від тиску p , МПа;
- σ_{m0}^{Qo} – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайової сили Q_o , МПа;
- σ_N – нормальне напруження, МПа;
- σ_R^M – радіальне напруження в тарілці фланця в умовах зтягування, МПа;
- σ_R^P – радіальне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах, МПа;
- σ_T^M – окружне напруження в тарілці фланця в умовах зтягування, МПа;
- σ_T^P – окружне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах, МПа;

- σ_r – радіальне напруження, МПа;
 σ_T – кільцеве напруження, МПа;
 σ_T^{20} – границя плинності при залишковому подовженні 0,2 % матеріалу болтів (шпильок) за температури 20 °С, МПа;
 σ_{Tmax} – максимальне кільцеве напруження, МПа;
 σ_{Tmin} – мінімальне кільцеве напруження, МПа;
 σ_{t0} – сумарні кільцеві напруження на краю днища, МПа;
 σ_{t0} – сумарні кільцеві напруження на краю циліндричної обичайки, МПа;
 σ_{td}^{Mo} – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайового моменту M_o , МПа;
 σ_{td}^p – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від тиску p , МПа;
 σ_{td}^{Qo} – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайової сили Q_o , МПа;
 σ_{t0}^{Mo} – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайового моменту M_o , МПа;
 σ_{t0}^p – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від тиску p , МПа;
 σ_{t0}^{Qo} – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайової сили Q_o , МПа;
 σ_{61} – розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з'єднань при затягуванні, МПа;
 σ_{62} – розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з'єднань в робочих умовах, МПа;
 $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження, МПа;
 $[\sigma]$ – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа;
 $[\sigma]_0$ – допустиме значення умовних пружних напружень в перерізі S_0 , МПа;
 $[\sigma]_1$ – допустиме напруження для матеріалу зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера) при розрахунковій температурі, МПа;
 $[\sigma]_2$ – допустиме напруження для матеріалу накладного кільця при розрахунковій температурі, МПа;
 $[\sigma]_1, [\sigma]_2$ – допустимі напруження для перехідних частин обичайок за розрахункової температури, МПа;

- $[\sigma]_3$ – допустиме напруження для матеріалу внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера) при розрахунковій температурі, МПа;
- $[\sigma]_4$ – допустиме напруження для матеріалу тороподібної вставки або ввареного кільця при розрахунковій температурі, МПа;
- $[\sigma]^{20}$ – допустиме напруження за температури 20 °С, МПа;
- $[\sigma]_R$ – допустиме значення сумарних умовних пружних напружень, МПа;
- $[\sigma]_{и}$ – допустиме напруження в умовах випробувань, МПа;
- $[\sigma]_к$ – допустиме напруження матеріалу кільця (жорсткості) за розрахункової температури, МПа;
- $[\sigma]_{кр}$ – допустиме напруження для крайових зон, МПа;
- $[\sigma]_M$ – допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень, МПа;
- $[\sigma]_н^{620}$ – номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні і випробуванні, МПа;
- $[\sigma]_M^6$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні, МПа;
- $[\sigma]_н^6$ – номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах, МПа;
- $[\sigma]_p^6$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях, МПа;
- $[\sigma]_p$ – допустиме напруження різьби болтів (шпильок), МПа;
- $[\sigma]_с$ – допустиме напруження матеріалу сферичного сегменту за розрахункової температури, МПа;
- τ – строк служби посудини або апарата, рік;
- τ_{max} – максимальне дотичне напруження, МПа;
- $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, МПа;
- Φ – допоміжний параметр, м²;
- φ – коефіцієнт міцності зварного шва;
- φ_1 – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва штуцера;
- φ_1, φ_2 – коефіцієнти;
- φ_0 – кут, град.;
- $\varphi_{ар}$ – розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для укріплюючого кільця;
- φ_T – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва;
- $\varphi_к$ – коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості;
- φ_p – розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва;

- χ – відношення допустимих напружень для перехідних частин обичайок за розрахункової температури;
- χ_1 – χ_4 – відношення допустимих напружень;
- χ_6 – відношення допустимого напруження частини обичайки, що виступає до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури;
- χ_k – відношення допустимого напруження кільця до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури;
- χ_o – відношення допустимого напруження обичайки товщиною S до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури;
- ψ – розрахункова величина;
- ψ – кут між дотичною до сферичного сегменту у крайовій зоні і вертикальною віссю, град.;
- ω – кутова швидкість обертання, 1/с.

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Розрахунки і конструювання обладнання-1. Розрахунок та конструювання основних елементів посудин та апаратів» викладається в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Особливістю проєктування обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв є необхідність врахування умов проведення різноманітних фізико-хімічних процесів, які здійснюються у широкому діапазоні температур і тисків. Перероблювані речовини, крім того, можуть бути у різних агрегатних станах, агресивними або нейтральними по відношенню до матеріалу обладнання, токсичними або нешкідливими, пожежовибухо-небезпечними. Властивості конструкційного матеріалу при цьому можуть змінюватися, а якщо матеріал посудини або апарата був невірно вибраний, тоді можуть з'являтися нові шкідливі речовини. Перелічені особливості зумовлюють специфічні вимоги до конструювання, розрахунку, виготовлення, випробування і експлуатації обладнання.

Незалежно від типу і виду обладнання багато складових елементів є загальними для хімічних, нафтопереробних, біохімічних і газових виробництв (обичайки, днища, кришки, люки, штуцери, фланцеві з'єднання і т. ін.). При проєктуванні таких елементів всі розрахунки на міцність, стійкість та жорсткість необхідно виконувати за діючими нормативними документами.

У підручнику містяться основи конструювання вузлів і окремих елементів посудин та апаратів, їх застосування, теоретичні відомості основ інженерних розрахунків, сучасні стандартні розрахункові формули, питання для самоконтролю, приклади розрахунків, а також необхідний довідковий матеріал. Розроблені алгоритми розрахунків і наведені приклади будуть корисні студентам при виконанні курсових і дипломних проєктів.

При написанні підручника були використані попередні роботи автора [1–7].

Для однозначного тлумачення найрізноманітніших понять необхідно вживати стандартизовані терміни й скорочення, а за їх відсутності – загальнозживані в науково-технічній літературі.

Нижче наведені основні стандартизовані терміни та визначення з конструювання і розрахунку, решта – у термінологічному словнику [2]. Галузь застосування багатозначного терміну в цьому розділі подана в

круглих дужках світлим шрифтом після терміну. Позначка не є частиною терміну. Стандартизовані терміни подані напівжирним шрифтом, їх коротка форма, а також терміни-синоніми, які подані як довідкові і не є стандартизованими, – світлим, а недопустимі до вживання синоніми – курсивом. Узята в круглі дужки частина терміну може бути вилучена в разі використання терміну в документах із стандартизації. Використання термінів-синонімів не рекомендується. Недозволені до вживання терміни-синоніми наведені у лівій колонці в круглих дужках після основного терміну з позначкою "Нд". Наявність квадратних дужок означає, що до неї включено два (три) терміни, які мають спільні терміноелементи.

Агрегат	Складальна одиниця, що має повну взаємозамінність, яку можна скласти окремо від інших частин виробу чи виробу в цілому і яка може виконувати призначену функцію у виробі або діяти самостійно (ДСТУ 2390–94)
Апарат	Посудина, яка обладнана внутрішніми пристроями та призначена для проведення хіміко - технологічних процесів (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Арматура (трубопровідна загальнопромислового призначення)	Сукупність пристроїв і приладів, установлюваних на трубопроводах та ємностях, які забезпечують керування потоком робочого середовища шляхом змінювання прохідного перерізу (ДСТУ 2611–94)
Балон	Посудина, яка має одну або дві горловини для установлювання вентилів, фланців або штуцерів, призначена для перевезення, зберігання і використання стиснених, зріджених або розчинених під тиском газів (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Бочка	Посудина циліндричної або іншої форми, яку можна перекочувати з одного місця на інше і ставити на торці без додаткових опор, призначена для перевезення, зберігання рідких та інших речовин (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Вид навантажування	Класифікаційне угруповання способів навантажування, що утворюють в об'єкті заданий напружено-деформований стан (ДСТУ 2824–94)

Вікно оглядове	Пристрій, який дозволяє здійснювати спостереження за робочим середовищем (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Вісь напружень головна	Пряма, перпендикулярна головній площадці (ДСТУ 2825–94)
Втома (матеріалу)	Процес поступового накопичення пошкоджень, утворення та розвитку тріщин у матеріалі під дією циклічного навантажування (ДСТУ 2825–94) Процес поступового нагромадження пошкоджень матеріалу під дією змінних напружень, який призводить до зміни властивостей, появи тріщин, їх розвитку та руйнування матеріалу (ДСТУ 2860–94)
Втрати корозійні	Кількість металу, що перетворюється на продукти корозії за визначений час (ДСТУ 3830–98), (ДСТУ 2733–94)
Вузол	Складальна одиниця, яка може складатися окремо від інших складових частин виробу чи виробу в цілому та виконувати певну функцію у виробі одного призначення лише разом з іншими складовими частинами (ДСТУ 2390–94)
Границя витривалості, σ_R; τ_R (Нд. <i>Межа витривалості</i>)	Максимальне за абсолютним значенням напруження циклу, за якого ще не відбувається втомне руйнування матеріалу протягом заданої кількості циклів навантажування (ДСТУ 2825–94)
Границя корозійної втоми	Найбільше механічне напруження, яке після певної кількості циклів навантаження та заданих корозійних умов ще не руйнує метал (ДСТУ 3830–98)
Границя міцності (Нд <i>Межа міцності</i>)	Умовне напруження, що відповідає найбільшому навантаженню, досягнутому до поділу зразка на частини (ДСТУ 2825–94)
Границя плинності (умовна)	Напруження, за якого залишкова деформація зразка досягає обумовленої нормативно-технічними документами величини (ДСТУ 2825–94)

Границя плинності фізична (Нд <i>Межа плинності, границя текучості, межа текучості</i>)	Найменше умовне напруження, за якого зразок деформується без помітного збільшення навантаження (ДСТУ 2825–94)
Границя повзучості (Нд. <i>Межа повзучості</i>)	Напруження, за якого швидкість деформації повзучості або деформація повзучості за визначений час (за умовою) дорівнює заданій (ДСТУ 2825–94)
Границя пропорційності (Нд <i>Межа пропорційності</i>)	Найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається лінійна залежність між напруженнями і деформаціями у зразку (ДСТУ 2825–94)
Границя пружності (Нд <i>Межа пружності</i>)	Найбільше умовне напруження, за якого з обумовленим відхиленням зберігається пружність у разі деформування зразка (ДСТУ 2825–94)
Границя тривалої міцності (Нд <i>Межа довгочасної міцності</i>)	Напруження, за якого зразок досягає поділу на частини за обумовлений час дії навантаження (ДСТУ 2825–94)
Деформація	Відносна величина взаємного зміщення точок об'єкта в результаті його деформування (ДСТУ 2825–94)
Деформування	Процес взаємного зміщення точок об'єкта під час його навантажування (ДСТУ 2825–94)
Дифузор	Фасонна частина для плавного збільшення перерізу трубопроводу (ДСТУ 2388–94)

Діаметр номінальний	Параметр, що використовується як характеристика, загальна для всіх компонентів трубопроводів, крім таких, що характеризуються зовнішнім діаметром або діаметром різьби (ДСТУ 2485–94). Номінальний діаметр приблизно дорівнює внутрішньому діаметра трубопроводу в міліметрах і не має розмірності. Позначення номінального діаметра складається з літерного сполучення DN і числа, що вибирається з ряду, наведеного в ДСТУ ГОСТ 28338:2008, яке приблизно дорівнює внутрішньому діаметра трубопроводу в міліметрах (так, номінальний діаметр компонентів трубопроводів з внутрішнім діаметром приблизно 125 мм повинен позначатися DN125)
Днище	Невід'ємна частина корпусу посудини, яка обмежує внутрішню порожнину з торця (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Довговічність	Властивість об'єкта виконувати потрібні функції до переходу в граничний стан при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту (ДСТУ 2860–94)
Елемент посудини	Складальна одиниця посудини, призначена для виконання однієї з основних функцій посудини (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Заглушка	Знімна деталь, яка дозволяє герметично закривати отвори штуцера або бобишки (СОУ МПП 71.120–217:2009)
З'єднання зварне; звар	Нерознімне з'єднання заготовок, яке виконується зварюванням (ДСТУ 3761.3–98)
З'єднання пресове	З'єднання складових частин виробу з гарантованим натягом, який утворюється внаслідок того, що розмір охоплюваної деталі більший від відповідного розміру охоплювальної деталі (ДСТУ 2390–94)
З'єднання різьбове	З'єднання складових частин виробу із застосуванням деталі, що має різьбу (ДСТУ 2390–94)

З'єднання розвальцьоване	З'єднання складових частин виробу шляхом розширення охоплюваної деталі або стиснення охоплювальної деталі (ДСТУ 2390–94)
З'єднання рознімне (Нд <i>З'єднання розбірне</i>)	З'єднання, яке розбирається без порушення цілісності складових частин виробу (ДСТУ 2390–94)
З'єднання спаяне	З'єднання, утворене паянням (ДСТУ 3761.4–98)
З'єднання фальцьоване	З'єднання складових частин виробу шляхом сумісного загинання їхніх країв (ДСТУ 2390–94)
З'єднання фланцеве	Нерухоме рознімне з'єднання оболонок, герметичність якого забезпечується шляхом стискання ущільнювальних поверхонь безпосередньо одна з одною або за допомогою розміщених між ними прокладок із більш м'якого матеріалу, стиснених кріпильними деталями (ДНАОП 0.00-1.07–94). З'єднання складових частин виробу із застосуванням фланців (ДСТУ 2390–94)
Змійовик	Теплообмінний пристрій, виконаний у вигляді зігнутої труби (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Клапан (Нд <i>Вентиль</i>)	Вид арматури, в якій перекидаючий (регулювальний) елемент зворотно-поступально переміщується паралельно до осі потоку робочого середовища, що проходить крізь прохідний перетин (ДСТУ 2611–94)
Коефіцієнт Пуассона	Відношення абсолютних величин поперечної та поздовжньої лінійних деформацій за лінійного напруженого стану до границі пропорційності (ДСТУ 2825–94)
Коліно	Фасонна частина прямого трубопроводу, яка змінює напрямок руху потоку (ДСТУ 2388–94)
Компенсатор температурний	Пристрій для компенсації різниці температурних розширень корпусу й теплообмінних труб (ДСТУ 2582–94)
Конфузор	Фасонна частина для плавного зменшення перерізу трубопроводу (ДСТУ 2388–94)

Концентрація деформацій	Підвищення деформацій у місцях зміни форми або порушень, суцільності матеріалу (ДСТУ 2444–94)
Концентрація напружень	Підвищення напружень у місцях зміни форми або порушень, суцільності матеріалу (ДСТУ 2444–94)
Корпус	Основна складальна одиниця, яка складається з обичайки і днища (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Кран (трубопровідний)	Вид арматури, в якій перекривальний (регулювальний) елемент, що має форму тіла обертання або частини його з отвором для пропускання потоку робочого середовища, повертається довкола власної осі, довільно розташованій відносно напрямку потоку, що проходить крізь прохідний перетин (поворотіві перекриваючого (регулювального) елемента може передувати зворотно-поступальний рух) (ДСТУ 2611–94)
Кришка	Знімна частина посудини, яка закриває внутрішню порожнину (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Люк	Пристрій, який забезпечує доступ у внутрішню порожнину посудини (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Машина	Пристрій, що виконує механічні рухи для перетворення енергії та матеріалів з метою заміни чи полегшення фізичної й розумової праці людини (ДСТУ 2410–94)
Місткість	Об'єм внутрішньої порожнини посудини, що визначається за заданими на кресленнях номінальними розмірами (СОУ МПП 71.120–217:2009)

Міцність	Властивість матеріалу чинити опір навантаженням без руйнування (міцність матеріалу оцінюють границею міцності (тимчасовим опором) – максимальним умовним напруженням, яке витримує зразок) (ДСТУ 2860–94). Здатність матеріалу витримувати напруження без руйнування (ДСТУ 2825–94)
Модуль пружності під час зсуву (Нд <i>Модуль зсуву</i>)	Відношення дотичного напруження до відповідної кутової деформації за чистого зсуву до границі пропорційності (ДСТУ 2825–94)
Модуль пружності під час розтягу (Нд <i>Модуль Юнга</i>)	Відношення нормального напруження до відповідної лінійної деформації за лінійного напруженого стану до границі пропорційності (ДСТУ 2825–94)
Момент згинальний	Момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно осі, заданої в площині перерізу (ДСТУ 2825–94)
Момент крутний	Момент внутрішніх сил у перерізі об'єкта відносно заданої осі, нормальної щодо площини перерізу (ДСТУ 2825–94)
Навантаження	Чинник або сукупність чинників, дія яких на об'єкт призводить до зміни його напружено-деформованого стану (ДСТУ 2825–94)
Напруження	Вектор внутрішніх сил, що діють на одиницю площі даної елементарної площадки під час стягування її у точку (ДСТУ 2825–94)
Напруження головне	Нормальне напруження, що діє на головній площадці (ДСТУ 2825–94)
Напруження граничне	Найменше значення напруження, яке призводить до недопустимих деформацій об'єкта або його руйнування (ДСТУ 2825–94)

Напруження допустиме	Відношення граничного напруження до коефіцієнта запасу міцності, регламентованого нормативними документами (ДСТУ 2825–94)
Напруження дотичне	Складова вектору напруження, що лежить у площині елементарної площадки його дії (ДСТУ 2825–94)
Напруження нормальне	Складова вектору напруження, спрямована по нормалі до елементарної площадки його дії (ДСТУ 2825–94)
Обичайка	Циліндрична або конічна оболонка замкнутого профілю, відкрита з торців. (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Оболонка	Об’єкт, обмежений двома поверхнями, відстань між якими значно менша від інших його розмірів (ДСТУ 2825–94)
Опір втомі	Властивість матеріалу протистояти втомі (ДСТУ 2442–94), (ДСТУ 2444–94), (ДСТУ 2860–94)
Опір розвитку тріщини	Міра опору матеріалу сталому росту тріщини під час одноразового (короткочасного) навантаження, що виражається величиною одного з параметрів механіки руйнування (ДСТУ 2442–94)
Опора	Пристрій для встановлення посудини в робочому положенні й передавання навантажень від посудини на фундамент або несучу конструкцію (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Площадка головна	Елементарна площадка, на якій дотичні напруження відсутні (ДСТУ 2825–94)
Повзучість	Необоротне зростання деформацій у матеріалі з часом під дією навантаження (ДСТУ 2825–94)
Посудина	Герметично закрита ємкість, призначена для ведення хімічних, теплових та інших технологічних процесів, а також для зберігання і перевезення газоподібних, рідких та інших речовин. Границею посудини є вхідні та вихідні штуцери. (СОУ МПП 71.120–217:2009)

Пружність	Здатність матеріалу повністю відновлювати недеформований стан після усунення напружень (ДСТУ 2825–94)
Пучок трубний	Частина теплообмінника, яка складається з теплообмінних труб, трубних решіток і перегоронок (ДСТУ 2582–94)
Резервуар	Стаціонарна посудина, призначена для зберігання газоподібних, рідких та інших речовин (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Релаксація напружень	Довільне зменшення напружень у матеріалі, пов'язане з перерозподілом між пружною й пластичною деформаціями (ДСТУ 2328–93), (ДСТУ 2825–94)
Решітка трубна	Деталь теплообмінника (випарного апарата тощо) з отворами для вставлення й закріплення в них теплообмінних труб (ДСТУ 2582–94)
Розподіл навантаження [напруження, деформації]	Сукупність значень, навантаження [напруження, деформації] чи їх частостей, яка визначає міру імовірності кожної величини (ДСТУ 2444–94)
Сила зовнішня	Механічна дія на об'єкт розрахунку з боку об'єкта, усуненого під час розрахункової схематизації (ДСТУ 2825–94)
Сила нормальна	Поздовжня складова рівнодійної внутрішніх сил у перерізі об'єкта (ДСТУ 2825–94)
Сила поверхнева	Зовнішня сила, розподілена по поверхні об'єкта розрахунку (ДСТУ 2825–94)
Сила поперечна	Дотична складова рівнодійної внутрішніх сил у перерізі об'єкта (ДСТУ 2825–94)
Стрижень	Об'єкт, довжина якого значно перевищує інші його розміри (ДСТУ 2825–94)
Тиск внутрішній	Надлишковий тиск, який діє на внутрішню поверхню стінки посудини (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск дозволений	Максимально допустимий тиск посудини, установлений за результатами розрахунку на міцність і технічного огляду або діагностування. (СОУ МПП 71.120–217:2009)

Тиск зовнішній	Надлишковий тиск, який діє на зовнішню поверхню стінки посудини (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск надлишковий	Різниця абсолютного тиску й тиску навколишнього середовища, показаного барометром (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск номінальний (Нд <i>Тиск умовний</i>)	Літерно-числове позначення, що характеризує надлишковий тиск, за якого забезпечується заданий термін служби арматури та з'єднань трубопроводів за температури робочого середовища 293 К (20 °С) (ДСТУ 3543–97). Позначення тиску складається з літерного сполучення «PN» та числової частини, що є значенням тиску в кГ/см ² , на якій проведено розрахунок на міцність арматури та з'єднань трубопроводів за характеристиками міцності вибраних матеріалів, що відповідають температурі 293 К (20 °С) (наприклад, PN10)
Тиск пробний	Надлишковий тиск, при якому треба проводити гідравлічне випробування посудини або її елементів на міцність (щільність). (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск робочий	Максимальний надлишковий тиск за нормальних умов експлуатації (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск розрахунковий	Максимальний надлишковий тиск, на який здійснюється розрахунок посудини на міцність (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Тиск умовний	Розрахунковий тиск при температурі 20 °С, який використовується при розрахунку на міцність стандартних посудин (вузлів, деталей, арматури) (СОУ МПП 71.120–217:2009).
Труба	Виріб відносно великої довжини кільцеподібної, овальної, багатокутної чи іншої форми порожнистого поперечного перерізу з повністю замкненим контуром (ДСТУ 2643–94)

Трубчатка	Частина теплообмінника, яка складається з трубного пучка й корпусу (кожуха) (ДСТУ 2582–94)
Цистерна	Пересувна посудина, постійно встановлена на рамі залізничного вагону, на шасі автомобіля (причепа) або на інших засобах пересування, призначена для перевезення і зберігання газоподібних, рідких та інших речовин. (СОУ МПП 71.120–217:2009)
Швидкість деформації	Швидкість зміни форми або розмірів тіла (ДСТУ 2328–93) Зміна деформації за одиницю часу (ДСТУ 2824–94), (ДСТУ 2825–94)
Швидкість деформування	Швидкість взаємного зміщення точок об'єкта під час його деформування (ДСТУ 2824–94), (ДСТУ 2825–94)
Швидкість навантаження	Зміна величини параметра механіки руйнування за одиницю часу (ДСТУ 2442–94)
Швидкість навантажування	Зміна навантаження за одиницю часу (ДСТУ 2824–94), (ДСТУ 2825–94)
Штуцер	Елемент, призначений для приєднання до посудини трубопроводів, трубопровідної арматури, контрольно-вимірювальних приладів тощо (СОУ МПП 71.120–217:2009); штуцер звичайно складається з патрубку та фланця

1 ПОСУДИНИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Вимоги до посудин та апаратів

Для створення сучасного обладнання хімічних виробництв повинні, по можливості, виконуватись наведені нижче основні взаємозв'язані між собою вимоги.

1. *Висока продуктивність*, яка найчастіше досягається за рахунок інтенсифікації технологічних процесів (отримання найкращих гідравлічних режимів, збільшення швидкостей, тисків, температур і т. ін.), переходу до 2-х та 3-х змінного режиму роботи.

2. *Безперервність технічних процесів*, що у свою чергу призводить до підвищення продуктивності і дає можливість автоматизувати роботу технологічного обладнання.

3. *Автоматизація робіт* дозволяє скоротити кількість робочого персоналу, спростити обслуговування і досягти високої продуктивності обладнання.

4. *Забезпечення високої якості продукції, що випускається*. Ця вимога є важливою при тривалій та відповідальній експлуатації виробів.

5. *Низькі питомі металоємність, матеріалоємність та витрати енергії*, чим забезпечується економія сировини, енергозатрат і зменшення вартості продукції, що випускається.

6. *Простота конструкції, компактність, технологічність* (зручність монтажу, демонтажу), *доступність вузлів та деталей*.

7. *Надійність при експлуатації*. Надійність визначають міцність, жорсткість, стійкість, герметичність і довговічність обладнання. Це дуже важлива характеристика для обладнання, яке експлуатується у широкому діапазоні температур, тисків, швидкостей; при обробці агресивних, токсичних, вибухо- і пожежонебезпечних середовищ.

8. *Високий рівень стандартизації та уніфікації*. Застосування стандартизації та уніфікації хімічного обладнання, складальних одиниць і деталей спрощує і здешевлює його проектування, виготовлення і експлуатацію.

9. *Безпечність роботи обслуговуючого персоналу*. Обов'язково мають бути витримані допустимі температури, концентрації шкідливих речовин, рівні шуму та вібрації і т. ін.

10. *Відповідність вимогам технічної естетики*. Зовнішній вигляд і забарвлення обладнання повинні надавати приємний емоційний вплив на робітника. При обслуговуванні обладнання необхідно виключити велику кількість операцій, їх виконання у незручному робочому положенні і при застосуванні великих зусиль.

11. *Транспортабельність*, тобто додержання вимог габариту і вантажопідйомності засобів транспортування відповідно до існуючих нормативних документів.

1.2 Вимоги до конструкції

Наведені вимоги відповідають СОУ МПП 71.120-217:2009 [8] і поширюються на сталеві зварні посудини та апарати (далі посудини), що працюють під тиском не більше ніж 16 МПа (160 кгс/см²), без тиску (під налив) або під вакуумом із залишковим тиском не нижче ніж 665 Па (5 мм рт. ст.) при температурі стінки не нижче мінус 70 °С.

Вимоги не поширюються:

- на посудини з товщиною стінки більше ніж 120 мм;
- на посудини, які працюють під вакуумом із залишковим тиском нижче ніж 665 Па (5 мм. рт. ст.);
- на посудини, які призначені для транспортування нафтових і хімічних продуктів;
- на резервуари для зберігання хімічних і нафтопродуктів, проєктовані у відповідності з спеціальними правилами;
- на посудини військових відомств;
- на трубчаті печі.

1.2.1 Загальні вимоги до конструкції

Конструкція посудин повинна бути технологічною, надійною протягом розрахункового терміну експлуатації, забезпечувати безпеку при виготовленні, монтажу та експлуатації, передбачати можливість огляду (у тому числі внутрішньої поверхні), очищення, промивання, продувки та ремонту, контролю технічного стану під час діагностування, а також контроль за відсутністю тиску та відбору проб середовища перед відкриттям посудини.

Якщо конструкція посудини під час технічного посвідчення не дозволяє проведення зовнішнього та внутрішнього оглядів або гідравлічного випробування, тоді розробник посудини повинен в технічному проєкті вказувати методику, періодичність та обсяг контролю посудини, виконання яких забезпечить своєчасне виявлення та усунення дефектів.

На кожній посудині повинен бути вентиль, кран або інший пристрій, що дозволяє контролювати відсутність тиску в посудині перед її відкриттям. Тип пристрою та місце його розташування визначає розробник технічної документації. Вентиль, кран або пристрій дозволено розташовувати на технологічних трубопроводах

При проектуванні посудин повинні враховуватись вимоги "Правил перевезення вантажів залізничним, водним і автомобільним транспортом".

Розрахунки на міцність посудин, їх елементів, у тому числі на міцність від втомленості для посудин, що працюють в умовах циклічних та знакозмінних навантажень, треба проводити згідно з чинними нормативними документами, узгодженими з Держгірпромнаглядом України.

За відсутності стандартизованого методу розрахунок на міцність повинен бути узгоджений з головною організацією.

При проектуванні посудин необхідно враховувати навантаження, що виникають при монтажі і залежать від способу монтажу.

Креслення загального виду повинно містити:

- робочий тиск, МПа (кГ/см^2);
- розрахунковий тиск, МПа (кГ/см^2);
- пробний тиск, МПа (кГ/см^2);
- мінімальну допустиму мінусову температуру стінки, що знаходиться під тиском, $^{\circ}\text{C}$;
- характеристику робочого середовища (клас небезпечності згідно з ГОСТ 12:1.007, вибухонебезпечність, пожежонебезпеку згідно з ГОСТ 12.1.004, склад);
- товщину стінок посудини, мм;
- додаток для компенсації корозії, мм;
- розрахунковий термін експлуатації, рік;
- масу (транспортну, монтажу), кг;
- центр маси;
- групу посудини (згідно з таблицею 1.1).

Додаткові технічні характеристики та параметри:

- мінімальна та максимальна температура середовища (за необхідності), $^{\circ}\text{C}$;
- число циклів навантаження за весь термін експлуатації (для посудин, що працюють із кількістю головних циклів навантаження від тиску, стиснення температурних деформацій або інших видів навантаження), більше 1000;
- додаток для компенсації ерозії (за необхідності), мм;
- сейсмічність (у районах із сейсмічністю 7 балів та більше за 12- бальною шкалою), бал;
- місткість, м^3 ;
- район території за швидкісним натиском вітру (для посудин колонного типу, установлених на відкритих майданчиках).

Для стандартних посудин дозволено замість робочого тиску вказувати умовний тиск, при цьому необхідно на кресленні навести таблицю меж

застосування за тиском та температурою.

Для стандартних посудин, що працюють під тиском $p \leq 0,07$ МПа, дозволено не вказувати склад середовища, мінімальну та максимальну температуру середовища. При цьому у паспорті посудини необхідно зробити запис, що ці дані вказує підприємство до пуску посудини в експлуатацію.

Посудини, які транспортують у складеному вигляді, а також частини їх, що транспортують окремо, повинні мати стропові пристрої (захватні пристосування) для проведення вантажно-розвантажувальних робіт, піднімання та встановлення посудин у проектне положення.

Дозволено за узгодженням монтажної організації та розробником технічної документації замість стропових пристроїв використовувати технологічні штуцери та горловини, уступи, бурти та інші конструктивні елементи посудин.

Залежно від параметрів (розрахункового тиску і температури стінки), а також робочого середовища посудини підрозділяються на групи. Група посудин визначається за вимогами таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Група посудин [8]

Група посудин	Розрахунковий тиск p , МПа	Розрахункова температура t , °С	Характер робочого середовища	
1	Понад 0,07	Незалежно	Вибухонебезпечне або пожежонебезпечне, або 1, 2 класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007	
2	Понад 0,07 до 2,5	Понад 400	Будь-яке, за винятком вказаного для 1 групи посудин	
	Понад 2,5 до 5	Понад 200		
	Понад 4 до 5	Нижче мінус 40		
	Понад 5	Незалежно		
3	Понад 0,07 до 1,6	Нижче мінус 20, Понад 200 до 400		
	Понад 1,6 до 2,5	До 400		
	Понад 2,5 до 4	До 200		
	Понад 4 до 5	Понад мінус 40 до 200		
4	Понад 0,07 до 16	Понад мінус 20 до 200		
5а	До 0,07	Незалежно		Вибухонебезпечне або пожежонебезпечне або 1, 2, 3 класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
5б			Вибухонебезпечне або пожежонебезпечне або 4 класу небезпеки за ГОСТ 12.1.007	

Групу для посудин із порожнинами, які мають різні параметри та характер середовища, дозволено визначати для кожної порожнини окремо.

Посудини, що працюють під вакуумом або під налив треба відносити до груп 5а або 5б.

1.2.2 Мінімальні товщини елементів посудин

Виконавча товщина елементів посудин розраховується за формулою

$$S = S_R + C + C_0, \quad (1.1)$$

де S_R – розрахункова товщина; C – сума додатків до розрахункової товщини, м; C_0 – додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа, м.

Суму додатків до розрахункової товщини C відповідно до ГОСТ 34233.1 [9] належить визначати за формулою

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (1.2)$$

де C_1 – додаток для компенсації корозії і (або) ерозії; C_2 – додаток для компенсації мінусового допуску; C_3 – технологічний додаток.

Додаток для компенсації корозії і ерозії:

$$C_1 = v_{кор} \tau + C_e, \quad (1.3)$$

де $v_{кор}$ – швидкість корозії (проникність), м/рік; τ – строк служби апарата у роках; C_e – додаток для компенсації ерозії, м.

Звичайно, при $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік додаток для компенсації корозії не розраховують за формулою (1.3), а приймають 10^{-3} м. Якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує, складова додатку C_1 для компенсації корозії приймається $2 \cdot 10^{-3}$ м.

Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.

Додаток для компенсації корозії до товщини внутрішніх елементів повинен бути:

$2C_1$ – для незнімних навантажених елементів, а також для внутрішніх кришок і трубних решіток теплообмінників;

$0,5C_1$, але не менше 2 мм – для знімних навантажених елементів;

C_1 – для незнімних ненавантажених елементів.

При наявності на плоскій кришці або трубній решітці канавок додаток для компенсації корозії приймається з урахуванням глибини цих канавок.

Для внутрішніх знімних ненавантажених елементів додаток для компенсації корозії не враховується.

Якщо через робочі умови недоцільно збільшувати товщину стінки за рахунок додатка для компенсації корозії, тоді рекомендується корозійний захист: плакування, футерування або наплавлення.

Додаток для компенсації корозії не враховується при виборі металевих прокладок для фланцевих з'єднань, болтів, опор, теплообмінних стояків, труб і перегородок.

Додаток C_e належить враховувати у таких випадках:

- 1) при переміщенні середовища в посудині зі значними швидкостями (для рідких середовищ – більше 20 м/с, для газоподібних – більше 100 м/с);
- 2) при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок;
- 3) при ударній дії середовища на деталь [3].

Додаток на компенсацію мінусового допуску C_2 і технологічний додаток C_3 враховують у випадках, коли їх сумарне значення перебільшує 5% номінальної товщини листа [9].

Технологічний додаток C_3 передбачає компенсацію стоншення стінки елемента посудини при технологічних операціях: витягці, штампуванні, гнутті труб і т. ін. Залежно від прийнятої технології цей додаток належить враховувати при розробці робочих креслень. Технологічний додаток C_3 не включає в себе округлення розрахункової товщини до стандартної товщини листа.

При розрахунку випуклих днищ, що виготовлені штампуванням, технологічні додатки для компенсації стоншення враховують у всіх випадках.

Товщини обичайок, днищ, опор з урахуванням додатка для компенсації корозії повинні бути не менше $D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3}$ м при застосуванні вуглецевих і низьколегованих сталей і не менше $2,5 \cdot 10^{-3}$ м, якщо ці елементи виготовлені зі сталей аустенітного і аустенітно-феритного класів, де D - внутрішній діаметр обичайки, днища, опори, м.

1.2.3 Випуклі днища

Заготовки випуклих днищ допускається виготовляти зварними із частин, як вказано на рис.1.1.

Відстані a і a_1 від осі заготовки до центра зварного шва (за винятком півсферичних) повинні бути не більше $1/5$ внутрішнього діаметра днища.

При виготовленні заготовок за рис. 1.1м кількість пелюстків не

регламентується.

Допускається виготовляти випуклі днища із штампованих пелюстків і кульового сегмента.

Якщо по центру днища встановлюється штуцер, тоді кульовий сегмент допускається не виготовляти.

Кругові шви випуклих днищ (за винятком півсферичних), які виготовлені із штампованих пелюстків і кульового сегмента або заготовок за рис. 1.1м, повинні розташовуватись від центра днища на відстані по проекції не більше $1/3$ внутрішнього діаметра днища.

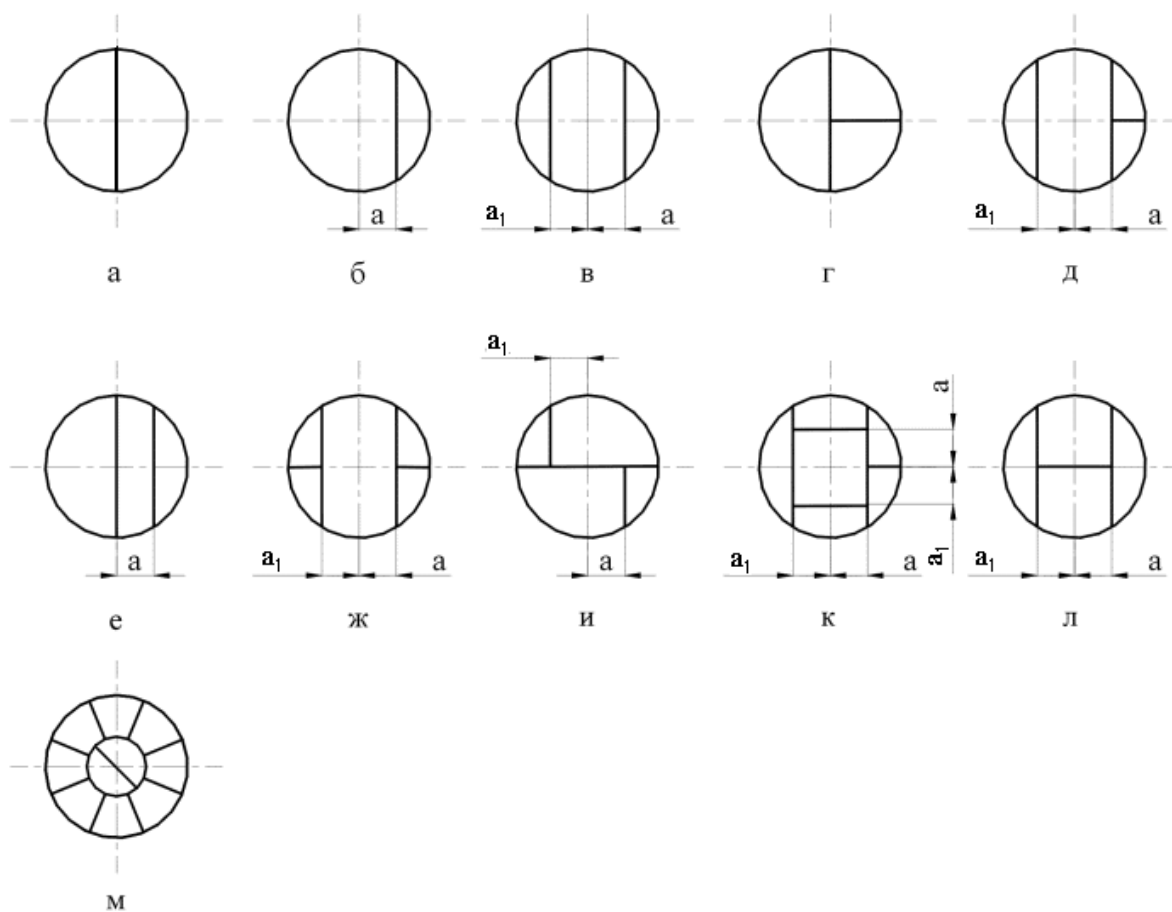


Рисунок 1.1 – Заготовки випуклих днищ

Найменша відстань між меридіанними швами у місці їх примикання до кульового сегмента або штуцера, який встановлений по центру днища замість кульового сегмента, а також між меридіанними швами і швом на кульовому сегменті, повинна бути більше трикратної товщини днища, але не менше 100 мм по осях швів.

Основні розміри еліптичних днищ визначаються за діючими нормативними документами. Дозволено інші базові діаметри еліптичних

днищ за умови, що висота опуклої частини не менше 0,25 внутрішнього діаметра днища.

В посудинах з товщиною стінки обичайки $S \geq 40$ мм дозволено застосовувати напівсферичні складові днища (рисунок 1.2) за виконання умов:

1) нейтральні вісі напівсферичної частини днища та перехідної частини обичайки корпусу повинні збігатися. Збіг повинен бути передбачений та забезпечений дотриманням розмірів, що вказані на кресленні;

2) зміщення δ_s нейтральних осей напівкульової частини днища і перехідної частини обичайки корпусу не повинно перевищувати $0,5(S - S_0)$, де S_0 – виконавча товщина стінки днища;

3) висота l перехідної частини обичайки корпусу повинна бути не менше $3y$, де y – відстань від краю днища до краю обичайки.

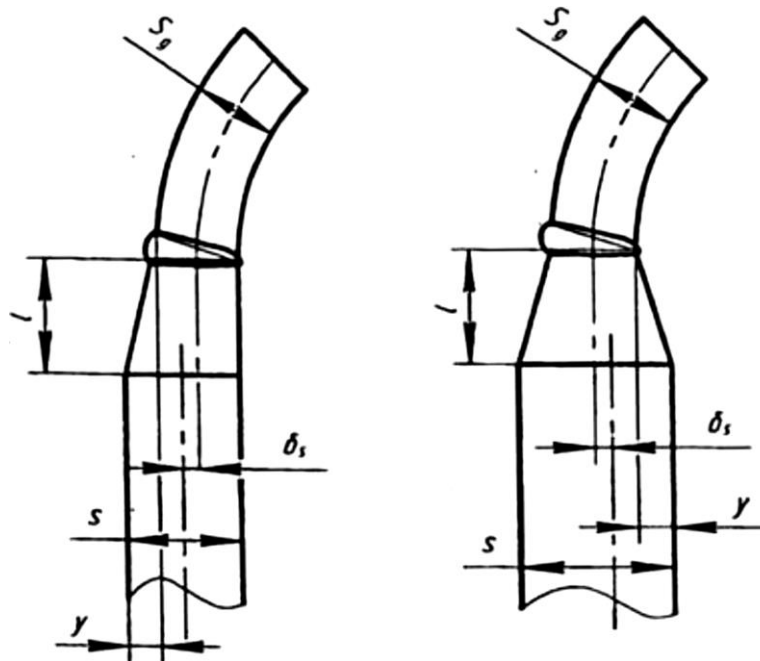


Рисунок 1.2 – Заготовки випуклих днищ

Сферичні невідбортовані днища дозволено застосовувати у посудинах 5а та 5б груп за винятком тих, що працюють під вакуумом.

Сферичні невідбортовані днища у посудинах 1, 2, 3, 4 груп та тих, що працюють під вакуумом, дозволено застосовувати лише як елемент фланцевих кришок.

Сферичні невідбортовані днища (рисунок 1.3) повинні:

- мати радіус сфери R не менше ніж $0,85D$ та не більше внутрішнього діаметра днища D ;
- приварюватися зварним швом із суцільним проваром.

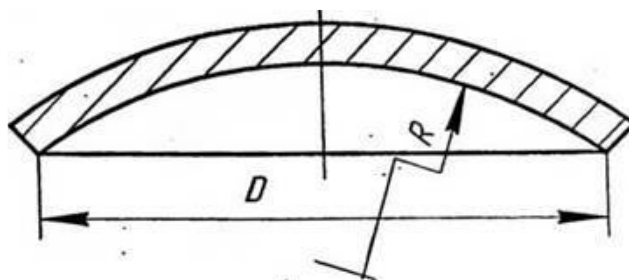


Рисунок 1.3 – Сферичне невідбортоване днище

Торосферичні днища повинні мати:

- висоту опуклої частини, виміряну за внутрішньою поверхнею, не менше ніж $0,2$ внутрішнього діаметра днища;
- внутрішній радіус відбортовки не менше ніж $0,1$ внутрішнього діаметра днища;
- внутрішній радіус кривини центральної частини не більше внутрішнього діаметра днища.

1.2.4 Конічні днища

Дозволено застосовувати конічні невідбортовані днища або переходи:

- а) для посудин 1, 2, 3, 4 груп, якщо центральний кут при вершині конуса не більше ніж 45° ;
- б) для посудин, що працюють під зовнішнім тиском або вакуумом, якщо центральний кут при вершині конуса не більше ніж 60° .

Можливість застосування конічних невідбортованих днищ з центральними кутами більше 60° повинна вирішуватися у кожному окремому випадку головними організаціями і за узгодженням Держгірпромнагляду України.

Частини опуклих днищ у поєднанні з конічними днищами або переходами дозволено застосовувати без обмеження кута при вершині конуса.

1.2.5 Плоскі днища

Плоскі днища (рисунок 1.4), що застосовують у посудинах груп 1, 2, 3,4 треба виготовляти з поковок, за дотримання таких умов:

- відстань від початку закруглення до осі зварного шва повинна бути не менше ніж $0,25\sqrt{DS}$;
- радіус закруглення $r \geq 2,5S$ (рисунок 1.4а);

– радіус кільцевої виточки $r \geq 2,5S$ (рисунок 1.4б), але не менше ніж 8 мм;

– найменша товщина днища у місці кільцевої виточки $S_e \geq 0,8S_\partial$, але не менше товщини обичайки S .

Дозволено виготовляти плоскі днища з листового прокату, якщо відбортовку виконано штампуванням або обкатуванням крайки листа з загином на 90° .

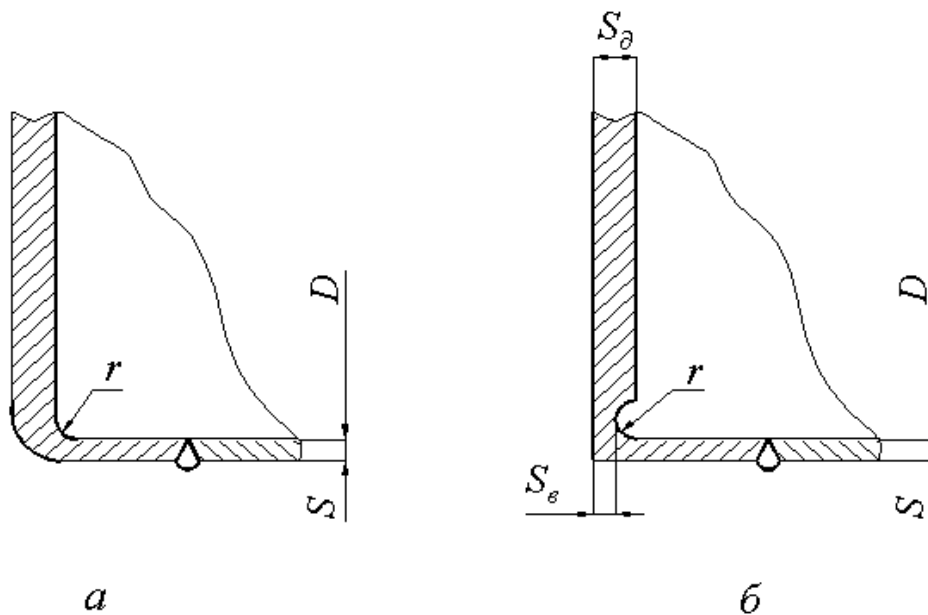


Рисунок 1.4 – Конструкції плоских днищ

Дозволено застосувати плоскі невідбортовані днища внутрішнім діаметром не більше ніж 500 мм у посудинах 1, 2, 3 груп та без обмеження за діаметром у посудинах 4, 5 груп, при цьому приварювання до обичайки плоских невідбортованих днищ треба здійснювати швом з проваром за всією товщиною днища.

1.2.6 Відбортовані і перехідні елементи

Для відбортованих і перехідних елементів посудин (рис. 1.5), за винятком штуцерів, компенсаторів і випуклих днищ, відстань l_3 від початку закруглення відбортованого елемента до обробленої крайки залежно від товщини стінки відбортованого елемента приймається за таблицею 1.2. Радіус відбортовки $R_B \geq 2,5S$.

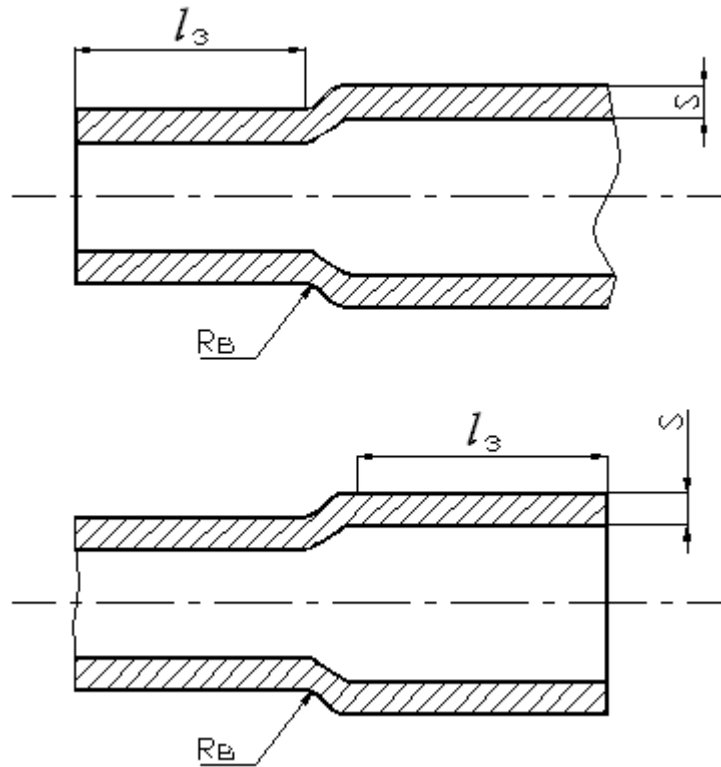


Рисунок 1.5 – Відбортовані і перехідні елементи

Таблиця 1.2. Значення відстані l_3 залежно від товщини стінки відбортованого елемента S [8]

Товщина стінки відбортованого елемента, S , м	Довжина циліндричного борта, l_3 , м
До 0,005	0,015
Вище 0,005 до 0,010	$2S+0,005$
Вище 0,010 до 0,020	$S+0,015$
Вище 0,020	$S/2+0,025$

1.2.7 Вимоги до люків, лючків, бобишок і штуцерів

Посудини повинні бути обладнані люками або оглядовими лючками для огляду, очищення, безпечної роботи щодо захисту від корозії, монтажу та демонтажу розбірних внутрішніх пристроїв, ремонту і контролю посудин. Кількість люків і лючків визначає розробник проекту посудини. Люки і лючки необхідно розташовувати у доступних для користування місцях.

Кожна посудина повинна мати бобишки або штуцери для наповнення водою та зливу, видалення повітря при гідравлічному випробуванні.

Штуцери та бобишки на вертикальних посудинах повинні бути розташовані з урахуванням можливого проведення гідравлічного випробовування як у вертикальному, так і у горизонтальному положенні.

З цією метою дозволено використовувати технологічні бобишки та штуцери.

Посудини з внутрішнім діаметром більше 0,8 м повинні мати люки. Внутрішній діаметр люків круглої форми у посудин, які встановлюються на відкритому повітрі, повинен бути не менше 0,45 м, а у посудин, які розташовуються у приміщенні – не менше 0,4 м. Розміри люків овальної форми по найменшій і найбільшій осям овалу повинні бути не менше 0,325 × 0,4 м.

У посудинах, які не мають корпусних фланцевих роз'ємів і підлягають внутрішньому антикорозійному захисту неметалевими матеріалами, внутрішній діаметр люка повинен бути не менше 0,8 м.

Посудини з внутрішнім діаметром до 0,8 м повинні мати круглий або овальний лючок розміром за найменшої осі не менше ніж 80 мм.

Для кришок люків масою більше ніж 20 кг повинні бути передбачені пристрої для полегшення їх відкриття та закриття.

Шарнірно-відкидні або вставні болти, які закладають у прорізі, хомути та інші затискні пристрої люків, кришок та фланців, повинні бути захищені від зсуву або ослаблення.

Допускається проектувати без люків:

посудини, які призначені для роботи з речовинами 1 і 2 класів небезпеки і не спричиняють корозії і накипу, незалежно від їх діаметра (при цьому посудини повинні мати необхідну кількість оглядових лючків);

кожухотрубні теплообмінні апарати і посудини з привареними оболонками незалежно від діаметра;

посудини, які мають знімні кришки, а також які забезпечують можливість проведення внутрішнього огляду без демонтажу трубопроводів горловини або штуцера.

1.2.8 Розташування отворів

Розташування отворів в еліптичних і півсферичних днищах не регламентується.

Розташування отворів на торосферичних днищах допускається у межах центрального сферичного сегмента. При цьому відстань від зовнішньої кромки отвору до центра днища, яке вимірюється по хорді, повинна бути не більше 0,4 зовнішнього діаметра днища.

Отвори для люків, лючків і штуцерів у посудинах 1, 2, 3, 4 груп повинні розташовуватися поза зварних швів.

Розташування отворів допускається:

– на поздовжніх швах циліндричних і конічних обичайок посудин,

якщо діаметр отворів не більше 150 мм;

- на кільцевих швах циліндричних і конічних обичайок посудин без обмеження діаметра отворів;

- на швах випуклих днищ без обмеження діаметра отворів при умові 100-відсоткової перевірки зварних швів днищ радіографічним або ультразвуковим методом;

- на швах плоских днищ;

- на поздовжніх швах корпусів без обмеження діаметра отворів для посудин, що працюють під налив або під вакуумом.

Отвори не дозволяється розташовувати у місцях перетину зварних швів посудин 1, 2, 3, 4 груп, крім випадку конструкції випуклих днищ по рис. 1.1м.

Отвори для люків, лючків, штуцерів в посудинах 5 групи дозволяється розташовувати на зварних швах без обмежень по діаметру.

1.2.9 Вимоги до внутрішніх і зовнішніх пристроїв

Внутрішні пристрої у посудинах (змійовики, тарілки, перегородки і ін.), які заважають огляду і ремонту, повинні бути знімними.

При використанні приварних пристроїв необхідно передбачити можливість їх огляду, очищення, промивки, продувки і ремонту. Якщо конструкція посудини не дозволяє проведення огляду або гідравлічного випробування, тоді розробник посудини повинен у технічній документації вказати методику, періодичність та об'єм контролю для своєчасного виявлення та усунення дефектів.

Внутрішні приварні пристрої необхідно конструювати так, щоб було забезпечено видалення повітря і повне спорожнення апарата при гідравлічних випробуваннях у горизонтальному і вертикальному положеннях.

Оболонки, які застосовуються для зовнішнього обігрівання або охолодження посудин можуть бути знімними або приварними.

Всі глухі частини складальних одиниць та елементів внутрішніх пристроїв повинні мати дренажні отвори, які розташовані у найнижчих місцях цих складальних одиниць та елементів, для забезпечення повного зливу рідини у випадках зупинки посудини.

Всі глухі порожнини посудин та їх частин повинні мати отвори для видалення повітря.

Вимоги до виготовлення наведені в посібнику [3] і СОУ МПП 71.120–217:2009 [8].

Запитання для самоконтролю до підрозділів 1.1 і 1.2

1. Класифікувати вимоги до машин і апаратів хімічних виробництв.
2. Проаналізувати вимоги до машин і апаратів, які необхідні для забезпечення надійності при експлуатації.
3. Проаналізувати загальні вимоги до зварних посудин і апаратів.
4. Пояснити відмінність розрахункової товщини елементів посудин від виконавчої товщини.
5. Пояснити як визначаються додатки до розрахункової товщини елементів посудин.
6. Пояснити як визначається додаток до розрахункової товщини елементів посудин для компенсації корозії і ерозії.
7. Навести вимоги до конструкцій зварних випуклих днищ.
8. Навести вимоги до конструкцій плоских днищ.
9. Навести вимоги до конструкцій відбортованих і перехідних елементів посудин.
10. Навести вимоги до розташування отворів у посудинах.
11. Навести вимоги до конструкцій внутрішніх і зовнішніх пристроїв у посудинах.

Приклади до підрозділу 1.2

1. *Завдання.* Визначити виконавчу товщину S стінки посудини.

Вихідні дані. Розрахункова товщина стінки посудини $S_R = 0,00695$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через одnobічний контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,07$ мм/рік, термін роботи посудини $\tau = 15$ років, сума технологічного додатка C_3 і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки посудини. Додаток на компенсацію ерозії C_e не враховується.

Рішення. Виконавча товщина стінки посудини $S = S_R + C + C_0$;

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік додаток для компенсації корозії C_1 розраховується за формулою $C_1 = v_{кор} \cdot \tau = 0,07 \cdot 15 = 1,05$ мм = $1,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Через те, що $C_2 + C_3 < 0,05S$, C_2 і C_3 не враховуються при розрахунку.

Тоді $S = 0,00695 + 1,05 \cdot 10^{-3} + 0 = 0,008$ м (додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа $C_0 = 0$ м).

2. *Завдання.* Визначити виконавчу товщину S стінки обичайки, яка зварена з листового прокату.

Вихідні дані. Розрахункова товщина стінки посудини $S_R = 0,0045$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,07$ мм/рік, термін роботи посудини $\tau = 15$ років, сума технологічного додатка C_3 і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки посудини. Має місце двобічний контакт з корозійним середовищем. Додаток на компенсацію ерозії C_e не враховується.

Рішення. Виконавча товщина стінки посудини $S = S_R + C + C_0$;

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік і корозійне середовище знаходиться з обох боків стінки, додаток для компенсації корозії C_1 розраховується за формулою $C_1 = 2v_{кор} \cdot \tau = 2 \cdot 0,07 \cdot 15 = 1,05$ мм = $2,1 \cdot 10^{-3}$ м.

$C_2 + C_3 < 0,05S$, тому C_2 і C_3 не враховуються при розрахунку.

Тоді $S = 4,5 \cdot 10^{-3} + 2,1 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,007$ м (додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа $C_0 = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м через те, що найближча товщина листового прокату дорівнює 7 мм).

3. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки обичайки, яка зварена з листового прокату.

Вихідні дані. Розрахункова товщина стінки посудини $S_R = 0,0047$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через одnobічний контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,04$ мм/рік, термін роботи посудини $\tau = 15$ років, сума технологічного додатка C_3 і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки посудини. Має місце двобічний контакт з корозійним середовищем. Додаток на компенсацію ерозії C_e не враховується.

Рішення. Виконавча товщина стінки посудини $S = S_R + C + C_0$;

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$

Через те, що $v_{кор} < 0,05$ мм/рік, приймається додаток для компенсації корозії $C_1 = 10^{-3}$ м.

$C_2 + C_3 < 0,05S$, тому C_2 і C_3 не враховуються при розрахунку.

Тоді $S = 4,7 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3} + 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,006$ м (додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа $C_0 = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м через те, що найближча товщина листового прокату дорівнює 6 мм).

4. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки обичайки із вуглецевої сталі.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр обичайки $D = 2$ м. Розрахункова товщина стінки обичайки $S_R = 0,0025$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через однобічний контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,07$ мм/рік, термін служби $\tau = 15$ років, сума технологічного додатка C_3 і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки посудини. Додаток на компенсацію ерозії C_e не враховується.

Рішення. Виконавча товщина стінки обичайки $S = S_R + C + C_0$;

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік додаток для компенсації корозії C_1 розраховується за формулою $C_1 = v_{кор} \cdot \tau = 0,07 \cdot 15 = 1,05$ мм = $1,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Через те, що $C_2 + C_3 < 0,05S$, C_2 і C_3 не враховуються при розрахунку.

Тоді $S = 0,0025 + 1,05 \cdot 10^{-3} + C_0 = 3,55 \cdot 10^{-3} + C_0$ м.

Товщини обичайок, днищ, опор із вуглецевої сталі з урахуванням додатка для компенсації корозії повинні бути не менше $D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3}$ м.

$$D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} == 2/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Тобто приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки $S = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м.

5. Завдання. Визначити виконавчу товщину S незнімного навантаженого елемента.

Вихідні дані. Розрахункова товщина незнімного навантаженого елемента $S_R = 0,0045$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,06$ мм/рік, термін роботи посудини $\tau = 15$ років, додатки до розрахункової товщини $C_2 = 0$, $C_3 = 0$, $C_e = 0$. Додаток до розрахункової товщини незнімного навантаженого елемента $C_0 = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м

Рішення. Виконавча товщина стінки посудини $S = S_R + C + C_0$.

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$.

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік і розраховується незнімний навантажений елемент, додаток для компенсації корозії C_1 визначається за формулою

$$C_1 = 2 v_{кор} \cdot \tau = 2 \cdot 0,06 \cdot 15 = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Тоді $S = 4,5 \cdot 10^{-3} + 1,8 \cdot 10^{-3} + 0,2 \cdot 10^{-3} = 0,0065$ м.

6. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки обичайки із аустенітної сталі.

Вихідні дані Розрахункова товщина стінки обичайки $S_R = 0,0025$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через одnobічний контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,07$ мм/рік, термін служби $\tau = 15$ років, сума технологічного додатка C_3 і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки обичайки. Додаток на компенсацію ерозії C_e не враховується.

Рішення. Виконавча товщина стінки обичайки $S = S_R + C + C_0$;

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік додаток для компенсації корозії C_1 розраховується за формулою $C_1 = v_{кор} \cdot \tau = 0,07 \cdot 15 = 1,05$ мм = $1,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Через те, що $C_2 + C_3 < 0,05S$, C_2 і C_3 не враховуються при розрахунку.

Тоді $S = 0,0025 + 1,05 \cdot 10^{-3} + 0,45 \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 10^{-3}$ м (додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа $C_0 = 0,45 \cdot 10^{-3}$ м через те, що найближча товщина листового прокату дорівнює 4 мм).

З урахуванням вимоги, що товщина обичайки з урахуванням додатка для компенсації корозії, яка виконана із сталі аустенітного класу, повинна бути не менше $2,5 \cdot 10^{-3}$ м остаточно приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки

$S = 4,0 \cdot 10^{-3}$ м.

7. Завдання. Визначити виконавчу товщину S знімного навантаженого елемента.

Вихідні дані. Розрахункова товщина знімного навантаженого елемента $S_R = 0,0045$ м, швидкість корозії матеріалу стінки через контакт з корозійним середовищем $v_{кор} = 0,06$ мм/рік, термін роботи посудини $\tau = 15$ років, додатки до розрахункової товщини $C_2 = 0$, $C_3 = 0$, $C_e = 0$, $C_0 = 0$.

Рішення. Виконавча товщина стінки посудини $S = S_R + C + C_0$.

Сума додатків до розрахункової товщини $C = C_1 + C_2 + C_3$.

Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік і розраховується знімний навантажений елемент, додаток для компенсації корозії C_1 необхідно визначати за формулою $C_1 = \min\{0,5 v_{кор} \cdot \tau; 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}\}$.

$$0,5 v_{кор} \cdot \tau = 2 \cdot 0,06 \cdot 15 = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Тобто остаточно приймаємо $C_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м.

Тоді $S = 4,5 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3} = 0,0065$ м.

1.3 Розрахункові параметри і допустимі напруження

Наведені визначення і величини відповідають ГОСТ 34233.1–2017 і СОУ МПП 71.120-217:2009 [8, 9].

1.3.1 Температура

Розрахункову температуру t використовують для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу й допустимих напружень, а також при розрахунку на міцність з урахуванням температурного впливу.

Розрахункову температуру визначають на підставі теплотехнічних розрахунків або результатів випробувань, а також на підставі досвіду експлуатації аналогічних посудин.

За розрахункову температуру стінки посудини або апарата припускають найбільше значення температури стінки елемента з урахуванням температурних умов, які очікуються при експлуатації. Якщо робоча температура середовища нижча за 20 °С, тоді за розрахункову температуру для визначення допустимих напружень беруть температуру 20 °С.

Якщо неможливо виконати теплові розрахунки або вимірювання та якщо під час експлуатації температура стінки підвищується до температури стичного середовища, то за розрахункову температуру належить брати найбільшу температуру середовища, але не нижче 20 °С.

Для обігрівання відкритим полум'ям, відпрацьованими газами або електронагрівниками розрахункова температура має бути більшою від температури середовища на 20 °С у разі закритого обігрівання й більшою на 50 °С у разі відкритого обігрівання, якщо немає точніших даних.

1.3.2 Тиск

Під *робочим тиском $p_{роб}$* для посудини та апарата належить розуміти максимальний внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, що виникає за нормального проходження робочого процесу без урахування гідростатичного тиску середовища та допустимого короточасного підвищення тиску під час дії запобіжного клапана або інших запобіжних пристроїв.

Під *розрахунковим тиском p* у робочих умовах для елементів посудин і апаратів слід розуміти тиск, на який виконують їх розрахунок на міцність.

Розрахунковий тиск для елементів посудини або апарата беруть зазвичай таким, що дорівнює або вище від робочого тиску.

З підвищенням тиску в посудині або апараті під час дії запобіжних пристроїв більш ніж на 10 %, порівняно з робочим, елементи апарата мають бути розраховані на цей тиск. Якщо в посудині або апараті під час дії запобіжних пристроїв тиск підвищується не більше ніж на 10 %,

порівняно з робочим, тоді в розрахунках елементів це не враховується.

Для елементів, що розділяють простори з різними тисками (наприклад, в апаратах з теплообмінними оболонками), як розрахунковий тиск належить брати або послідовно тиск у кожному просторі, або тиск, що потребує більшої товщини стінки. Якщо забезпечується одночасна дія тисків, тоді допускається виконувати розрахунок на різницю цих тисків. Різницю тисків застосовують як розрахунковий тиск також для елементів, які відокремлюють простори з внутрішнім надлишковим тиском від простору з абсолютним тиском, що менший від атмосферного. Якщо немає точних даних про різницю між абсолютним тиском і атмосферним, тоді абсолютний тиск припускають таким, що дорівнює нулю.

Якщо на елемент посудини або апарата діє гідростатичний тиск, що дорівнює 5 % від робочого й більше, то розрахунковий тиск для цього елемента потрібно підвищити на це значення.

Під *пробним тиском* у посудині або апараті належить розуміти тиск, за якого випробовують посудину або апарат.

Для всіх посудин, за винятком литих, пробний тиск визначають за формулою

$$p_{\text{п}} = 1,25 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]_{20}$ – допустиме напруження за температури 20 °С, МПа; $[\sigma]$ – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа.

Відношення $[\sigma]_{20}/[\sigma]$ беруть за тим з використаних матеріалів елементів посудини (обичайки, днища, фланці, кріпильні елементи, патрубки та ін.), для якого воно найменше.

Для литих посудин, а також деталей, що виготовлені з литва, пробний тиск визначають за формулою

$$p_{\text{п}} = 1,5 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}.$$

Гідравлічні випробування криогенних посудин за наявності вакууму в ізоляційному просторі мають бути проведені пробним тиском (МПа), що визначають за формулою

$$p_{\text{п}} = 1,25 p - 0,1.$$

Під *розрахунковим тиском* в умовах випробування для елементів посудин або апаратів слід розуміти тиск, якому вони піддаються під час пробного випробування, включаючи гідростатичний тиск, якщо він дорівнює 5 % або більше від пробного тиску.

Під *умовним тиском* $p_{\text{у}}$ належить розуміти найбільший надлишковий тиск за температури середовища 293 К (20 °С), відповідно до якого допустима тривала робота обладнання, що має задані розміри,

обґрунтовані розрахунками на міцність обраних матеріалів за характеристиками їх міцності, відповідних температурі 293 К (20 °С).

Примітка. Для арматури та з'єднань трубопроводів застосовують номінальний тиск – літерно-числове позначення, що характеризує надлишковий тиск, за якого забезпечується заданий термін експлуатації арматури та з'єднань трубопроводів за температури робочого середовища 293 К (20 °С). Позначення номінального тиску складається з літерного сполучення «PN» і числової частини, що є значенням тиску в кгс/см².

ДСТУ ISO 7268:2009 [10] установлює такий ряд числових значень позначення номінальних тисків: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 16; 25; 40; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000.

1.3.3 Навантаження

Як *розрахункові зусилля й моменти* беруть діючі для відповідного стану навантаження (наприклад, під час експлуатації, випробування або монтажу), внутрішні зусилля й моменти, що виникають від дії власної маси посудини або апарата, маси робочого середовища, інерційних навантажень, навантажень від реакції опор і приєднаних трубопроводів, сейсмічних, вітрових, снігових та інших зовнішніх навантажень.

Розрахункові зусилля й моменти від вітрових, сейсмічних та інших зовнішніх навантажень визначають за ГОСТ 34283.

1.3.4 Допустиме напруження

Допустиме напруження $[\sigma]$ для розрахунку за граничними навантаженнями посудин і апаратів, що працюють в умовах статичних одноразових навантажень визначають за формулами:

– для вуглецевих, низьколегованих марганцевистих та марганцево-кременистих, легованих хромомолібденових та хромомолібденованадієвих, феритних, аустенітно-феритних, мартенситних сталей та сплавів на залізнікелевій основі

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{R_T \text{ або } R_{0,2}}{n_T}; \frac{R_B}{n_B}; \frac{R_{D \cdot 10^5}}{n_D}; \frac{R_{1\% \cdot 10^5}}{n_{\Pi}} \right); \quad (1.4)$$

– для аустенітних хромонікелевих сталей, алюмінію, міді і їх сплавів

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{R_{1,0}}{n_T}; \frac{R_B}{n_B}; \frac{R_{D \cdot 10^5}}{n_D}; \frac{R_{1\% \cdot 10^5}}{n_{\Pi}} \right). \quad (1.5)$$

де η – поправочний коефіцієнт; R_T – мінімальна границя плинності за розрахункової температури, МПа; $R_{0,2}$ – мінімальне значення умовної границі плинності при остаточному видовженні 0,2 % за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить

0,2 %), МПа; $R_{l,0}$ – мінімальне значення умовної границі плинності при остаточному видовженні 1 % за розрахункової температури (напруження, за якого залишкове видовження становить 1 %), МПа; R_s – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) за розрахункової температури, МПа; $R_{д,10^5}$ – середнє значення границі тривалої міцності за 10^5 год. за розрахункової температури, МПа; $R_{1\%,10^5}$ – середня 1 %-ва границя повзучості за 10^5 год. за розрахункової температури, МПа; n_T – коефіцієнт запасу міцності за границею плинності; n_s – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності; n_d – коефіцієнт запасу міцності за границею тривалої міцності; n_n – коефіцієнт запасу міцності за границею повзучості.

Границю повзучості використовують для визначення допустимого напруження у випадках, коли немає даних про границю тривалої міцності або в умовах експлуатації треба обмежити величину деформації (переміщення).

Через брак даних про умовну границю плинності за одинвідсоткового залишкового подовження використовують значення умовної границі плинності за 0,2% залишкового подовження.

За відсутності даних про границю плинності та тривалої міцності допустиме напруження для алюмінію, міді та їх сплавів обчислюють за формулою

$$[\sigma] = \frac{R_B}{n_{вп}}, \quad (1.6)$$

де $n_{вп}$ – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності для алюмінію, міді та їх сплавів.

Допустиме напруження для титанових сплавів обчислюють за формулою

$$[\sigma] = \frac{R_B}{n_{вТ}}, \quad (1.7)$$

де $n_{вТ}$ – коефіцієнт запасу міцності за границею міцності для титану та його сплавів.

Для умов випробування допустимі напруження для вуглецевих, низьколегованих марганцевистих та марганцево-кременистих, легованих хромомолібденових та хромомолібденованадієвих, феритних, аустенітно-феритних, мартенситних сталей та сплавів на залізнікелевій основі визначають за формулою

$$[\sigma] = \eta \frac{R_T^{20} \text{ або } R_{0,2}^{20}}{n_T}, \quad (1.8)$$

а для аустенітних сталей, алюмінію, міді і їх сплавів за формулою

$$[\sigma] = \eta \frac{R_{0,2}^{20} \text{ або } R_{1,0}^{20}}{n_T}. \quad (1.9)$$

Індекс «20» у розрахункових формулах (1.8) і (1.9) означає, що наведені границі міцності визначають за температури 20 °С.

Якщо допустиме напруження для робочих умов визначають за формулою (1.6), тоді для посудин з алюмінію, міді та їх сплавів допустиме напруження для умов випробування обчислюють за формулою

$$[\sigma] = \frac{R_B^{20}}{n_{ВП}}, \quad (1.10)$$

де R_B^{20} – мінімальне значення тимчасового опору (границі міцності) за температури 20 °С, МПа.

Для умов випробувань посудин з титанових сплавів допустиме напруження обчислюють за формулою

$$[\sigma] = \frac{R_B^{20}}{n_{ВТ}}. \quad (1.11)$$

Значення коефіцієнтів запасу міцності n_T , n_B , n_D , n_P у формулах (1.4) – (1.11) мають відповідати поданим у табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Значення коефіцієнтів запасу міцності залежно від умов навантаження [9]

Умова навантаження	Коефіцієнт запасу міцності							
	формули (1.1), (1.2), (1.5), (1.6)				алюміній, мідь та їх сплави (формули (1.3), (1.7))	алюмінієві ливарні сплави (формули (1.3), (1.7))	титановий листовий прокат та прокатні труби (формули (1.4), (1.8))	титанові прутки та поковки (формули (1.4), (1.8))
	n_T	n_B^*	n_D	n_P	$n_{ВП}$	$n_{ВП}$	$n_{ВТ}$	$n_{ВТ}$
Робочі умови	1,5	2,4	1,5	1,0	3,5	7,0	2,6	3,0
Умови випробування:								
гідравлічні	1,1	–	–	–	1,8	3,5	1,8	1,8
випробування								
пневматичні	1,2	–	–	–	2,0	3,5	2,0	2,0
випробування								
Умови монтажу	1,1	–	–	–	1,8	3,5	1,8	1,8

*Для аустенітної хромонікелевої сталі, алюмінію, міді та їх сплавів $n_B = 3,0$.

Якщо допустиме напруження для аустенітних сталей визначають за умовною межею плинності при залишковому подовженні 0,2%, тоді для робочих умов допускається приймати $n_T = 1,3$.

Розрахунок на міцність циліндричних обичайок і конічних елементів, опуклих і плоских днищ і кришок, фланців для умов випробування проводити не потрібно, якщо розрахунковий тиск в умовах випробування буде меншим, ніж розрахунковий тиск у робочих умовах, помножений на $1,35 [\sigma]_{20} / [\sigma]$.

Поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ за винятком сталевих виливок; для виливок, що підлягають індивідуальному методу неруйнівного контролю $\eta = 0,8$; для інших виливок $\eta = 0,7$.

Для сталей, що широко використовують у хімічному, нафтохімічному й нафтопереробному машинобудуванні, допустимі напруження для робочих умов, якщо $\eta = 1$, наведено у додатку А.

Дозволяється допустиме напруження за температури $20\text{ }^\circ\text{C}$ визначати за формулами (1.4)–(1.7) відповідно до гарантованих значень механічних характеристик згідно зі стандартами або технічними умовами на сталі з урахуванням товщини листового прокату. У разі підвищених температур допустимі напруження з урахуванням товщини прокату і груп міцності сталі дозволяється визначати відповідно до затвердженої нормативно-технічної документації.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 1.3

1. Пояснити як визначають розрахункову температуру.
2. Дати визначення робочому, розрахунковому, пробному, умовному тискам.
3. Пояснити відмінність розрахункового тиску від робочого тиску.
4. Надати алгоритм визначення розрахункового тиску.
5. Пояснити як розраховується пробний тиск.
6. Пояснити як визначають допустимі напруження.

Приклади до підрозділу 1.3

1. *Завдання.* Визначити робочий тиск $p_{роб}$ у посудині. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Абсолютний тиск у посудині становить $p_{абс} = 8$ ата.

Рішення. Надлишковий тиск $p_n = p_{абс} - p_{атм} = 8 - 1 = 7$ ати.

Через те, що $1\text{ кгс/см}^2 = 0,0981\text{ МПа}$, а за визначенням робочий тиск є надлишковим тиском без врахування гідростатичного тиску, короткочасного підвищення тиску під час спрацювання запобіжних пристроїв і т. ін.

$p_{роб} = p_n = 7 \cdot 0,0981 = 0,6867\text{ МПа}$.

2. Завдання. Визначити розрахунковий тиск p у посудині.

Вихідні дані. Робочий тиск становить $p_{роб} = 0,5$ МПа, висота шару рідини в посудині $H_p = 3,2$ м, густина рідини $\rho = 1250$ кг/м³.

Рішення. Гідростатичний тиск $p_z = \rho g H_p = 1250 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 39240$ Па
 $p_z / p_{роб} = 0,039240 / 0,5 = 0,078 > 0,05$,

тому $p = p_{роб} + p_z = 0,5 + 0,039 = 0,539$ МПа.

3. Завдання. Визначити гідростатичний тиск p_z у посудині.

Вихідні дані. Висота шару рідини становить $H_p = 3,2$ м, густина рідини $\rho = 1250$ кг/м³.

Рішення. Гідростатичний тиск
 $p_z = \rho g H_p = 1250 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 39240$ Па = 0,039 МПа.

4. Завдання. Визначити розрахунковий тиск p (МПа) у посудині.

Вихідні дані. Робочий тиск становить $p_{роб} = 1,1$ МПа, висота шару рідини $H_p = 0,9$ м, густина рідини $\rho = 1400$ кг/м³.

Рішення. Гідростатичний тиск
 $p_z = \rho g H_p = 1400 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 12361$ Па = 0,012361 МПа
 $p_z / p_{роб} = 0,012361 / 1,1 = 0,0112 < 0,05$, тому $p = p_{роб} = 1,1$ МПа.

5. Завдання. Визначити розрахунковий тиск p у посудині. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Абсолютний тиск становить $p_{абс} = 6,0$ ата, висота шару рідини в посудині $H_p = 3,2$ м, густина рідини $\rho = 1250$ кг/м³.

Рішення. Надлишковий тиск
 $p_n = p_{абс} - p_{атм} = 6 - 1 = 5$ ати = 0,4905 МПа ($1 \text{ кгс/см}^2 = 0,0981$ МПа).

Робочий тиск

$p_{роб} = p_n = 0,4905$ МПа.

Гідростатичний тиск

$p_z = \rho g H_p = 1250 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 39240$ Па = 0,03924 МПа

Відношення $p_z / p_{роб} = 0,03924 / 0,4905 = 0,08 > 0,05$, тому

$p = p_{роб} + p_z = 0,4905 + 0,03924 = 0,52974$ МПа.

6. Завдання. Визначити пробний тиск p_u для зварної посудини.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск становить $p = 0,8$ МПа, допустиме напруження матеріалу посудини при розрахунковій температурі $[\sigma] = 140$ МПа і допустиме напруження матеріалу посудини при 20°C $[\sigma]_{20} = 150$ МПа.

$$\text{Рішення. } p_u = 1,25 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 0,8 \frac{150}{140} = 1,07 \text{ МПа.}$$

7. Завдання. Визначити пробний тиск p_u для литої посудини.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск становить $p = 0,8$ МПа, допустиме напруження матеріалу посудини при розрахунковій температурі $[\sigma] = 140$ МПа і допустиме напруження матеріалу посудини при 20°C $[\sigma]_{20} = 150$ МПа.

$$\text{Рішення. } p_u = 1,5 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,5 \cdot 0,8 \frac{150}{140} = 1,286 \text{ МПа.}$$

8. Завдання. Визначити пробний тиск p_u для криогенної посудини при наявності вакууму в ізоляційному просторі.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск становить $p = 0,8$ МПа.

$$\text{Рішення. } p_u = 1,25 p - 0,1 \text{ МПа} = 1,25 \cdot 0,8 - 0,1 = 0,9 \text{ МПа.}$$

9. Завдання. Визначити пробний тиск p_u для зварної посудини.

Вихідні дані. Робочий тиск становить $p_{роб} = 0,5$ МПа, висота шару рідини в посудині $H_p = 3,2$ м, густина рідини $\rho = 1250$ кг/м³, допустиме напруження матеріалу посудини при розрахунковій температурі $[\sigma] = 140$ МПа і допустиме напруження матеріалу посудини при 20°C $[\sigma]_{20} = 150$ МПа.

$$\begin{aligned} \text{Рішення. Гідростатичний тиск } p_z &= \rho g H_p = 1250 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 39240 \text{ Па} \\ p_z / p_{роб} &= 0,039240 / 0,5 = 0,078 > 0,05, \text{ тому розрахунковий тиск} \\ p &= p_{роб} + p_z = 0,5 + 0,039 = 0,539 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$$\text{Пробний тиск } p_u = 1,25 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,25 \cdot 0,539 \frac{150}{140} = 0,722 \text{ МПа}$$

10. Завдання. Визначити пробний тиск p_u для литої посудини.

Вихідні дані. Робочий тиск становить $p_{роб} = 1,1$ МПа, висота шару рідини в посудині $H_p = 0,9$ м, густина рідини $\rho = 1400$ кг/м³, допустиме напруження матеріалу посудини при розрахунковій температурі $[\sigma] = 140$ МПа і допустиме напруження матеріалу посудини при 20°C $[\sigma]_{20} = 150$ МПа.

$$\begin{aligned} \text{Рішення. Гідростатичний тиск} \\ p_z &= \rho g H_p = 1400 \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 12361 \text{ Па} = 0,012361 \text{ МПа} \\ p_z / p_{роб} &= 0,012361 / 1,1 = 0,0112 < 0,05, \text{ тому розрахунковий тиск} \\ p &= p_{роб} = 1,1 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

$$\text{Пробний тиск } p_u = 1,5 p \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = 1,5 \cdot 1,1 \frac{150}{140} = 1,768 \text{ МПа}.$$

11. Завдання. Визначити розрахунковий тиск p для елемента, що розділяє простори з різними тисками, якщо забезпечується одночасна дія цих тисків.

Вихідні дані. Розрахункові тиски у просторах: $p_1 = 0,7$ МПа, $p_2 = 0,2$ МПа.

Рішення. Для випадку, коли забезпечується одночасна дія тисків, тоді допускається виконувати розрахунок на різницю цих тисків, тобто $p = p_1 - p_2 = 0,7 - 0,2 = 0,5$ МПа.

12. Завдання. Визначити допустиме напруження матеріалу сталевій зварної посудини при гідравлічних випробуваннях $[\sigma]$

Вихідні дані. Границя плинності сталі при 20°C : $R_T^{20} = 400$ МПа.

Рішення. Для випадку гідравлічних випробувань коефіцієнт запасу міцності за границею плинності $n_T = 1,1$; поправочний коефіцієнт для зварної конструкції $\eta = 1$.

Тому допустиме напруження матеріалу сталевій посудини при гідравлічних випробуваннях можна визначити за формулою:

$$[\sigma] = \eta \frac{R_T^{20}}{n_T} = 1 \frac{400}{1,1} = 363,64 \text{ МПа}.$$

2. МАТЕРІАЛИ, ЯКІ ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ У ХІМІЧНОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

При проектуванні посудин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв необхідно враховувати умови експлуатації обладнання, можливу зміну властивостей конструкційного матеріалу під впливом процесів, які здійснюються під час роботи чи появу нових шкідливих речовин.

При виборі матеріалу посудин та апаратів необхідно враховувати такі основні його характеристики в умовах експлуатації:

- 1) механічні властивості (міцність, модуль пружності під час розтягу, твердість та ін.);
- 2) густину;
- 3) теплопровідність;
- 4) коефіцієнт лінійного розширення;
- 5) технологічність у виготовленні (зварюваність, обробка різанням, ковкість, можливість паяння, склеювання);
- 6) корозійну стійкість;
- 7) вартість, дефіцитність.

Належить прагнути проектувати обладнання переважно з напівфабрикатів, які поставляються промисловістю, стандартних вузлів і деталей.

Найбільш поширеними конструкційними матеріалами є сплави на основі заліза і вуглецю: *сталі* (вміст вуглецю не більше 2 % за масою) і *чавуни* (вміст вуглецю більше 2 % за масою).

При проектній розробці устаткування, а в навчальному закладі при виконанні курсових та дипломних проєктів, необхідні знання фізичних, технологічних та механічних властивостей і характеристик конструкційних матеріалів. Ці відомості наведені в стандартах, довідниках, монографіях та інших літературних джерелах. У посібнику [1] наведені рекомендовані марки, механічні властивості, призначення та умови використання листової сталі, труб, поковок, виливок, сортового й фасонного прокату.

Сталі поділяються:

за способом виробництва: на бесемерівські, конверторні, мартенівські та одержані з електричних печей;

за хімічним складом: на вуглецеві й леговані;

за використанням: на конструкційні, спеціальні (інструментальні, пружинні, електротехнічні) і спеціального призначення (нержавіючі, жаро- і холодостійкі);

за якістю: на сталі звичайної якості, якісні, високоякісні та особовисокоякісні;

за структурою: на перлітні, аустенітні, феритні й мартенситні;
за міцністю: на сталі нормальної міцності (границя міцності R_e до 1000 МПа); підвищеної міцності (R_e до 1500 МПа) і високоміцні (R_e до 2000 МПа).

У таблиці 2.1 наведено поділ сталей на класи.

Таблиця 2.1. Поділ сталей на класи

Клас сталі	Марка сталі
Вуглецевий	Ст3, 10, 20, 15К, 16К, 18К, 20К, 20Ю4
Низьколегований, марганцевистий, Кремнемарганцевистий	16ГС, 17ГС, 17ПС, 09Г2С, 10Г2СФ, 10Г2С1, 10Г2, 10Г2С1Д, 09Г2, 09Г2СЮ4, 16ГМЮ4, 09Г2СФБ
Низьколегований, хромомолібденовий, Хромомолібденованадієвий	12МХ, 12ХМ, 12ХІМФ, 15ХМ, 10Х2ГНМ, 1Х2М1, 20Х2МА
Мартенситний	15Х5, 15Х5М, 15Х5ВФ, 12Х8ВФ, 20Х13, Х9М, 12Х13
Феритний	08Х13, 08Х17Т, 15Х25Т
Аустенітний	10Х14Г14Н4Т, 08Х18Н10Т, 08Х18Н12Б, 10Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т, 03Х17Н14М3, 12Х18Н12Т, 02Х18Н11, 02Х8Н22С6, 03Х19АГ3Н10Т, 07ХГ3АГ20, 12Х18Н10Т, 12Х18Н9Т, 03Х21Н21МУГБ
Сплави на залізонікелевій і нікелевій основі	06Х28МДТ, ХН32Т, 03Х28МДТ
Аустенітноферитний	08Х22Н6Т, 12Х21Н5Т, 08Х18Г8Н2Т, 15Х18Н12С4ТЮ

При виборі конструктивних матеріалів треба дотримуватись діючих нормативних документів. Властивості і застосування сталей і чавунів наведені у посібниках [1, 3].

3 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТОНКОСТІННИХ ПОСУДИН, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ВНУТРІШНІМ ТИСКОМ

3.1 Основні теорії міцності

В об'ємі деталі виділимо елементарний кубик. По гранях виділеного кубика діють всі три головні нормальні напруження. Вважаємо, що $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ (рис. 3.1).

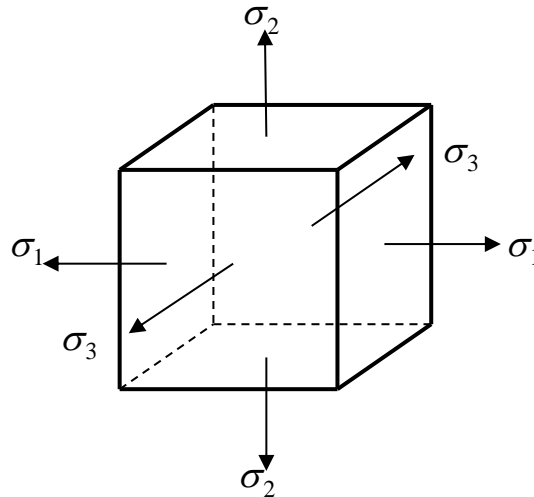


Рисунок 3.1 – Напрямок дії головних нормальних напружень

У випадку складного напруженого стану, коли два або всі три головні нормальні напруження σ_1 , σ_2 , σ_3 не дорівнюють 0, граничний (небезпечний) стан для одного і того ж матеріалу може бути при різних граничних значеннях головних нормальних напружень залежно від співвідношення між ними.

Експериментальна перевірка небезпечного стану виключається через безліч можливих співвідношень між σ_1 , σ_2 , σ_3 і важкість виконання таких експериментів. В цьому випадку використовують гіпотезу о найбільшому впливі на міцність матеріалу того чи іншого фактору.

Вибрані таким чином гіпотези називаються *механічними теоріями міцності*.

Введення критерію міцності дозволяє перейти від складного напруженого стану до еквівалентного, однаково небезпечному йому (з погляду міцності матеріалу) простому одновісному розтягуванню.

Еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ – це напруження, під дією якого матеріал в умовах простого розтягування-стискування опиняється в однаково небезпечному стані з даним складним напруженим станом.

I теорія міцності (критерій найбільших нормальних напружень).
 Припускається що небезпечний стан матеріалу визначається рівнем найбільшого нормального напруження:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 \leq [\sigma].$$

Ця теорія на практиці підтверджується лише для дуже крихких і достатньо однорідних матеріалів (скло, гіпс, цегла, деякі види кераміки).

II теорія міцності (критерій найбільших відносних лінійних деформацій). За критерій граничного стану приймають найбільшу по абсолютній величині лінійну деформацію:

$$|\varepsilon_{\max}| \leq [\varepsilon],$$

де ε_{\max} – найбільша лінійна деформація; $[\varepsilon]$ – допустима лінійна деформація.

Використовуючи узагальнений закон Гука $\varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)}{E}$ і враховуючи, що $[\varepsilon] = \frac{[\sigma]}{E}$, умову міцності напишемо у вигляді:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma],$$

де E - модуль пружності під час розтягу, МПа; μ – коефіцієнт Пуассона.

Ця теорія міцності раніше була достатньо поширеною, але зараз, зважаючи на малу достовірність, у розрахунковій практиці не рекомендується.

Може використовуватися тільки для крихкого стану матеріалів (леговані чавуни і високоміцні сталі після низького відпуску).

III теорія міцності (критерій найбільших дотичних напружень).
 Припускається, що небезпечний стан матеріалу визначається рівнем максимального дотичного напруження:

$$\tau_{\max} \leq [\tau],$$

де τ_{\max} – максимальне дотичне напруження, МПа; $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, МПа.

Найбільші дотичні напруження виникають на площадках, що знаходяться під кутом 45° до головних площадок. Через те, що $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$, а $[\tau] = \frac{[\sigma]}{2}$, III теорію міцності можна записати у вигляді:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

Ця теорія дає добрі результати для матеріалів, які чинять однаковий опір як розтягу, так і стиску.

Але теорія не враховує середнього по величині головного напруження σ_2 , хоч у більшості випадків вплив цього напруження на міцність матеріалу незначний.

IV теорія міцності (критерій питомої потенціальної енергії формозміни). Припускається, що небезпечний стан матеріалу, яким вважається плинність, визначається граничною величиною накопиченої енергії формозміни:

$$u_{\phi \max} \leq [u_{\phi}],$$

або через головні нормальні напруження вираз має такий вигляд [12]:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{0,5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma].$$

Ця теорія враховує всі три головні нормальні напруження.

Використовують для пластичних матеріалів, які чинять однаковий опір як розтягу так і стиску. Дає результати більш точні, ніж за III теорією міцності (різниця 7-15 %).

3.2 Основні визначення з геометрії симетричних оболонок

Стінка посудини має певну товщину S , внутрішню і зовнішню поверхні. Але при отриманні розрахункових формул найчастіше використовують серединну поверхню.

Серединна поверхня – геометричне місце точок, які рівновіддалені від внутрішньої і зовнішньої поверхонь стінки.

Осесиметрична серединна поверхня (симетрична серединна поверхня або оболонка обертання) – це така серединна поверхня, яка утворюється при обертанні твірної (плоскої кривої АВ) навкруг осі $X-X$. Вісь $X-X$ лежить у площині твірної і не пересікає її (рис 3.2).

Вісь обертання $X-X$ збігається з віссю оболонки.

Полюс - точка пересічення серединної поверхні з віссю обертання (точка А на рис. 3.2).

Меридіанна площина – площина, яка проходить через вісь обертання і обмежена серединною поверхнею (площина АСD на рис.3.2).

Меридіан – крива пересічення меридіанної площини із серединною поверхнею (на рис.3.2 АВ, АС, AD – меридіани).

Меридіани збігаються з твірними.

Паралельний круг – площина, яка перпендикулярна до осі обертання і обмежена серединною поверхнею (на рис.3.2 це площина EFKL).

Паралель – крива пересічення паралельного круга із серединною поверхнею (на рис. 3.2 це коло EFKL).

Перший головний радіус R_1 – радіус кривизни меридіана у меридіанній площині (на рис. 3.2 $R_1 = FM$).

Другий головний радіус R_2 – радіус кривизни паралелі у площині, яка перпендикулярна меридіану (на рис. 3.2 $R_2 = FN$).

Центр кривизни – кінець радіуса кривизни. Центри кривизни всіх других головних радіусів (точка N на рис.3.2) знаходяться на осі обертання, а обидва головні радіуси – на одній прямій, яка перпендикулярна до серединної поверхні. Геометричним місцем точок усіх других головних радіусів R_2 , які проведені до однієї паралелі на рис.3.2, є конічна поверхня.

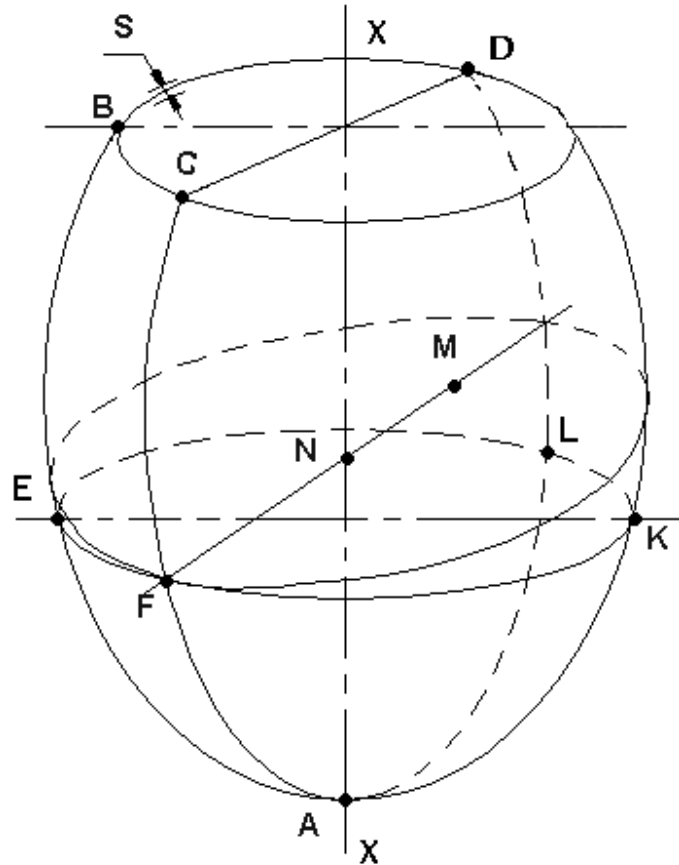


Рисунок 3.2 – Оболонка обертання

Для циліндра, у якого твірною є пряма, $R_1 = \infty$, а R_2 дорівнює радіусу серединної поверхні циліндра R . Для сфери і в полюсах еліпсоїда обертання $R_1 = R_2 = R$, де R – радіус серединної поверхні.

3.3 Особливості розрахунку на міцність тонкостінних оболонок. Безмоментна та моментна теорії розрахунку

Посудини і апарати, які застосовуються у хімічній, нафтохімічній, газовій, харчовій і суміжних галузях промисловості прийнято вважати тонкостінними, коли товщина їх стінок не перевищує 10 % внутрішнього діаметра. Тонкостінні посудини і апарати експлуатуються при тисках, що не перевищують 10 МПа.

В тонкостінних оболонках у робочих умовах виникають поздовжні і поперечні сили, а також згинаючі моменти. Звичайно тиск в тонкостінних посудинах невеликий і напруження вигину практично дуже мале порівняно з напруженням від розтягування. У більшості випадків при розрахунку тонкостінних оболонок обертання, які навантажені рівномірно розподіленим тиском, згинаючі моменти і поперечну силу не враховують. Теорія оболонок, яка враховує тільки розтягуючи або стискуючи зусилля, називається безмоментною теорією. Результати теоретичних досліджень [3] показали, що далеко від закріплених країв оболонок значення напружень, отриманих за безмоментною теорії, мало відрізняються від напружень, отриманих по точнішій моментній теорії. Через те, що розрахунки по моментній теорії звичайно складні, тому у ряді випадків застосування нескладних формул безмоментної теорії, коли краї оболонок розглядаються вільними, є цілком доцільним.

Розглянемо приклад навантаження циліндричної обичайки внутрішнім тиском. В цьому випадку в матеріалі стінки виникають кільцеві σ_T , нормальні σ_N і радіальні σ_r напруження, змінювання яких по товщині стінки обичайки здійснюються відповідно до рис.3.3 [11].

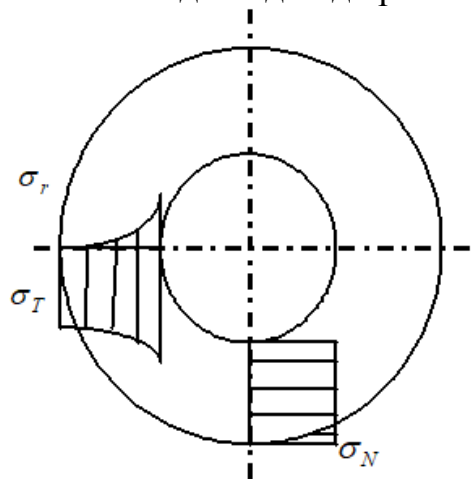


Рисунок 3.3 – Напруження в стінці циліндричної обичайки

Через те, що до тонкостінних обичайок відносяться такі, для яких виконується нерівність

$$\frac{S - C}{D} \leq 0,1,$$

відношення максимального кільцевого напруження σ_{Tmax} до мінімального σ_{Tmin} без врахування суми додатків до розрахункової товщини C не буде перевищувати 1,22. Це дозволяє для спрощення подальших розрахунків тонкостінних оболонок вважати кільцеве напруження σ_T постійним по товщині стінки.

Нормальне напруження σ_N по товщині стінки завжди постійне.

Величиною радіального напруження через її малість ($\sigma_r = -p$) можна нехтувати.

Таким чином, при розрахунках тонкостінних оболонок вважають, що:

$$\begin{cases} \sigma_T = \text{const}, \\ \sigma_N = \text{const}, \\ \sigma_r = 0. \end{cases}$$

3.4 Рівняння Лапласа

Розглянемо рівновагу елемента, який виділений із серединної поверхні осесиметричної оболонки з головними радіусами R_1 і R_2 (рис.3.4).

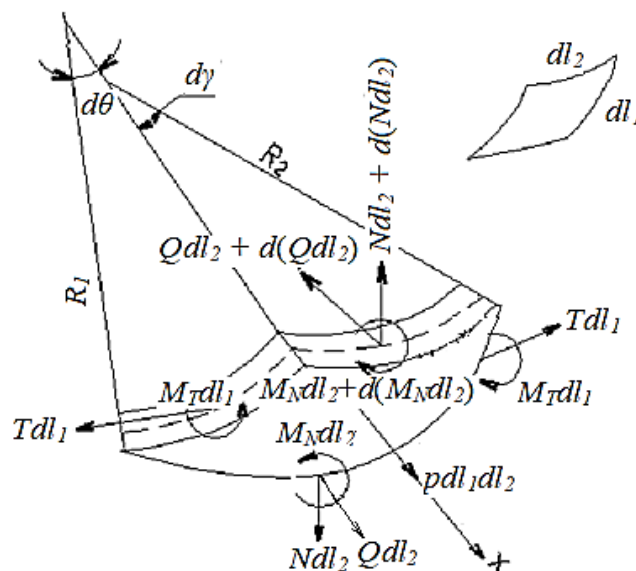


Рисунок 3.4 – Схема рівноваги елемента, який навантажений внутрішнім тиском

Вважаємо матеріал посудини однорідним, ізотропним, а геометрію стінки посудини ідеальною.

Від дії внутрішнього тиску в матеріалі стінки виникають такі зусилля і згинаючі моменти, що припадають на одиницю довжини дуги: осьова сила N , кільцева сила T , поперечна сила Q , згинаючі моменти M_N і M_T (dl_1 і dl_2 на рисунку 3.4 – довжини дуг).

Вважаємо, що розглянутий елемент знаходиться вдалині від перерізів, де діють крайові навантаження (вдалині від місць сполучення оболонок, які відрізняються формою, товщиною, температурою, навантаженням або

властивостями матеріалу стінки). У цьому випадку найбільш істотними залишаються зусилля N і T . Згинаючими моментами і поперечною силою у подальших розрахунках нехтуємо.

Спроектуємо діючі навантаження на вісь X .

Внутрішній тиск p визиває зусилля pdl_1dl_2 .

Проекція сили Tdl_1 на вісь X визначається за рис.3.5 (аналогічно визначається проекція осової сили Ndl_2 на вісь X).

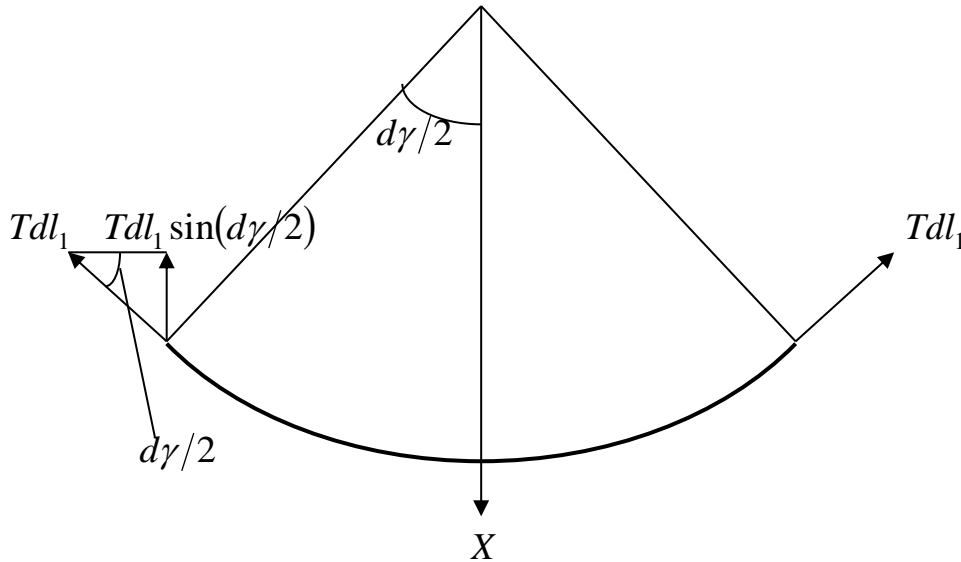


Рисунок 3.5 – До визначення проекції сили Tdl_1 на вісь X

Отримаємо рівняння рівноваги

$$pdl_1dl_2 - 2Tdl_1 \sin \frac{d\gamma}{2} - Ndl_2 \sin \frac{d\theta}{2} - [Ndl_2 + d(Ndl_2)] \sin \frac{d\theta}{2} = 0. \quad (3.1)$$

Замінімо синуси через малість їх аргументами. Нескінченно малими вищого порядку нехтуємо. Довжину дуг dl_1 і dl_2 можна записати таким чином:

$$dl_1 = R_1 d\theta,$$

$$dl_2 = R_2 d\gamma.$$

Тоді рівняння (3.1) прийме вид:

$$pR_1R_2 d\theta d\gamma - TR_1 d\theta d\gamma - NR_2 d\theta d\gamma = 0$$

$$\text{або } pR_1R_2 = TR_1 + NR_2 \quad (3.2)$$

Поділив обидві частини рівняння (3.2) на R_1R_2 , отримаємо рівняння Лапласа, що є основним рівнянням безмоментної теорії оболонок:

$$\frac{N}{R_1} + \frac{T}{R_2} = p. \quad (3.3)$$

Запитання для самоконтролю до підрозділів 3.1–3.4

1. Проаналізувати основні теорії міцності.
2. Надати визначення серединної поверхні, полюса, меридіана, паралелі, першого і другого головних радіусів.
3. Пояснити відмінність безмоментної від моментної теорії розрахунку.
4. Які посудини і апарати хімічної, нафтохімічної, газової, харчової і суміжних галузей промисловості прийнято вважати тонкостінними?
5. Пояснити відмінність тонкостінної оболонки від товстостінної при розрахунках на міцність.
6. Обґрунтувати виведення рівняння Лапласа.

3.5 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені внутрішнім тиском, на міцність

3.5.1 Розрахунок гладких циліндричних обичайок за безмоментною теорією

Під дією тиску в циліндричній стінці виникають осьові (нормальні), дотичні (кільцеві), радіальні сили і згинаючий момент, які спричиняють відповідні напруження.

Розглянемо елемент, який утворюється виділенням із серединної поверхні обичайки з головними радіусами R_1 і R_2 двома меридіанними і двома нормальними перерізами (так, як і на рис. 3.4).

Припускаємо, що елемент знаходиться далеко від місця дії крайових навантажень, тобто використовуємо безмоментну теорію розрахунку.

Матеріал обичайки вважаємо однорідним, ізотропним, а геометрію осесиметричної поверхні – ідеальною.

В нашому випадку радіус меридіана $R_1 = \infty$, другий головний радіус R_2 дорівнює радіусу серединної поверхні обичайки R ($R_2 = R$).

Враховуючи вищевказане, з рівняння Лапласа (3.3) маємо:

$$T = pR.$$

Осьову силу N визначимо з умови рівноваги частини циліндричного апарата, який розсічений поперечною площиною (рис. 3.6).

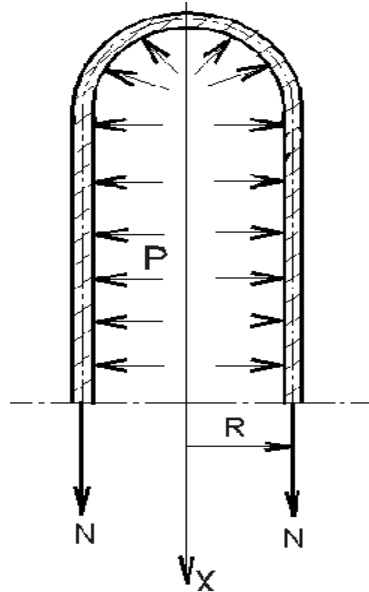


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема до визначення осьової сили

Спроектуємо діючі сили на вісь X:

$$N \cdot 2\pi R - p\pi R^2 = 0.$$

Звідки:

$$N = \frac{pR}{2}.$$

Напруження в обичайці:

кільцеве $\sigma_T = \frac{T}{S} = \frac{pR}{S},$

нормальне $\sigma_N = \frac{N}{S} = \frac{pR}{2S},$

радіальне (стискуюче) $\sigma_r = -p.$

Одержані напруження – головні нормальні ($\sigma_1 = \sigma_T, \sigma_2 = \sigma_N, \sigma_3 = \sigma_r$).
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – відповідно, перше, друге і третє головні напруження.

Кільцеве напруження найбільше, тому і поздовжній переріз найслабкіший.

Радіальним напруженням можна нехтувати, тому що воно на 1–2 порядки менше першого і другого головних напружень.

За 3 теорією міцності (критерієм найбільших дотичних напружень) еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3.$$

Через те, що $\sigma_3 = \sigma_r \ll \sigma_T$, останній вираз можна записати у вигляді:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 = \sigma_T.$$

Умова міцності:

$$\sigma_{екв} \leq [\sigma],$$

Тобто, у випадку, що розглядається, умова міцності приймає вигляд:

$$\sigma_T \leq [\sigma] \text{ або } \frac{pR}{S} \leq [\sigma].$$

Замінімо радіус серединної поверхні R внутрішнім діаметром обичайки D ($R = (D + S)/2$). Тоді умова міцності прийме вигляд:

$$\frac{p(D + S)}{2S} \leq [\sigma],$$

звідки

$$S \geq \frac{pD}{2[\sigma] - p}.$$

З урахуванням ослаблення стінки обичайки зварними швами, розрахункова товщина обичайки за ГОСТ 34233.2-2017 [12]:

$$S_R = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p},$$

де φ_p – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва, який визначається за табл. Б.1 (додаток Б).

Враховуючи додатки до розрахункової товщини стінки (дивись формули (1.1) – (1.3)) виконавча товщина обичайки:

$$S = S_R + C + C_0 = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} + C + C_0 \quad (3.4)$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск

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

При виготовленні обичайки з листів різної товщини, з'єднаних поздовжніми швами, розрахунок товщини обичайки слід проводити для кожного листа з урахуванням ослаблень, що мають ці листи [12].

Розрахункові формули застосовні для сталевих обичайок при виконванні таких умов:

$$\begin{cases} \frac{S - C}{D} \leq 0,1 & \text{для обичайок і труб при } D \geq 0,2 \text{ м;} \\ \frac{S - C}{D} \leq 0,3 & \text{для труб при } D < 0,2 \text{ м.} \end{cases} \quad (3.5)$$

3.5.2 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості

Для визначення розмірів кілець жорсткості спочатку необхідно обчислити коефіцієнт K_4 для заданої товщини стінки S за формулою [12]:

$$K_4 = \frac{p(D + S - C)}{2\varphi_p[\sigma](S - C)} - 1$$

Якщо $K_4 \leq 0$, тоді укріплення кільцями жорсткості обичайка не потребує.

При $0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1$ (де φ_T – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва) відстань між двома кільцями жорсткості розраховується за формулою

$$b \leq \sqrt{D(S - C) \left[\frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_p}{\varphi_T} \left(1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]},$$

а площа поперечного перерізу кільця з формули

$$A_K \geq l_1(S - C) \frac{[\sigma]\varphi_p}{[\sigma]_K \varphi_K} K_4,$$

де l_1 – відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості, м; $[\sigma]_K$ – допустиме напруження кільця жорсткості при розрахунковій температурі, МПа; φ_K – коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості.

Відношення висоти перерізу плоского кільця жорсткості h_2 до його ширини b_K , що рекомендується приймати [3]:

$$\frac{h_2}{b_K} = 4 \dots 5.$$

Якщо $K_4 \geq 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1$, тоді товщину стінки слід збільшити до такого розміру, щоб виконувалась умова:

$$0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1.$$

При визначенні площі поперечного перерізу кільця жорсткості A_K слід враховувати додаток C_1 .

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначається з умови

$$[p] = \min \{ [p]_1; [p]_2 \}.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умов міцності всієї обичайки $[p]_1$ розраховується за формулою

$$[p]_1 = \frac{2[\sigma] \varphi_p (S - C) + 2 \frac{A_K}{l_1} [\sigma]_K \varphi_K}{D + S - C}.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умов міцності обичайки між двома сусідніми кільцями жорсткості $[p]_2$ розраховується за формулою:

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma] \varphi_T (S - C)}{D + S - C} \cdot \frac{2 + \lambda_{II}^2}{1 + \frac{\varphi_T \lambda_{II}^2}{\varphi_p}},$$

де $\lambda_{II}^2 = \frac{b^2}{D(S - C)}.$

Розрахункові формули застосовні при виконванні умов (3.5) і таких обмежень: 1) відношення $\frac{h_2}{D} \leq 0,2$; 2) кільця жорсткості розташовані рівномірно, в іншому випадку значення b і l_1 необхідно підставляти для тієї ділянки, де відстань між двома сусідніми кільцями жорсткості найбільша.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.5

1. Визначити осьову і кільцеву сили у тонкостінній циліндричній обичайці, яка навантажена внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

2. Визначити головні нормальні напруження у тонкостінній циліндричній обичайці, яка навантажена внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

3. Пояснити, як отримана стандартна формула для розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінної циліндричної обичайки, яка працює під внутрішнім тиском.

4. Як враховується наявність зварних швів при розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінної циліндричної обичайки, яка працює під внутрішнім тиском?

5. Від чого залежить величина коефіцієнта міцності зварного шва?

6. Пояснити, як розраховується допустимий внутрішній надлишковий тиск для тонкостінної циліндричної обичайки.

7. За яких умов застосовні розрахункові формули для сталевих тонкостінних обичайок?

8. Надати алгоритм розрахунку циліндричних обичайок з кільцями жорсткості.

Приклади до підрозділу 3.5

1. *Завдання.* Розрахувати кільцеве напруження σ_T в стінці тонкостінної циліндричної обичайки поза зоною дії крайових навантажень, якщо обичайка навантажена внутрішнім тиском. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, радіус серединної поверхні обичайки $R = 0,9$ м при виконавчій товщині стінки $s = 0,009$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень кільцеве напруження

$$\sigma_T = \frac{pR}{s} = \frac{1,0 \cdot 0,9}{0,009} = 100 \text{ МПа.}$$

2. *Завдання.* Визначити для умов випробувань розрахункову товщину S_R стінки циліндричної обичайки тонкостінної зварної посудини. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Пробний тиск $p_u = 1,1$ МПа, внутрішній діаметр $D = 1,4$ м, допустиме напруження матеріалу в умовах випробувань $[\sigma]_u = 360$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$.

Рішення. Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки

$$S_R = \frac{p_u \cdot D}{2[\sigma]_u \varphi - p_{np}} = \frac{1,1 \cdot 1,4}{2 \cdot 360 \cdot 0,9 - 1,1} = 0,00238 \text{ м.}$$

3. *Завдання.* Визначити виконавчу товщину S стінки циліндричної обичайки тонкостінної посудини поза зоною дії крайових навантажень. Розмір представити в м

Вихідні дані. Циліндрична обичайка навантажена внутрішнім розрахунковим тиском $p = 1,1$ МПа, внутрішній діаметр обичайки становить $D = 1,4$ м, допустиме напруження матеріалу $[\sigma] = 160$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, додаток до розрахункової товщини $C = 0,0016$ м.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p} = \frac{1,1 \cdot 1,4}{2 \cdot 160 \cdot 0,9 - 1,1} = 0,00537 \text{ м}$$

Виконавча товщина

$$S = S_R + C + C_0 = 0,00537 + 0,0016 + 0,00003 = 0,007 \text{ м,}$$

де C_0 – додаток до розрахункової товщини, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа.

4. Завдання. Визначити допустимий внутрішній тиск $[p]$ для циліндричної обичайки тонкостінної посудини. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр обичайки $D = 1,8$ м, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, виконавча товщина стінки $S = 0,007$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma] = 160$ МПа.

Рішення. Допустимий внутрішній тиск

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S - C)}{D + S - C} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9(0,007 - 0,001)}{1,8 + 0,007 - 0,001} = 0,957 \text{ МПа}.$$

5. Завдання. Перевірити виконання умови застосування розрахункових формул при розрахунку на міцність циліндричної тонкостінної обичайки.

Вихідні дані. Виконавча товщина обичайки $S = 0,006$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,0012$ м, внутрішній діаметр обичайки становить $D = 1,0$ м.

Рішення. Умова застосування розрахункових формул $\frac{S - C}{D} \leq 0,1$

$$\frac{0,006 - 0,0012}{1,0} = 0,0048 < 0,1. \text{ Умова виконується.}$$

3.6. Розрахунок на міцність сферичних днищ та кришок, які навантажені внутрішнім тиском

3.6.1. Розрахунок півсферичних днищ та кришок за безмоментною теорією

Розглянемо елемент, виділений із серединної поверхні сфери і на який не впливають крайові навантаження (див. розділ 3.4). Матеріал сфери вважаємо однорідним, ізотропним, а геометрію сфери - ідеальною.

Головні радіуси $R_1 = R_2 = R$.

Тоді з рівняння Лапласа (3.3) маємо: $N = T = \frac{pR}{2}$,

напруження $\sigma_N = \sigma_T = \frac{pR}{2S_\vartheta}$.

Напруження у такій оболонці мінімальні, отже сферична форма є найбільш раціональною. При цьому кожна точка сфери може стати небезпечною через те, що всі вони знаходяться в однаковому стані.

Виходячи з III теорії міцності, нехтуючи радіальним напруженням через його малість (як і у розділі 3.5.1), отримаємо умову міцності у вигляді:

$$\sigma_{екв} = \frac{pR}{2S_{\partial}} \leq [\sigma].$$

Замінюємо радіус серединної поверхні R на внутрішній діаметр півсферичного днища (кришки) D (рис. 3.7):

$$R = \frac{D + S}{2}.$$

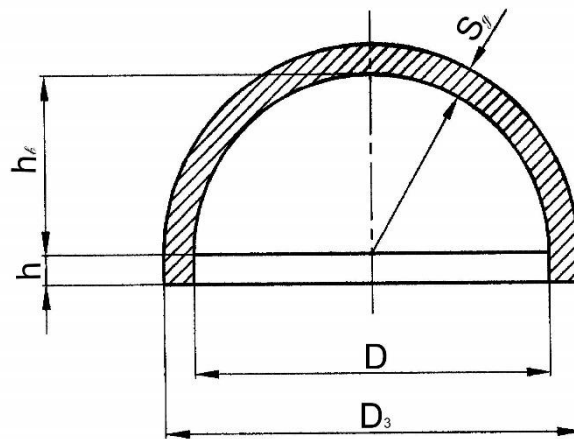


Рисунок 3.7 – Півсферичне днище

Тоді умову міцності перепишемо у вигляді:

$$\frac{p(D + S_{\partial})}{4S_{\partial}} \leq [\sigma],$$

звідки

$$S_{\partial} \geq \frac{pD}{4[\sigma] - p}.$$

З урахуванням ослаблення стінки зварним швом і необхідних додатків до розрахункової товщини, виконавча товщина півсферичного днища обчислюється за формулою (ГОСТ 34233.2-2017 [12]):

$$S_{\partial} = S_{\partial R} + C + C_0 = \frac{pD}{4[\sigma]\phi - p} + C + C_0 = \frac{pR_c}{2[\sigma]\phi - 0,5p} + C + C_0. \quad (3.6)$$

Коефіцієнти міцності зварного шва ϕ визначається за таблицею Додатку Б.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск для півсферичного днища:

$$[p] = \frac{4[\sigma]\varphi(S_\delta - C)}{D + S_\delta - C}. \quad (3.7)$$

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h > 0,3\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді товщина півсферичного днища S_δ повинна бути не менша за товщину обичайки, яка розрахована за формулою (3.4) при $\varphi_p = 1$ [12].

3.6.2. Розрахунок сферичних невідбортованих днищ та кришок

Розрахункові формули, які наведені у розділі, відповідають ГОСТ 34233.2-2017 [12] і застосовують при умові, що розрахункові температури не перевищують значень, при яких враховується повзучість матеріалів (коли допустиме напруження визначають за ГОСТ 34233.2-2017 тільки за границею плинності або границею міцності). Якщо немає точних даних, тоді формули застосовують при умові, що розрахункова температура стінки днища (кришки) із вуглецевої сталі не перевищує 380 °С, із низьколегованої – 420 °С, із аустенітної – 525 °С.

Розрахункові формули застосовують при умові виконання кутових швів з двобічним суцільним проваром.

Розрахункові формули не враховують вантаження кілець додатковими навантаженнями, наприклад опорними елементами.

Для днищ конструкцій, які подані на рисунку 3.8, необхідне виконання таких умов:

$$0,002 \leq \frac{S_\delta - C}{R_c} \leq 0,1; 0,85D \leq R_c \leq D.$$

де R_c – внутрішній радіус кривизни сферичного сегмента днища або кришки, м; S_δ – виконавча товщина стінки днища, м.

Товщина стінок кришок і днищ визначається методом послідовних наближень.

Розрахункову товщину попередньо визначають за формулою

$$S'_{\delta R} = \frac{pR_c}{2[\sigma]_c \varphi - p}, \text{ а далі за формулою } S''_{\delta R} = \frac{pD\beta}{2[\sigma]_c \varphi_\delta - p},$$

де $[\sigma]_c$ – допустиме напруження матеріалу сферичного сегменту за розрахункової температури, МПа; φ – коефіцієнт міцності зварного шва для сферичних сегментів, які з'єднані зваркою з декількох частин; φ_δ – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва на краю днища; β – коефіцієнт.

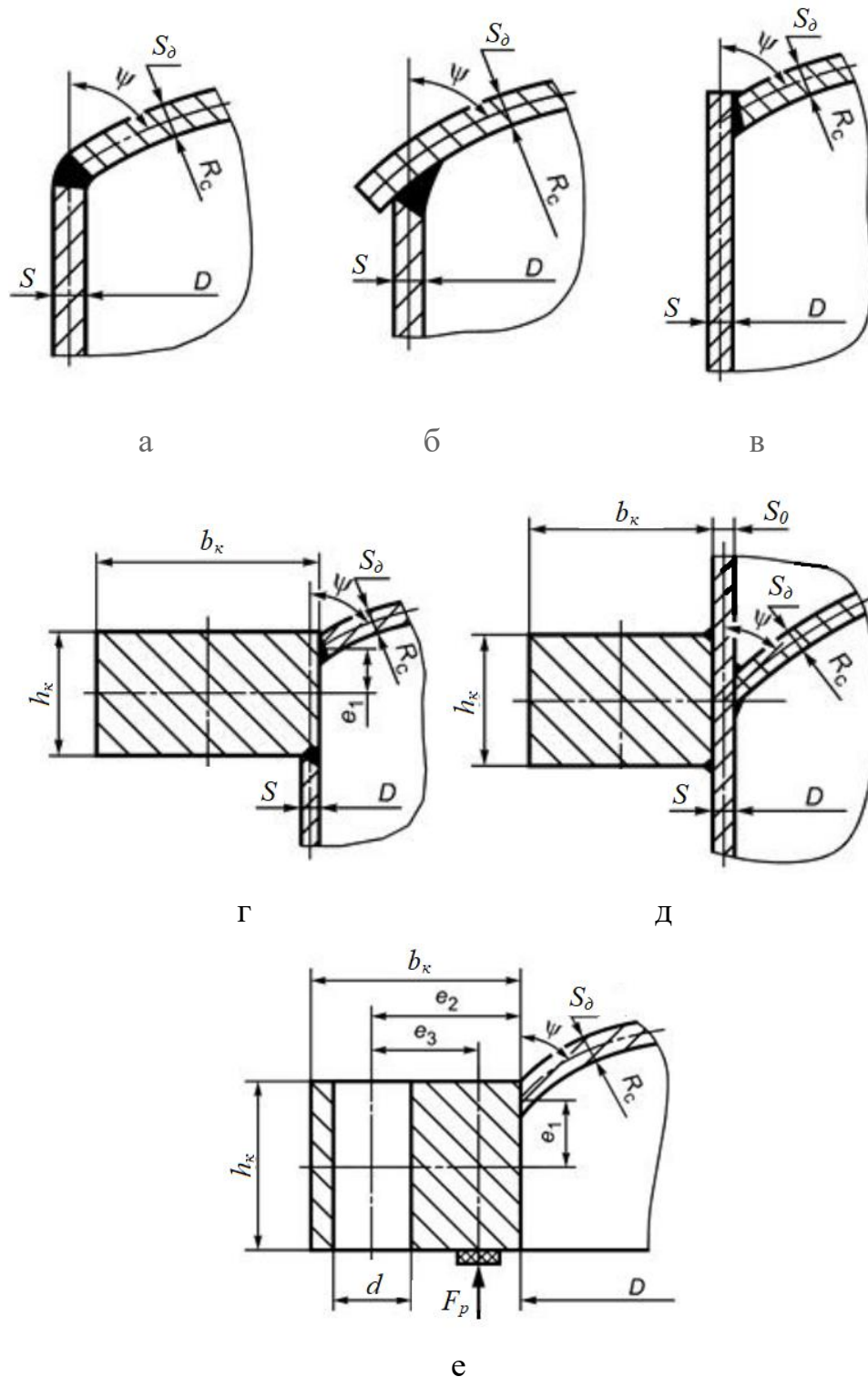


Рисунок 3.8 – Конструкції днищ

Розрахунок виконують доти, поки різниця між отриманим значенням $S''_{\partial R}$ і прийнятим S_{∂} при визначенні коефіцієнта β за формулою, яка подана нижче, не буде перевищувати 5 %.

За розрахункову товщину стінки днища або кришки приймають

більшу з двох розрахованих значень $S'_{\partial R}$ і $S''_{\partial R}$.

Виконавча товщина стінки днища або кришки визначається за формулою (1.1): $S_{\partial} = S_{\partial R} + C + C_0$.

Допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони

$$[p]_k = \frac{2(S_{\partial} - C)\varphi_{\partial}[\sigma]_c}{D\beta + (S_{\partial} - C)}.$$

Допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони

$$[p]_y = \frac{2(S_{\partial} - C)\varphi[\sigma]_c}{R_c + (S_{\partial} - C)}.$$

Допустимий надлишковий тиск з обох умов $[p] = \min\{[p]_k; [p]_y\}$

Коефіцієнт β при $M < [M]$ визначається за формулою

$$\beta = 0,5 + \frac{tg\psi}{\chi_k \frac{4A_k}{D(S_{\partial} - C)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]} + 3\sqrt{\frac{S_{\partial} - C}{D}} \left[\frac{1}{\cos\psi} + \left(\chi_o \frac{S - C}{S_{\partial} - C} \right)^{1,5} + \left(\chi_e \frac{S_o - C}{S_{\partial} - C} \right)^{1,5} \right]},$$

де A_k – площа поперечного перерізу кільця, м²; M – розрахунковий момент, Н·м; $[M]$ – допустимий момент, Н·м; S_o – виконавча товщина стінки частини обичайки, що виступає, м; ψ – кут між дотичною до сферичного сегменту у крайовій зоні і вертикальною віссю, град; χ_e – відношення допустимого напруження частини обичайки, що виступає до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури; χ_k – відношення допустимого напруження кільця до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури; χ_o – відношення допустимого напруження обичайки товщиною S до допустимого напруження сферичного сегменту за розрахункової температури.

При заданих геометричних розмірах днищ тригонометричні функції визначають за формулами:

$$\cos\psi = \frac{D}{2R_c}, \quad tg\psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D}\right)^2 - 1}.$$

Величини A_k , M , $[M]$ залежать від конструкції днищ та кришок і визначаються за формулами таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Формули для розрахунку площі поперечного перерізу кільця A_k , розрахункового моменту M , допустимого моменту $[M]$ [12]

Розрахункові моделі	A_k	M	$[M]$
Рис. 3.8г	$b_k \cdot h_k$	$\left p \frac{\pi D^2}{4} e_1 \operatorname{tg} \psi \right $	$\frac{\pi [\sigma]_k b_k h_k^2}{2}$
Рис. 3.8д	$(b_k + S_o) \cdot h_k$	0	–
Рис. 3.8е	$(b_k - d) \cdot h_k$	$\left p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 \operatorname{tg} \psi) + F_p e_3 \right $	$\frac{\pi [\sigma]_k (b_k - d) h_k^2}{2}$

де b_k – ширина кільця, м; h_k – висота кільця, м; d – діаметр отвору під болт (шпильку); e_1 – відстань від точки перетину серединної лінії стінки сферичного сегменту з кільцем до горизонтальної осі, що проходить через центр тяжіння кільця, м; e_2 – відстань від кола розташування болтів до внутрішнього діаметра кільця, м; e_3 – відстань від кола розташування болтів до лінії дії реакції прокладки, м; F_p – реакція прокладки, МН.

Попередньо розміри кільця b_k і h_k підбирають з умов:

для моделей рис.3.8г, д $A_k \approx p \frac{\pi D^2}{8[\sigma]_k} \operatorname{tg} \psi$;

для моделей рис.3.8е $M < [M]$;

для моделей рис.3.8г необхідно, щоб e_1 мало мінімальне значення.

Якщо прокладка лежить на всій ущільнювальній поверхні (рис.3.8е), тоді в формулі для визначення M для кришки $e_3 = 0$.

Реакцію прокладки F_p визначають з розрахунку фланцевого з'єднання.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.6

1. Визначити осьову і кільцеву сили у тонкостінних півсферичних днищах і кришках, які знаходяться під внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

2. Визначити головні нормальні напруження у тонкостінних півсферичних днищах і кришках, які знаходяться під внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

3. Пояснити, як отримана стандартна формула для розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінного півсферичного днища, яке працює під внутрішнім тиском.

4. Пояснити, як розраховується допустимий внутрішній надлишковий тиск для тонкостінного півсферичного днища.

5. Пояснити відмінності у розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінного півсферичного днища, яке працює під внутрішнім тиском залежно від довжини циліндричної відбортованої частини днища.

6. Пояснити особливості розрахунку сферичних невідбортованих днищ та кришок, які знаходяться під внутрішнім тиском.

Приклади до підрозділу 3.6

1. *Завдання.* Розрахувати осьове напруження σ_N у сферичній тонкостінній оболонці поза зоною дії крайових навантажень. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Оболонка навантажена внутрішнім розрахунковим тиском $p = 1,0$ МПа, радіус серединної поверхні оболонки $R = 0,9$ м при виконавчій товщині стінки $S = 0,009$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень осьове напруження

$$\sigma_N = \frac{pR}{2S} = \frac{1,0 \cdot 0,9}{2 \cdot 0,009} = 50 \text{ МПа.}$$

2. *Завдання.* Розрахувати кільцеве напруження σ_T у сферичній тонкостінній оболонці поза зоною дії крайових навантажень. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Оболонка навантажена внутрішнім розрахунковим тиском $p = 1,0$ МПа, радіус серединної поверхні оболонки $R = 0,9$ м при виконавчій товщині стінки $S = 0,009$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень кільцеве напруження

$$\sigma_T = \frac{pR}{2S} = \frac{1,0 \cdot 0,9}{2 \cdot 0,009} = 50 \text{ МПа.}$$

3. *Завдання.* Визначити розрахункову товщину S_R стінки півсферичного тонкостінного днища, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий внутрішній тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній радіус днища становить $R = 0,8$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0,5p} = \frac{1,0 \cdot 0,8}{2 \cdot 140 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 1,0} = 0,00318 \text{ м.}$$

4. *Завдання.* Визначити виконавчу товщину S стінки півсферичного тонкостінного днища, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній радіус днища становить $R = 0,8$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] =$

140 МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, додаток до розрахункової товщини $C = 0,0008$ м.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{pR}{2[\sigma]\varphi - 0,5p} = \frac{1,0 \cdot 0,8}{2 \cdot 140 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 1,0} = 0,00318 \text{ м.}$$

Виконавча товщина

$$S = S_R + C + C_0 = 0,00318 + 0,0008 + 0,00002 = 0,004 \text{ м,}$$

де C_0 – додаток до розрахункової товщини, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа.

5. Завдання. Визначити допустимий внутрішній тиск $[p]$ для півсферичного тонкостінного днища. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр днища $D = 1,8$ м, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, виконавча товщина стінки днища $S = 0,007$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу $[\sigma] = 160$ МПа

Рішення. Допустимий внутрішній тиск

$$[p] = \frac{4[\sigma]\varphi(S - C)}{D + S - C} = \frac{4 \cdot 160 \cdot 0,9(0,007 - 0,001)}{1,8 + 0,007 - 0,001} = 1,914 \text{ МПа.}$$

3.7 Розрахунок на міцність торосферичних днищ і кришок, які навантажені внутрішнім тиском

Стандартизовані такі типи торосферичних днищ [12]:

тип А: $R_C \approx D_3, r_T \geq 0,095D_3$;

тип В: $R_C \approx 0,9D_3, r_T \geq 0,15D_3$;

тип С: $R_C \approx 0,8D_3, r_T \geq 0,17D_3$,

де r_T - зовнішній радіус відбортовки торосферичного днища, м (рис. 3.9).

Виконавча товщина стінки торосферичного днища за ГОСТ 34233.2–2017 [12] визначається за формулою:

$$S_\partial = \frac{pD_3\beta_1}{2[\sigma]\varphi} + C + C_0,$$

де β_1 - коефіцієнт форми, який визначається за графіком (рис. 3.10).

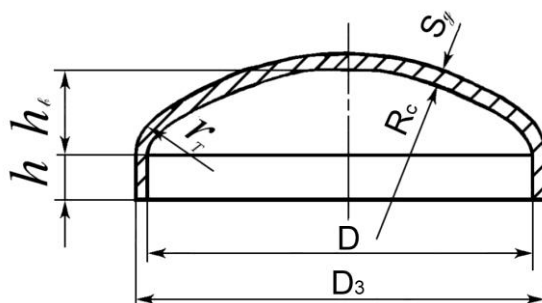


Рисунок 3.9 – Торосферичне днище

Для зварних днищ необхідна додаткова перевірка розрахункової товщини стінки в центральній зоні за формулою (3.6).

Допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони розраховується за формулою:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_\partial - C)}{D_3\beta_2}, \quad (3.8)$$

де β_2 - коефіцієнт форми, який визначається графічно (рис. 3.11) або за формулами:

$$\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_\partial - C}} + 1 \right) \right\} \text{ для днищ типу А;}$$

$$\beta_2 = \max \left\{ 1,0; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_\partial - C}} + 3,75 \right) \right\} \text{ для днищ типу В;}$$

$$\beta_2 = \max \left\{ 0,9; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_\partial - C}} + 3,2 \right) \right\} \text{ для днищ типу С.}$$

Для зварних днищ необхідно додатково перевіряти допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони за формулою (3.7).

За остаточний допустимий тиск приймається менший з обчислених за формулами (3.7) та (3.8).

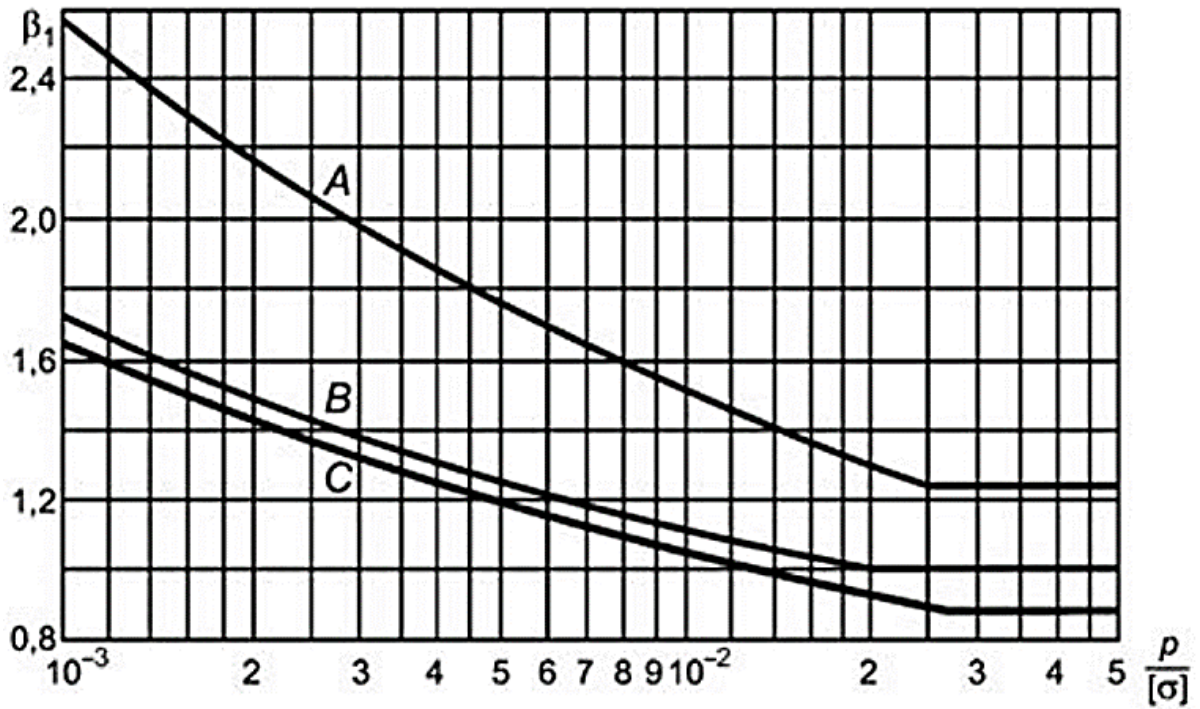


Рисунок 3.10 – Графік для визначення коефіцієнта β_1

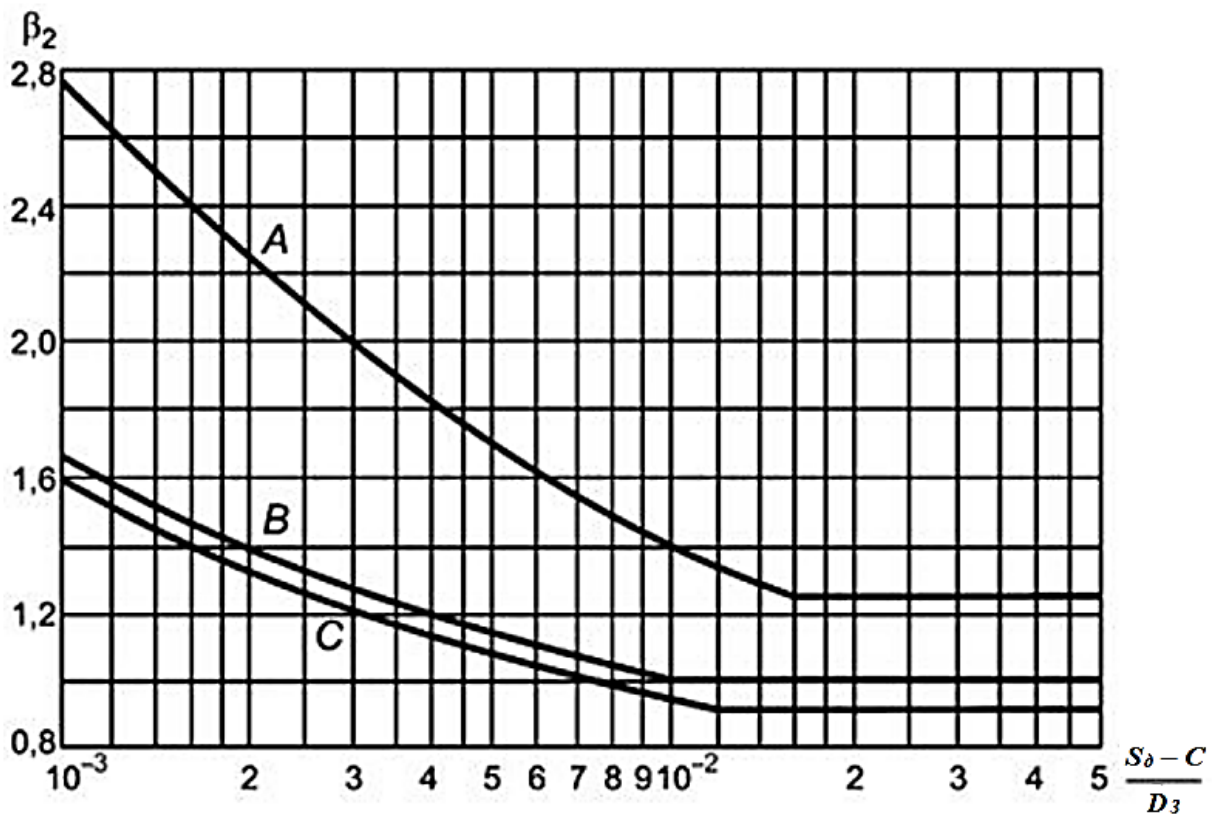


Рисунок 3.11 – Графік для визначення коефіцієнта β_2

У випадку зварки днищ з листів різної товщини у формули (3.7) та (3.8) належить підставляти відповідні значення товщини стінок для крайової і центральної зон [12].

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\partial - C)}$, тоді товщина циліндричної частини днища повинна бути не менше товщини обичайки, що розрахована за формулою (3.4) при $\varphi_p = 1$ [12].

Наведені розрахункові формули застосовні для сталевих торосферичних днищ при виконанні умови:

$$0,002 \leq \frac{S_\partial - C}{D} \leq 0,1.$$

Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.7

1. Пояснити відмінності у стандартизованих торосферичних днищах залежно від їх типів.

2. Пояснити, як розраховується виконавча товщина стінки торосферичного днища, яке працює під внутрішнім тиском.

3. Пояснити потребу у використанні коефіцієнтів форми β_1 і β_2 при розрахунку виконавчої товщини стінки торосферичного днища, яке працює під внутрішнім тиском.

4. Від чого залежить величина коефіцієнтів форми β_1 і β_2 ?

5. Пояснити, як розраховується допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони для торосферичного днища.

6. Пояснити відмінності у розрахунку на міцність товщини стінки торосферичного днища, яке працює під внутрішнім тиском залежно від довжини циліндричної відбортованої частини днища.

7. За яких умов застосовні розрахункові формули для торосферичних днищ?

3.8. Розрахунок на міцність за безмоментною теорією еліптичних днищ і кришок, які навантажені внутрішнім тиском

Вважаємо, що еліптичне днище являє собою осесиметричну тонкостінну оболонку. Матеріал оболонки вважаємо однорідним, ізотропним, а геометрію стінки днища (кришки) - ідеальною. Крайовий ефект не враховуємо.

Розглянемо геометрію серединної поверхні (рис. 3.12).

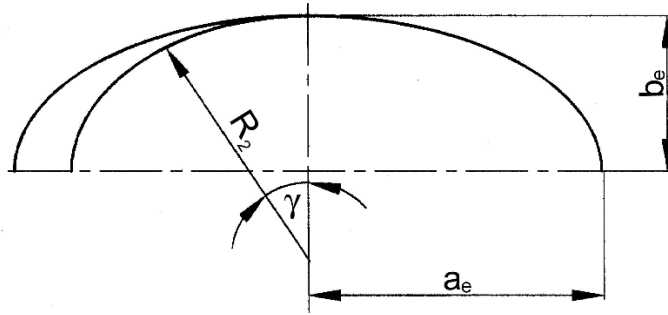


Рисунок 3.12 – Геометрія серединної поверхні еліптичного днища

Перший головний радіус R_1 безперервно змінюється. Центри кривизни всіх других головних радіусів R_2 знаходяться на осі обертання оболонки. Значення головних радіусів розраховуються за формулами:

$$R_1 = \frac{a_e^2 b_e^2}{\sqrt{(a_e^2 \sin^2 \gamma + b_e^2 \cos^2 \gamma)^3}}, \quad (3.9)$$

$$R_2 = \frac{a_e^2}{\sqrt{a_e^2 \sin^2 \gamma + b_e^2 \cos^2 \gamma}},$$

де a_e - велика піввісь еліпса, м; b_e - мала піввісь еліпса, м.

Знайдемо значення головних радіусів у крайніх точках. З рівнянь (3.9) маємо:

$$\text{При } \gamma = 0 \quad R_1 = R_2 = \frac{a_e^2}{b_e} = R_e', \quad (3.10)$$

де R_e' - радіус серединної поверхні у вершині еліптичного днища, м.

$$\text{При } \gamma = \frac{\pi}{2} \quad \begin{cases} R_1 = \frac{b_e^2}{a_e}, \\ R_2 = a_e. \end{cases} \quad (3.11)$$

У проміжних точках R_1 та R_2 мають проміжні значення.

Знайдемо внутрішні зусилля в оболонці. Для цього розглянемо умову рівноваги частини днища, яке виділено нормальним перерізом (рис. 3.13).

Спроектуємо діючі сили на вісь x:

$$N \sin \gamma \cdot 2\pi r_n - \pi r_n^2 p = 0,$$

де r_n - поточний радіус, м.

Звідси:

$$N = \frac{pr_n}{2 \sin \gamma} = \frac{pR_2}{2}. \quad (3.12)$$

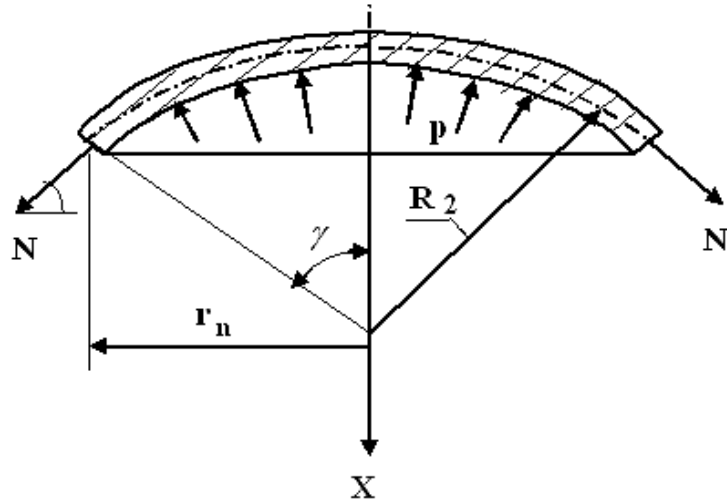


Рисунок 3.13 – До знаходження значення осьової сили N

Підставимо отримане значення осьової сили N в рівняння Лапласа (3.3):

$$\frac{pR_2}{2R_1} + \frac{T}{R_2} = p.$$

Звідси маємо:

$$T = \frac{pR_2}{2} \left(2 - \frac{R_2}{R_1} \right). \quad (3.13)$$

Нормальне і кільцеве напруження знаходимо за допомогою рівнянь (3.12) і (3.13):

$$\begin{aligned} \sigma_N &= \frac{N}{S_\partial} = \frac{pR_2}{2S_\partial}; \\ \sigma_T &= \frac{T}{S_\partial} = \frac{pR_2}{2S_\partial} \left(2 - \frac{R_2}{R_1} \right). \end{aligned} \quad (3.14)$$

Розглянемо значення напружень σ_N і σ_T у крайніх точках з урахуванням отриманих значень головних радіусів (3.10) і (3.11).

$$\text{При } \gamma = 0 \quad \sigma_N = \sigma_T = \frac{pR_2}{2S_\partial} = \frac{pa_e^2}{2b_e S_\partial}. \quad (3.15)$$

$$\text{При } \gamma = \frac{\pi}{2} \quad \begin{cases} \sigma_N = \frac{pa_e}{2S_\partial}, \\ \sigma_T = \frac{pa_e}{2S_\partial} \left(2 - \frac{a_e^2}{b_e^2} \right). \end{cases} \quad (3.16)$$

Для стандартного еліптичного днища ($h_e = 0,25D$ або $b_e = 0,5a_e$) рівняння (3.15) та (3.16) перетворюються у такі:

$$\text{При } \gamma = 0 \quad \sigma_N = \sigma_T = \frac{pa_e}{S_\partial}; \quad (3.17)$$

$$\text{При } \gamma = \frac{\pi}{2} \quad \begin{cases} \sigma_N = \frac{pa_e}{2S_\partial}, \\ \sigma_T = -\frac{pa_e}{S_\partial}. \end{cases} \quad (3.18)$$

На рис. 3.14 наведені епюри напружень, які виникають в еліптичному днищі від дії внутрішнього тиску.

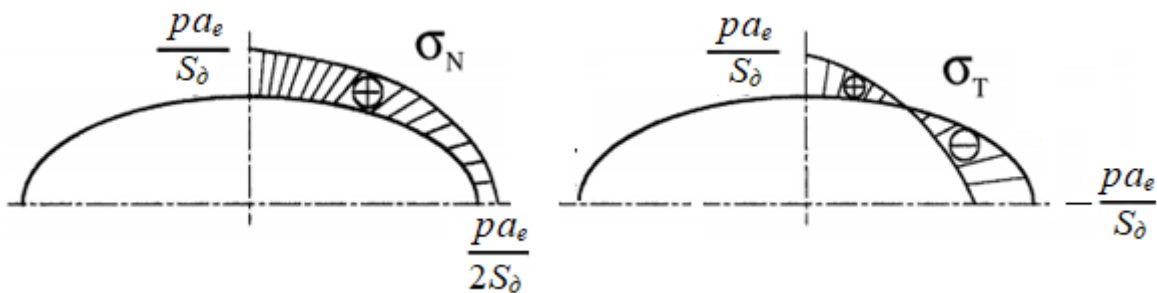


Рисунок 3.14 – Епюри напружень в еліптичному днищі від дії внутрішнього тиску

Нормальне напруження завжди буде таким, що розтягує у будь-якій точці днища, а кільцеве в одній частині днища буде таким, що розтягує, в іншій частині – стискуючим і дорівнюватиме нулю при $R_2/R_1 = 2$ (з рівняння (3.14)).

Найбільше або перше головне напруження визначається з рівнянь (3.14) – (3.18):

$$\sigma_1 = \frac{pa_e}{S} = \frac{pR_e'}{2S_\partial}.$$

Виходячи з 3 теорії міцності і нехтуючи радіальним напруженням через його малість (як і у попередніх розділах), отримуємо умову міцності:

$$\sigma_{екв} = \frac{pR_e'}{2S} \leq [\sigma].$$

Замінімо радіус серединної поверхні у вершині днища R_e' внутрішнім радіусом у вершині днища R_e :

$$R_e' = R_e + \frac{S_\partial}{2}.$$

Тоді умову міцності запишемо у вигляді:

$$\frac{p \left(R_e + \frac{S_\partial}{2} \right)}{2S_\partial} \leq [\sigma],$$

Звідки

$$S_\partial \geq \frac{pR_e}{2[\sigma] - 0,5p}.$$

З урахуванням ослаблення стінки зварним швом і необхідних додатків до розрахункової товщини, виконавча товщина еліптичного днища за ГОСТ 34233.2-2017 [12] обчислюється так:

$$S_\partial = \frac{pR_e}{2[\sigma]\varphi - 0,5p} + C + C_0.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск для еліптичного днища:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_\partial - C)}{R_e + 0,5(S_\partial - C)}.$$

Внутрішній радіус кривизни у вершині днища:

$$R_e = \frac{D^2}{4h_g}.$$

Для еліптичних днищ з $h_g = 0,25D$ внутрішній радіус при вершині $R_e = D$.

Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h > 0,8\sqrt{D(S_\partial - C)}$, тоді товщина днища повинна бути не менше товщини обичайки, що розрахована за формулою (3.4) при $\varphi_p = 1$ [12].

Наведені розрахункові формули застосовні для сталевих еліптичних днищ при виконанні умов:

$$\begin{cases} 0,002 \leq \frac{S_\partial - C}{D} \leq 0,1, \\ 0,2 \leq \frac{h_g}{D} \leq 0,5. \end{cases}$$

Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.8

1. Визначити осьову і кільцеву сили у тонкостінному еліптичному днищі, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

2. Визначити головні нормальні напруження у тонкостінному еліптичному днищі, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

3. Пояснити, як отримана стандартна формула для розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінного еліптичного днища, яке працює під внутрішнім тиском.

4. Пояснити, як розраховується допустимий внутрішній надлишковий тиск для тонкостінного еліптичного днища.

5. Пояснити відмінності у розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінного еліптичного днища, яке працює під внутрішнім тиском залежно від довжини циліндричної відбортованої частини днища.

6. За яких умов застосовні розрахункові формули для тонкостінних еліптичних днищ?

Приклади до підрозділу 3.8

1. *Завдання.* Розрахувати максимальне осьове напруження σ_N в еліптичному тонкостінному днищі поза зоною дії крайових навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній розрахунковий тиск $p = 0,8$ МПа, радіус серединної поверхні при вершині днища $R = 1,0$ м при виконавчій товщині стінки $S = 0,01$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень максимальне осьове напруження буде при вершині днища

$$\sigma_N = \frac{pR}{2S} = \frac{0,8 \cdot 1,0}{2 \cdot 0,01} = 40 \text{ МПа.}$$

2. *Завдання.* Розрахувати максимальне кільцеве напруження σ_T в еліптичному тонкостінному днищі поза зоною дії крайових навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній розрахунковий тиск $p = 0,8$ МПа, радіус серединної поверхні при вершині днища $R = 1,0$ м при виконавчій товщині стінки $S = 0,01$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень максимальне кільцеве напруження буде при вершині днища

$$\sigma_T = \frac{pR}{2S} = \frac{0,8 \cdot 1,0}{2 \cdot 0,01} = 40 \text{ МПа.}$$

3. *Завдання.* Визначити розрахункову товщину S_R стінки еліптичного тонкостінного днища поза зоною дії крайових навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній радіус при вершині днища становить $R_e = 0,8$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{pR_e}{2[\sigma]\varphi - 0,5p} = \frac{1,0 \cdot 0,8}{2 \cdot 140 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 1,0} = 0,00318 \text{ м.}$$

4. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки еліптичного тонкостінного днища, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній радіус при вершині днища становить $R_e = 0,8$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, додаток до розрахункової товщини $C = 0,0008$ м.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{pR_e}{2[\sigma]\varphi - 0,5p} = \frac{1,0 \cdot 0,8}{2 \cdot 140 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 1,0} = 0,00318 \text{ м.}$$

Виконавча товщина

$$S = S_R + C + C_0 = 0,00318 + 0,0008 + 0,00002 = 0,004 \text{ м,}$$

де C_0 – додаток до розрахункової товщини, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа.

5. Завдання. Визначити допустимий внутрішній тиск $[p]$ для еліптичного тонкостінного днища. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній радіус при вершині днища становить $R_e = 1,8$ м, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, виконавча товщина стінки днища $S = 0,007$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 160$ МПа.

Рішення. Допустимий внутрішній тиск

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S - C)}{R_e + 0,5(S - C)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9(0,007 - 0,001)}{1,8 + 0,5(0,007 - 0,001)} = 0,958 \text{ МПа.}$$

6. Завдання. Перевірити виконання умови застосування розрахункових формул при розрахунку на міцність стандартного еліптичного тонкостінного днища.

Вихідні дані. виконавча товщина днища $S = 0,006$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,0012$ м, внутрішній діаметр днища становить $D = 1,0$ м.

Рішення. Умови застосування розрахункових формул

$$0,002 \leq \frac{S - C}{D} \leq 0,1; 0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5, \text{ де } H - \text{ висота еліптичної частини днища}$$

Розрахунок: $\frac{0,006 - 0,0012}{1,0} = 0,0048$; $0,002 < 0,0048 < 0,1$.

Для стандартного еліптичного днища $\frac{H}{D} = 0,25$, тобто умови застосування розрахункових формул виконуються.

3.9 Розрахунок на міцність конічних днищ і оболонки, які навантажені внутрішнім тиском

3.9.1 Розрахунок за безмоментною теорією

Розрахуємо товщину конічного днища поза зоною дії крайових навантажень. Матеріал днища вважаємо однорідним, ізотропним, а геометрію конуса - ідеальною. Перший головний радіус $R_1 \rightarrow \infty$. Тоді з рівняння Лапласа (3.3) маємо:

$$T = pR_2.$$

Розглянемо умову рівноваги частини днища, яке виділено нормальним перерізом (рис. 3.15).

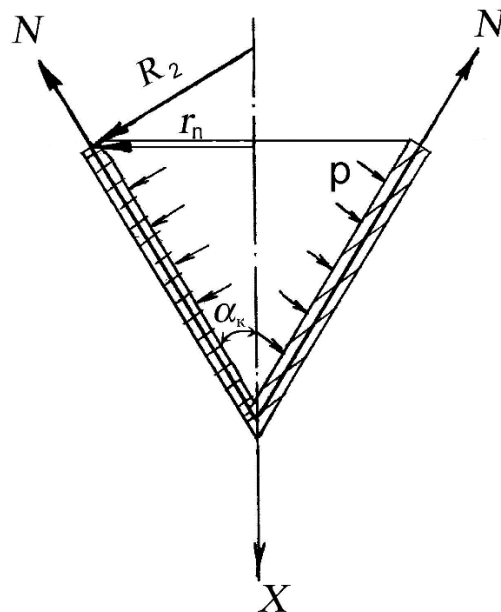


Рисунок 3.15 – До знаходження осьової сили N

Спроєкуємо діючі сили на вісь x :

$$p \cdot \pi r_n^2 - N \cos \alpha_k \cdot 2\pi r_n = 0,$$

звідки

$$N = \frac{pr_n}{2 \cos \alpha_k} = \frac{pR_2}{2}.$$

Кільцеве і нормальне напруження:

$$\sigma_T = \frac{T}{S_k} = \frac{pR_2}{S_k} = \frac{pr_n}{S_k \cos \alpha_k},$$

$$\sigma_N = \frac{N}{S_k} = \frac{pR_2}{2S_k} = \frac{pr_n}{2S_k \cos \alpha_k},$$

де S_k – виконавча товщина конічного днища у безмоментній зоні, м; r_n – поточний радіус, м.

Із наведених формул бачимо, що напруження збільшуються пропорційно r_n і будуть максимальними в основі конуса, коли $r_n = R_k$, де R_k – радіус серединної поверхні в основі конуса. В цьому випадку формули для визначення кільцевих і нормальних напружень перетворюються на такі:

$$\sigma_T = \frac{pR_k}{S_k \cos \alpha_k},$$

$$\sigma_N = \frac{pR_k}{2S_k \cos \alpha_k}.$$

Очевидно, що першим головним напруженням σ_1 буде кільцеве напруження σ_T . Виходячи з 3 теорії міцності і нехтуючи радіальним напруженням через його малість (як і у попередніх розділах), отримуємо умову міцності:

$$\sigma_{екв} = \frac{pR_k}{S_k \cos \alpha_k} \leq [\sigma].$$

Замінімо радіус серединної поверхні в основі конуса R_k внутрішнім діаметром в основі конуса D_k :

$$R_k = \frac{D_k + S_k}{2}.$$

В цьому випадку умова міцності приймає вигляд:

$$\frac{p(D_k + S_k)}{2S_k \cos \alpha_k} \leq [\sigma].$$

Звідси з урахуванням ослаблення стінки зварним швом і необхідних додатків до розрахункової товщини (див. формули (1.1) – (1.3)) отримана стандартна формула для розрахунку виконавчої товщини конічного днища за безмоментною теорією [12]:

$$S_{\kappa} = \frac{pD_{\kappa}}{2[\sigma]\varphi_p - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{\kappa}} + c + c_0.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск для гладкого конічного днища:

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S_{\kappa} - c)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha_{\kappa}} + (S_{\kappa} - c)}.$$

Розрахункові формули застосовні при такому відношенні між товщиною стінки зовнішньої конічної обичайки і діаметром:

$$0,001 \leq \frac{S_{\kappa} \cos \alpha_{\kappa}}{D} \leq 0,05.$$

Виконання цієї умови для пологого конічного днища ($\alpha_{\kappa} > 70^{\circ}$) не вимагається.

3.9.2 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок

На рис. 3.16-3.21 наведені розрахункові схеми конічних днищ і оболонок відповідно до ГОСТ 34233.2-2017 [12] ($a_{1\kappa}, a_{2\kappa}$ - фактичні довжини перехідних частин конічних днищ).

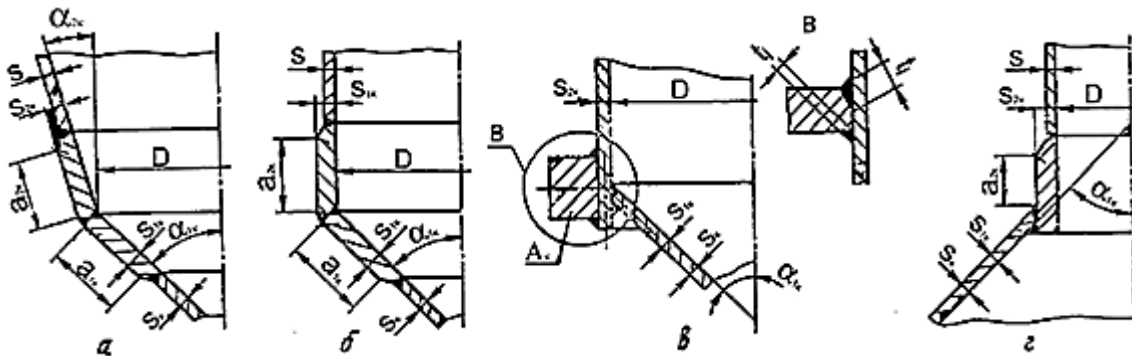


Рисунок 3.16 – Конічні днища без торіодального переходу:

a - днище, яке утворене з'єднанням двох конічних оболонок; *б* - днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок; *в* - днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок з кільцем, що зміцнює; *г* - днище, яке утворене з'єднанням конічної оболонки з циліндричною меншого діаметра

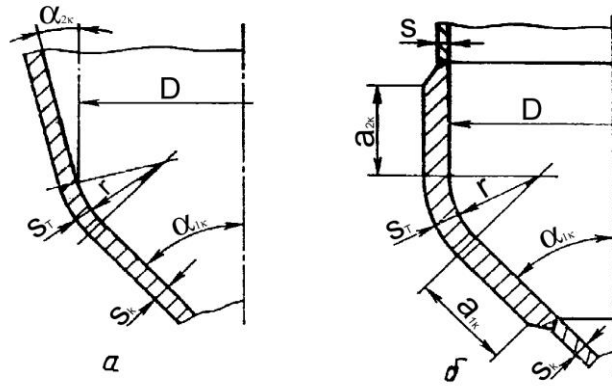


Рисунок 3.17 – Конічні днища з тороїдальним переходом:
a - днище, яке утворене з'єднанням двох конічних оболонок;
б - днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок

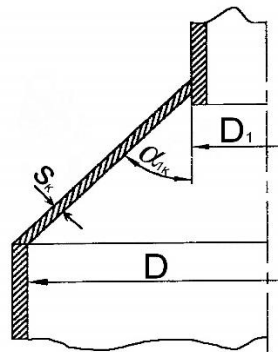


Рисунок 3.18 – Основні розміри конічного переходу

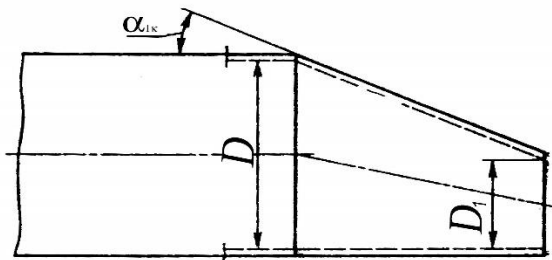


Рисунок 3.19 – З'єднання косоіметричних оболонок

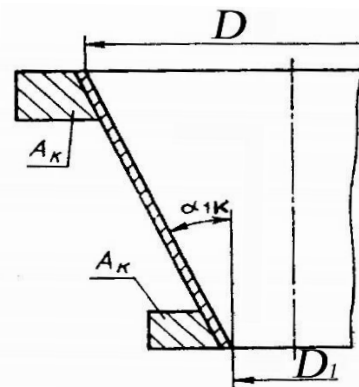


Рисунок 3.20 – Конічне днище з кільцями жорсткості

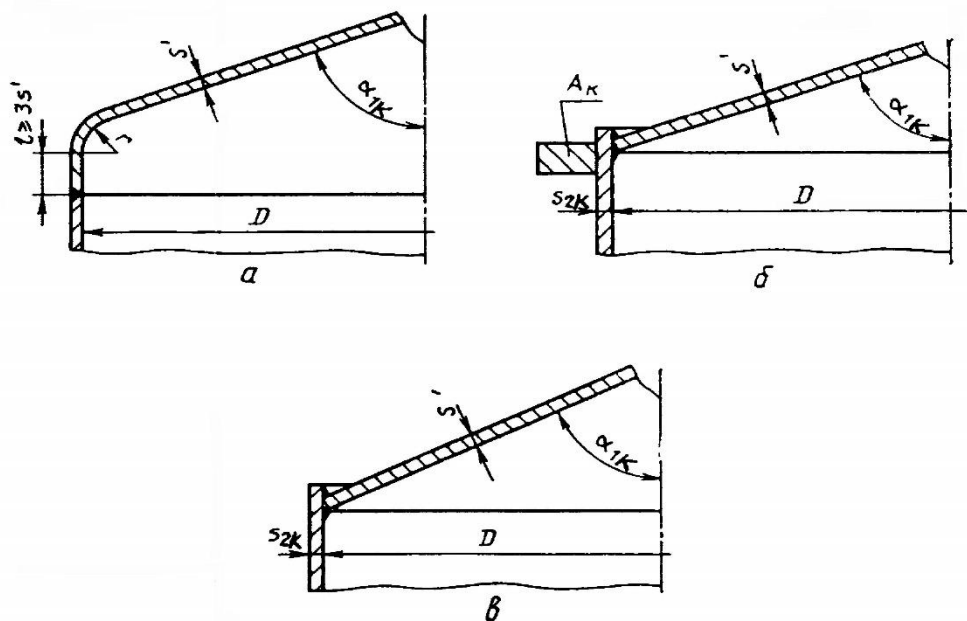


Рисунок 3.21 – Пологі конічні днища:

a - днище з тороїдальним переходом; *б* - днище з кільцем, що зміцнює;
в - днище без тороїдального переходу

Розрахункові довжини перехідних частин a_{1KR} , a_{2KR} і розрахунковий діаметр D_K гладких конічних днищ визначаються за формулами таблиці 3.2.

Розрахункові формули не застосовні, якщо відстань між двома сусідніми вузлами обичайок менше суми відповідних розрахункових довжин обичайок a_{1KR} і a_{2KR} , або якщо відстань від вузлів до опорних елементів посудини (за виключенням опорних обичайок) менше подвійної розрахункової довжини обичайки.

Розрахункові формули застосовні, якщо виконавчі довжини перехідних частин обичайок a_{1K} і a_{2K} не менше розрахункових довжин a_{1KR} і a_{2KR} . Якщо ця умова не виконується необхідно провести перевірку допустимого тиску, причому замість S_{1K} і S_{2K} підставляють ефективні товщини стінок перехідної частини обичайок S_{1E} і S_{2E} .

Для з'єднання обичайок без тороїдального переходу

$$S_{1E} = \max \left\{ \frac{a_{1K}}{a_{1KR}} S_{1K}; S_K \right\}, \quad S_{2E} = \max \left\{ \frac{a_{2K}}{a_{2KR}} S_{2K}; S_K \right\};$$

для з'єднання обичайок з тороїдальним переходом при визначенні коефіцієнта β

$$S_{1E} = \max \left\{ \frac{a_{1K}}{a_{1KR}} S_T; S_K \right\}, \quad S_{2E} = \max \left\{ \frac{a_{2K}}{a_{2KR}} S_T; S_K \right\}.$$

Таблиця 3.2 Формули для визначення розрахункових величин конічних днищ

Тип днища	Розрахункова довжина перехідних частин, м		Розрахунковий діаметр, D_K , м
	a_{1KR}	a_{2KR}	
a (рис. 3.16)	$0,7 \sqrt{\frac{D(S_{1K} - C)}{\cos \alpha_{1K}}}$	$0,7 \sqrt{\frac{D(S_{2K} - C)}{\cos \alpha_{2K}}}$	$D_K = D - 1,4a_{1KR} \sin \alpha_{1K}$
$b, в$ (рис 3.16)		$0,7 \sqrt{D(S_{2K} - C)}$	
$г$ (рис. 3.16)	$\sqrt{\frac{D(S_{1K} - C)}{\cos \alpha_{1K}}}$	$1,25 \sqrt{D(S_{2K} - C)}$	—
a (рис. 3.17)	$0,7 \sqrt{\frac{D(S_T - c)}{\cos \alpha_{1K}}}$	$0,5 \sqrt{\frac{D(S_T - c)}{\cos \alpha_{2K}}}$	$D_K = D - 2[r(\cos \alpha_{2K} - \cos \alpha_{1K}) + 0,7a_{1KR} \sin \alpha_{1K}]$
b (рис. 3.17)		$0,5 \sqrt{D(S_T - c)}$	$D_K = D - 2[r(1 - \cos \alpha_{1K}) + 0,7a_{1KR} \sin \alpha_{1K}]$
<p>Примітки. 1. В наведених формулах S_{1K}, S_{2K} - виконавчі товщини перехідних частин конічного днища, м; S_T - виконавча товщина стінки тороїдального переходу конічного днища, м; α_{1K}, α_{2K} - половини кутів при вершині конічної оболонки, град. (рис. 3.16, 3.17).</p> <p>2. Для конічних днищ зі ступінчастою зміною товщин стінки для другої і всіх подальших частин за розрахунковий діаметр D_K даної частини днища приймають внутрішній діаметр більшої основи.</p>			

Розрахункові формули вузлів конічних і циліндричних обичайок без тороїдального переходу застосовні при умові виконання кутового шва з двобічним проваром.

Виконавчу товщину стінки конічного елемента в місці з'єднання двох обичайок S_{1K}, S_{2K} або S_T завжди приймають не менше товщини S_K , а виконавчу товщину стінки циліндричного елемента в місці з'єднання двох обичайок повинна бути не менше товщини S , які розраховані за ГОСТ 34233.2 для відповідних навантажень.

Розрахунок товщини стінок перехідної частини обичайок виконують або методом послідовних наближень на підставі попереднього підбору і наступної перевірки для вибраних значень $\frac{D}{S_{2K} - C}$ і $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$ або відразу за допомогою діаграм.

Розрахунок за діаграмами виконують для конічних переходів з $a_{2K} = 0$. Якщо допустимі напруження матеріалів частин переходу відрізняються один від одного, тоді розрахунок за діаграмами виконують при використанні меншого з них. За допустимий тиск для конічної обичайки приймають менше значення, яке отримане з умов міцності гладкої конічної обичайки і з умов міцності перехідної частини.

3.9.2.1 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок без тороїдального переходу

Товщина стінки S_{2K} визначається за формулою

$$S_{2K} = \frac{pD\beta_1}{2[\sigma]_2\varphi_p - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_{2K}} + c + c_0.$$

Допустимі напруження для відповідних перехідних частин обичайок (рис. 3.16) за розрахункової температури позначаються $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$.

Коефіцієнт форми β_1 визначається за формулою

$$\beta_1 = \max\{0,5; \beta\}$$

Коефіцієнт β розраховується за формулою

$$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \frac{(tg\alpha_{1K} - tg\alpha_{2K})\cos\alpha_{2K}}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_{2K}}} + \sqrt{\frac{1 + \chi\left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}\right)^2}{2\cos\alpha_{1K}} \chi\left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}\right)}} - 0,25,$$

де $\chi = [\sigma]_1/[\sigma]_2$ – відношення допустимих напружень.

Для з'єднання конічної і циліндричної обичайок ($a_{2K} = 0$) коефіцієнт β може бути визначений по діаграмі (рис. 3.22 або 3.23).

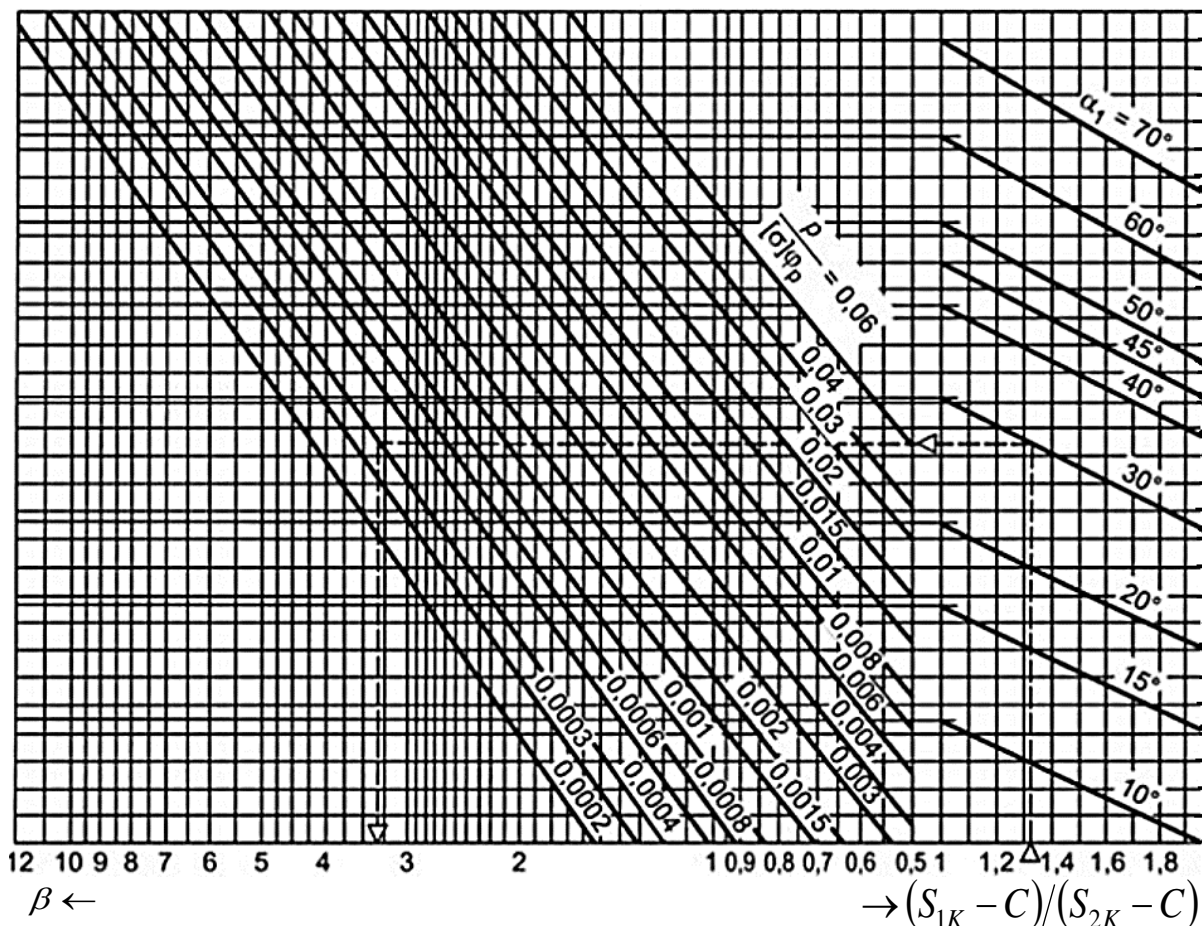


Рисунок 3.22 – Діаграма для визначення коефіцієнта β при розрахунку товщин стінок переходів обичайок

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{\frac{D\beta_1}{\cos \alpha_{2K}} + (S_{2K} - C)}$$

Розрахункові формули застосовні при умові

$$\alpha_{1K} \leq 70^0; \quad 0 \leq \alpha_{2K} \leq \alpha_{1K}; \quad (S_{1K} - C) \geq (S_{2K} - C).$$

Якщо $(S_{1K} - C) < (S_{2K} - C)$, тоді при перевірконому розрахунку належить приймати $(S_{1K} - C) = (S_{2K} - C)$.

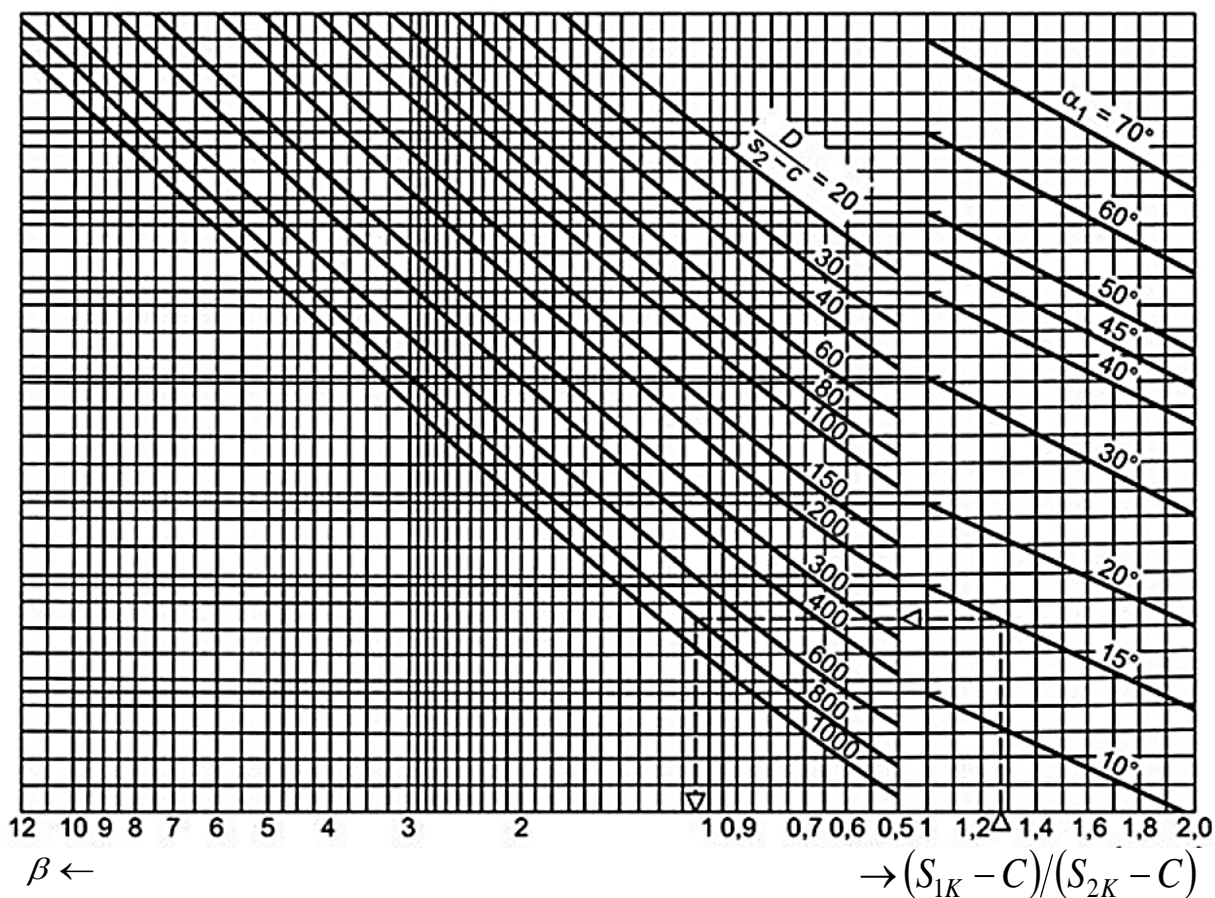


Рисунок 3.23 – Діаграма для визначення коефіцієнта β при виконанні перевірного розрахунку

3.9.2.2 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок з кільцем, що зміцнює

Площу поперечного перерізу кільця, що зміцнює при з'єднанні по рис. 3.16в визначають за формулою

$$A_k = \frac{pD^2 \operatorname{tg} \alpha_{1k}}{8[\sigma]_k \varphi_{ap}} \left(1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right),$$

де φ_{ap} – розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для кільця, що зміцнює; $\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_p}{p} - 1 \right) \frac{S_{2K} - C}{D}$ – коефіцієнт форми.

Коефіцієнт форми β визначають або за формулою, яка наведена у розділі 3.9.2.1, або за діаграмою (рис. 3.23).

Якщо $A_k \leq 0$, тоді укріплення кільцем жорсткості не вимагається.

При з'єднанні по рис. 3.20

$$A_{\kappa} = \frac{pD^2 \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa}}{8[\sigma]_{\kappa} \varphi_{ap}}.$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини при з'єднанні по рис. 3.16в

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D\beta_2 + (S_{2K} - C)},$$

при з'єднанні по рис. 3.20

$$[p] = A_{\kappa} \frac{8[\sigma]_{\kappa} \varphi_{ap}}{D^2 \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa}}.$$

Загальний коефіцієнт форми для перехідної частини

$$\beta_2 = \max\{0,5; \beta_0\},$$

$$\text{де } \beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa} - B_3 \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1\kappa}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)} \right]}{B_2 + \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1\kappa}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)} \right]}.$$

Коефіцієнти B_2 і B_3 визначають за формулами

$$B_2 = \frac{1,6A_{\kappa}[\sigma]_{\kappa} \varphi_{ap}}{(S_{2K} - C)\sqrt{D(S_{2K} - C)}[\sigma]_2 \varphi_p}; \quad B_3 = 0,25.$$

Перевірка міцності зварного шва кільця, що зміцнює

$$\sum t_j \geq \frac{4A_{\kappa}}{D},$$

де t_j – ефективна ширина несучого зварного шва (рис. 3.16в).

Сума $\sum t_j$ враховує всі несучі зварні шви між кільцем, що зміцнює і обичайкою. У переривчастому зварному шві дійсна його ширина зменшується відносно довжин зварного шва і всього периметра обичайки. Відстань між кінцями переривчастих зварних швів повинна бути не більше

товщини стінки обичайки, помноженої на вісім, а сума всіх довжин зварних швів – не менше половини довжини контуру кільця.

Розрахункові формули застосовні при таких умовах:

- 1) $\alpha_{1k} \leq 70^\circ$;
- 2) при з'єднанні з циліндричною обичайкою (рис. 3.16в) $(S_{1K} - C) \geq (S_{2K} - C)$. Якщо $(S_{1K} - C) < (S_{2K} - C)$, тоді при перевірконому розрахунку належить приймати $(S_{1K} - C) = (S_{2K} - C)$;
- 3) тільки при відсутності згинаючого моменту на кільце.

3.9.2.3 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок з тороїдальним переходом

Розрахункові схеми подані на рисунку 3.17.

Товщина стінки S_T визначається за формулою

$$S_T = \frac{pD\beta_3}{2[\sigma]\varphi_{p-p}} + c + c_0.$$

Коефіцієнт форми $\beta_3 = \max\{0,5; \beta\beta_T\}$

Коефіцієнт форми β визначають за формулою, яка наведена у підпункті 3.9.2.1 при

$$\chi = 1 i \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) = 1$$

або за діаграмою (рис. 3.22).

Коефіцієнт форми β_T визначають за за діаграмою (рис. 3.24) або за формулою

$$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0,028 \frac{r}{D} \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} (\alpha_{1k} - \alpha_{2k})}{\frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{1k}}} + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{2k}}}}}$$

або за діаграмою (рис. 3.24).

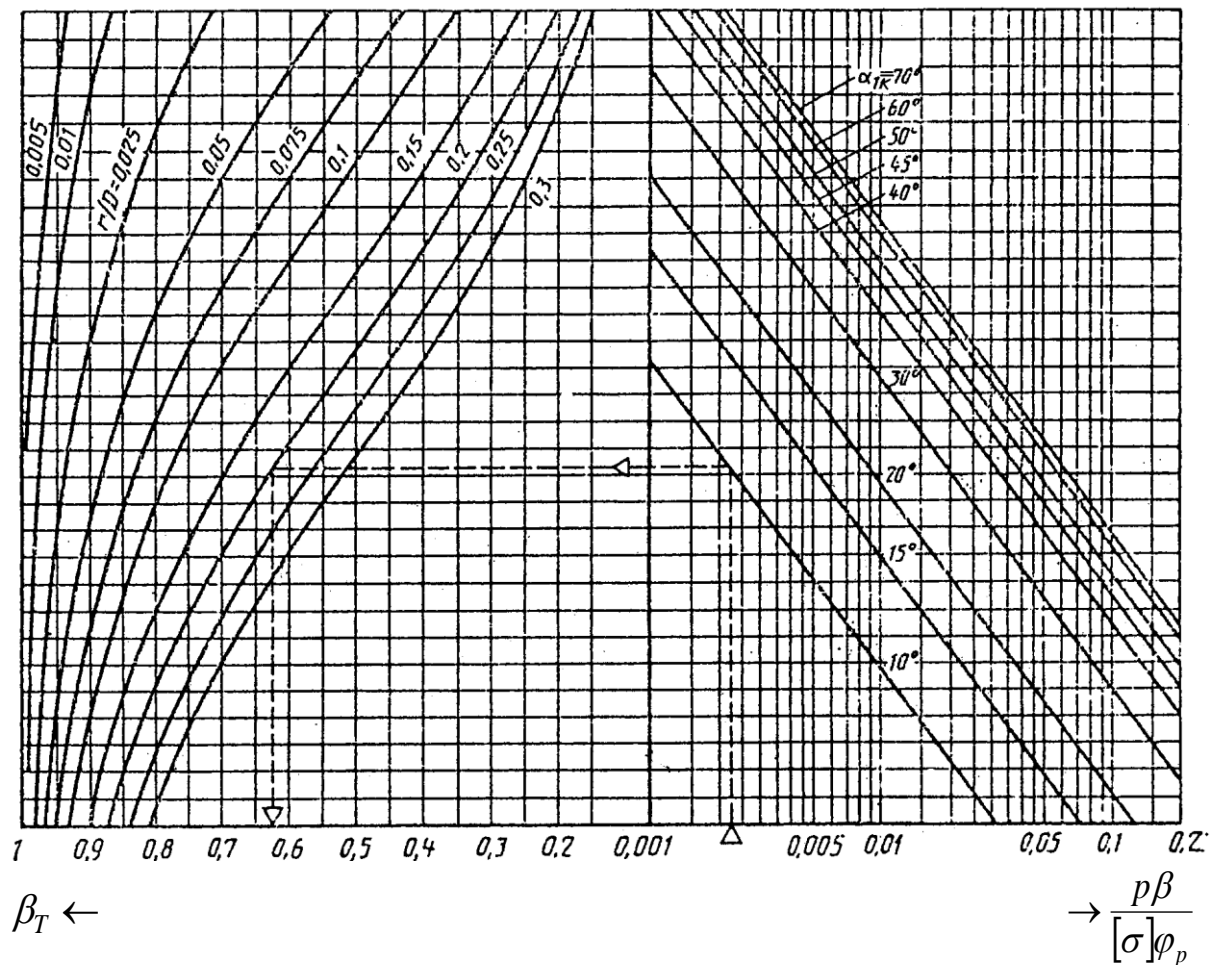


Рисунок 3.24 – Діаграма для визначення коефіцієнта β_T при розрахунку товщин стінок переходів обичайок

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності переходної частини

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S_T - C)}{\frac{D\beta_3}{\cos\alpha_{2k}} + (S_T - C)}$$

Для розрахунку коефіцієнта β_3 в останній формулі необхідно визначити коефіцієнти форми β і β_T , для чого можна скористатися формулами, які наведені вище або діаграмами (рис. 3.23 і 3.25).

Розрахункові формули застосовні при умові

$$\alpha_{1k} \leq 70^\circ; \quad 0 \leq \alpha_{2k} \leq \alpha_{1k}; \quad 0 \leq \frac{r}{D} \leq 0,3.$$

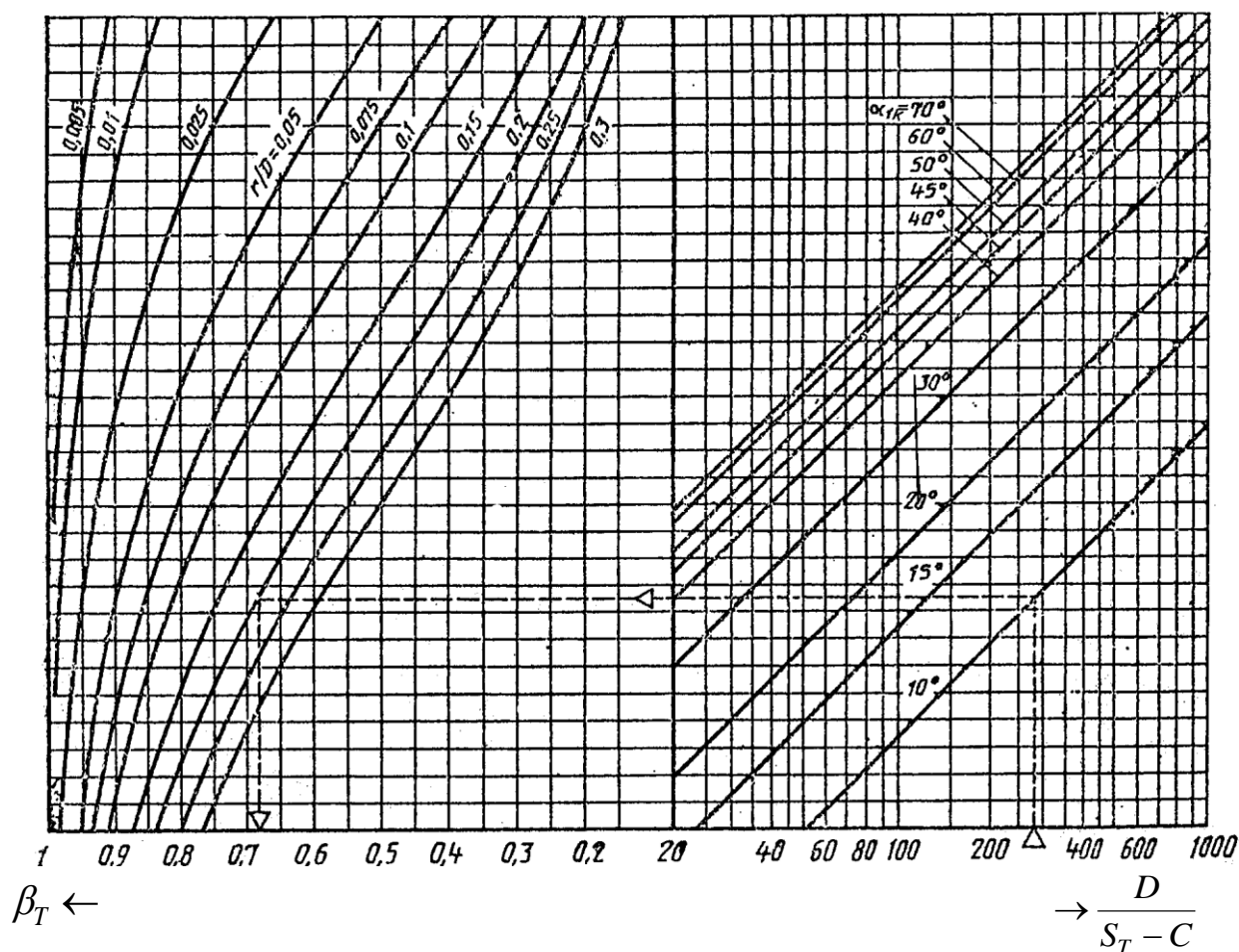


Рисунок 3.25 – Діаграма для визначення коефіцієнта β_T при виконанні перевірного розрахунку

3.9.2.4 Розрахунок вузлів з'єднання штуцера або циліндричної обичайки меншого діаметра з конічною обичайкою

Розрахункова схема подана на рисунку 3.16г.

Товщина стінки S_{2K} визначається за формулою

$$S_{2K} = \frac{pD\beta_4}{2[\sigma]_{\perp}\varphi_p - p} + c + c_0.$$

Коефіцієнт форми β_4 визначають за формулою

$$\beta_4 = \max\{1,0; \beta_H\},$$

де $\beta_n = \beta + 0,75$ при $\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2 \geq 1$;

$$\beta_n = 0,4 \sqrt{\frac{D}{(S_{2K} - C)}} \frac{tg \alpha_{1K}}{\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) \sqrt{\frac{S_{1K} - C}{(S_{2K} - C) \cos \alpha_{1K}}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2}}} + 0,5$$

при $\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2 < 1$.

Розрахунок товщини стінки конічного елемента перехідної частини виконують за допомогою співвідношення товщин стінок

$$S_{1K} \geq \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) S_{2R} + C,$$

де S_{2R} – розрахункова товщини стінки штуцера або циліндричної обичайки меншого діаметра.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини

$$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D \beta_4 + (S_{2K} - C)}.$$

Коефіцієнт β_n можна також визначити за діаграмами (рис. 3.26, 3.27). Розрахункові формули застосовні при умові $\alpha_{1K} \leq 70^\circ$.

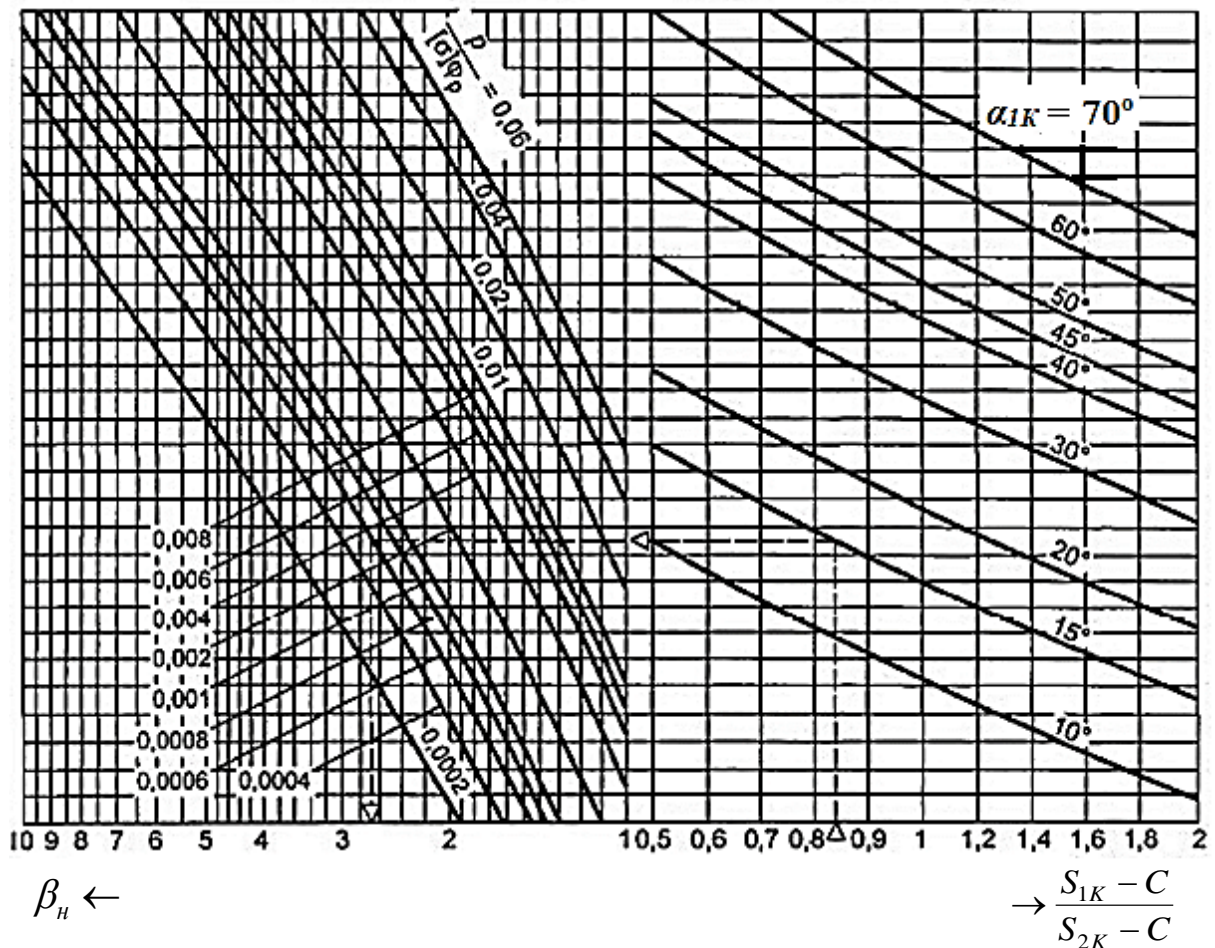


Рисунок 3.26 – Діаграма для визначення коефіцієнта β_n при розрахунку товщин стінок переходів обичайок

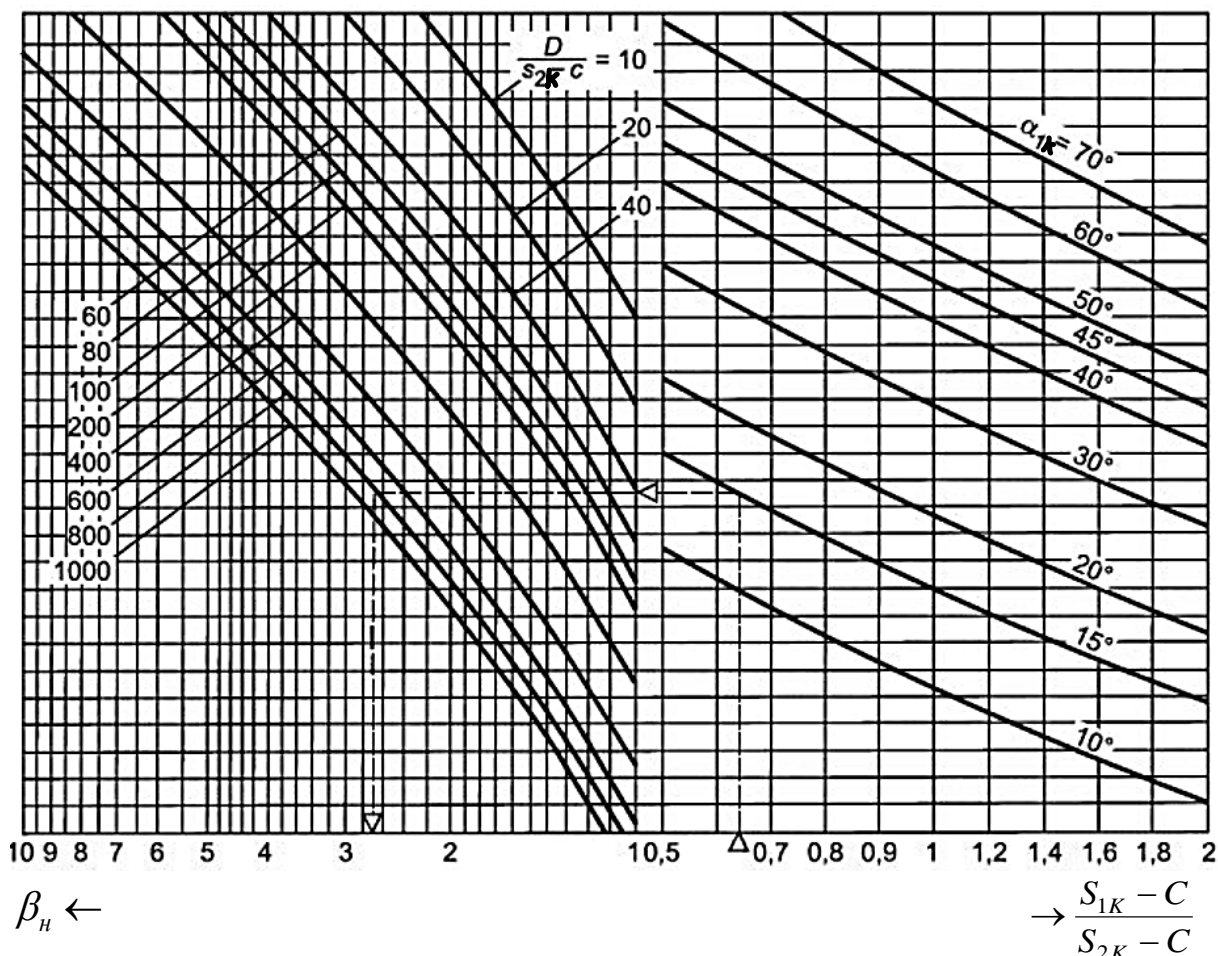


Рисунок 3.27 – Діаграма для визначення коефіцієнта β_n при виконанні перевірного розрахунку

3.9.2.5 Розрахунок пологих конічних днищ з тороїдальним переходом

Розрахункова схема подана на рисунку 3.21а.

Товщину стінки приймають

$$S' \geq \min \{ \max \{ S_k; S_T \}; S'_R + C \}$$

Розрахункова товщина пологого конічного днища

$$S'_R = 0,3(D - r) \frac{\alpha_{1k}}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi_p}}$$

S_k визначається відповідно до розділу 3.9.1. при $D_k = D$.

S_T визначається відповідно до розділу 3.9.2.3.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск приймають як більше із значення, яке розраховано за формулою

$$[p] = [\sigma] \varphi_p \left[\frac{(S' - C)}{0,3(D - r)} \cdot \frac{90^0}{\alpha_{1K}} \right]^2$$

і менше із значень $[p]$, які визначаються за формулами розділів 3.9.1 при $S_K = S'$ і 3.9.2.3 при $S_T = S'$.

Розрахункові формули застосовні при умові $\alpha_{1K} > 70^0$.

3.9.2.6 Розрахунок пологих конічних днищ з кільцем, що зміцнює

Розрахункова схема подана на рисунку 3.21б.

Виконавча товщина конічного днища визначається відповідно до розділу 3.9.1 при $D_K = D$.

Площа поперечного перерізу кільця, що зміцнює визначається відповідно до розділу 3.9.2.2, де при розрахунку β належить прийняти $(S_{1K} - C) = 0$.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск визначають відповідно до розділу 3.9.1. при $D_K = D$ і для кільця, що зміцнює відповідно до розділу 3.9.2.2, де при розрахунку β_2 належить прийняти $(S_{1K} - C) = 0$.

Розрахункові формули застосовні при виконанні умов $\alpha_{1K} > 70^0$ і $S' = S_K$.

3.9.2.7 Розрахунок пологих конічних днищ без тороїдального переходу і без кільця, що зміцнює

Розрахункова схема подана на рисунку 3.21в.

Товщину стінки приймають

$$S' \geq \min \{ \max \{ S_K; S_{1R} \}; S'_R + C \}$$

Розрахункову товщину пологого конічного днища S'_R визначають відповідно до розділу 3.9.2.5 при $r = 0$.

S_K визначається відповідно до розділу 3.9.1 при $D_K = D$.

S_{1R} визначається відповідно до розділу 3.9.2.1.

Допустимий внутрішній надлишковий тиск приймають як більше із значення, яке розраховано за формулою

$$[p] = [\sigma] \varphi_p \left[\frac{(S' - C)}{0,3D} \cdot \frac{90^0}{\alpha_{1K}} \right]^2$$

і менше із значень $[p]$, які визначаються за формулами розділів 3.9.1 (при $S_k = S'$ і $D_k = D$) і 3.9.2.1.

Розрахункові формули застосовні при умові $\alpha_{1k} > 70^\circ$.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.9

1. Визначити осьову і кільцеву сили у тонкостінному конічному днищі, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

2. Визначити головні нормальні напруження у тонкостінному конічному днищі, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

3. Пояснити, як отримана стандартна формула для розрахунку на міцність товщини стінки тонкостінного конічного днища, яке працює під внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень.

4. Пояснити, як розраховується допустимий внутрішній надлишковий тиск для тонкостінного конічного днища поза зоною дії крайових навантажень.

5. За яких умов застосовні розрахункові формули для сталевих тонкостінних конічних днищ поза зоною дії крайових навантажень?

6. Пояснити особливості розрахунку вузлів з'єднання конічних обичайок залежно від конструкції.

7. Пояснити особливості розрахунку пологих конічних днищ.

Приклади до підрозділу 3.9

1. *Завдання.* Розрахувати максимальне осьове напруження σ_N в конічному гладкому тонкостінному днищі поза зоною дії крайових навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній розрахунковий тиск $p = 0,9$ МПа, радіус серединної поверхні при основі конуса $R = 0,8$ м, кут при вершині конуса $2\alpha = 60^\circ$ при виконавчій товщині стінки $S = 0,008$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень максимальне осьове напруження буде при основі конуса

$$\sigma_N = \frac{pR}{2S \cdot \cos \alpha} = \frac{0,9 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,008 \cdot \cos 30^\circ} = 51,963 \text{ МПа.}$$

2. *Завдання.* Розрахувати максимальне кільцеве напруження σ_T в конічному гладкому тонкостінному днищі поза зоною дії крайових

навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній розрахунковий тиск $p = 0,9$ МПа, радіус серединної поверхні при основі конуса $R = 0,8$ м, кут при вершині конуса $2\alpha = 60^\circ$ при виконавчій товщині стінки $S = 0,008$ м.

Рішення. Поза зоною дії крайових навантажень максимальне кільцеве напруження буде при основі конуса

$$\sigma_T = \frac{pR}{S \cdot \cos \alpha} = \frac{0,9 \cdot 0,8}{0,008 \cdot \cos 30^\circ} = 103,926 \text{ МПа.}$$

3. Завдання. Визначити розрахункову товщину S_R стінки гладкого конічного тонкостінного днища, яке навантажене внутрішнім тиском поза зоною дії крайових навантажень. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній діаметр при основі конуса становить $D_k = 2,0$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 150$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 1,0$, кут при вершині конуса $2\alpha = 60^\circ$.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{p \cdot D_k}{2[\sigma]\varphi - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1,0 \cdot 2,0}{2 \cdot 150 \cdot 1,0 - 1,0} \cdot \frac{1}{\cos 30^\circ} = 0,00772 \text{ м.}$$

4. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки гладкого конічного тонкостінного днища поза зоною дії крайових навантажень, якщо днище навантажене внутрішнім тиском. Розмір представити в м.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа, внутрішній діаметр при основі конуса становить $D_k = 2,0$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 150$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 1,0$, кут при вершині конуса $2\alpha = 60^\circ$. Сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,00128$ м.

Рішення. Розрахункова товщина

$$S_R = \frac{p \cdot D_k}{2[\sigma]\varphi - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1,0 \cdot 2,0}{2 \cdot 150 \cdot 1,0 - 1,0} \cdot \frac{1}{\cos 30^\circ} = 0,00772 \text{ м.}$$

Виконавча товщина

$$S = S_R + C = 0,00772 + 0,00128 = 0,009 \text{ м.}$$

5. Завдання. Визначити допустимий внутрішній тиск $[p]$ для гладкого конічного тонкостінного днища. Результат надати у МПа.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр при основі конуса становить $D_k = 2,0$ м, допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 150$ МПа, коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 1,0$, кут при вершині конуса $2\alpha = 60^\circ$,

виконавча товщина стінки днища $S = 0,007$ м, додаток до розрахункової товщини $C = 0,001$ м

Рішення. Допустимий внутрішній тиск

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha} + S - C} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 1,0(0,007 - 0,001)}{\frac{2,0}{\cos 30^\circ} + 0,007 - 0,001} = 0,777 \text{ МПа}.$$

6. Завдання. Перевірити виконання умови застосування розрахункових формул при розрахунку на міцність конічного тонкостінного днища.

Вихідні дані. Виконавча товщина днища $S = 0,008$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,0012$ м, внутрішній діаметр днища при основі конуса становить $D_k = 1,0$ м, кут нахилу твірної днища до осі апарата $\alpha = 30^\circ$.

Рішення. Умова застосування розрахункових формул

$$0,001 \leq \frac{S - C}{D_k} \cos \alpha \leq 0,05$$

$$\frac{0,008 - 0,0012}{1,0} \cos 30^\circ = 0,0059; \quad 0,001 < 0,0059 < 0,05$$

Умова застосування розрахункових формул виконується.

3.10 Алгоритми і приклади розрахунків елементів посудин і апаратів, які знаходяться під дією внутрішнього тиску

Розглянемо апарат, який знаходиться під дією внутрішнього тиску p . Елементи апарата зварені з листового прокату. Довжина зварних швів, що контролюються, становить 100 % від загальної довжини. Схема апарата наведена на рисунку 3.28, а вихідні дані для розрахунку – у таблицях 3.3 і 3.4. У прикладах подані розрахунки елементів цього апарата за 8 варіантом. Корозійне середовище знаходиться всередині апарата. Технологічний додаток C_3 і додаток для компенсації ерозії C_e в наведених розрахунках не враховуються. В прикладах розглядаються різні варіанти конструктивних елементів, з яких складається апарат. Тлумачення умовних позначень величин, які наведені у таблиці 3.4 можна отримати з *переліку позначень*.

Для сталевих виливок крім розрахунку для робочих умов необхідно додатково виконати ще розрахунок для умов випробувань через те, що розрахунковий тиск в умовах випробування буде більшим, ніж розрахунковий тиск у робочих умовах, помножений на $1,35 [\sigma]_{20} / [\sigma]$. В цьому випадку при розрахунку товщини елемента замість розрахункового тиску p підставляють пробний тиск p_u , а допустиме напруження $[\sigma]$

визначають за розділом 1.3.4. За виконавчу товщину елемента S приймають найбільшу з двох отриманих товщин.

Для вибору розмірів листового прокату і визначення граничних відхилень по товщині прокату при проведенні розрахунків елементів апарата можна скористуватися таблицями Додатку В.

Таблиця 3.3 Вид зварного шва

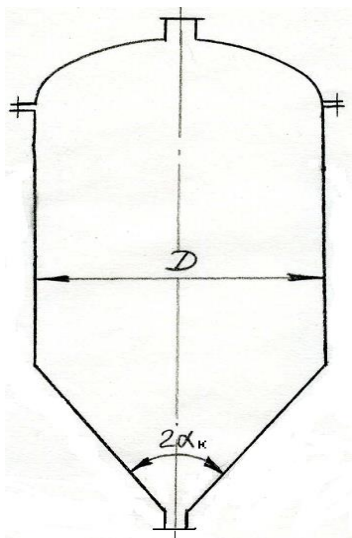


Рис. 3.28. Схема апарата

Варіант	Вид зварного шва
1, 2	Стиковий, що виконується вручну з одного боку
3, 4	Стиковий з двобічним суцільним проваром, що виконується автоматичним зварюванням
5, 6, 7	Стиковий, що доступний для зварювання з одного боку і що має у процесі зварювання металеву підкладку з боку кореня шва, яка прилягає по всій довжині шва до основного металу
8, 9, 10, 11	Стиковий з підварюванням кореня шва, що виконується вручну
12, 13	Стиковий з двобічним суцільним проваром, що виконується автоматичним зварюванням
14, 15	Стиковий з підварюванням кореня шва, що виконується вручну
16, 17	Стиковий з двобічним суцільним проваром, що виконується автоматичним зварюванням
18, 19, 20	Стиковий з підварюванням кореня шва, що виконується вручну

Таблиця 3.4 Вихідні дані для розрахунків

Варіант	D , м	α_k , град	p , МПа	t , °С	Марка сталі елементів апарата	$v_{кор}$, мм/рік	τ , рік
1	0,9	45	1,1	170	09Г2С	0,03	10
2	1	30	1,0	160	20К	0,08	15
3	1	45	1,1	165	16ГС	0,03	20
4	1,2	30	0,8	155	20	0,08	20
5	1,2	45	1,0	165	09Г2С	0,04	15
6	1,4	30	0,7	150	Ст3пс	0,05	20
7	1,4	45	0,9	160	16ГС	0,03	10
8	1,6	30	0,6	150	20	0,06	15
9	1,6	45	0,8	100	09Г2С	0,04	20
10	1,8	30	0,63	150	20	0,05	10
11	1,8	45	0,7	150	20К	0,06	15
12	2	30	0,54	140	Ст3пс	0,04	20
13	2	45	0,74	155	20К	0,07	10
14	2,2	30	0,54	150	10	0,08	15
15	2,2	45	0,64	155	Ст3пс	0,05	20
16	2,4	45	0,44	140	10	0,07	10
17	2,6	45	0,54	150	Ст3пс	0,05	15
18	2	30	0,50	170	09Г2С	0,07	20
19	2	45	0,45	175	16ГС	0,06	15
20	2	30	0,40	160	09Г2С	0,05	10

Таблиця 3.5. Алгоритм і приклад розрахунку товщини циліндричної обичайки з умови міцності за безмоментною теорією у випадку, коли обичайка навантажена внутрішнім тиском

№ 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 марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 Додатку Б залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки S_R , м	$S_R = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p}$	$S_R = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} = 0,0035 \text{ м}$
4.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в обичайці рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
5.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік;	$v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік, тому $C_1 = v_{кор} \tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	
6.	Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки у першому наближенні S^1 , м	$S^1 = S_R + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивне для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S^1 = 3,5 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового гарячекатаного прокату становить $4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
7.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині $4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ прокату листового гарячекатаного звичайної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8.	Технологічний додатак до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
9.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S^1	$\frac{C_2 + C_3}{S^1}$	$\frac{5 \cdot 10^{-4} + 0}{4,5 \cdot 10^{-3}} = 0,11$
10.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S^1} > 0,05,$ тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
11.	Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки S , м	$S = S_R + C + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивне для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S = 3,5 \cdot 10^{-3} + 1,4 \cdot 10^{-3} + 0,1 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м (виконується коли $S \neq S^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині $5 \cdot 10^{-3}$ м прокату листового гарячекатаного звичайної точності при його ширині від 1000 до 1500 мм включно становить $5 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 5 \cdot 10^{-4}$ м
13.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S (виконується коли $S \neq S^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S}$	$\frac{5 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,1$
14.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S \neq S^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S} < 0,05, \text{ тому}$ $C = 9 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-4} = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
15.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$\frac{S - C}{D} \leq 0,1 \text{ для обичайок і труб}$ $\text{при } D \geq 0,2 \text{ м}$	$\frac{S - C}{D} = \frac{5 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 0,0023 < 0,1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\frac{S - C}{D} \leq 0,3$ <p>для труб при $D < 0,2$ м.</p> <p>$S \geq D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3}$ м – для обичайок із вуглецевих і низьколегованих сталей;</p> <p>$S \geq 2,5 \cdot 10^{-3}$ м – для обичайок із сталей аустенітного і аустенітно-феритного класів.</p>	$D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} =$ $= 1,6/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$ $5 \cdot 10^{-3} \text{ м} > 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$ <p>Умови застосування розрахункових формул виконуються</p>
16.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + S - C}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 5 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}} = 0,61 \text{ МПа}$
17.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,61 \text{ МПа.}$ <p>Умова міцності виконується.</p>
<p>Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.</p>			

Таблиця 3.6. Алгоритм і приклад розрахунку циліндричної обичайки з кільцями жорсткості у випадку, коли обичайка навантажена внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У наведеному прикладі розрахунку обичайка виконана з прокату листового холоднокатаного товщиною $S = 4$ мм, а кільця жорсткості розташовані рівномірно			
1.	Допустимі напруження матеріалів обичайки і кільця жорсткості за розрахункової температури $[\sigma]$, $[\sigma]_k$, МПа	$[\sigma]$ і $[\sigma]_k$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконані елементи і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елементи зварні)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустимі напруження $[\sigma] = 139$ МПа, $[\sigma]_k = 139$ МПа.
2.	Коефіцієнти міцності зварних швів φ_p , φ_T	φ_p , φ_T визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварних швів та довжини швів, що контролюються.	Для стикових швів з підварюванням кореня, які виконуються вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$; $\varphi_T = 1,0$.
3.	Коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості φ_k	φ_k визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для швів з двобічним суцільним проваром, що виконується автоматичним або напівавтоматичним зварюванням $\varphi_k = 1,0$.

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
4.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e враховується при швидкості руху в апараті рідин більше 20 м/с, газу або пари – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища	$C_e = 0$
5.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$, Інакше $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$ $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах обичайка стійка до оточуючого середовища. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 =$ $= 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$
6.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного ($S = 4 \text{ мм}$) звичайної точності при його ширині від 1000 до 1500 мм включно становить $5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

Продовження табл. 3.6

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7.	Технологічний додатак до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
8.	Відношення $\frac{C_2 + C_3}{S}$	$\frac{C_2 + C_3}{S}$	$(5 \cdot 10^{-4} + 0) / 4 \cdot 10^{-3} = 0,125$
9.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S} > 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
10.	Коефіцієнт K_4	$K_4 = \frac{p(D + S - C)}{2\varphi_p[\sigma](S - C)} - 1$	$K_4 = \frac{0,6(1,6 + 4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 1 \cdot 139(4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3})} - 1 = 0,33$

Продовження табл. 3.6

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
11.	Умова укріплення обичайки кільцями жорсткості	<p>Якщо $K_4 \leq 0$, тоді укріплення не треба.</p> <p>Якщо</p> $K_4 \geq 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1,$ <p>тоді товщину стінки слід збільшити до виконання умови:</p> $0 < K_4 < 2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1.$	$2 \frac{\varphi_T}{\varphi_p} - 1 = 2 \frac{1,0}{1,0} - 1 = 1$ $0 < 0,33 < 1.$ <p>Обичайку необхідно укріплювати кільцями жорсткості.</p>
12.	Відстань між двома кільцями жорсткості b , м	$b \leq \sqrt{D(S - C) \left[\frac{2}{K_4} - \frac{\varphi_p}{\varphi_T} \left(1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]},$	$b =$ $= \sqrt{1,6(4 - 1,4) \cdot 10^{-3} \left[\frac{2}{0,33} - \frac{1}{1} \left(1 + \frac{1}{0,33} \right) \right]} =$ $= 0,092 \text{ м.}$ <p>Приймаємо $b = 0,09$ м</p>
13.	Відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості у першому наближенні l_1^1 , м	$l_1^1 = b + b_\kappa$	<p>Для попереднього розрахунку приймаємо</p> $b_\kappa = 0,01 \text{ м}$ <p>Тоді $l_1^1 = 0,09 + 0,01 = 0,1 \text{ м}$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Площа поперечного перерізу кільця у першому наближенні A_K^1 , м ²	$A_K^1 \geq l_1(S - C) \frac{[\sigma] \varphi_p}{[\sigma]_k \varphi_k} K_4$	$A_K^1 = 0,1(4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}) \frac{139 \cdot 1,0}{139 \cdot 1,0} 0,33 = 8,58 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$
15.	Висота перерізу кільця жорсткості h_2 , м	$h_2 \geq \sqrt{\frac{A_K^1}{0,225}}$	$h_2 = \sqrt{\frac{8,58 \cdot 10^{-5}}{0,225}} = 0,0195 \text{ м}$ Приймаємо $h_2 = 0,025 \text{ м}$
16.	Ширина перерізу кільця жорсткості b_k , м	$b_k = (0,2 \dots 0,25) h_2$	$b_k = (0,2 \dots 0,25) 0,025 = 0,005 \dots 0,00625 \text{ м}$ Приймаємо $b_k = 0,005 \text{ м}$
17.	Остаточна відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості l_1 , м	$l_1 = b + b_k$	$l_1 = 0,09 + 0,005 = 0,095 \text{ м}$
18.	Остаточна площа поперечного перерізу кільця A_K , м ²	$A_K = h_2 b_k$	$A_K = 0,025 \cdot 0,005 = 0,000125 \text{ м}^2$

Продовження табл. 3.6

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
19.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	<p>При умові рівномірного розташування кілець жорсткості:</p> $\begin{cases} \frac{S - C}{D} \leq 0,1 \\ \text{для обичайок і труб при } D \geq 0,2 \text{ м;} \\ \frac{S - C}{D} \leq 0,3 \\ \text{для труб при } D < 0,2 \text{ м.} \end{cases}$ $\frac{h_2}{D} \leq 0,2$ <p>У випадках, коли кільця жорсткості встановлені нерівномірно, значення b і l_1 необхідно підставляти для тієї ділянки, де відстань між двома сусідніми кільцями найбільша.</p>	$\frac{4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}}{1,6} =$ $= 0,001625 < 0,1;$ $0,025/1,6 = 0,0156 < 0,2.$ <p>Умови застосування розрахункових формул виконуються</p>
20.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умов міцності всієї обичайки $[p]_1$, МПа	$[p]_1 = \frac{2[\sigma]_p (S - C) + 2 \frac{A_K}{l_1} [\sigma]_k \varphi_k}{D + S - C}$ $[p]_1 = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}) + 2 \frac{0,000125}{0,095} 139 \cdot 1}{1,6 + 4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}} = 0,679 \text{ МПа}$	

Продовження табл. 3.6

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
21.	Параметр λ_{II}^2	$\lambda_{II}^2 = \frac{b^2}{D(S - C)}$	$\lambda_{II}^2 = \frac{0,09^2}{1,6(4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3})} = 1,947$
22.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умов міцності обичайки між двома сусідніми кільцями жорсткості $[p]_2$, МПа	$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_T(S - C)}{D + S - C} \cdot \frac{2 + \lambda_{II}^2}{1 + \frac{\varphi_T \lambda_{II}^2}{\varphi_p}}$	$[p]_2 = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 4 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{2 + 1,947}{1 + \frac{1 \cdot 1,947}{1}} = 0,604 \text{ МПа}$
23.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \min \{ [p]_1; [p]_2 \}$	$[p] = \min \{ 0,679; 0,604 \} = 0,604 \text{ МПа}$
24.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,604 \text{ МПа}$ Умова міцності виконується.
При $p > [p]$ необхідно збільшити площу поперечного перерізу кільця A_K і зробити відповідні перерахунки, поки не буде виконуватися умова: $p \leq [p]$			

Таблиця 3.7. Алгоритм і приклад розрахунку товщини півсферичної кришки (або днища) з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли кришка навантажена внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу кришки або днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від розрахункової температури і марки сталі кришка або днище (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елемент, який розраховується, зварний)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
2.	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	φ визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну при 100 % контролі швів $\varphi = 1,0$
3.	Розрахункова товщина стінки кришки або днища $S_{\partial R}$, м	$S_{\partial R} = \frac{pD}{4[\sigma]\varphi - p}$	$S_{\partial R} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{4 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} = 0,0017 \text{ м}$
4.	Додаток до розрахункової товщини елемента для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e враховують при швидкості рідких середовищ більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у середовищі абразивних частинок і при ударній дії середовища на елемент	$C_e = 0$
5.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік;	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тому, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$C_1 = 0,001 м + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} м / рік$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} м$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	
6.	Виконавча товщина стінки кришки або днища у першому наближенні S_δ^1 , м	$S_\delta^1 = S_{\delta R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_\delta^1 = 1,7 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-4} = 2,8 \cdot 10^{-3} м$ Обираємо $C_0 = 2 \cdot 10^{-4} м$ через те, що найближча товщина листового холоднокатаного прокату становить $2,8 \cdot 10^{-3} м$
7.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $2,8 \cdot 10^{-3} м$ нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $1,9 \cdot 10^{-4} м$, тобто $C_2 = 1,9 \cdot 10^{-4} м$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
9.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ^1 , м	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1}$	$\frac{1,9 \cdot 10^{-4} + 0}{2,8 \cdot 10^{-3}} = 0,068$
10.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 1,9 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
11.	Виконавча товщина стінки кришки або днища S_δ , м	$S_\delta = S_{\delta R} + C + C_0$ Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h > 0,3\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді $S_\delta = \frac{pD}{2[\sigma] - p} + C + C_0$. Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	1) Якщо $h \leq 0,3\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді $S_\delta = 1,7 \cdot 10^{-3} + 1,09 \cdot 10^{-3} + 2,21 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 2,21 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ з урахуванням можливих додаткових навантажень під час транспортування, монтажу і т. ін., а також того, що товщина обичайки, що стикується з кришкою становить 5 мм (див. приклад розрахунку у табл. 3.5).

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
			<p>2) Якщо $h > 0,3\sqrt{D(S_\partial - C)}$, тоді</p> $S_\partial = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 - 0,6} + 1,09 \cdot 10^{-3} + 0,41 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Обираємо $C_0 = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ з урахуванням можливих додаткових навантажень під час транспортування, монтажу і т. ін., а також того, що товщина обичайки, що стикується з кришкою (днищем) становить 5 мм (див. приклад розрахунку у табл. 3.5).</p>
12.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м (виконується коли $S_\partial \neq S_\partial^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
13.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_∂ (виконується коли $S_\partial \neq S_\partial^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S_\partial}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} < 0,05, \text{ тому } C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
15.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \frac{4[\sigma]\varphi(S_\delta - C)}{D + S_\delta - C}$	$[p] = \frac{4 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}} = 1,42 \text{ МПа}$
16.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 1,42 \text{ МПа} .$ Умова міцності виконується.
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.8. Алгоритм і приклад розрахунку товщини сферичних невідбортованих днищ та кришок у випадку, коли вони знаходяться під дією внутрішнього тиску

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується сферичне невідбортоване днище конструкції е за рис. 3.8. $R_c = D$, $e_1 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $e_2 = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $e_3 = 22,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $b_k = 75 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $h_k = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $F_p = 0,047 \text{ МН}$			
1.	Допустимі напруження матеріалів циліндричної обичайки $[\sigma]$, сферичного сегменту $[\sigma]_c$, кільця $[\sigma]_k$, обичайки $[\sigma]_o$ за розрахункової температури, МПа	$[\sigma]$, $[\sigma]_c$, $[\sigma]_k$, $[\sigma]_o$ визначають за таблицями Додатку А залежно від розрахункової температури і марки сталі, з якої виконані елементи апарата (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елементи, які розраховуються, зварні)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ допустимі напруження для елементів апарата $[\sigma] = [\sigma]_c = [\sigma]_k = [\sigma]_o = 139 \text{ МПа}$.
2.	Коефіцієнт χ_e	$\chi_e = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_c}$	$\chi_e = 0$ через те, за конструкцією е за рис. 3.8. частина обичайки, що виступає, відсутня
3.	Коефіцієнт χ_k	$\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_c}$	$\chi_k = \frac{139}{139} = 1$
4.	Коефіцієнт χ_o	$\chi_o = \frac{[\sigma]_o}{[\sigma]_c}$	$\chi_o = \frac{139}{139} = 1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Коефіцієнт міцності зварного шва для сферичних сегментів, які з'єднані зваркою з декількох частин φ	φ визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi = 1,0$
6.	Коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва на краю днища φ_d	Розрахункові формули застосовні при умові виконання кутових швів з двобічним суцільним проваром. В цьому випадку коефіцієнт міцності зварного шва φ_d слід приймати не більше 0,8 при контролі радіографією або УЗК по всій довжині шва і не більше 0,6 при вибірковому контролі або за відсутності контролю [3].	Згідно з вихідними даними довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини, тому $\varphi_d = 0,8$
7.	Розрахункова товщина стінки кришки або днища S'_{dR} , м	$S'_{dR} = \frac{pR_c}{2[\sigma]_c \varphi - p}$	$S'_{dR} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} = 0,00346 \text{ м}$
8.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік; $C_1 = 0,001$ м + C_e , якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4}$ м через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік
10.	Виконавча товщина стінки кришки або днища у першому наближенні S_δ^1 , м	$S_\delta^1 = S'_{\delta R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_\delta^1 = 3,46 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1,4 \cdot 10^{-4} =$ $= 4,5 \cdot 10^{-3}$ м Обираємо $C_0 = 1,4 \cdot 10^{-4}$ м через те, що найближча товщина листового прокату становить $4,5 \cdot 10^{-3}$ м
11.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $4,5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
13.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ^1	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{4,5 \cdot 10^{-3}} = 0,051$
14.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 2,3 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
15.	Виконавча товщина стінки кришки або днища S_δ , м	$S_\delta = S'_{\delta R} + C + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_\delta = 3,46 \cdot 10^{-3} + 1,13 \cdot 10^{-3} + 0,41 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ з урахуванням можливих додаткових навантажень під час транспортування, монтажу і т. ін., а також того, що товщина обичайки, що стикується з кришкою (днищем) становить 5 мм (див. приклад розрахунку у табл. 3.5).

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
16.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 мм включно становить $2,3 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м
17.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$
18.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
19.	Перерахунок додатку C_0 , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$C_0 = S_\delta - S'_{\delta R} - C$	$C_0 = 5 \cdot 10^{-3} - 3,46 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3} = 0,64 \cdot 10^{-3}$ м
20.	Тригонометрична функція $\cos \psi$	$\cos \psi = \frac{D}{2R_c}$	$\cos \psi = \frac{1,6}{2 \cdot 1,6} = 0,5$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
21.	Тригонометрична функція $tg\psi$	$tg\psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D}\right)^2 - 1}$	$tg\psi = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1,6}{1,6}\right)^2 - 1} = 1,732$
22.	Площа поперечного перерізу кільця A_k , m^2 (розраховується для конструкцій г, д, е за рис. 3.8)	Для конструкцій г, д за рис. 3.8: $A_k \approx p \frac{\pi D^2}{8[\sigma]} tg\psi$. Для конструкції е за рис. 3.8: $A_k = (b_k - d) \cdot h_k$	$A_k = (75 \cdot 10^{-3} - 22 \cdot 10^{-3}) \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 0,00371 m^2$
23.	Розміри кільця b_k , м і h_k , м (розраховується для конструкцій г, д за рис. 3.8)	b_k і h_k розраховуються за формулами таблиці 3.1 залежно від величини A_k	–
24.	Розрахунковий момент M , $MH \cdot m$ (розраховується для конструкцій г, д, е за рис. 3.8)	M розраховується за формулами таблиці 3.1. Якщо прокладка лежить на всій ущільнювальній поверхні (рис.3.8е), тоді в формулі для визначення M для кришки $e_3 = 0$. Для конструкції днища е за рис. 3.8: $M = \left p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 tg\psi) + F_p e_3 \right $ $M = \left 0,6 \frac{3,14 \cdot 1,6^2}{4} (55 \cdot 10^{-3} - 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1,732) + 0,047 \cdot 22,5 \cdot 10^{-3} \right = 0,0152 MH \cdot m$	

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
25.	Допустимий момент $[M]$, МН·м (розраховується для конструкцій г, е за рис. 3.8)	$[M]$ розраховується за формулами таблиці 3.1.	Для конструкції днища е за рис. 3.8: $[M] = \frac{\pi[\sigma]_{\kappa}(b_{\kappa} - d)h_{\kappa}^2}{2}$ $[M] = \frac{3,14 \cdot 139(75 \cdot 10^{-3} - 22 \cdot 10^{-3})(70 \cdot 10^{-3})^2}{2} =$ $= 0,0567 \text{ МН} \cdot \text{м}$
26.	Перевірка умови $M < [M]$ (виконується для конструкції е за рис. 3.8)	$M < [M]$	$0,0152 \text{ МН} \cdot \text{м} < 0,0567 \text{ МН} \cdot \text{м}$ Умова виконується
Якщо умова $M < [M]$ не виконується, необхідно збільшити розміри кільця b_{κ} і h_{κ} до виконання умови п. 24.			
27.	Виконавча товщина циліндричної обичайки S , м	S визначається з розрахунку товщини циліндричної обичайки за безмоментною теорією (див. табл. 3.5)	З прикладу розрахунку (табл. 3.5): $S = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
28.	Коефіцієнт β	$\beta = 0,5 + \frac{\text{tg} \psi}{\chi_{\kappa} \frac{4A_{\kappa}}{D(S_{\delta} - C)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]} + 3 \sqrt{\frac{S_{\delta} - C}{D}} \left[\frac{1}{\cos \psi} + \left(\chi_o \frac{S - C}{S_{\delta} - C} \right)^{1,5} + \left(\chi_e \frac{S_o - C}{S_{\delta} - C} \right)^{1,5} \right]}$	

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\beta = 0,5 + \frac{1,732}{1 \frac{4 \cdot 0,00371}{1,6(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} \sqrt{1 - \frac{0,0152}{0,0567}} + 3 \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{1,6} \left[\frac{1}{0,5} + (1 \cdot 1)^{1,5} + 0 \right]}} = 1,224$ $\frac{S - C}{S_\partial - C} = 1, \text{ через те, що у прикладі розрахунку } S - C = S_\partial - C.$	
29.	Розрахункова товщина $S''_{\partial R}$, м	$S''_{\partial R} = \frac{pD\beta}{2[\sigma]_c \varphi_\partial - p}$	$S''_{\partial R} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 1,224}{2 \cdot 139 \cdot 0,8 - 0,6} = 0,0053 \text{ м}$
30.	Перевірка умови закінчення розрахунку	$\left \frac{S_\partial - S''_{\partial R}}{S_\partial} \right \leq 0,05$	$\left \frac{5 \cdot 10^{-3} - 5,3 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-3}} \right = 0,06 > 0,05$ <p>Умова не виконується.</p>
Якщо умова $\left \frac{S_\partial - S''_{\partial R}}{S_\partial} \right \leq 0,05$ не виконується, тоді необхідно змінити значення S_∂ і зробити перерахунок $S''_{\partial R}$ за вище наведеним алгоритмом поки не буде виконуватися умова п. 30			
Умові п. 30 відповідає $S_\partial = 5,5 \cdot 10^{-3}$ м, тоді $S''_{\partial R} = 5,562 \cdot 10^{-3}$ м.			
31.	Розрахункова товщина стінки днища або кришки $S_{\partial R}$, м	$S_{\partial R} = \max \{S'_{\partial R}; S''_{\partial R}\}$	$S_{\partial R} = \max \{3,46 \cdot 10^{-3}; 5,562 \cdot 10^{-3}\} = 5,562 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
32.	Перерахунок виконавчої товщини стінки днища або кришки S_δ , м (виконується, якщо $S_{\delta R} \neq S'_{\delta R}$)	$S_\delta = S_{\delta R} + C + C_0$	$S_\delta = 5,562 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} + 0,438 \cdot 10^{-3} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Значення S_δ , C і C_0 вибрані відповідно вже наведених вимог цього алгоритму розрахунку для прокату листового гарячекатаного нормальної точності товщиною $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при його ширині від 1000 до 1500 включно.
33.	Перевірка умови застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при виконванні таких умов: $\frac{S_\delta - C}{R_c} \leq 0,1 \quad i \quad 0,85D \leq R_c \leq D$. Для днищ конструкцій а, б, в, які подані на рисунку 3.8, необхідне виконання додаткової умови: $\frac{S_\delta - C}{R_c} \geq 0,002$	$\frac{7,5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 0,00375 < 0,1$; $0,85D = 0,85 \cdot 1,6 = 1,36 \text{ м}$; $R_c = D = 1,6 \text{ м}$; $1,36 \text{ м} < 1,6 \text{ м}$. Умови застосування розрахункових формул виконуються.
34.	Допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони $[p]_к$, МПа	$[p]_к = \frac{2(S_\delta - C)\varphi_\delta [\sigma]_c}{D\beta + (S_\delta - C)}$	$[p]_к = \frac{2(7,5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3})0,8 \cdot 139}{1,6 \cdot 1,224 + (7,5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3})} = 1,33 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
35.	Допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони $[p]_y$, МПа	$[p]_y = \frac{2(S_\delta - C)\rho[\sigma]_c}{R_c + (S_\delta - C)}$	$[p]_y = \frac{2(7,5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3})1 \cdot 139}{1,6 + (7,5 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3})} = 1,03 \text{ МПа}$
36.	Допустимий надлишковий тиск з обох умов $[p]$, МПа	$[p] = \min \{ [p]_к; [p]_y \}$	$[p] = \min \{ 1,33_к; 1,03 \} = 1,03 \text{ МПа}$
37.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	0,6 МПа < 1,03 МПа . Умова міцності виконується.
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі, змінити конструкцію днища і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.9. Алгоритм і приклад розрахунку товщини торосферичного днища (кришки) з умови міцності у випадку, коли днище (кришка) навантажене внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується торосферичне днище типу А			
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від розрахункової температури і марки сталі, з якої виконане днище (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елемент, який розраховується, зварний)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
2.	Коефіцієнт міцності зварного шва φ	φ визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi = 1,0$
3.	Коефіцієнт форми β_1	β_1 визначається за графіком (рис. 3.10) залежно від відношення $\frac{p}{[\sigma]}$	$p/[\sigma] = 0,6/139 = 0,0043$. За графіком для днища типу А: $\beta_1 = 1,82$
4.	Зовнішній діаметр днища у першому наближенні D_3^1 , м	D_3^1 приймається конструктивно залежно від D з подальшим перерахунком	Приймаємо $D_3^1 = 1,62$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Розрахункова товщина стінки днища (кришки) $S_{\partial R}$, м	$S_{\partial R} = \frac{pD_3^1 \beta_1}{2[\sigma]\varphi}$ <p>Для зварних днищ необхідна додаткова перевірка розрахункової товщини стінки в центральній зоні за формулою</p> $S_{\partial R} = \frac{pD}{4[\sigma]\varphi - p}$	$S_{\partial R} = \frac{0,6 \cdot 1,62 \cdot 1,82}{2 \cdot 139 \cdot 1} = 0,0064 \text{ м}$ <p>В центральній зоні</p> $S_{\partial R} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{4 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} = 0,0017 \text{ м}$ <p>Приймаємо $S_{\partial R} = 0,0064 \text{ м}$.</p>
6.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в днищі рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
7.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ <p>через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8.	Виконавча товщина стінки кришки або днища у першому наблизенні S_{δ}^1 , м	$S_{\delta}^1 = S_{\delta R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_{\delta}^1 = 6,4 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-4} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового прокату становить $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
9.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
10.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
11.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_{δ}^1	$\frac{C_2 + C_3}{S_{\delta}^1}$	$\frac{6 \cdot 10^{-4} + 0}{7,5 \cdot 10^{-3}} = 0,08$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05, \text{ тому}$ $C = 9 \cdot 10^{-4} + 6 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
13.	Виконавча товщина стінки кришки або днища S_δ , м	$S_\delta = S_{\delta R} + C + C_0$ <p>Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$, тоді товщина циліндричної частини днища повинна бути не менше величини, що розрахована за формулою $S_\delta = \frac{pD}{2[\sigma] - p} + C + C_0$.</p> <p>Додаток C_0 вибирається залежно від S_δ. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В</p>	<p>1) Якщо $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$, тоді $S_\delta = 6,4 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} + 0,1 \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. $C_0 = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ тому, що найближча товщина листового прокату становить $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.</p> <p>2) Якщо $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$, тоді $S_\delta = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 - 0,6} + 1,5 \cdot 10^{-3} + 0 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.</p> <p>$C_0 = 0 \text{ м}$ через те, що ми відразу отримали стандартну товщину листового прокату 5 мм.</p>
14.	Перерахунок додатку C_2 , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	1) Якщо $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$, $S_\delta = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Граничне відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ нормальної точності для ширини від 1000 до 1500 включно становить $8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
			2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$ $S_\delta = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
15.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta}$	1) Якщо $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$: $\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} = \frac{8 \cdot 10^{-4} + 0}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,1$ 2) Якщо $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$: $\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} = \frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$
16.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S \neq S^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} > 0,05. \end{cases}$	1) Якщо $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$: $\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} > 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 8 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ 2) Якщо $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\delta - C)}$: $\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$0,002 \leq \frac{S_{\partial} - C}{D} \leq 0,1.$	<p>1) У випадку, коли $h < 0,8\sqrt{D_3(S_{\partial} - C)}$: $\frac{8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 0,004.$ 0,002 < 0,004 < 0,1. Умова застосування розрахункових формул виконуються.</p> <p>2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_{\partial} - C)}$: $\frac{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 0,003.$ 0,002 < 0,003 < 0,1. Умова застосування розрахункових формул виконуються.</p>
18.	Зовнішній діаметр днища D_3 , м	$D_3 = D + 2S_{\partial}$	<p>1) У випадку, коли $h < 0,8\sqrt{D_3(S_{\partial} - C)}$: $D_3 = D + 2S_{\partial} = 1,6 + 2 \cdot 0,008 = 1,616 \text{ м}$</p> <p>2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_{\partial} - C)}$: $D_3 = D + 2S_{\partial} = 1,6 + 2 \cdot 0,005 = 1,61 \text{ м}$</p>
19.	Коефіцієнт форми β_2	β_2 визначається графічно (рис. 3.11) або за формулами: $\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_{\partial} - C}} + 1 \right) \right\}$ для днищ типу А;	<p>1) У випадку, коли $h < 0,8\sqrt{D_3(S_{\partial} - C)}$: $\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{1,616}{8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}}} + 1 \right) \right\} =$ $= \max \{ 1,25; 1,84 \} = 1,84. - \text{для днища типу А.}$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\beta_2 = \max \left\{ 1,0; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_\sigma - C}} + 3,75 \right) \right\}$ <p style="text-align: center;">для днищ типу В ;</p> $\beta_2 = \max \left\{ 0,9; 0,12 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S_\sigma - C}} + 3,2 \right) \right\}$ <p style="text-align: center;">для днищ типу С.</p>	<p>2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\sigma - C)}$:</p> $\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{1,61}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} + 1 \right) \right\} =$ $= \max \{1,25; 2,08\} = 2,08. \text{ – для днища типу А.}$
20.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності крайової зони $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_\sigma - C)}{D_3\beta_2}$ <p>Для зварних днищ необхідно додатково перевіряти допустимий надлишковий тиск з умови міцності центральної зони за формулою:</p> $[p] = \frac{4[\sigma]\varphi(S_\sigma - C)}{D + S_\sigma - C}$ <p>За остаточний допустимий тиск приймається менший з обчислених за наведеними формулами.</p>	<p>1) У випадку, коли $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\sigma - C)}$:</p> $[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})}{1,616 \cdot 1,84} = 0,589 \text{ МПа,}$ $[p] = \frac{4 \cdot 139 \cdot 1(8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}} = 2,18 \text{ МПа.}$ <p>Остаточню приймаємо $[p] = 0,589 \text{ МПа.}$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		У випадку зварки днищ з листів різної товщини у формули належить підставляти відповідні значення товщини стінок для крайової і центральної зон	<p>2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\partial - C)}$:</p> $[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,61 \cdot 2,08} = 0,34 \text{ МПа},$ $[p] = \frac{4 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}} = 1,42 \text{ МПа}.$ <p>Остаточно приймаємо $[p] = 0,34 \text{ МПа}$.</p>
21.	Перевірка умови міцності крайової зони	$p \leq [p]$	<p>1) У випадку, коли $h < 0,8\sqrt{D_3(S_\partial - C)}$:</p> $[p] = 0,589 \text{ МПа}; 0,6 \text{ МПа} < 0,589 \text{ МПа}.$ <p>Умова міцності крайової зони не виконується.</p> <p>2) У випадку, коли $h \geq 0,8\sqrt{D_3(S_\partial - C)}$:</p> $[p] = 0,34 \text{ МПа}; 0,6 \text{ МПа} < 0,34 \text{ МПа}.$ <p>Умова міцності крайової зони не виконується.</p>
Якщо умова міцності крайової зони не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки днища, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$			
Умова міцності крайової зони ($p \leq [p]$) забезпечується при $S_\partial = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тоді $[p] = 0,649 \text{ МПа} > 0,6 \text{ МПа}$			

Таблиця 3.10. Алгоритм і приклад розрахунку товщини еліптичної кришки (або днища) з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли кришка навантажена внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується стандартне еліптичне днище з висотою $h_e = 0,25D$.			
1.	Внутрішній радіус кривизни у вершині кришки або днища R_e , м	$R_e = \frac{D^2}{4h_e}$	У випадку, що розглядається $h_e = 0,25D$, тому $R_e = D = 1,6$ м
2.	Допустиме напруження матеріалу кришки або днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконана кришка або днище і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елемент, який розраховується, зварний)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
3.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
4.	Розрахункова товщина стінки кришки або днища $S_{\partial R}$, м	$S_{\partial R} = \frac{pR_e}{2[\sigma]\varphi - 0,5p}$	$S_{\partial R} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,6} = 0,0035$ м

Продовження табл. 3.10

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в апараті рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
6.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$
7.	Виконавча товщина стінки кришки або днища у першому наближенні S_∂^1 , м	$S_\partial^1 = S_{\partial R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_\partial^1 = 3,5 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} =$ $= 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового прокату становить $4,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $4,5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м
9.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
10.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ^1	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{4 \cdot 10^{-3}} = 0,0575$
11.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta^1} > 0,05, \text{ тому}$ $C = 9 \cdot 10^{-4} + 2,3 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12.	Виконавча товщина стінки кришки або днища S_δ , м	$S = S_R + C + C_0$ <p>Якщо довжина циліндричної відбортованої частини днища $h > 0,8\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді</p> $S_\delta = \frac{pD}{2[\sigma] - p} + C + C_0.$ <p>Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В</p>	<p>1) Якщо $h \leq 0,8\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді</p> $S_\delta = 3,5 \cdot 10^{-3} + 1,13 \cdot 10^{-3} + 0,37 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Обираємо $C_0 = 3,7 \cdot 10^{-4}$ м з урахуванням можливих додаткових навантажень під час транспортування, монтажу і т. ін., а також того, що товщина обичайки, що стикується з кришкою (днищем) становить 5 мм.</p> <p>2) Якщо $h > 0,8\sqrt{D(S_\delta - C)}$, тоді</p> $S_\delta = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 - 0,6} + 1,13 \cdot 10^{-3} + 0,37 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Як і у першому випадку обираємо $C_0 = 3,7 \cdot 10^{-4}$ м</p>
13.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_δ (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$
15.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S_\delta \neq S_\delta^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_\delta} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_\delta} < 0,05, \text{ тому } C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
16.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$\begin{cases} 0,002 \leq \frac{S_\delta - C}{D} \leq 0,1, \\ 0,2 \leq \frac{h_e}{D} \leq 0,5. \end{cases}$	$\frac{S_\delta - C}{D} = \frac{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 0,0026,$ $0,002 < 0,0026 < 0,1.$ За умовою задачі $\frac{h_e}{D} = 0,25,$ $0,2 < 0,25 < 0,5.$ Умови застосування розрахункових формул виконуються

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi(S_\partial - C)}{R_e + 0.5(S_\partial - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,6 + 0,5(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,71 \text{ МПа}$
18.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	0,6 МПа < 0,71 МПа . Умова міцності виконується.
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.11. Алгоритм і приклад розрахунку товщини конічного днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розрахунковий діаметр конічного днища $D_k = D$.			
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що днище зварне)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Розрахункова товщина стінки днища $S_{\kappa R}$, м	$S_{\kappa R} = \frac{pD_{\kappa}}{2[\sigma]\varphi_p - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{\kappa}}$	$S_{\kappa R} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} \cdot \frac{1}{\cos 30^\circ} = 0,004 \text{ м}$
4.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в днищі рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
5.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	Якщо $v_{\text{кор}} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$, тоді $C_1 = v_{\text{кор}} \tau + C_e$; інакше $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$. Якщо відсутні дані о величині $v_{\text{кор}}$, але відомо, що матеріал днища стійкий до оточуючого середовища, тоді $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{\text{кор}} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м},$ через те, що $v_{\text{кор}} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
6.	Виконавча товщина стінки днища у першому наближенні S_{κ}^1 , м	$S_{\kappa}^1 = S_{\kappa R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_{\kappa}^1 = 4 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового прокату становить $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
7.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
8.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
9.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_{κ}^1	$\frac{C_2 + C_3}{S_{\kappa}^1}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_{\kappa}^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_{\kappa}^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_{\kappa}^1} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
11.	Виконавча товщина стінки днища S_{κ} , м	$S_{\kappa} = S_{\kappa R} + C + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_{\kappa} = 4 \cdot 10^{-3} + 0,9 \cdot 10^{-3} + 0,1 \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3}$ м Обираємо $C_0 = 0,1 \cdot 10^{-4}$ м через те, що найближча товщина листового прокату становить 5 мм.
12.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м (виконується коли $S_{\kappa} \neq S_{\kappa}^1$)	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В	—
13.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_{κ} (виконується коли $S_{\kappa} \neq S_{\kappa}^1$)	$\frac{C_2 + C_3}{S_{\kappa}}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується коли $S_k \neq S_k^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_k} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_k} > 0,05. \end{cases}$	—
15.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$0,001 \leq \frac{S_k \cos \alpha_k}{D} \leq 0,05$	$\frac{S_k \cos \alpha_k}{D} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cos 30^\circ}{1,6} = 0,0027,$ $0,001 < 0,0027 < 0,05.$ <p>Умова застосування розрахункових формул виконується</p>
16.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S_k - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_k} + (S_k - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6}{\cos 30^\circ} + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,615 \text{ МПа}$
17.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,615 \text{ МПа}.$ <p>Умова міцності виконується.</p>
<p>Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.</p>			

Таблиця 3.12. Алгоритм і приклад розрахунку вузла з'єднання конічних обичайок без тороїдального переходу, який навантажений внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
<p>У прикладі розраховується днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок (рис. 3.16б).</p> $\alpha_{1к} = \alpha_k, \alpha_{2к} = 0.$			
1.	Допустимі напруження для відповідних перехідних частин обичайок за розрахункової температури $[\sigma]_1, [\sigma]_2$ МПа	$[\sigma]_1, [\sigma]_2$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марок сталі, з якої виконані перехідні частини обичайок і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елементи, які розраховуються, зварні)	За умовами задачі перехідні частини обичайок виконані зі сталі марки 20. З таблиці А.1 для цієї сталі за розрахункової температури $t = 150^\circ\text{C}$ допустимі напруження $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = 139$ МПа
2.	Відношення допустимих напружень для перехідних частин обичайок за розрахункової температури χ	$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}$	$\chi = \frac{139}{139} = 1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
3.	Коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва φ_T	Розрахункові формули вузлів конічних і циліндричних обичайок без тороїдального переходу застосовні при умові виконання кутового шва з двобічним проваром. В цьому випадку коефіцієнт міцності зварного шва φ_T слід приймати не більше 0,8 при контролі радіографією або УЗК по всій довжині шва і не більше 0,6 при вибірковому контролі або за відсутності контролю [3].	Згідно з вихідними даними довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини, тому $\varphi_T = 0,8$
4.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначається за таблицею 3.3 [3] залежно від типу днища	Для днища за рис. 3.16б φ_p розраховується за формулою: $\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$ $\varphi_p = \sqrt{0,8} = 0,89$
5.	Відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$	Відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$ приймається з урахуванням того, що виконавчі товщину стінок елементів в місці з'єднання двох обичайок повинні бути не менше товщин стінок, які розраховані за ГОСТ 34233.2 для відповідних навантажень у безмоментній зоні.	З урахуванням прикладів розрахунків (таблиці 3.5 і 3.11) приймаємо відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} = 1$.
6.	Відношення $\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p}$	$\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p}$	$\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p} = \frac{0,6}{139 \cdot 0,89} = 0,00485$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7.	Розрахунковий коефіцієнт β_R	Розрахунковий коефіцієнт β_R визначається за діаграмою залежно від відношення, визначеного в попередньому пункті і $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$ (рис. 3.22).	$\beta_R = 1,5$
8.	Розрахунковий коефіцієнт форми β_{1R}	$\beta_{1R} = \max \{0,5; \beta_R\}$	$\beta_{1R} = \max \{0,5; 1,5\} = 1,5$
9.	Розрахункова товщина стінки S_{2R} , м	$S_{2R} = \frac{pD\beta_{1R}}{2[\sigma]_2 \varphi_p - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{2K}}$	$S_{2R} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 1,5}{2 \cdot 139 \cdot 0,89 - 0,6} \cdot \frac{1}{\cos 0^\circ} = 0,0059 \text{ м}$
10.	Додаток до розрахункових товщин для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні у вузлі рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь .	$C_e = 0$
11.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах перехідні частини стійкі до середовища, що їх оточує.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	
12.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_2 вибирається за таблицями Додатку В	З урахуванням того, що $S_{2R} + C_1 = 6,8 \cdot 10^{-3}$ м знаходимо граничне відхилення по товщині від 7,5 до 25 мм прокату листового гарячекатаного $C_2 = 8 \cdot 10^{-4}$ м
13.	Технологічний додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
14.	Товщини S_{1K} , S_{2K} , м	Товщини S_{1K} , S_{2K} приймаються з урахуванням розрахункових товщин S_{1R} , S_{2R} і додатків до розрахункових товщин. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	Приймаємо $S_{1K} = S_{2K} = 8 \cdot 10^{-3}$ м.
15.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщин S_{1K} , S_{2K}	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}}$, $\frac{C_2 + C_3}{S_{2K}}$. (Додатки C_2 і C_3 визначаються за п. п. 12 і 13)	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}} = \frac{C_2 + C_3}{S_{2K}} =$ $= \frac{8 \cdot 10^{-4} + 0}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
16.	Сума додатків до розрахункових товщин перехідних частин C , м	Для кожної з перехідних частин $C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_K} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_K} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}} = \frac{C_2 + C_3}{S_{2K}} > 0,05, \text{ тому}$ $C = 9 \cdot 10^{-4} + 8 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
17.	Додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа C_o , м	$C_o = S_K - S_R - C$	$C_o = 8 \cdot 10^{-3} - 5,9 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3} =$ $= 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Якщо за результатами розрахунків $C_o < 0$, тоді необхідно збільшити товщину S_K і зробити перерахунки за п. п. 11-16, поки не буде виконуватись умова $C_o \geq 0$.			
18.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при таких умовах: $\alpha_{1K} \leq 70^0$; $0 \leq \alpha_{2K} \leq \alpha_{1K}$; $(S_{1K} - C) \geq (S_{2K} - C)$. Якщо $(S_{1K} - C) < (S_{2K} - C)$, тоді при перевірочному розрахунку належить приймати $(S_{1K} - C) = (S_{2K} - C)$.	$\alpha_{1K} = 30^0 < 70^0; \quad \alpha_{2K} = 0^0 < 30^0;$ $S_{1K} = S_{2K} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$ відповідно $(S_{1K} - C) = (S_{2K} - C)$ Умови застосування розрахункових формул виконуються.

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
19.	Коефіцієнт β	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \frac{(tg\alpha_{1K} - tg\alpha_{2K}) \cos\alpha_{2K}}{\frac{1}{\sqrt{\cos\alpha_{2K}}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}\right)^2}{2 \cos\alpha_{1K}}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}\right)}$ <p>Для з'єднання конічної і циліндричної обичайок ($a_{2K} = 0$) коефіцієнт β може бути визначений за діаграмою (рис. 3.23).</p>	
		$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6}{8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}}} \cdot \frac{(tg30^0 - tg0^0) \cos 0^0}{\frac{1}{\sqrt{\cos 0^0}} + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot 1^2}{2 \cos 30^0}}} \cdot 1 \cdot 1 - 0,25 = 1,524$	
20.	Коефіцієнт форми β_1	$\beta_1 = \max\{0,5; \beta\}$	$\beta_1 = \max\{0,5; 1,524\} = 1,524$
21.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{\frac{D\beta_1}{\cos\alpha_{2K}} + (S_{2K} - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 0,89 (8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6 \cdot 1,524}{\cos 0^0} + (8 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})} = 0,637 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
22.	Перевірка умови міцності перехідної частини	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,637 \text{ МПа}$. Умова міцності перехідної частини виконується.
Якщо умова міцності перехідної частини не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщини стінок перехідної частини S_{1K} , S_{2K} , змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.13. Алгоритм і приклад розрахунку вузла з'єднання конічних обичайок з кільцем, що зміцнює під навантаженням внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок (рис. 3.16в). $\alpha_{1k} = \alpha_k$, $\alpha_{2k} = 0$. Коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для кільця, що зміцнює $\varphi_a = 0,8$, коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва $\varphi_T = 0,8$.			
1.	Товщина S_{1K} , м (для з'єднань по рис. 3.16в)	$S_{1K} = S_k$. Величина S_k визначається з розрахунку товщини конічного днища у безмоментній зоні (див. табл. 3.11)	З прикладу розрахунку (табл. 3.11) $S_{1K} = S_k = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

2.	Товщина S_{2K} , м (для з'єднань по рис. 3.16в)	$S_{2K} = S$. Величина S визначається з розрахунку товщини циліндричної обичайки за безмоментною теорією (див. табл. 3.5)	З прикладу розрахунку (табл. 3.5) $S_{2K} = S = 5 \cdot 10^{-3}$ м
3.	Сума додатків до розрахункових товщин C , м	Суму додатків до розрахункових товщин C беремо за результатами розрахунку товщини конічного днища у безмоментній зоні (див. табл. 3.11) і товщини циліндричної обичайки за безмоментною теорією (див. табл. 3.5)	З прикладів розрахунків (таблиці 3.11 і 3.5) $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
4.	Допустимі напруження матеріалів обичайок і укріплюючого кільця за розрахункової температури $[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$, $[\sigma]_k$, МПа	$[\sigma]_1$, $[\sigma]_2$ і $[\sigma]_k$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконані елементи і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що елементи зварні)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустимі напруження $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = 139$ МПа, $[\sigma]_k = 139$ МПа.
5.	Відношення допустимих напружень для перехідних частин обичайок за розрахункової температури χ	$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}$	$\chi = \frac{139}{139} = 1$
6.	Коефіцієнт форми β (для з'єднань по рис. 3.16в)	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \frac{(tg \alpha_{1k} - tg \alpha_{2k}) \cos \alpha_{2k}}{\frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{2k}}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1k}}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)}$ або визначають за діаграмою (рис. 3.23)	

№ П/П	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		Через те, що $S_{1K} = S_{2K}$, $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} = 1$. $\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot \frac{(tg 30^{\circ} - tg 0^{\circ}) \cos 0^{\circ}}{\frac{1}{\sqrt{\cos 0^{\circ}}} + \sqrt{\frac{1+1 \cdot 1^2}{2 \cos 30^{\circ}}} \cdot 1 \cdot 1} - 0,25 = 1,95$	
7.	Розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для кільця, що зміцнює φ_{ap}	$\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi_{ap} = 0,8$
8.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p (для з'єднань по рис. 3.16в)	φ_p визначається за таблицею 3.3 [3] залежно від типу днища	Для днища за рис. 3.16в φ_p розраховується за формулою: $\varphi_p = \sqrt{\varphi_T}$ $\varphi_p = \sqrt{0,8} = 0,89$
9.	Коефіцієнт форми β_A (для з'єднань по рис. 3.16в)	$\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_p}{p} - 1 \right) \frac{S_{2K} - C}{D}$	$\beta_A = \left(\frac{2 \cdot 139 \cdot 0,89}{0,6} - 1 \right) \frac{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 1,054$
10.	Площа поперечного перерізу кільця, що зміцнює A_k , м ²	Для з'єднань по рис. 3.16в: $A_k = \frac{pD^2 tg \alpha_{1k}}{8[\sigma]_k \varphi_{ap}} \left(1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right)$	$A_k = \frac{0,6 \cdot 1,6^2 tg 30^{\circ}}{8 \cdot 139 \cdot 0,8} \left(1 - \frac{1,054 + 0,25}{1,95 + 0,25} \right) = 4,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
11.	Ефективна ширина несучого зварного шва t_j , м	Для забезпечення міцності зварного шва кільця, що зміцнює повинна виконуватись умова: $\sum t_j \geq \frac{4A_k}{D}$, де сума $\sum t_j$ враховує всі несучі зварні шви між кільцем, що зміцнює і обичайкою. У переривчастому зварному шві дійсна його ширина зменшується відносно довжин зварного шва і периметра обичайки. Відстань між кінцями переривчастих зварних швів повинна бути не більше товщини стінки обичайки, помноженої на вісім, а сума всіх довжин зварних швів – не менше половини довжини контуру кільця.	$\sum t_j \geq \frac{4 \cdot 4,06 \cdot 10^{-4}}{1,6} = 1,015 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
12.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$\alpha_{1k} \leq 70^0$; Для з'єднань по рис. 3.16в: $(S_{1K} - C) \geq (S_{2K} - C)$, інакше при перевірочному розрахунку належить приймати $(S_{1K} - C) = (S_{2K} - C)$. Для з'єднань по рис. 3.20 розрахункові формули застосовні тільки при відсутності згинаючого моменту.	$\alpha_{1k} = 30^0 < 70^0$. Через те, що $S_{1K} = S_{2K}$, $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} = 1$. Умови застосування розрахункових формул виконуються.

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Коефіцієнт B_2 (для з'єднань по рис. 3.16в)	$B_2 = \frac{1,6A_{\kappa}[\sigma]_{\kappa}\varphi_{ap}}{(S_{2K} - C)\sqrt{D(S_{2K} - C)}[\sigma]_2\varphi_p}$	$B_2 = \frac{1,6 \cdot 4,06 \cdot 10^{-4} \cdot 139 \cdot 0,8}{(5 - 0,9) \cdot 10^{-3} \sqrt{1,6(5 - 0,9) \cdot 10^{-3}} 139 \cdot 0,89} = 1,762$
14.	Коефіцієнт B_3 (для з'єднань по рис. 3.16в)	$B_3 = 0,25$	$B_3 = 0,25$
15.	Коефіцієнт β_0 (для з'єднань по рис. 3.16в)	$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa} - B_3 \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1\kappa}}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) \right]}{B_2 + \left[1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1\kappa}}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) \right]}$	$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{1,6}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ - 0,25 \left[1 + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot 1^2}{2 \cos 30^\circ}} 1 \cdot 1 \right]}{1,762 + \left[1 + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot 1^2}{2 \cos 30^\circ}} 1 \cdot 1 \right]} = 1,054$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
16.	Загальний коефіцієнт форми для перехідної частини β_2 (для з'єднань по рис. 3.16в)	$\beta_2 = \max \{0,5; \beta_0\},$	$\beta_2 = \max \{0,5; 1,054\} = 1,054$
17.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини $[p]$, МПа	Для з'єднань по рис. 3.16в: $[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D\beta_2 + (S_{2K} - C)}.$ Для з'єднань по рис. 3.20: $[p] = A_\kappa \frac{8[\sigma]_\kappa \varphi_{ap}}{D^2 \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa}}.$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 0,89 (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,6 \cdot 1,054 + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,6 \text{ МПа}$
18.	Перевірка умови міцності перехідної частини	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} = 0,6 \text{ МПа}.$ Умова міцності перехідної частини виконується.
Якщо умова міцності перехідної частини не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити площу поперечного перерізу кільця, що зміцнює A_κ , змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.14. Алгоритм і приклад розрахунку вузла з'єднання конічних обичайок з тороїдальним переходом, який навантажений внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується днище, яке утворене з'єднанням конічної і циліндричної оболонок (рис. 3.17б). $\alpha_{1к} = \alpha_к, \alpha_{2к} = 0, r/D = 0,15.$			
1.	Допустиме напруження матеріалу за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконана стінка і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимого напруження $\eta = 1$ через те, що стінка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150^\circ\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Розрахунковий коефіцієнт β_R	Коефіцієнт β_R визначається за діаграмою залежно від $p/([\sigma]\varphi_p)$ для $\frac{S_{1к} - C}{S_{2к} - C} = 1$ (рис. 3.22)	$\beta_R = 1.6$
4.	Відношення $\frac{p\beta_R}{[\sigma]\varphi_p}$	$\frac{p\beta_R}{[\sigma]\varphi_p}$	$\frac{p\beta_R}{[\sigma]\varphi_p} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{139 \cdot 1} = 0,0069$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Розрахунковий коефіцієнт β_{TR}	Коефіцієнт β_{TR} визначається за діаграмою залежно від $\frac{p\beta_R}{[\sigma]\varphi_p}$ і $\frac{r}{D}$ (рис. 3.24)	$\beta_{TR} = 0,57$
6.	Розрахунковий коефіцієнт форми β_{3R}	$\beta_{3R} = \max\{0,5; \beta_R\beta_{TR}\}$	$\beta_{3R} = \max\{0,5; 1,6 \cdot 0,57\} =$ $= \max\{0,5; 0,912\} = 0,912$
7.	Розрахункова товщина стінки тороїдального переходу кінцевого днища S_{TR} , м	$S_{TR} = \frac{pD\beta_{3R}}{2[\sigma]\varphi_p - p \cos\alpha_{2k}} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_{2k}}$	$S_{TR} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 0,912}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} \cdot \frac{1}{\cos 0^\circ} =$ $= 0,0032 \text{ м}$
8.	Додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в апараті рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
9.	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу кінцевого днища для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор}\tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує.	$C_1 = v_{кор}\tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	
10.	Товщина стінки тороїдального переходу кінцевого днища S_T , м	S_T вибирається конструктивно за таблицями Додатку В з урахуванням додатків до розрахункової товщини стінки.	З урахуванням того, що $S_{TR} + C_1 = 4,1 \cdot 10^{-3}$ м, а також можливих додаткових навантажень під час транспортування, монтажу і т. ін. приймаємо $S_T = 5$ мм.
11.	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу кінцевого днища для компенсації мінусового допуску C_2 , м	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу кінцевого днища для компенсації мінусового допуску C_2 вибирається за таблицями Додатку В	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м
12.	Технологічний додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу кінцевого днища C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
13.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_T	$\frac{C_2 + C_3}{S_T}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_T} = \frac{0,23 \cdot 10^{-3} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Сума додатків до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу кінцевого днища C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_T} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_T} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_T} < 0,05, \text{ тому } C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
15.	Додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа C_o , м	$C_o = S_T - S_{TR} - C.$	$C_o = 5 \cdot 10^{-3} - 3,2 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3} = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Якщо за результатами розрахунків $C_o < 0$, тоді необхідно збільшити товщину S_T і зробити перерахунки за п.п. 9-14, поки не буде виконуватись умова $C_o \geq 0$.			
16.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при таких умовах: $\alpha_{1к} \leq 70^0; \quad 0 \leq \alpha_{2к} \leq \alpha_{1к}; \quad 0 \leq \frac{r}{D} \leq 0,3.$	$\alpha_{1к} = 30^0 < 70^0; \quad \alpha_{2к} = 0^0 < 30^0;$ $0 < 0,15 < 0,3.$ <p>Умови застосування розрахункових формул виконуються.</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17.	Коефіцієнт форми β	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} \cdot \frac{(tg \alpha_{1k} - tg \alpha_{2k}) \cos \alpha_{2k}}{\frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{2k}}} + \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha_{1k}}}} - 0,25$ <p>або визначають за діаграмою (рис. 3.23) при $\left(\frac{S_{1k} - C}{S_{2k} - C}\right) = 1$.</p>	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot \frac{(tg 30^0 - tg 0^0) \cos 0^0}{\frac{1}{\sqrt{\cos 0^0}} + \sqrt{\frac{1}{\cos 30^0}}} - 0,25 = 1,95$
18.	Коефіцієнт форми β_T	$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0,028 \frac{r}{D} \sqrt{\frac{D}{S_T - C}} (\alpha_{1k} - \alpha_{2k})}{\frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{1k}}} + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{2k}}}}}$ <p>або визначають за діаграмою (рис. 3.25)</p>	$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0,028 \cdot 0,15 \sqrt{\frac{1,6}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} (30 - 0)}{\frac{1}{\sqrt{\cos 30^0}} + \frac{1}{\sqrt{\cos 0^0}}}} = 0,455$
19.	Коефіцієнт форми β_3	$\beta_3 = \max \{0,5; \beta \beta_T\}$	$\beta_3 = \max \{0,5; 1,95 \cdot 0,455\} = \max \{0,5; 0,887\} = 0,887$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
20.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma] \varphi_p (S_T - C)}{\frac{D\beta_3}{\cos \alpha_{2k}} + (S_T - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6 \cdot 0,887}{\cos 0^0} + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,8 \text{ МПа}$
21.	Перевірка умови міцності перехідної частини	$p \leq [p]$	0,6 МПа < 0,8 МПа. Умова міцності перехідної частини виконується.
Якщо умова міцності перехідної частини не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки перехідної частини S_T , змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.15. Алгоритм і приклад розрахунку вузлів з'єднання штуцера або внутрішнього циліндричного корпусу з конічною обичайкою, які навантажені внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
У прикладі розраховується вузол з'єднання конічної оболонки з циліндричною меншого діаметра за рис. 3.16г. $\alpha_{1k} = \alpha_k$. (Вузол не відповідає схемі апарата за рис. 3.28).			
1.	Допустимі напруження для відповідних перехідних частин обичайок за розрахункової температури $[\sigma]_1, [\sigma]_2$, МПа	$[\sigma]_1, [\sigma]_2$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марок сталі, з якої виконані перехідні частини обичайок і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт $\eta = 1$ через те, що перехідні частини зварні)	Перехідні частини обичайок виконані зі сталі марки 20. З таблиці А.1 для цієї сталі за розрахункової температури $t = 150^\circ\text{C}$ $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = 139 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
2.	Відношення допустимих напружень для перехідних частин обичайок за розрахункової температури χ	$\chi = \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}$	$\chi = \frac{139}{139} = 1$
3.	Коефіцієнти міцності зварного шва φ_p, φ	Коефіцієнти міцності зварних швів φ_p, φ_T визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = \varphi_T = 1,0$
4.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначається за табл. 3.3 [3].	$\varphi_p = \min \{ \varphi_p; \sqrt{\varphi_T} \} = \min \{ 1; \sqrt{1} \} = 1$
5.	Відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$	Відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$ приймається з урахуванням умови співвідношення товщин стінок $S_{1K} \geq \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) S_{2R} + C,$	Приймаємо відношення $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} = 1.$
6.	Відношення $\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p}$	$\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p}$	$\frac{p}{[\sigma]_2 \varphi_p} = \frac{0,6}{139 \cdot 1} = 0,0043$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7.	Розрахунковий коефіцієнт β_{HR}	β_{HR} визначається за рис. 3.26 залежно від $p/([\sigma]\varphi_p)$ і $\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C}$	$\beta_{HR} = 2,17$
8.	Розрахунковий коефіцієнт форми β_{4R}	$\beta_{4R} = \max\{1,0; \beta_H\}$	$\beta_{4R} = \max\{1,0; 2,17\} = 2,17$
9.	Розрахункова товщини стінки штуцера або внутрішнього циліндричного корпусу S_{2R} , м	$S_{2R} = \frac{pD\beta_{4R}}{2[\sigma]_2\varphi_p - p}$	$S_{2R} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 2,17}{2 \cdot 139 \cdot 1 - 0,6} = 0,00751 \text{ м}$
10.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в апараті рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
11.	Додаток до розрахункової товщини стінки торіодального переходу конічного днища для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо відсутні дані о величині $v_{кор}$, але відомо, що матеріал елемента стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
12.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Через те, що $S_{2R} + C_1 = 8,41 \cdot 10^{-3}$ м, граничне відхилення по товщині від 7,5 до 15 мм прокату листового гарячекатаного $C_2 = 8 \cdot 10^{-4}$ м
13.	Технологічний додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_3 , м	Додаток C_3 враховується коли має місце стоншення стінки елемента при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
14.	Товщини S_{1K} , S_{2K} , м	Товщини S_{1K} , S_{2K} приймаються з урахуванням S_{1R} , S_{2R} і додатків до розрахункових товщин, які при необхідності перераховуються. Найближчу товщину листового прокату обираємо таблицями Додатку В.	Приймаємо $S_{1K} = S_{2K} = 9,5 \cdot 10^{-3}$ м.
15.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщин S_{1K} , S_{2K}	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}}$, $\frac{C_2 + C_3}{S_{2K}}$.	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}} = \frac{C_2 + C_3}{S_{2K}} = \frac{8 \cdot 10^{-4} + 0}{9,5 \cdot 10^{-3}} = 0,084$
16.	Сума додатків до розрахункових товщин перехідних частин C , м	Для кожної з перехідних частин $C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_K} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_K} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_{1K}} = \frac{C_2 + C_3}{S_{2K}} > 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4} + 8 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17.	Додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа C_o , м	Для кожної з перехідних частин $C_o = S_K - S_R - C$	$C_o = 9,5 \cdot 10^{-3} - 7,51 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3} =$ $= 0,29 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Якщо за результатами розрахунків $C_o < 0$, тоді необхідно збільшити товщину S_K і зробити перерахунки за п. п. 12–17, поки не буде виконуватись умова $C_o \geq 0$.			
18.	Перевірка умови застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при умові: $\alpha_{1к} \leq 70^0$.	$\alpha_{1к} = 30^0 < 70^0$. Умова застосування розрахункових формул виконується.
19.	Коефіцієнт β (визначається, якщо $\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2 \geq 1$)	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2K} - C}} \cdot \frac{(tg\alpha_{1к} - tg\alpha_{2к}) \cos \alpha_{2к}}{\frac{1}{\sqrt{\cos \alpha_{2к}}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1к}}} \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)} - 0,25.$ Коефіцієнт β може бути визначений за діаграмою (рис. 3.23).	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6}{9,5 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}}} \cdot \frac{(tg30^0 - tg0^0) \cos 0^0}{\frac{1}{\sqrt{\cos 0^0}} + \sqrt{\frac{1 + 1 \cdot 1^2}{2 \cos 30^0}}} 1 \cdot 1 - 0,25 = 1,345$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
20.	Коефіцієнт β_n	$\beta_n = \beta + 0,75 \quad \text{при} \quad \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2 \geq 1;$ <p>інакше</p> $\beta_n = 0,4 \sqrt{\frac{D}{(S_{2K} - C)}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{1K}}{\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right) \sqrt{\frac{S_{1K} - C}{(S_{2K} - C) \cos \alpha_{1K}} + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2}{2}}}} + 0,5$ <p>Через те, що $\chi \left(\frac{S_{1K} - C}{S_{2K} - C} \right)^2 = 1$, $\beta_n = 1,345 + 0,75 = 2,095$.</p>	
21.	Коефіцієнт форми β_4	$\beta_4 = \max \{1,0; \beta_n\}$	$\beta_4 = \max \{1,0; 2,095\} = 2,095$
22.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск з умови міцності перехідної частини $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D \beta_4 + (S_{2K} - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (9,5 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})}{1,6 \cdot 2,095 + (9,5 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3})} = 0,645 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
23.	Перевірка умови міцності перехідної частини	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,645 \text{ МПа}$. Умова міцності перехідної частини виконується.
Якщо умова міцності перехідної частини не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщини стінок перехідної частини $S_{1Л}, S_{2Л}$, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			

Таблиця 3.16. Алгоритм і приклад розрахунку пологих конічних днищ з тороїдальним переходом, які навантажені внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Схема днища наведена на рис. 3.21а. $\alpha_{1к} = 75^{\circ}, r = 0,2 \text{ м}$.			
1.	Допустиме напруження матеріалу за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконана стінка і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимого напруження $\eta = 1$ через те, що стінка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 139 \text{ МПа}$

2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Виконавча товщина конічного днища з умови міцності у безмоментній зоні S_k , м	S_k визначається за алгоритмом, який наведений у табл. 3.11 при $D_k = D$.	З прикладу розрахунку (табл. 3.11) $S_k = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
4.	Виконавча товщина стінки тороїдального переходу конічного днища S_T , м	S_T визначається за алгоритмом, який наведений у табл. 3.14.	З прикладу розрахунку (табл. 3.14) $S_T = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
5.	Розрахункова товщина пологого конічного днища S'_R , м	$S'_R = 0,3(D-r) \frac{\alpha_{1k}}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi_p}}$	$S'_R = 0,3(1,6-0,2) \frac{75}{90} \sqrt{\frac{0,6}{139 \cdot 1}} = 0,023 \text{ м}$
6.	Додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7.	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу конічного днища для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік; $C_1 = 0,001$ м + C_e , якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м, якщо у довідковій літературі немає даних о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e =$ $= 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4}$ м через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5}$ м/рік
8.	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу конічного днища для компенсації мінусового допуску C_2 , м	Додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу конічного днища для компенсації мінусового допуску C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Граничне відхилення по товщині від 7,5 до 15 мм прокату листового гарячекатаного $C_2 = 8 \cdot 10^{-4}$ м
9.	Технологічний додаток до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу конічного днища C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Товщина стінки у першому наближенні $S'1$, м	$S'1$ вибирається конструктивно за таблицею Г.1 з урахуванням додатків до розрахункової товщини стінки, які при необхідності перераховуються.	З урахуванням того, що $S_{TR} + C_1 = 23,9 \cdot 10^{-3}$ м, приймаємо $S'1 = 24$ мм
11.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини $S'1$	$\frac{C_2 + C_3}{S'1}$	$\frac{C_2 + C_3}{S'1} = \frac{0,8 \cdot 10^{-3} + 0}{24 \cdot 10^{-3}} = 0,033$
12.	Сума додатків до розрахункової товщини стінки тороїдального переходу конічного днища C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S'1} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
13.	Товщина стінки S' , м	$S' \geq \min \{ \max \{ S_k; S_T \}; S'_R + C \}$	$S' \geq \min \left\{ \max \{ 5 \cdot 10^{-3}; 5 \cdot 10^{-3} \}; 23 \cdot 10^{-3} + 0,9 \cdot 10^{-3} \right\} = 5 \cdot 10^{-3}$ м Приймаємо $S' = 5 \cdot 10^{-3}$ м
14.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 (виконується, якщо $S' \neq S'1$), м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Граничне відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного $5 \cdot 10^{-3}$ м нормальної точності при його ширині від 1000 до 1500 включно становить $2,3 \cdot 10^{-4}$ м, тобто $C_2 = 2,3 \cdot 10^{-4}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
15.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S (виконується, якщо $S' \neq S''$)	$\frac{C_2 + C_3}{S'}$	$\frac{2,3 \cdot 10^{-4} + 0}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,046$
16.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C (виконується, якщо $S' \neq S''$), м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S'} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
17.	Перевірка умови застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при умові, що $\alpha_{1к} > 70^\circ$.	$\alpha_{1к} = 75^\circ > 70^\circ$ Умова застосування розрахункових формул виконується.
18.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$139 \cdot 1 \left[\frac{(S' - C) \cdot 90^\circ}{0,3(D - r) \alpha_{1к}} \right]^2 < [p] <$ $< \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{2[\sigma] \varphi_p (S' - C)}{\frac{D}{\cos \alpha_{1к}} + (S' - C)}; \\ \frac{2[\sigma] \varphi_p (S' - C)}{\frac{D \beta_3}{\cos \alpha_{2к}} + (S' - C)} \end{array} \right\}$	$139 \cdot 1 \left[\frac{(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}) \cdot 90^\circ}{0,3(1,6 - 0,2) 75^\circ} \right]^2 < [p] <$ $< \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6}{\cos 75^\circ} + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}; \\ \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6 \cdot 0,887}{\cos 0^\circ} + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} \end{array} \right\}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		Коефіцієнт форми β_3 розраховується за алгоритмом, який наведений у табл. 3.15.	Значення коефіцієнта форми β_3 отримано з прикладу розрахунку, який наведений у табл. 3.15. $0,019 < [p] < \min \{0,184; 0,8\}$ $0,019 \text{ МПа} < [p] < 0,184 \text{ МПа}$
19.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,6 \text{ МПа} < 0,184 \text{ МПа}$. Умова міцності не виконується.
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки S' , змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			
Умова міцності ($p \leq [p]$) забезпечується при $S' = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тоді $[p] = 0,64 \text{ МПа} > 0,6 \text{ МПа}$			

Таблиця 3.17. Алгоритм і приклад розрахунку пологих конічних днищ, які навантажені внутрішнім тиском з кільцем, що зміцнює

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Схема днища наведена на рис. 3.21б. $\alpha_{1к} = 75^0$. Коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для кільця, що зміцнює $\varphi_a = 0,8$.			
1.	Допустимі напруження матеріалів обичайок і кільця за розрахункової температури $[\sigma]_1, [\sigma]_2, [\sigma]_к$, МПа	$[\sigma]_1, [\sigma]_2$ і $[\sigma]_к$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі елементів і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт $\eta = 1$ через те, що елементи зварні)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150^0\text{C}$ $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = [\sigma]_к = 139 \text{ МПа}$

2.	Виконавча товщина конічного днища S' , м	S' визначається за алгоритмом, який наведений у табл.. 3.11 при $D_k = D$.	3 прикладу розрахунку (табл.. 3.11) $S' = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
3.	Виконавча товщина S_{2K} , м	$S_{2K} = S$. Величина S визначається з розрахунку товщини циліндричної обичайки за безмоментною теорією (див. табл.. 3.5)	3 прикладу розрахунку (табл.. 3.5) $S_{2K} = S = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
4.	Сума додатків до розрахункових товщин C , м	Суму додатків до розрахункових товщин C беремо за результатами розрахунку товщини конічного днища у безмоментній зоні (див. табл. 3.11) і товщини циліндричної обичайки за безмоментною теорією (див. табл. 3.5)	3 прикладів розрахунків (таблиці 3.5 і 3.11) $C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
5.	Коефіцієнт форми β	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D \cos \alpha_{2k}}{S_{2K} - C}} (tg \alpha_{1k} - tg \alpha_{2k}) \cos \alpha_{2k} - 0,25$	
		$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6 \cos 0^0}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} (tg 75^0 - tg 0^0) \cos 0^0 - 0,25 = 29,24$	
6.	Розрахунковий коефіцієнт міцності поперечного зварного шва для кільця φ_{ap}	$\varphi_{ap} = \varphi_a$	$\varphi_{ap} = 0,8$
7.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначається за таблицею 3.3 [3] залежно від типу днища	Для днища за рис. 3.21б φ_p розраховується за формулою: $\varphi_p = \sqrt{\varphi_T} = \sqrt{0,8} = 0,89$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
8.	Коефіцієнт форми β_A	$\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]_2 \varphi_p}{p} - 1 \right) \frac{S_{2K} - C}{D}$	$\beta_A = \left(\frac{2 \cdot 139 \cdot 0,89}{0,6} - 1 \right) \frac{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 1,054$
9.	Площа поперечного перерізу укріплюючого кільця A_κ , м ²	$A_\kappa = \frac{pD^2 \operatorname{tg} \alpha_{1\kappa}}{8[\sigma]_\kappa \varphi_{ap}} \left(1 - \frac{\beta_A + 0,25}{\beta + 0,25} \right)$ <p>Якщо $A_\kappa \leq 0$, тоді укріплення кільцем жорсткості не вимагається.</p>	$A_\kappa = \frac{0,6 \cdot 1,6^2 \operatorname{tg} 75^\circ}{8 \cdot 139 \cdot 0,8} \left(1 - \frac{1,054 + 0,25}{29,24 + 0,25} \right) = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$
10.	Ефективна ширина несучого зварного шва t_j , м	<p>Для забезпечення міцності зварного шва кільця повинна виконуватись умова: $\sum t_j \geq \frac{4A_\kappa}{D}$, де сума $\sum t_j$ враховує всі несучі зварні шви між кільцем, що зміцнює і обичайкою. У переривчастому зварному шві дійсна його ширина зменшується відносно довжин зварного шва і всього периметра обичайки. Відстань між кінцями переривчастих зварних швів повинна бути не більше товщини стінки обичайки, помноженої на вісім, а сума всіх довжин зварних швів – не менше половини довжини контуру кільця.</p>	$\sum t_j \geq \frac{4 \cdot 6,16 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 1,54 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
11.	Перевірка умов застосування розрахункових формул	$\alpha_{1к} > 70^0, S' = S_к$	$\alpha_{1к} = 75^0 > 70^0$ Відповідно до п.3 $S' = S_к = 5 \cdot 10^{-3} м$ Умови виконуються.
12.	Коефіцієнт B_2	$B_2 = \frac{1,6A_к [\sigma]_к \varphi_{ap}}{(S_{2к} - C) \sqrt{D(S_{2к} - C)} [\sigma]_2 \varphi_p}$	$B_2 = \frac{1,6 \cdot 6,16 \cdot 10^{-3} \cdot 139 \cdot 0,8}{(5 - 0,9) \cdot 10^{-3} \sqrt{1,6(5 - 0,9) \cdot 10^{-3}} 139 \cdot 0,89} = 26,73$
13.	Коефіцієнт B_3	$B_3 = 0,25$	$B_3 = 0,25$
14.	Коефіцієнт β_0	$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2к} - C}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1к} - B_3}{B_2 + 1}$	$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{1,6}{5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot \operatorname{tg} 75^0 - 0,25}{26,73 + 1} = 1,054$
15.	Загальний коефіцієнт форми для перехідної частини β_2	$\beta_2 = \max \{0,5; \beta_0\}$.	$\beta_2 = \max \{0,5; 1,054\} = 1,054$
16.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск для кінцевого днища $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]_1 \varphi_p (S' - C)}{\frac{D}{\cos \alpha_{1к}} + (S' - C)}$ Коефіцієнт φ_p визначається за алгоритмом розрахунку (табл. 3.11).	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 1(5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6}{\cos 75^0} + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,184 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск для кільця, що зміцнює $[p]$, МПа	$[p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D\beta_2 + (S_{2K} - C)}$	$[p] = \frac{2 \cdot 139 \cdot 0,89 (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{1,6 \cdot 1,054 + (5 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} = 0,6 \text{ МПа}$
18.	Перевірка умови міцності для конічного днища і кільця, що зміцнює	$p \leq [p]$	Для конічного днища: $0,6 \text{ МПа} > 0,184 \text{ МПа}$. Умова міцності не виконується. Для кільця, що зміцнює: $0,6 \text{ МПа} = 0,6 \text{ МПа}$. Умова міцності виконується.
Якщо умови міцності не виконуються, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину днища S' , площу поперечного перерізу кільця, що зміцнює A_k , змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.			
Умови міцності для конічного днища і кільця, що зміцнює ($p \leq [p]$) забезпечуються при $S' = 15 \cdot 10^{-3}$ м, тоді $[p] = 0,628 \text{ МПа} > 0,6 \text{ МПа}$			

Таблиця 3.18. Алгоритм і приклад розрахунку пологих конічних днищ без тороїдального переходу і без кільця, що зміцнює, які навантажені внутрішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
<p>Схема днища наведена на рис. 3.21в. $\alpha_{1к} = 75^0, \alpha_{2к} = 0^0$.</p>			
1.	Допустимі напруження матеріалів обичайок за розрахункової температури $[\sigma]_1, [\sigma]_2$, МПа	$[\sigma]_1, [\sigma]_2$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконані елементи і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт $\eta = 1$ через те, що елементи зварні)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150^0\text{C}$ допустимі напруження $[\sigma]_1 = [\sigma]_2 = 139$ МПа.
2.	Відношення допустимих напружень для перехідних частин обичайок за розрахункової температури χ	$\chi = \frac{[\sigma]_1}{\ \sigma\ _2}$	$\chi = \frac{139}{139} = 1$
3.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну (довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини) $\varphi_p = 1,0$
4.	Виконавча товщина днища з умови міцності у безмоментній зоні S_k , м	S_k визначається за алгоритмом, який наведений у табл. 3.11 при $D_k = D$.	З прикладу розрахунку (табл. 3.11) $S_k = 5 \cdot 10^{-3}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Розрахункова товщина пологого конічного днища S'_R , м	$S'_R = 0,3D \frac{\alpha_{1к}}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\phi_p}}$	$S'_R = 0,3 \cdot 1,6 \frac{75}{90} \sqrt{\frac{0,6}{139 \cdot 1}} = 0,027 \text{ м}$
6.	Розрахункова товщина S_{1R} , м	S_{1R} визначається за алгоритмом, який наведений у табл. 3.12	3 прикладу розрахунку (табл. 3.12) прийемо також, що $S_{1R} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
7.	Виконавча товщина S_{2K} , м	S_{2K} визначається за алгоритмом, який наведений у табл. 3.12	3 прикладу розрахунку (табл. 3.12): $S_{2K} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
8.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні в днищі рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
9.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e$, якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$, якщо $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$; $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, якщо відсутні дані о величині $v_{кор}$, але відомо, що у робочих умовах елемент стійкий до середовища, що його оточує.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м},$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	
10.	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Через те, що $S_{1R} + C_1 = 6,8 \cdot 10^{-3}$ м граничне відхилення по товщині від 7,5 до 15 мм прокату листового гарячекатаного $C_2 = 8 \cdot 10^{-4}$ м
11.	Технологічний додаток до розрахункових товщин перехідних частин C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
12.	Сума додатків C до розрахункової товщини S_{1R} , м	$C = C_1 + C_2 + C_3$	$C = 9 \cdot 10^{-4} + 8 \cdot 10^{-4} + 0 = 1,7 \cdot 10^{-3}$ м
13.	Виконавча товщина S' , м	$S' \geq \min \{ \max \{ S_K; S_{1R} \}; S'_R + C \}$	$S' \geq \min \left\{ \max \{ 5 \cdot 10^{-3}; 5,9 \cdot 10^{-3} \}; 27 \cdot 10^{-3} + 1,7 \cdot 10^{-3} \right\}$ Приймаємо $S' = 0,03$ м
14.	Перерахунок додатку до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Граничне відхилення по товщині $30 \cdot 10^{-3}$ м прокату листового гарячекатаного становить $C_2 = 9 \cdot 10^{-4}$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
15.	Перерахунок відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S'	$\frac{C_2 + C_3}{S'}$	$\frac{9 \cdot 10^{-4} + 0}{30 \cdot 10^{-3}} = 0,03$
16.	Перерахунок суми додатків до розрахункової товщини C , м (виконується, якщо $S' \neq S'^1$)	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S'} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S'} < 0,05, \text{ тому } C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
17.	Перевірка умови застосування розрахункових формул	Розрахункові формули застосовні при умові, що $\alpha_{1к} > 70^0$.	$\alpha_{1к} = 75^0 > 70^0$ Умова застосування розрахункових формул виконується.
18.	Коефіцієнт β	$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{D}{S_{2к} - C}} \cdot \frac{\text{tg } \alpha_{1к}}{1 + \sqrt{\frac{1 + \chi \left(\frac{S' - C}{S_{2к} - C} \right)^2}{2 \cos \alpha_{1к}} \chi \left(\frac{S' - C}{S_{2к} - C} \right)}} - 0,25$	

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
		$\beta = 0,4 \sqrt{\frac{1,6}{8 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot \frac{\operatorname{tg} 75^{\circ}}{1 + \sqrt{\frac{1 + 1 \left(\frac{30 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}} \right)^2}{2 \cos 75^{\circ}}} - 1 \left(\frac{30 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}} \right)}$ $= 1,49$	$- 0,25 =$
19.	Коефіцієнт форми β_1	$\beta_1 = \max \{0,5; \beta\}$	$\beta_1 = \max \{0,5; 1,49\} = 1,49$
20.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[\sigma] \varphi_p \left[\frac{(S' - C) \cdot 90^{\circ}}{0,3D \cdot \alpha_{1\kappa}} \right]^2 < [p] <$ $< \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{2[\sigma]_1 \varphi_p (S' - C)}{D \cos \alpha_{1\kappa}} + (S' - C); \\ [p] = \frac{2[\sigma]_2 \varphi_p (S_{2K} - C)}{D \beta_1 \cos \alpha_{2\kappa}} \end{array} \right\}$	$139 \cdot 1 \left[\frac{(30 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}) \cdot 90^{\circ}}{0,3 \cdot 1,6 \cdot 75^{\circ}} \right]^2 < [p] <$ $< \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (30 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6}{\cos 75^{\circ}} + (30 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}; \\ \frac{2 \cdot 139 \cdot 1 (8 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})}{\frac{1,6 \cdot 1,49}{\cos 0^{\circ}} + (8 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3})} \end{array} \right\}$ $0,005 < [p] < \min \{1,3; 0,82\}$ $0,005 \text{ МПа} < [p] < 0,82 \text{ МПа}$

Продовження табл. 3.18

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
21.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	0,6 МПа < 0,82 МПа. Умова міцності виконується.
<p>Якщо умови міцності не виконуються, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину днища S', змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p]$.</p>			

4 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ ПОСУДИН І АПАРАТІВ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ

Можливі такі випадки роботи обладнання, коли окремі елементи знаходяться під зовнішнім тиском:

1 Посудина або апарат працює під вакуумом, тоді на корпус і кришку діє зовнішній барометричний тиск.

2 Посудина або апарат має рідинну або парову оболонку, тоді корпус сприймає тиск середовища, що знаходиться в оболонці посудини.

Елементи посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском знаходяться в менш сприятливих умовах порівняно з навантаженням внутрішнім тиском.

Наприклад, при виготовленні циліндричного апарата не завжди вдається виконати ідеальну циліндричну форму. Якщо цей апарат надалі працюватиме під внутрішнім тиском, наявні відхилення будуть згладжуватися. Якщо апарат буде працювати під зовнішнім тиском (рис. 4.1), тоді кожне відхилення від циліндричної форми буде збільшуватися.

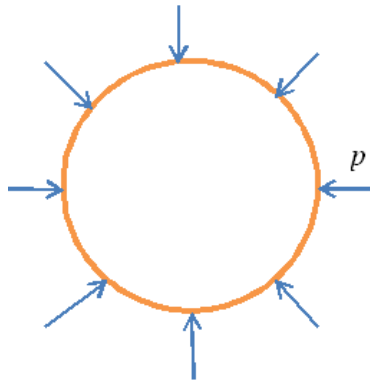


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема навантаження циліндричної обичайки зовнішнім тиском

Існує дві причини збільшення відхилень від правильної циліндричної форми під впливом зовнішніх навантажень:

1 Деформування циліндра може статися у разі порушення міцності стінки при збільшенні первісних відхилень, тому що при цьому будуть виникати додаткові напруження вигину. Порушення міцності стінки відбувається коли напруження у стінці досягає границі міцності металу. Це характерно для циліндрів з достатньою товщиною стінки. Наприклад, коли відношення товщини до діаметру більше 0,04 [18].

2 Явище втрати стійкості форми виникає при напруженні у стінці менше границі плинності металу стінки, але коли зовнішній тиск досягає деякого критичного значення.

Первісні відхилення від циліндричної форми впливають на міцність і стійкість форми апарата або посудини і це необхідно враховувати при виборі коефіцієнта запасу міцності. А самі елементи, які навантажені зовнішнім тиском, недостатньо розраховувати на міцність, потрібно виконати ще і розрахунки на стійкість.

При досягненні зовнішнім тиском деякого критичного значення циліндрична обичайка почне сплющуватися з утворенням двох, трьох, чотирьох і більше хвиль змінання (рис. 4.2).

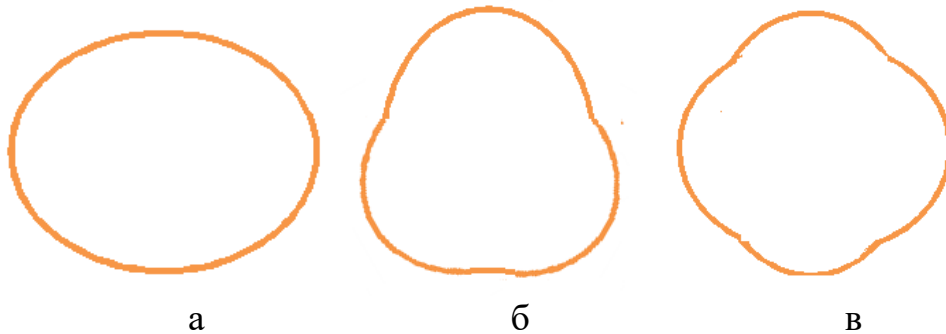


Рисунок 4.2 – Можливі випадки деформації циліндричної обичайки з утворенням двох (а), трьох (б) і чотирьох (в) хвиль змінання

Деформація виникає при такій кількості хвиль змінання n , коли критичний тиск $p_{кр}$ буде мінімальним (рис. 4.3).

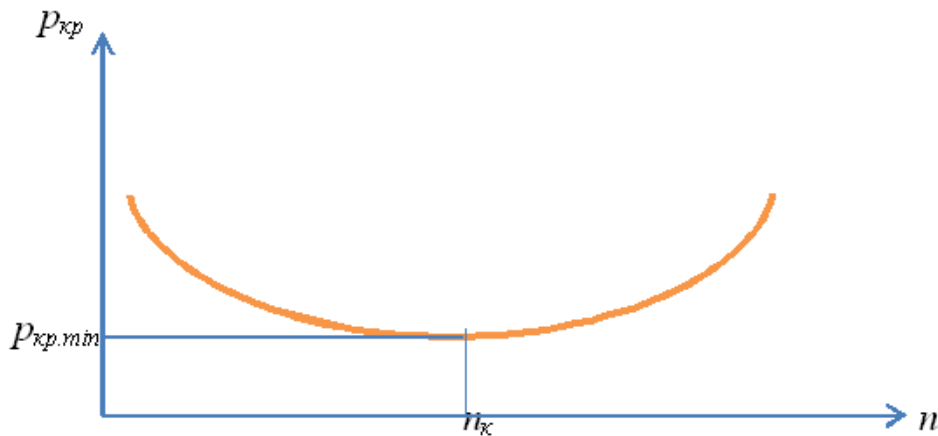


Рисунок 4.3 – Залежність критичного тиску $p_{кр}$ від кількості хвиль змінання n

Критичний тиск $p_{кр}$ – це такий тиск, при якому апарат втрачає стійкість.

Величина критичного тиску залежить від визначальних розмірів і товщини стінки елемента, який розраховується, та від фізичних властивостей матеріалу. Для циліндричної обичайки визначальними розмірами є діаметр D , довжина L і товщина S обичайки, а фізичні

властивості матеріалу характеризують модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури E і коефіцієнт Пуассона μ .

В розрахунковій практиці запропоновано декілька формул для визначення критичного тиску в циліндричній обичайці, але найзручнішою для математичної обробки є формула Сазерленда:

$$p_{кр} = \frac{ES}{D} \left[\frac{\pi^4}{8n^4(n^2 - 1)} \left(\frac{D}{L}\right)^4 + \frac{2}{3} \cdot \frac{n^2 - 1}{1 - \mu^2} \left(\frac{S}{D}\right)^2 \right] \quad (4.1)$$

Зробимо заміну: $\frac{D}{S} = x$; $\frac{L}{D} = y$

Коефіцієнт Пуассона залежить від температури і матеріалу сталі і змінюється незначно. Припустимо, що для сталей $\mu = 0,3$, тоді формулу (4.1) можна записати у вигляді:

$$p_{кр} = \frac{E}{x} \left[\frac{12,2}{n^4(n^2 - 1)y^4} + 0,73 \frac{n^2 - 1}{x^2} \right] \quad (4.2)$$

Для знаходження мінімального значення критичного тиску візьмемо похідну. У точці перегину: $\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = 0$.

Приймаємо, що $(n^2 - 1) \approx n^2$ (Для труб $4 \leq n \leq 25$).

Тоді:

$$\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = \frac{d}{dn} \left\{ \frac{E}{x} \left[\frac{12,2}{n^6 y^4} + 0,73 \frac{n^2}{x^2} \right] \right\} = 0,$$

$$\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = \frac{E}{x} \left[-\frac{73,2}{n^7 y^4} + \frac{1,46n}{x^2} \right] = 0.$$

$$\frac{E}{x} \neq 0, \text{ тому } -\frac{73,2}{n^7 y^4} + \frac{1,46n}{x^2} = 0,$$

$$-73,2x^2 + 1,46n^8 y^4 = 0,$$

$$n^8 = \frac{73,2x^2}{1,46y^4},$$

$$n = \sqrt[4]{\frac{7,06x}{y^2}}.$$

Підставляємо значення n у рівняння (4.2):

$$p_{кр} = \frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}}. \quad (4.3)$$

Для довгих обичайок: $\frac{L}{D} = y \rightarrow \infty$, а кількість хвиль завжди $n = 2$.

Тоді перша складова формули (4.1) буде дорівнювати 0, а сама формула приймає вигляд:

$$p_{кр} = \frac{ES}{D} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{2^2 - 1}{1 - \mu^2} \left(\frac{S}{D} \right)^2 \quad \text{або}$$

$$p_{кр} = \frac{2}{1 - \mu^2} E \left(\frac{S}{D} \right)^3. \quad (4.4)$$

Формула (4.4) має назву формули Бресса.

Враховуючи, що $\frac{D}{S} = x$, а $\mu = 0,3$, формула Бресса запишеться у вигляді:

$$p_{кр} = \frac{2,2E}{x^3}. \quad (4.5)$$

Якщо зменшувати довжину обичайки, можна дійти до випадку, коли здійснюється перехід від формули (4.5) до формули (4.3). Прирівнюючи ці формули, знайдемо значення $L_{кр}$, тобто довжину, перевищення якої означає, що циліндрична обичайка вважається довгою (рис. 4.4):

$$\frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}} = \frac{2,2E}{x^3}.$$

Звідки:

$$y = L_{кр} = \frac{2,59x^3}{2,2x^2\sqrt{x}} = 1,18\sqrt{x}$$

$$\text{або } L_{кр} = 1,18D \sqrt{\frac{D}{S}}. \quad (4.6)$$

Для довжин обичайок більше значення $L_{кр}$ користуються формулою (4.5), менше $L_{кр}$ – формулою (4.3).

За допомогою виведених формул були отримані формули для розрахунку товщини стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.

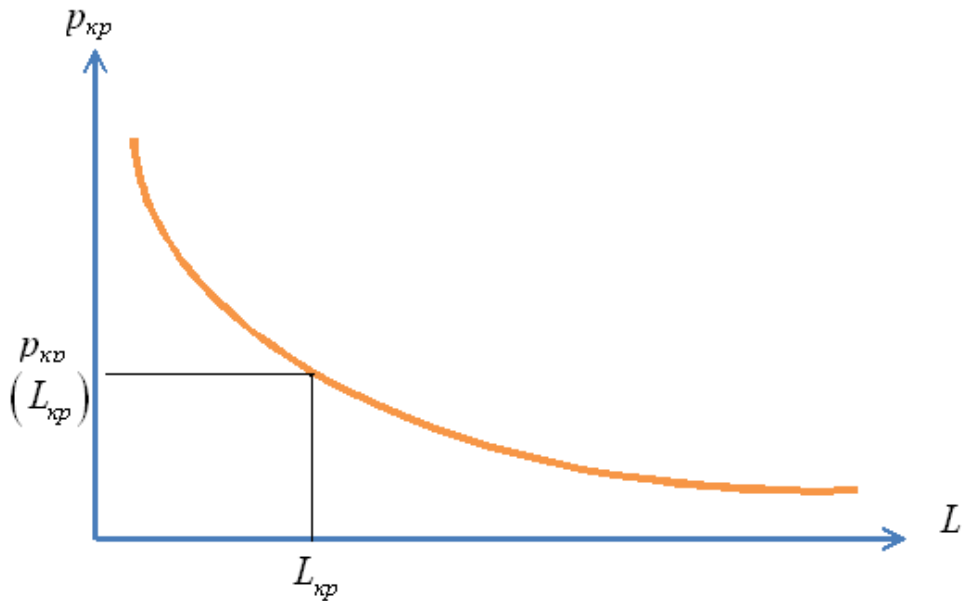


Рисунок 4.4 – Залежність критичного тиску $p_{кр}$ від довжини циліндричної обичайки L

При виконанні розрахунків належить приймати за розрахунковий тиск такий зовнішній тиск, що може виникнути при найнесприятливіших умовах роботи обладнання.

Запитання для самоконтролю до розділу 4

1. Проаналізувати особливості роботи посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском.
2. Обґрунтувати причини збільшення відхилень від правильної циліндричної форми обичайки під впливом зовнішніх навантажень.
3. Дати визначення критичному тиску.
4. Пояснити від чого залежить величина критичного тиску.
5. Навести формулу Сазерленда.
6. Пояснити яким чином отримана формула Бресса.
7. Пояснити яким чином отримана формула для розрахунку критичної довжини циліндричної обичайки.

Приклади до розділу 4

1. Завдання. Визначити критичний тиск для циліндричної обичайки.

Вихідні дані. Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки $S = 0,008$ м; діаметр циліндричної обичайки $D = 1,6$ м; довжина циліндричної обичайки $L = 3$ м; модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа.

Рішення. Критичний тиск циліндричної обичайки $p_{кр} = \frac{2,59E}{ux^2\sqrt{x}}$.

$$\text{Відношення } x = \frac{D}{S} = \frac{1,6}{0,008} = 200.$$

$$\text{Відношення } y = \frac{L}{D} = \frac{3}{1,6} = 1,875.$$

$$\text{Тоді критичний тиск } p_{кр} = \frac{2,59E}{ux^2\sqrt{x}} = \frac{2,59 \cdot 1,85 \cdot 10^5}{1,875 \cdot 200^2 \sqrt{200}} = 0,452 \text{ МПа}.$$

2. Завдання. Визначити критичний тиск для довгої циліндричної обичайки.

Вихідні дані. Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки $S = 0,004$ м; діаметр циліндричної обичайки $D = 0,2$ м; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$; модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа.

Рішення. Критичний тиск циліндричної обичайки за формулою Бресса: $p_{кр} = \frac{2}{1-\mu^2} E \left(\frac{S}{D} \right)^3 = \frac{2}{1-0,3^2} 1,85 \cdot 10^5 \left(\frac{0,004}{0,2} \right)^3 = 3,253 \text{ МПа}.$

3. Завдання. Визначити критичну довжину для циліндричної обичайки.

Вихідні дані. Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки $S = 0,008$ м; діаметр циліндричної обичайки $D = 1,6$ м.

Рішення. Критична довжина циліндричної обичайки $L_{кр} = 1,18D \sqrt{\frac{D}{S}} = 1,18 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{1,6}{0,008}} = 26,7 \text{ м}.$

4.1 Розрахунок товщини гладкої циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском

Для корпусів з випуклим днищем (рис. 4.5) розрахункова довжина l_R визначається за формулою:

$$l_R = L + h + \frac{H}{3},$$

де h – довжина циліндричної частини днища (відбортовка), м; H – висота днища, м.

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

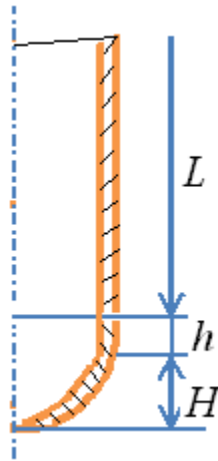


Рисунок 4.5 – Корпус з випуклим днищем

Для корпусів з конічним днищем (рис. 4.6) розрахункова довжина l_R визначається за формулою:

$$l_R = L + h + l_\kappa,$$

де l_κ – довжина конічного днища, яка враховується при визначенні розрахункової довжини l_R , м.

Для конічних днищ без відбортовки $l_\kappa = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_\kappa}$, але не більше довжини конічного днища, де α_κ – половина кута при вершині конічного днища, град.

Для конічних днищ з відбортовкою $l_\kappa = \max \left\{ r_0 \sin \alpha_\kappa; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_\kappa} \right\}$, але не більше довжини конічного днища, де r_0 – внутрішній радіус відбортовки, м.

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

Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки

$$S_R = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,06 \frac{10^{-2} D}{B} \left(\frac{p}{10^{-5} E} \cdot \frac{l_R}{D} \right)^{0,4} ; \\ \frac{1,2 p D}{2[\sigma] - p} \end{array} \right\}$$

де коефіцієнт B :

$$B = \max \left\{ 1,0; 0,47 \left(\frac{p}{10^{-6} E} \right)^{0,067} \left(\frac{l_R}{D} \right)^{0,4} \right\}$$

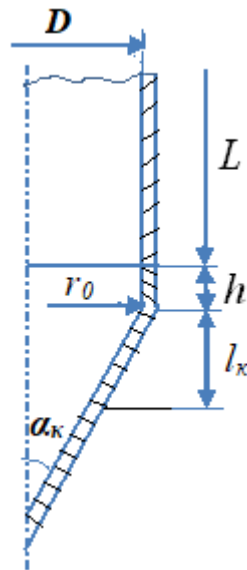


Рисунок 4.6 – Корпус з конічним днищем

Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки:

$$S = S_R + C + C_0$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Необхідно звернути увагу, що допустимий зовнішній тиск для циліндричної обичайки з урахуванням умов міцності і стійкості $[p_H]$ (або $[p_H]_u$) буде завжди менше найменшого з двох значень: $[p_H]_{\sigma}$ і $[p_H]_E$ (або $[p_H]_{\sigma u}$ і $[p_H]_{Eu}$) (рис. 4.7).

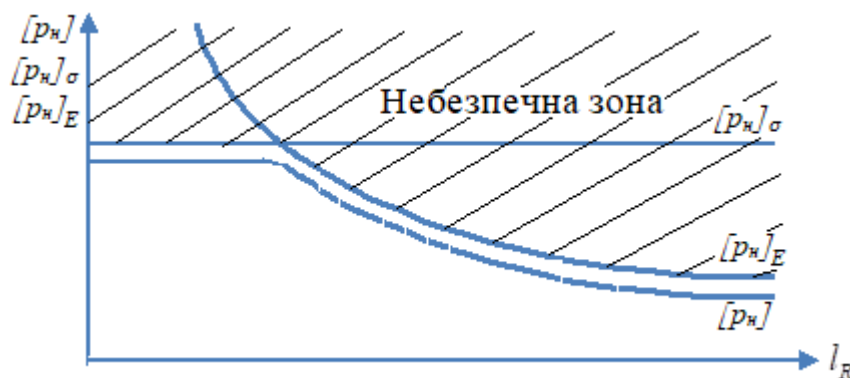


Рисунок 4.7 – Залежність допустимих зовнішніх тисків $[p_H]$, $[p_H]_{\sigma}$ і $[p_H]_E$ від розрахункової довжини циліндричної обичайки l_R

Умова стійкості циліндричної обичайки для робочих умов:

$$p \leq [p_H].$$

Умова стійкості циліндричної обичайки для умов випробувань:

$$p_u \leq [p_H]_u.$$

Пробний тиск p_u необхідно розраховувати за формулами розділу 1.3.2.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.1

1. Навести порядок розрахунку товщина стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.

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

3. 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 $[p_H]_E$.

Приклади до підрозділу 4.1

1. *Завдання.* Визначити розрахункову довжину циліндричної обичайки l_R корпусу посудини з випуклим днищем.

Вихідні дані. Довжина циліндричної обичайки $L = 1$ м; довжина циліндричної частини днища (відбортовки) $h = 0,06$ м; висота днища $H = 0,25$ м.

Рішення. Розрахункова довжина циліндричної обичайки

$$l_R = L + h + \frac{H}{3} = 1 + 0,06 + \frac{0,25}{3} = 1,143 \text{ м.}$$

2. *Завдання.* Визначити розрахункову довжину циліндричної обичайки l_R корпусу посудини з конічним днищем з відбортовкою.

Вихідні дані. Довжина циліндричної обичайки $L = 1$ м; діаметр циліндричної обичайки $D = 0,8$ м; довжина циліндричної частини днища (відбортовки) $h = 0,06$ м; висота днища $H = 0,9$ м; внутрішній радіус відбортовки $r_0 = 0,5$ м; половина кута при вершині конічного днища $\alpha_k = 30^\circ$.

Рішення. Довжина конічного днища з відбортовкою, яка враховується при визначенні розрахункової довжини циліндричної обичайки

$$l_k = \max \left\{ r_0 \sin \alpha_k ; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k} \right\} = \max \left\{ 0,5 \sin 30^\circ ; \frac{0,8}{6 \operatorname{tg} 30^\circ} \right\} = \\ = \max \{ 0,25 ; 0,231 \} = 0,25 \text{ м.}$$

$l_k < H$ – необхідна умова виконана.

Розрахункова довжина циліндричної обичайки

$$l_R = L + h + l_k = 1 + 0,06 + 0,25 = 1,31 \text{ м.}$$

3. Завдання. Визначити виконавчу товщину S стінки тонкостінної циліндричної обичайки.

Вихідні дані. Розрахункова товщина $S_R = 0,00695$ м; швидкість корозії матеріалу стінки $v_{кор} = 0,07$ мм/рік; термін роботи посудини $\tau = 15$ років; сума технологічного додатку C_3 і додатку до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск C_2 менше 5% номінальної товщини стінки посудини.

Рішення. Через те, що $v_{кор} > 0,05$ мм/рік, додаток для компенсації корозії $C_1 = v_{кор} \cdot \tau = 0,07 \cdot 15 = 1,05$ мм = $1,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Через те, що сума додатків до розрахункової товщини $C_2 + C_3 < 0,05S$, у подальших розрахунках додатки C_2 і C_3 не враховуються.

Сума додатків до розрахункової товщини
 $C = C_1 + C_2 + C_3 = 1,05 \cdot 10^{-3} + 0 + 0 = 1,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Виконавча товщина $S = S_R + C + C_0 = 0,00695 + 1,05 \cdot 10^{-3} = 0,008$ м.

4. Завдання. Визначити допустимий зовнішній тиск $[p_H]$ (МПа) для циліндричної тонкостінної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.

Вихідні дані. Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_{\sigma} = 1,5$ МПа; допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності $[p_H]_E = 0,8$ МПа.

Рішення. Допустимий зовнішній тиск

$$[p_H] = \frac{[p_H]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_{\sigma}}{[p_H]_E}\right)^2}} = \frac{1,5}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,5}{0,8}\right)^2}} = 0,706 \text{ МПа.}$$

4.2 Розрахунок товщини циліндричної обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості і навантажена зовнішнім тиском

При збільшенні довжини обичайки, яка працює під зовнішнім тиском, її жорсткість зменшується, а збільшена товщина стінки для підвищення жорсткості робить апарат надто важким.

Тому, для підвищення стійкості обичайки без збільшення її товщини доцільно використовувати кільця жорсткості. В цьому випадку за розрахункову довжину приймають максимальну відстань між кільцями жорсткості обичайки. Тому, чим менше буде відстань між кільцями жорсткості, тим менше буде і розрахункова товщина обичайки, яка знаходиться під дією зовнішнього тиску.

Кільця жорсткості найчастіше виготовляють з профільного прокату (рис. 4.8). При виконанні прямокутних у поперечному перерізі кілець жорсткості відношення висоти кільця до його ширини рекомендується приймати в діапазоні 4...5. Загальна довжина зварного шва з кожного боку повинна бути не менше половини довжини кола. Дозволяється виконувати зварні шви переривчастими, але відстань між кінцями сусідніх швів не повинна перевищувати товщину стінки обичайки більш, ніж у 8 разів [20].

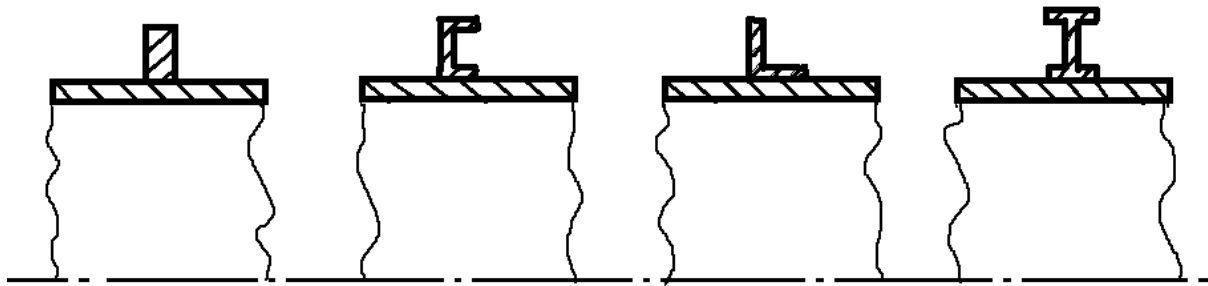


Рисунок 4.8 – Кільця жорсткості

Також кільця жорсткості встановлюють і всередині обичайок. Укріплювати обичайку можуть також опорні кільця внутрішнього обладнання апарата або посудини і фланці.

Ефективну довжину стінки l_e обичайки, яка враховується при визначенні ефективного моменту інерції, необхідно визначати з умови:

$$l_e = \min \{ l_1; t_n + 1,1\sqrt{D(S - C)} \},$$

де l_1 – відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості, м; t_n – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місті його приварки до обичайки, м.

Ефективний момент інерції I розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості:

$$I = I_k + \frac{l_1(S - C)^3}{10,9} + e^2 \frac{A_k l_e (S - C)}{A_k + l_e (S - C)},$$

де I_k – момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, що проходить через центр тяжіння поперечного перерізу кільця, м⁴; A_k – площа поперечного перерізу кільця, м²; e – відстань між центром тяжіння поперечного перерізу кільця жорсткості і серединною поверхнею обичайки, м.

При визначенні моменту інерції кільця жорсткості слід враховувати додаток до розрахункової товщини стінки C_1 для компенсації корозії.

Коефіцієнт жорсткості обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості:

$$k = \sqrt{\frac{10,9I}{l_1(s-c)^3}}.$$

Допустимий зовнішній тиск визначається з умови:

$$[p_H] = \min\{[p_H]_1; [p_H]_2\},$$

де $[p_H]_1$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки, МПа; $[p_H]_2$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки:

$$[p_H]_1 = \frac{[p_H]_{1\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_{1\sigma}}{[p_H]_{1E}}\right)^2}},$$

де $[p_H]_{1\sigma}$ – допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва $\varphi = 1$, МПа; $[p_H]_{1E}$ – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва $\varphi = 1$:

$$[p_H]_{1\sigma} = \frac{2[\sigma](S-C) + 2\frac{A_k}{l_1}[\sigma]_k}{D+S-C},$$

де $[\sigma]_k$ – допустиме напруження матеріалу кільця (жорсткості) за розрахункової температури, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_{1E} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{kB_2 n_y} \frac{D}{L} \left[\frac{100k(S-C)}{D} \right]^{2,5},$$

де коефіцієнт $B_2 = \min\left\{1, 0; 9,45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100k(s-c)}}\right\}$.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості $[p_H]_2$ знаходиться при значенні розрахункової довжини

$l_R = \max\left\{b; l_2 - \frac{t_n}{2}\right\}$, де b – відстань між суміжними кільцями жорсткості, м;

l_2 – відстань між крайніми кільцями жорсткості і наступними ефективними елементами жорсткості, м.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості $[p_H]_2$ розраховується за формулами для визначення $[p_H]$, які

наведені в розділі 4.1. При цьому допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_{\sigma}$ можна розраховувати і за такою формулою:

$$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + (S - C)} \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\lambda_n^2}{\Phi_p}},$$

де Φ_p – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва, $\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s - c)}$.

Профіль кільця жорсткості з моментом інерції I_k обирається за допомогою методу послідовних наближень до моменту забезпечення умови $I \geq I_R$.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.2

1. Проаналізувати підвищення стійкості обичайки за допомогою кілець жорсткості.

2. Навести порядок визначення допустимого зовнішнього тиску обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості.

3. Пояснити, як визначається товщина стінки S циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, яка навантажена зовнішнім тиском і відстань b між кільцями жорсткості.

4. Навести порядок вибору профілю кілець жорсткості.

4.3 Розрахунок випуклих днищ, які навантажені зовнішнім тиском

4.3.1 Розрахунок еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском

Розрахункова товщина днища:

$$S_R = \max \left\{ \frac{K_E R_{\partial}}{161} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-5} E}} ; 0,6 \frac{p R_{\partial}}{[\sigma]} \right\},$$

де R_{∂} – внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного (напівсферичного) днища або кришки, м; K_E – коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища.

Для попереднього розрахунку приймають:

$$K_E = 0,9 \text{ – для еліптичного днища,}$$

$$K_E = 1,0 \text{ – для півсферичного днища.}$$

Виконавча товщина днища:

$$S = S_R + C + C_0.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності:

$$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{R_{\delta} + 0,5(S - C)}.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(S - C)}{K_E R_{\delta}} \right]^2.$$

В останній формулі використовується уточнений коефіцієнт K_E , який слід розраховувати за формулою:

$$K_E = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3 + 10x)x},$$

де $x = 10 \frac{S - C}{D} \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right)$.

Коефіцієнт K_E також можна знайти з графіка (рис. 4.9).

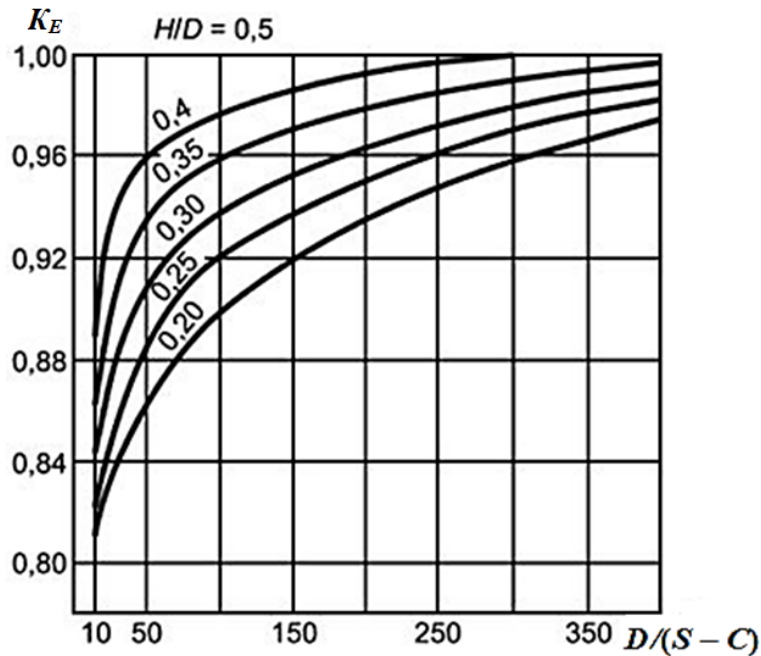


Рисунок 4.9 – Графік для визначення коефіцієнта K_E

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості:

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

Умова стійкості:

$$p \leq [p_H].$$

4.3.2 Розрахунок торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском

Торосферичні днища розраховуються за формулами, які наведені в розділі 4.3.1 при $K_E = 1$.

Зовнішній розрахунковий тиск не повинен перевищувати допустимого зовнішнього тиску, який визначається за формулою (3.8).

4.3.3 Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене зовнішнім тиском

Розрахункова схема подана на рис. 4.10.

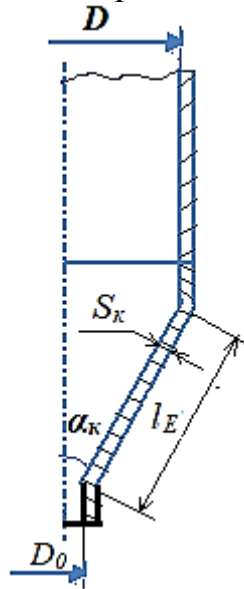


Рисунок 4.10 – Розрахункова схема гладкого конічного днища

Розрахункова товщина стінки конічного днища S_R

$$S_R = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,06 \frac{10^{-2} D_E}{B_1} \left(\frac{p}{10^{-5} E} \cdot \frac{l_E}{D_E} \right)^{0,4} ; \\ \frac{1,2 p D_K}{2[\sigma] \varphi_p - p} \left(\frac{1}{\cos \alpha_K} \right) \end{array} \right\},$$

де l_E – ефективна довжина конічної обичайки, м; D_E – ефективний діаметр конічного днища, м; D_K – розрахунковий діаметр гладкого конічного днища, м; B_1 – коефіцієнт.

За розрахунковий діаметр гладкого конічного днища D_K приймають внутрішній діаметр днища при основі конуса D .

Ефективна довжина конічної обичайки

$$l_E = \frac{D - D_0}{2 \sin \alpha_K}.$$

Ефективний діаметр конічного днища

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_o}{2 \cos \alpha_k}; \frac{D}{\cos \alpha_k} - 0,3(D + D_o) \sqrt{\frac{D + D_o}{100(S^1 - C)}} \operatorname{tg} \alpha_k \right\}.$$

Коефіцієнт B_1

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S^1 - C)}} \right\},$$

де S^1 – виконавча товщина конічного днища у першому наближенні, м.

Виконавча товщина стінки конічного днища

$$S = S_R + C + C_o.$$

Допустимий зовнішній тиск з умов міцності

$$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_k} + S - C}.$$

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності

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

Допустимий зовнішній тиск

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

Перевірка умови стійкості

$$p \leq [p_H].$$

Умова застосування розрахункових формул

$$0,001 \leq \frac{S \cos \alpha_k}{D} \leq 0,05.$$

Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.3

1. Пояснити особливості розрахунку еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.
2. Пояснити особливості розрахунку торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.
3. Обґрунтувати умови застосування розрахункових формул для конічних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.

Приклади до підрозділу 4.3

1 Завдання. Визначити розрахункову товщину еліптичного днища, яке знаходиться під зовнішнім тиском в робочих умовах.

Вихідні дані. Розрахунковий зовнішній тиск $p = 0,5$ МПа; внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного днища $R_\partial = 2,2$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 144$ МПа; модуль пружності в умовах розтягу матеріалу днища $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа.

Рішення. Для попереднього розрахунку коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища приймають: $K_E = 0,9$.

Коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов $n_y = 2,4$.

Розрахункова товщина днища:

$$\begin{aligned} S_R &= \max \left\{ \frac{K_E R_\partial}{161} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-5} E}} ; 0,6 \frac{p R_\partial}{[\sigma]} \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 2,2}{161} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,5}{10^{-5} \cdot 1,85 \cdot 10^5}} ; 0,6 \frac{0,5 \cdot 2,2}{144} \right\} = \\ &= \max \{ 0,0099; 0,0046 \} = 0,0099 \text{ м} \end{aligned}$$

2 Завдання. Перевірити виконання умови стійкості для торосферичного днища типу А, яке навантажене зовнішнім тиском.

Вихідні дані. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,4$ МПа; зовнішній діаметр днища $D_3 = 0,5$ м; виконавча товщина торосферичного днища $S = 0,01$ м; сума додатків до розрахункової товщини днища $C = 0,002$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 144$ МПа; коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 1$.

Рішення. Коефіцієнт форми β_2 :

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 1,00 \right) \right\} = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 1,00 \right) \right\} = \\ &= \max \left\{ 1,25; 0,25 \left(\sqrt[3]{\frac{0,5}{0,01 - 0,002}} + 1,00 \right) \right\} = 1,25. \end{aligned}$$

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності крайової зони:

$$[p_H] = \frac{2(S - C)\varphi[\sigma]}{D_3\beta_2} = \frac{2(0,01 - 0,002) \cdot 1 \cdot 144}{0,5 \cdot 1,25} = 3,686 \text{ МПа.}$$

Умова стійкості:

$$\begin{aligned} p &\leq [p_H]. \\ 0,4 \text{ МПа} &< 3,686 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Умова стійкості виконується.

3 Завдання. Перевірити стійкість гладкого конічного днища в робочих умовах, якщо при цьому воно знаходиться під дією зовнішнього тиску.

Вихідні дані. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,4$ МПа; розрахунковий діаметр конічного днища $D_k = 2,2$ м; виконавча товщина конічного днища $S = 0,016$ м; сума додатків до розрахункової товщини днища $C = 0,001$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 144$ МПа; модуль пружності в умовах розтягу матеріалу днища $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа; половина кута при вершині конічного днища $\alpha_k = 45^\circ$; ефективний діаметр конічного днища $D_E = 2,194$ м; ефективна довжина конічного днища $l_E = 1,44$ м.

Рішення. Допустимий зовнішній тиск з умови міцності:

$$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D_k}{\cos \alpha_k} + S - C} = \frac{2 \cdot 144(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{\frac{2,2}{\cos 45^\circ} + (16 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,38 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт B_1 :

$$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{2,194}{1,44} \sqrt{\frac{2,194}{100(16 - 1)10^{-3}}} \right\} = \min \{1,0; 17,41\} = 1.$$

Коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов $n_y = 2,4$.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

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

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,194}{1,44} \left[\frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,194} \right]^{2,5} = 0,944 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості в границях пружності:

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}} = \frac{1,38}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,38}{0,944} \right)^2}} = 0,779.$$

Перевірка умови стійкості:

$$p_{HR} \leq [p_R].$$

$$0,4 \text{ МПа} < 0,779 \text{ МПа.}$$

Умова стійкості виконується.

4.4 Алгоритми і приклади розрахунків елементів посудин і апаратів, які знаходяться під дією зовнішнього тиску

В підрозділі подано перелік алгоритмів і прикладів розрахунку циліндричної обичайки і днищ, які навантажені зовнішнім тиском.

1 Алгоритм і приклад розрахунку товщини циліндричної обичайки з умови міцності і стійкості у випадку, коли обичайка навантажена зовнішнім тиском (табл. 4.1).

Вихідні дані для розрахунку. Розрахунок виконати для робочих умов. Циліндрична зварна обичайка зі сталі марки Ст3 є складовою корпусу апарата з невідбортованим конічним днищем (кут при вершині конусу $2\alpha_k = 90^\circ$). Внутрішній діаметр апарата $D = 2,2$ м. Розрахункова температура $t = 155$ °С. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,5$ МПа. Довжина циліндричної обичайки $L = 1,8$ м. Сума додатків до розрахункової товщини $C = 1 \cdot 10^{-3}$ м.

2 Алгоритм і приклад розрахунку товщини стандартного еліптичного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском (табл. 4.3).

Вихідні дані для розрахунку. Розрахунок виконати для робочих умов. Еліптичне днище виконано зі сталі марки Ст3. Внутрішній діаметр апарата $D = 2,2$ м. Розрахункова температура $t = 155$ °С. Зовнішній розрахунковий тиск $p_{HR} = 0,5$ МПа. Сума додатків до розрахункової товщини $C = 1 \cdot 10^{-3}$ м.

3 Алгоритм і приклад розрахунку товщини конічного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском (табл. 4.2).

Вихідні дані для розрахунку. Розрахунок виконати для робочих умов. Конічне днище зі сталі марки Ст3 є складовою корпусу апарата (кут при вершині конусу $2\alpha_k = 90^\circ$). Внутрішній діаметр апарата $D = 2,2$ м. Внутрішній діаметр штуцера $D_0 = 0,16$ м. Розрахункова температура $t = 155$ °С. Зовнішній розрахунковий тиск $p_{HR} = 0,5$ МПа. Сума додатків до розрахункової товщини $C = 1 \cdot 10^{-3}$ м.

Таблиця 4.1. Алгоритм і приклад розрахунку товщини циліндричної обичайки з умови міцності і стійкості у випадку, коли обичайка навантажена зовнішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144$ МПа
2	Модуль пружності в умовах розтягу E , МПа	Модуль пружності в умовах розтягу E визначають за таблицею Додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^{\circ}\text{C}$)	З таблиці Г1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа
3	Коефіцієнт запасу стійкості n_y	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
4	Розрахункова довжина елемента, що примикає до циліндричної частини l_3 , м	$l_3 = \frac{H}{3}$ – для випуклих днищ; $l_3 = l_k = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k}$ - для конічних днищ без відтбортовки, але не більше довжини конічного елемента; $l_3 = l_k = \max \left(r_o \sin \alpha_k; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k} \right)$ для конічних днищ з відтбортовкою, але не більше довжини конічного елемента	Для конічних днищ без відтбортовки $l_3 = \frac{2,2}{6 \cdot \operatorname{tg} 45^\circ} = 0,367 \text{ м}$ Ця величина не перевищує довжини конічного елемента
5	Розрахункова довжина обичайки l_R , м	$l_R = L + h + l_3$	Для днища без відбортовки $h = 0$, тоді: $l_R = 1,8 + 0 + 0,367 = 2,167 \text{ м}$
6	Коефіцієнт B	$B =$ $= \max \left\{ 1,0; 0,47 \left(\frac{p}{10^{-6} E} \right)^{0,067} \left(\frac{l_R}{D} \right)^{0,4} \right\}$	$B =$ $= \max \left\{ 1; 0,47 \left(\frac{0,5}{10^{-5} 1,85 \cdot 10^5} \right)^{0,067} \cdot \left(\frac{2,167}{2,2} \right)^{0,4} \right\}$ $B = \max \{ 1; 0,427 \} = 1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7	Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки S_R , м	$S_R = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} D}{B} \left(\frac{p}{10^{-5} E} \cdot \frac{l_R}{D} \right)^{0,4}; \frac{1,2 p D}{2[\sigma] - p} \right\}$	$S_R = \max \left\{ 1,06 \frac{10^{-2} 2,2}{1} \left(\frac{0,5}{10^{-5} 1,85 \cdot 10^5} \cdot \frac{2,167}{2,2} \right)^{0,4}; \frac{1,2 \cdot 0,5 \cdot 2,2}{2 \cdot 144 - 0,5} \right\}$ $S_R = \max\{0,0137; 0,0046\} = 0,0137 \text{ м}$
8	Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки у першому наближенні S , м	$S = S_R + C + C_0$ <p>Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Товщину листового прокату обираємо за стандартом (Додаток В).</p>	$S = 1,37 \cdot 10^{-2} + 1 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-4} = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Обираємо $C_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м через те, що вибрана товщина листового прокату становить $15 \cdot 10^{-3}$ м</p>
9	Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_\sigma$, МПа	$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C}$	$[p_H]_\sigma = \frac{2 \cdot 144(15 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2 + (15 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,82 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10	Коефіцієнт B_1	$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}$	$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{2,2}{2,167} \sqrt{\frac{2,2}{100(15 - 1)10^{-3}}} \right\} =$ $= \min\{1,0; 12,02\} = 1$
11	Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності $[p_H]_E$, МПа	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{n_y \cdot B_1 l} \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,2}{2,167} \left[\frac{100(15 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} =$ $= 0,526 \text{ МПа}$
12	Допустимий зовнішній тиск $[p_H]$, МПа	$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,82}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,82}{0,526} \right)^2}} = 0,506 \text{ МПа}$
13	Перевірка умови стійкості	$p \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} < 0,506 \text{ МПа}$ Умова стійкості виконується
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p_H]$.			

Таблиця 4.2. Приклад розрахунку товщини стандартного еліптичного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском (алгоритм подано для розрахунку еліптичного і півсферичного днищ)

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	Допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що днище зварне)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 144$ МПа
2.	Модуль пружності в умовах розтягу E , МПа	Модуль пружності в умовах розтягу E визначають за таблицею Додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20$ °С)	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155$ °С модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа
3.	Коефіцієнт запасу стійкості n_y	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
4.	Коефіцієнт K_E для попереднього розрахунку	$K_E = 0,9$ – для еліптичного днища; $K_E = 1,0$ – для півсферичного днища	$K_E = 0,9$
5.	Внутрішній радіус кривизни в вершині днища (кришки) R_δ , м	$R_\delta = D$ для стандартного еліптичного днища; $R_\delta = 0,5D$ для півсферичного днища	$R_\delta = D = 2,2$ м
6.	Висота днища H , м	$H = 0,25D$ для стандартного еліптичного днища; $H = 0,5D$ для півсферичного днища	$H = 0,25D = 0,25 \cdot 2,2 = 0,55$ м
7.	Розрахункова товщина стінки днища S_R , м	$S_R = \max \left\{ \frac{K_E R_\delta}{161} \sqrt{\frac{n_y p}{10^{-5} E}}; 0,6 \frac{p R_\delta}{[\sigma]} \right\}$	$S_R = \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 2,2}{161} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,5}{10^{-5} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,6 \cdot 0,5 \cdot 2,2}{144} \right\} = \max\{0,0099; 0,0046\} = 0,0099$ м
8.	Виконавча товщина стінки днища S , м	$S = S_R + C + C_0$ Виконавчу товщину листового прокату обираємо за таблицею Додатку В	$S = 9,9 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-4} = 11 \cdot 10^{-3}$ м Обираємо $C_0 = 1 \cdot 10^{-4}$ м через те, що вибрана товщина листового прокату становить $11 \cdot 10^{-3}$ м
9.	Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_\sigma$, МПа	$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{R_a + 0,5(S - C)}$	$[p_H]_\sigma = \frac{2 \cdot 144(11 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2 + 0,5(11 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,18$ МПа

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Коефіцієнт x	$x = 10 \frac{S - C}{D} \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right)$	$x = 10 \frac{(11-1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \left(\frac{2,2}{2 \cdot 0,55} - \frac{2 \cdot 0,55}{2,2} \right) = 0,068$
11.	Остаточне значення коефіцієнта K_E	$K_E = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3 + 10x)x}$ або визначається за графіком (рис. 4.9)	$K_E = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,068)0,068}{1 + (3 + 10 \cdot 0,068)0,068} = 0,96$
12.	Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності $[p_H]_E$, МПа	$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(S - C)}{K_E R_\delta} \right]^2$	$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4} \left[\frac{100(11-1) \cdot 10^{-3}}{0,96 \cdot 2,2} \right]^2 = 0,45 \text{ МПа}$
13.	Допустимий зовнішній тиск, $[p_H]$, МПа	$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,18}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,18}{0,45} \right)^2}} = 0,42 \text{ МПа}$
14.	Перевірка умови стійкості	$p \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} > 0,42 \text{ МПа}$ Умова стійкості не виконується
<p>Якщо умова стійкості не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p_H]$.</p> <p>У нашому випадку умова стійкості буде виконуватись при $S = 12$ мм, тоді $[p_H] = 0,505 \text{ МПа}$</p>			

Таблиця 4.3. Алгоритм і приклад розрахунку товщини конічного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	Допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що днище зварне)	З таблиці для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^\circ\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144$ МПа
2.	Модуль пружності в умовах розтягу E , МПа	Модуль пружності в умовах розтягу E визначають за Додатком Г залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^\circ\text{C}$)	З таблиці для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^\circ\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа
3.	Коефіцієнт запасу стійкості n_y	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$
4.	Ефективна довжина конічного днища l_E , м	$l_E = \frac{D - D_0}{2 \sin \alpha_k}$	$l_E = \frac{2,2 - 0,16}{2 \sin 45^\circ} = 1,44 \text{ м}$
5.	Виконавча товщина конічного днища у першому наближенні S^I , м	S^I приймаємо рівною товщині стінки циліндричної обичайки діаметром D , яка навантажена тим самим зовнішнім тиском (табл. 4.1)	$S^I = 0,015 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
6.	Ефективний діаметр конічного днища D_E , м	$D_E = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D + D_o}{2 \cos \alpha_k}; \frac{D}{\cos \alpha_k} \\ -0,3(D + D_o) \sqrt{\frac{D + D_o}{100(S^1 - C)}} \operatorname{tg} \alpha_k \end{array} \right.$	$D_E = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{2,2 + 0,16}{2 \cos 45^\circ}; \frac{2,2}{\cos 45^\circ} \\ -0,3(2,2 + 0,16) \cdot \sqrt{\frac{2,2 + 0,16}{100(15 - 1) \cdot 10^{-3}}} \operatorname{tg} 45^\circ \end{array} \right\} =$ $= \max\{1,67; 2,46\} = 2,46 \text{ м}$
7.	Коефіцієнт B_1	$B_1 = \min \left\{ 1; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S^1 - C)}} \right\}$	$B_1 = \min \left\{ 1; 9,45 \frac{2,46}{1,44} \sqrt{\frac{2,46}{100(15 - 1) \cdot 10^{-3}}} \right\} =$ $= \min\{1; 21,4\} = 1$
8.	Розрахункова товщина стінки конічного днища S_R , м	$S_R = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,06 \frac{10^{-2} D_E}{B_1} \left(\frac{p}{10^{-5} E} \cdot \frac{l_E}{D_E} \right)^{0,4}; \\ \frac{1,2 p D}{2[\sigma] \varphi - p_3} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_k} \end{array} \right\}$	$S_R = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,06 \frac{10^{-2} 2,46}{1} \left(\frac{0,5}{10^{-5} \cdot 1,85 \cdot 10^5} \cdot \frac{1,44}{2,46} \right)^{0,4}; \\ \frac{1,2 \cdot 0,5 \cdot 2,2}{2 \cdot 144 \cdot 1 - 0,5} \cdot \frac{1}{\cos 45^\circ} \end{array} \right\} =$ $= \max\{0,0125; 0,0065\} = 0,0125 \text{ м}$
9.	Виконавча товщина стінки конічного днища S , м	$S = S_R + C + C_0$ <p>Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Товщину листового прокату обираємо за Додатком В.</p>	$S = 1,25 \cdot 10^{-2} + 1 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-4} =$ $= 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Обираємо $C_0 = 5 \cdot 10^{-4}$ м через те, що вибрана товщина листового прокату становить $14 \cdot 10^{-3}$ м</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_\sigma$, МПа	$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D}{\cos\alpha_K} + S - C}$	$[p_H]_\sigma = \frac{2 \cdot 144(14 - 1)10^{-3}}{\frac{2,2}{\cos 45^\circ} + (14 - 1)10^{-3}} = 1,198 \text{ МПа}$
11.	Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності $[p_H]_E$, МПа	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_y \cdot B_1 l_E} \left[\frac{100(S - C)}{D_E} \right]^{2,5}$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,46}{1,44} \cdot \left[\frac{100(14 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,46} \right]^{2,5} = 0,556 \text{ МПа}$
12.	Допустимий зовнішній тиск $[p]$, МПа	$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,198}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,198}{0,556} \right)^2}} = 0,504 \text{ МПа}$
13.	Перевірка умови стійкості	$p \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} < 0,504 \text{ МПа}$ Умова стійкості виконується
Якщо умова міцності не виконується, необхідно взяти відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p \leq [p_H]$.			

5 РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СИЛАМИ АБО МОМЕНТАМИ

При проведенні розрахунків визначаються робочі максимальні і допустимі навантаження для конкретної циліндричної обичайки, які надалі порівнюються між собою.

Залежно від конструкції осьова сила, яка виникає від ваги обладнання, може бути стискуючою у всьому апараті (рис 5.1а) або тільки у верхній частині, а в нижній частині апарата – такою, що розтягує (рис 5.1б).

Для горизонтально розташованого апарата у випадку, коли розрахункова температура відрізняється від монтажною, може виникнути осьова стискуюча сила через температурні напруження через неможливість вільного термічного подовження корпусу. Якщо опори рухомі, тоді осьовою силою буде сила тертя (рис 5.1в).

В апараті з оболонкою (рис 5.1г) на днище буде діяти сила, що розтягує. Ця сила виникає від ваги рідини, що знаходиться всередині апарата. З іншого боку днища знизу вверх діє осьова стискуюча сила, яка обумовлена тиском середовища в оболонці.

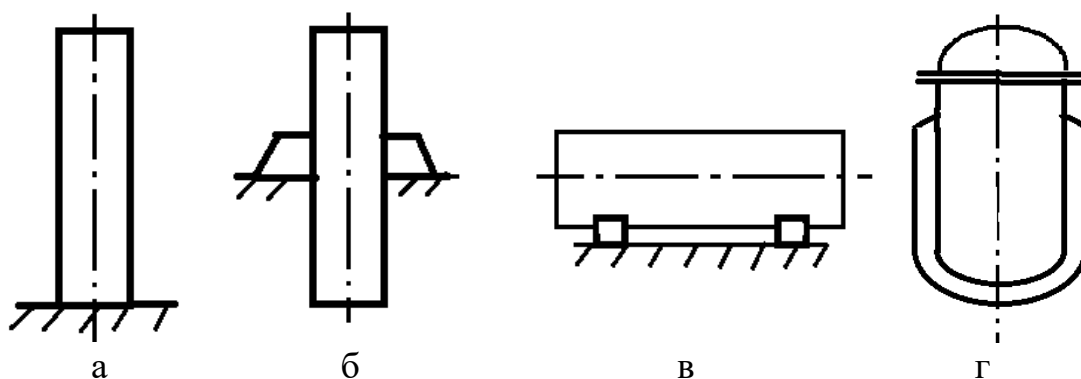


Рисунок 5.1 – Варіанти конструктивного виконання посудин і апаратів

5.1 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою силою, що розтягує

Розрахункова товщина стінки:

$$S_R = \frac{F_R}{\pi D [\sigma] \varphi_T},$$

де F_R – розрахункова сила, МН; φ_T – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва.

Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + C + C_0.$$

Допустима осьова сила, що розтягує:

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

5.2 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьюою стискуючою силою

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:

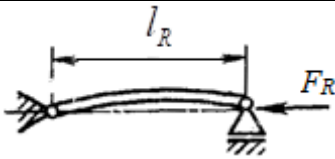
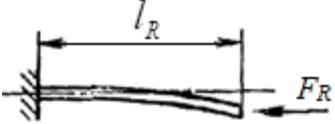
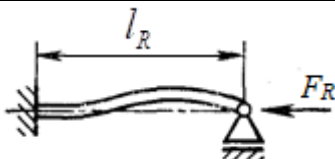
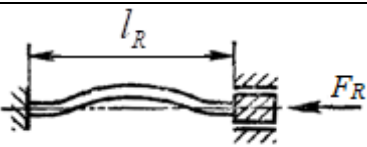
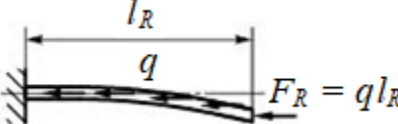
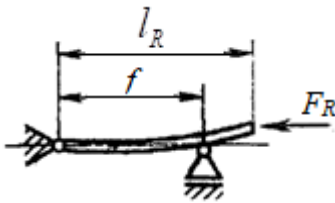
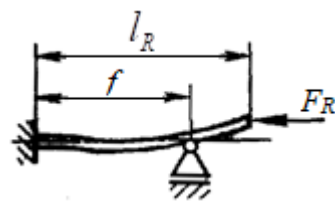
$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - C}.$$

Зведена довжина циліндричної обичайки l_{np} визначається за ГОСТ 34233.2-2017 залежно від закріплення обичайки (табл. 5.1).

Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності і стійкості:

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

Таблиця 5.1. 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	$0,70l_R$

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. 5.2, 5.3).

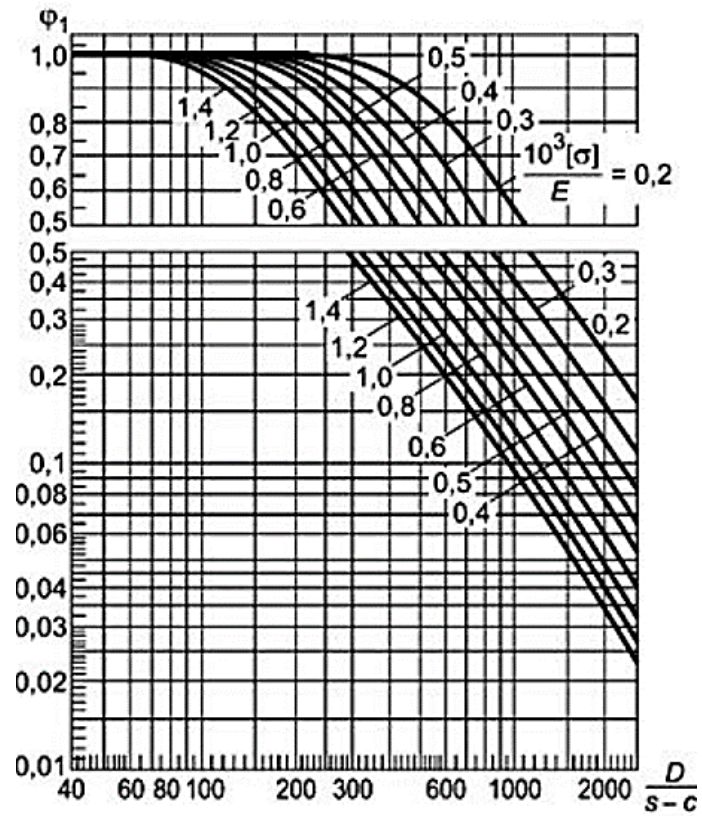


Рисунок 5.2 – Графік для визначення коефіцієнта φ_1

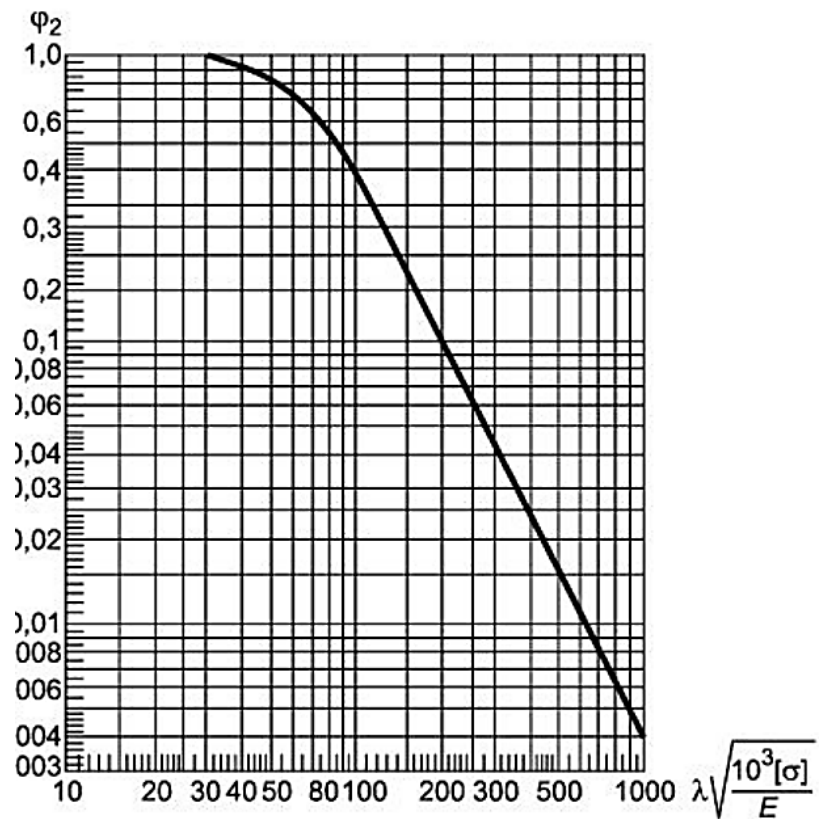


Рисунок 5.3 – Графік для визначення коефіцієнта φ_2

Умова стійкості:

$$F_R \leq [F].$$

5.3 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені згинаючим моментом

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. 5.4).

Умова стійкості:

$$M \leq [M].$$

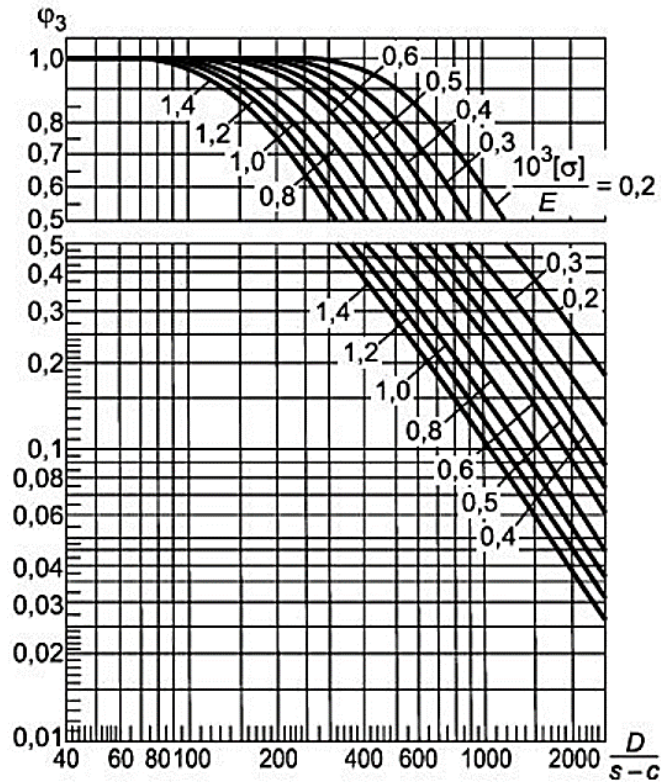


Рисунок 5.4 – Графік для визначення коефіцієнта φ_3

5.4 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені поперечним зусиллям

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:

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

Умова стійкості:

$$Q \leq [Q].$$

5.5. Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили

Допустимі навантаження слід розраховувати за формулами, які наведені у розділах 5.1–5.4 при розрахунковій довжині $l_R = b$. При визначенні l_{np} за таблицею 5.1 замість розрахункової довжини l_R слід приймати загальну довжину L .

Запитання для самоконтролю до розділу 5

1. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена осьовою силою, що розтягує.
2. Як визначається приведена довжина циліндричної обичайки $l_{i\delta}$?
3. Навести алгоритм розрахунку допустимої осьової стискуючої сили.
4. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена згинаючим моментом.
5. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена поперечною силою.
6. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили.

Приклади до розділу 5

1. *Завдання.* Визначити допустиму осьову стискуючу силу $[F]$ для циліндричної тонкостінної обичайки.

Вихідні дані. Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності $[F]_{\sigma} = 3$ МН, а допустима осьова стискуюча сила з умов стійкості в границях пружності $[F]_E = 15$ МН.

Рішення. Допустима осьова стискуюча сила з урахуванням обох умов:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{3}{\sqrt{1 + \left(\frac{3}{15}\right)^2}} = 2,942 \text{ МН.}$$

2. *Завдання.* Визначити допустиму осьову стискуючу силу з умов стійкості в границях пружності $[F]_E$ для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр обичайки $D = 2,2$ м, виконавча товщина стінки обичайки $S = 0,016$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma] = 144$ МПа, модуль пружності в умовах

розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа, розрахункова довжина циліндричної обичайки $l_R = 2,167$ м.

Рішення. $l_R/D \leq 10$, тому $[F]_E = [F]_{E1}$.

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

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

$$= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4} \cdot 2,2^2 \left[\frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} = 44,4 \text{ МН}.$$

3. Завдання. Визначити допустиму осьову стискуючу силу з умов міцності $[F]_\sigma$ для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах.

Вихідні дані. Внутрішній діаметр обичайки $D = 2,2$ м, виконавча товщина стінки обичайки $S = 0,016$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma] = 144$ МПа.

Рішення. Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності:

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

$$= 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 = 15,02 \text{ МН}.$$

4. Завдання. Визначити допустиму осьову стискуючу силу $[F]$ для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах за допомогою коефіцієнтів φ_1, φ_2 .

Вихідні дані. Внутрішній діаметр обичайки $D = 2,2$ м, виконавча товщина стінки обичайки $S = 0,016$ м, сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,001$ м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma] = 144$ МПа.

Рішення. Відношення $\frac{D}{S - C} = \frac{2,2}{0,016 - 0,001} = 146,7$.

Відношення $\frac{10^3 [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 144}{1,85 \cdot 10^5} = 0,778$.

Відношення $\lambda \sqrt{\frac{10^3 [\sigma]}{E}} = 2,77 \sqrt{\frac{10^3 \cdot 144}{1,85 \cdot 10^5}} = 2,44$.

Коефіцієнти φ_1, φ_2 знаходимо за графіками (рис. 5.2, 5.3):

$$\varphi_1 = 0,95; \varphi_2 = 1.$$

Допустима осьова стискаюча сила:

$$[F] = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] \min\{\varphi_1, \varphi_2\} = \\ = 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 \min\{0,95; 1\} = 14,27 \text{ МН}.$$

6 РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД СУМІСНО ДІЮЧИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

6.1 Розрахунок циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту

При спільній дії зовнішнього тиску p , стискаючої сили F_R , згинаючого моменту M і поперечної сили Q умова стійкості запишеться таким чином:

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

Розрахунок допустимого зовнішнього тиску $[p_H]$ наведено в розділі 4.1, допустимої осьової стискаючої сили $[F]$ – в розділі 5.2, допустимого згинаючого моменту $[M]$ – в розділі 5.3, допустимої поперечної сили $[Q]$ – в розділі 5.4.

6.2 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту

Розрахунок належить проводити за формулою, наведеною в розділі 6.1, а допустимий зовнішній тиск слід визначати за розділом 4.2.

Запитання для самоконтролю до розділу 6

1. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.

2. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.

Приклади до розділу 6

1. Завдання. Перевірити виконання умови стійкості для циліндричної тонкостінної обичайки.

Вихідні дані. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,6$ МПа, осьова стискаюча сила $F_R = 2,5$ МН, згинаючий момент $M = 0,5$ МН·м, поперечна сила $Q = 1,8$ МН, допустимий зовнішній тиск $[p_H] = 0,706$ МПа, допустима осьова стискаюча сила $[F] = 2,942$ МН допустимий згинаючий момент $[M] = 0,5367$ МН·м і допустима поперечна сила $[Q] = 1,961$ МН.

Рішення. Умова стійкості:

$$\frac{p}{[p_H]} + \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 \leq 1.$$
$$\frac{0,6}{0,706} + \frac{2,5}{2,942} + \frac{0,5}{0,5367} + \left(\frac{1,8}{1,961}\right)^2 = 3,47 > 1.$$

Умова стійкості не виконується.

2. Завдання. Перевірити виконання умови стійкості колонного апарата.

Вихідні дані. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,1$ МПа, осьова стискаюча сила $F_R = 0,36$ МН, згинаючий момент $M = 0,563$ МН·м, допустимий зовнішній тиск $[p_H] = 0,2185$ МПа, допустима осьова стискаюча сила $[F] = 13,5$ МН, допустимий згинаючий момент $[M] = 7,5$ МН·м.

Рішення. Умова стійкості:

$$\frac{p}{[p_H]} + \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1.$$
$$\frac{0,1}{0,2185} + \frac{0,36}{13,5} + \frac{0,563}{7,5} = 0,561 < 1.$$

Умова стійкості виконується.

6.3 Алгоритм і приклад перевірки умови стійкості циліндричної обичайки у випадку, коли вона знаходиться під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискаючої сили.

Вихідні дані для розрахунку. Розрахунок виконати для робочих умов. Циліндрична зварна обичайка виконана зі сталі марки Ст3. Внутрішній діаметр обичайки $D = 2,2$ м. Виконавча товщина стінки обичайки $S = 16 \cdot 10^{-3}$ м. Розрахункова температура $t = 155$ °С. Зовнішній розрахунковий тиск $p = 0,5$ МПа. Розрахункова довжина обичайки $l_R = 2,167$ м (розрахунок див. табл. 4.1). Допустимий зовнішній тиск $[p_H] = 0,77$ МПа (розрахунок див. табл. 4.1). Сума додатків до розрахункової товщини $C = 1 \cdot 10^{-3}$ м.

Таблиця 6.1. Алгоритм і приклад перевірки умови стійкості циліндричної обичайки у випадку, коли вона знаходиться під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискуючої сили

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^\circ\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144$ МПа
2.	Модуль пружності в умовах розтягу E , МПа	Модуль пружності в умовах розтягу E визначають за таблицею Додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^\circ\text{C}$)	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^\circ\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5$ МПа
3.	Коефіцієнт запасу стійкості n_y	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$
4.	Осьова стискуюча сила F , МН	$F = \frac{\pi(D + 2S)^2}{4} p_3$	$F = \frac{3,14(2,2 + 2 \cdot 16 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 0,5 = 1,96 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Допустима осьова стиску-юча сила з умови міцності $[F]_{\sigma}$, МН	$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma]$	$[F]_{\sigma} = 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 = 15,02 \text{ МН}$
6.	Відношення l_R/D	l_R/D	$l_R/D = 2,167/2,2 = 0,985$
7.	Допустима осьова стиску-юча сила з умови місцевої стійкості в границях пружності $[F]_{E1}$, МН	$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$ $[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4} \cdot 2,2^2 \left[\frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} = 44,4 \text{ МН}$	
8.	Зведена довжина обичайки l_{np} , м (виконується, якщо $l_R/D > 10$)	l_{np} визначається за таблицею 5.1	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Гнучкість λ (виконується, якщо $l_R/D > 10$)	$\lambda = \frac{2,83l_{np}}{D + S - C}$	–
10.	Допустима осьова стиску- юча сила з умови загаль- ної стійкості в границях пруж- ності $[F]_{E2}$, МН	$[F]_{E2} =$ $= \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2$	–
11.	Допустима осьова стиску- юча сила з умови стійкос- ті в границях пружності $[F]_E$, МН	Якщо $l_R/D \leq 10$ тоді $[F]_E = [F]_{E1}$, якщо $l_R/D > 10$, тоді $[F]_E = \min\{[F]_{E1}; [F]_{E2}\}$	$[F]_E = [F]_{E1} = 44,4 \text{ МН}$ через те, що $l_R/D = 0,985$
12.	Допустима осьова стиску- юча сила $[F]$, МН	$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}$	$[F] = \frac{15,02}{\sqrt{1 + \left(\frac{15,02}{44,4}\right)^2}} = 14,22 \text{ МН}$

Продовження табл. 6.1

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Перевірка умови стійкості	$\frac{P}{[p_H]} + \frac{F}{[F]} \leq 1$	$\frac{0,5}{0,77} + \frac{1,96}{14,22} = 0,787 < 1$ <p>Умова стійкості виконується</p>
<p>Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $\frac{P}{[p_H]} + \frac{F}{[F]} \leq 1$.</p>			

7 ЗАСТОСУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ДНИЩ І КРИШОК

В розділі розглядаються конструкції, застосування і розрахунок плоских круглих днищ і кришок.

7.1 Застосування плоских круглих днищ і кришок

Плоскі днища і кришки – це відбортовані або не відбортовані пластини, які приварені по контуру до обичайки корпусу (днища), або приєднані на болтах, або шпильках (кришки).

Перевагою плоских днищ і кришок є простота виготовлення, але за умовами роботи вони програють випуклим. Так, при однакових тисках, товщина плоского днища може бути на порядок більшою за товщину еліптичного днища.

Тому плоскі днища і кришки застосовують, якщо розрахунковий тиск не перевищує 0,7 МПа і при атмосферному тиску.

Плоскі круглі днища найчастіше застосовують у вертикальних апаратах, які встановлені на суцільній основі і працюють без тиску або під налив.

Плоскі люки і заглушки використовують також і при тисках більших за 0,7 МПа.

У товстостінних посудинах плоскі днища і кришки за технологічними міркуваннями використовують при тисках більших за 10 МПа.

Плоскі днища великих діаметрів при необхідності укріплюють ребрами жорсткості. Ребра (елементи жорсткості) приварюють по радіусам від центрально-розташованого кільця або паралельно діаметру (рис. 7.1).

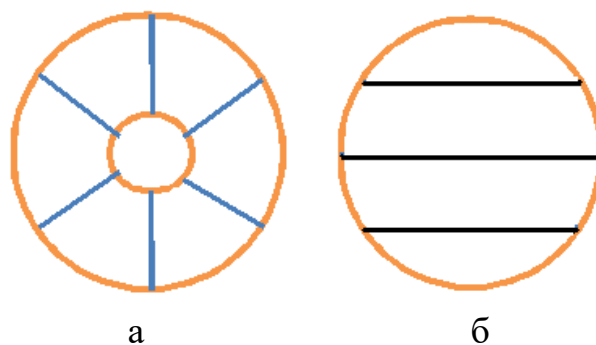


Рисунок 7.1 – Розташування ребер жорсткості на плоскому днищі:
а) по радіусам від центрально-розташованого кільця,
б) паралельно діаметру

7.2 Розрахункові схеми круглих пластин

Розглянемо круглу пластину як розрахункову модель днища. Під дією тиску пластина згинається і змінює свою кривизну одночасно у двох

площах, утворюється слабо зігнута поверхня двоякої кривизни. Вважаємо, що прогин пластини під тиском буде набагато менше товщини пластини S . Тому можна вважати основними напруженнями такі, що виникають від вигину і не враховувати напруження розтягу серединної поверхні (рис. 7.2).

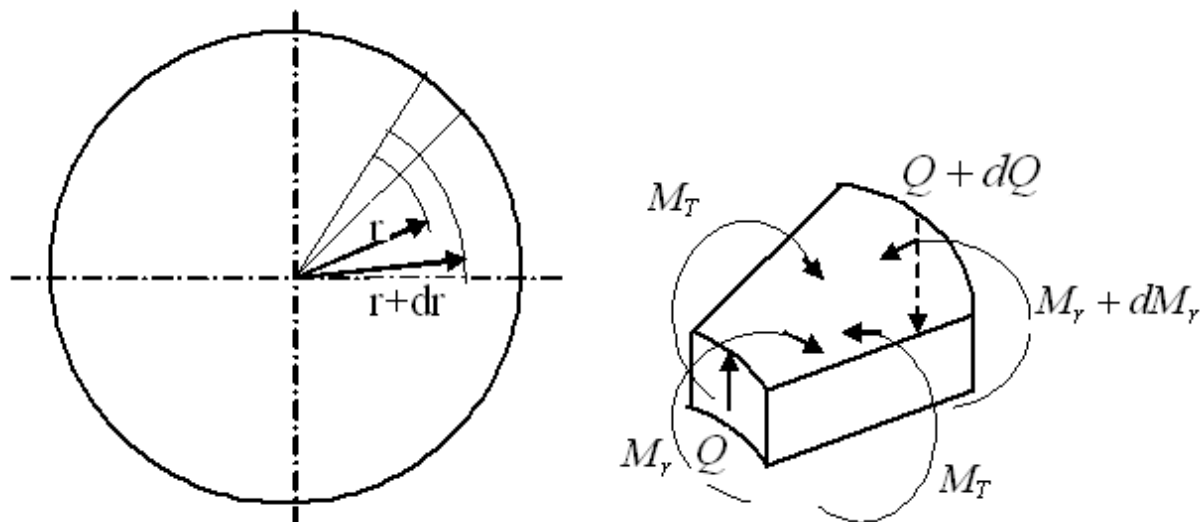


Рисунок 7.2 – Розрахункова модель круглої пластини

Зовнішнє навантаження (розподільний тиск) спричинює появу радіального M_r і кільцевого M_T згинаючих моментів, а також поперечної сили Q .

Для елементарної смужки одиничної ширини, яка виділена двома перерізами близькими до діаметральних, напруження можна розрахувати за флорулою $\sigma = \frac{M}{W}$, де W – момент опору, m^3 .

У випадку прямокутного поперечного перерізу $W = \frac{1 \cdot S^2}{6}$. Тоді:
 $\sigma = \frac{6M}{S^2}$. Радіальне напруження можна розрахувати за формулою
 $\sigma_r = \pm \frac{6M_r}{S^2}$, а кільцеве – за формулою $\sigma_t = \pm \frac{6M_T}{S^2}$.

На рисунку 7.3 подані розрахункові схеми круглих пластин і епюри радіального M_r і кільцевого M_T згинаючих моментів, які виникають від дії тиску p [10].

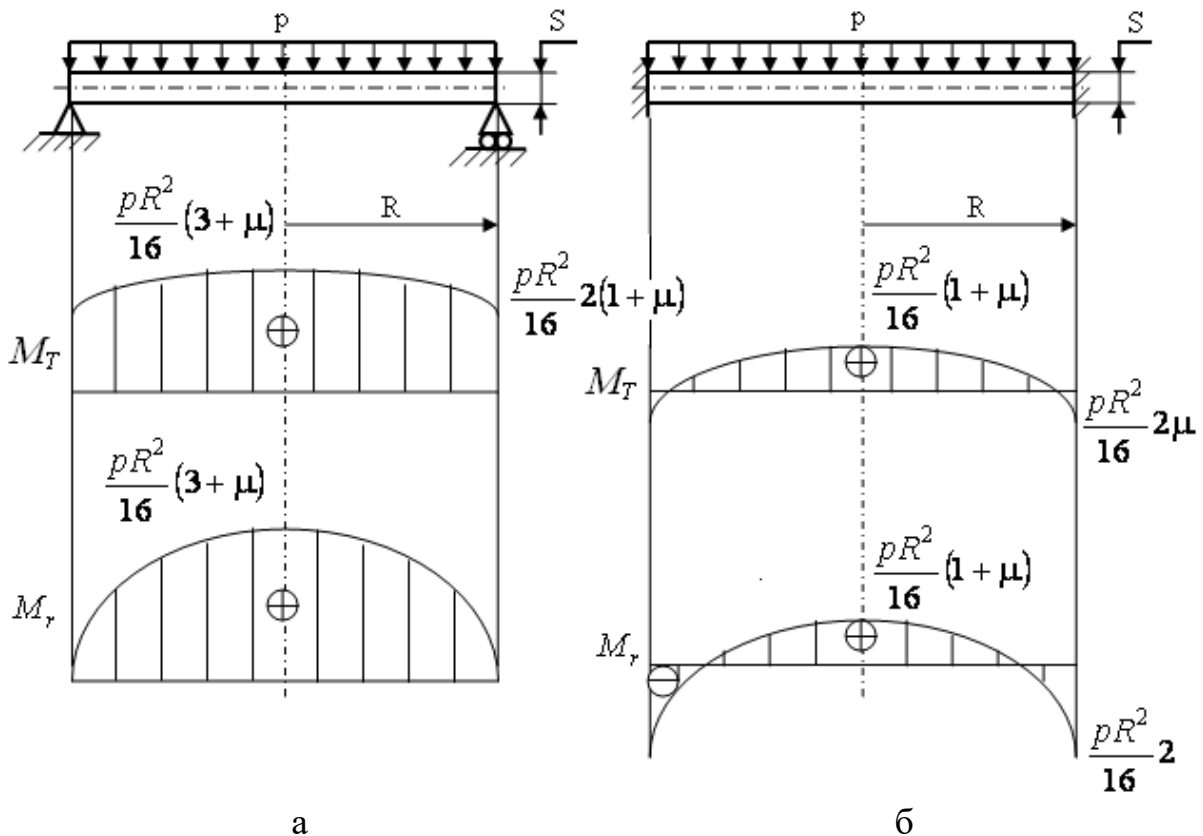


Рисунок 7.3 – Розрахункові схеми круглих пластин: а) з шарнірним закріпленням по контуру; б) з жорстким защемленням контуру

Для круглих пластин найбільш вигідною є схема з жорстким защемленням контуру. В цьому випадку згинаючі моменти будуть меншими, ніж у випадку з шарнірним закріпленням по контуру.

Розглянемо схему з шарнірним закріпленням круглої пластини по контуру (рис. 7.3а). Максимальний згинаючий момент в цьому випадку буде в центрі пластини:

$$M_{\max} = M_{t,\max} = M_{r,\max} = \frac{pR^2}{16}(3 + \mu).$$

Максимальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{6M_{\max}}{S^2} = \frac{6pR^2(3 + \mu)}{16S^2}.$$

Умова міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &\leq [\sigma] \\ \text{або } \frac{6pR^2(3 + \mu)}{16S^2} &\leq [\sigma]. \end{aligned}$$

Звідки можна знайти товщину пластини:

$$S \geq \sqrt{\frac{6pR^2(3+\mu)}{16[\sigma]}}$$

Замінюємо радіус R діаметром D :

$$S \geq \sqrt{\frac{6pD^2(3+\mu)}{4 \cdot 16[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2(3+\mu)}{32[\sigma]}} = KD \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

де $K = \sqrt{\frac{3(3+\mu)}{32}}$ – коефіцієнт, який враховує закріплення пластини на краю.

Для схеми з жорстким защемленням контуру (рис. 7.3б) максимальний згинаючий момент буде на краю пластини:

$$M_{\max} = M_{r_{\max}} = \frac{pR^2}{16} \cdot 2.$$

Максимальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{6M_{\max}}{S^2} = \frac{6pR^2 \cdot 2}{16S^2} = \frac{3pR^2}{4S^2}.$$

Умова міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &\leq [\sigma] \\ \text{або } \frac{3pR^2}{4S^2} &\leq [\sigma]. \end{aligned}$$

Звідки товщина пластини:

$$S \geq \sqrt{\frac{3pR^2}{4[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2}{4 \cdot 4[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2}{16[\sigma]}} = KD \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

де $K = \sqrt{\frac{3}{16}}$ для випадку жорсткого защемлення контуру круглої пластини.

7.3 Розрахунок плоских круглих днищ і кришок

За ГОСТ 34233.2-2017 [12] розрахункова товщина плоских круглих днищ і кришок визначається за формулою:

$$S_{1R} = KK_0 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}},$$

де K – коефіцієнт, який залежить від конструкції днища або кришки; K_0 – коефіцієнт ослаблення плоских днищ і кришок отворами; D_R – розрахунковий діаметр, м.

Стандартна формула відрізняється від отриманої в розділі 7.2 наявністю коефіцієнта ослаблення днищ і кришок отворами K_0 і коефіцієнта міцності зварного шва φ .

Для днищ і кришок, які мають один отвір, коефіцієнт ослаблення K_o розраховують за формулою:

$$K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}.$$

Для днищ і кришок, які мають декілька отворів, коефіцієнт ослаблення K_o розраховують за формулою:

$$K_o = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^2}{1 - \frac{\sum d_i}{D_R}}},$$

де d_i – діаметр i -го отвору, м.

Коефіцієнт ослаблення K_o в останньому випадку визначають для найбільш ослабленого діаметрального перерізу. Максимальну суму для довжин хорд отворів розраховують за формулою: $\sum d_i = \max \{(d_1 + d_3); (b_2 + b_3)\}$, порівнюючи перерізи I – I і II – II (рис. 7.4).

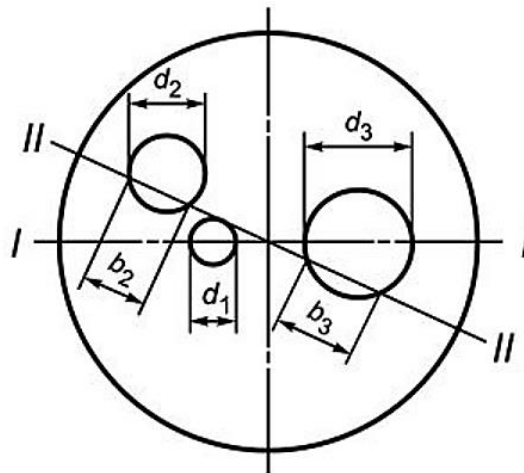
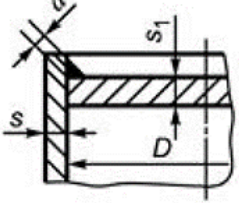
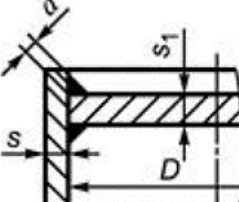
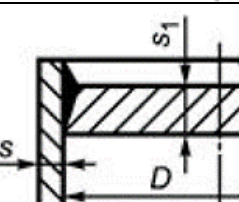
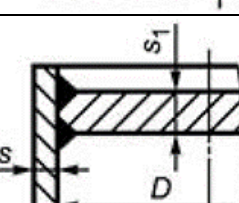
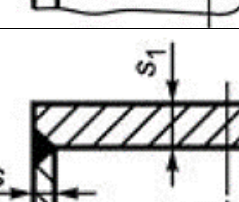
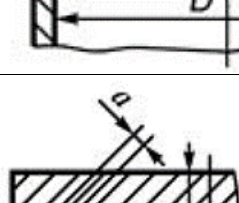


Рисунок 7.4 – Схема до визначення максимальної суми довжин хорд отворів

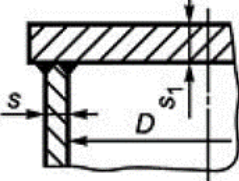
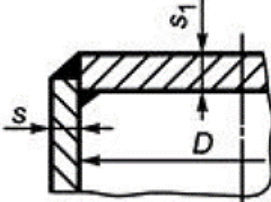
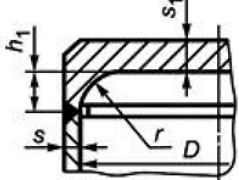
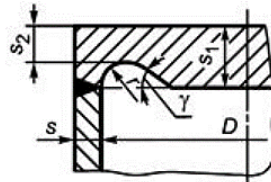
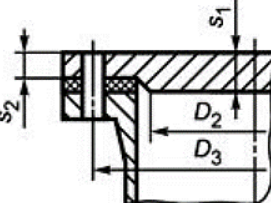
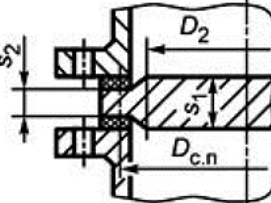
Для днищ і кришок без отворів коефіцієнт ослаблення $K_o = 0$.

Розрахунковий діаметр D_R і коефіцієнт K розраховують залежно від конструкції днищ і кришок за формулами, які наведені у таблиці 8.2.

Таблиця 7.1. Значення розрахункового діаметра D_R і коефіцієнта K

Тип	Креслення	Умова закріплення днищ і кришок	K
1		$a \geq 1,7S$ $D_R = D$	0,53
2		$a \geq 0,85S$ $D_R = D$	0,50
3		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,25$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41
4		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
5		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,25$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41
6		$a > 0,85S$ $D_R = D$	0,50

Продовження табл. 7.1

Тип	Креслення	Умова закріплення днищ і кришок	K
7		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$	 0,41 0,38
8		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$	 0,41 0,38
9		$\max \{S; 0,25S_1\} \leq r \leq \min \{S_1; 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_R = D - 2r$	$K = \max \left\{ 0,41 \times \left(1 - 0,23 \frac{S - C}{S_1 - C} \right); 0,35 \right\}$
10		$\frac{S - C}{S_1 - C} < 0,5$ $\frac{S - C}{S_1 - C} \geq 0,5$ $D_R = D$ $0,25 S_1 \leq r \leq S_1 - S_2$ $30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$	 0,41 0,38
11		$D_R = D_3$	0,40
12		$D_R = D_{c.п}$	0,41

Виконавча товщина плоских круглих днищ і кришок:

$$S_1 = S_{1R} + C + C_0.$$

У всіх випадках приєднання днищ до обичайок мінімальна виконавча товщина плоского круглого днища повинна бути не менше виконавчої товщини обичайки, що розрахована за ГОСТ 34233.2–2017 [12].

Допустимий тиск на плоске кругле днище або кришку визначається за формулою:

$$[p] = \left(\frac{S_1 - C}{KK_o D_R} \right)^2 [\sigma] \phi.$$

Наведені формули застосовні для розрахунку при умові, що $\frac{S_1 - C}{D_R} \leq 0,11$.

Допускається проводити розрахунки також і при $\frac{S_1 - C}{D_R} > 0,11$, але значення допустимого тиску, розрахованого за вищенаведеною формулою слід помножити на поправочний коефіцієнт K_p .

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_1 - C}{D_R} \right)^2}}.$$

Якщо $K_p [p] < p$, товщину днища або кришки належить збільшити таким чином, щоб виконувалась умова: $K_p [p] \geq p$.

7.4 Розрахунок плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском

Додатковий крайовий момент може виникнути при приєднанні плоскої кришки за допомогою фланцевого з'єднання (рис. 7.5а) або коли кришка має паз для перегородки, наприклад в камері теплообмінника (рис. 7.5б).

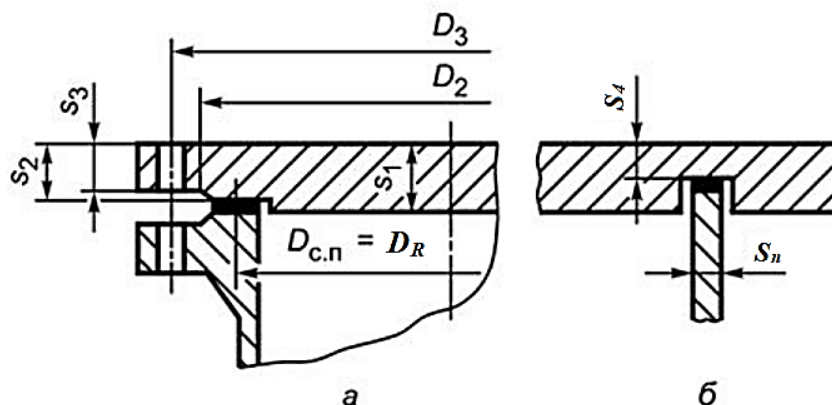


Рисунок 7.5 – Конструкції плоских круглих кришок, в яких виникають додаткові крайові моменти: фланцеве з'єднання кришки (а) і кришка з пазом для перегородки (б)

Розрахункова товщина такої плоскої круглої кришки [5]:

$$S_{1R} = K_o K_6 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}},$$

де K_6 – коефіцієнт, який залежить від геометричних розмірів кришки і навантаження.

Коефіцієнт K_6 розраховується за формулою:

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left(\frac{D_3}{D_{c.n}} - 1 \right)}{\frac{D_3}{D_{c.n}}}},$$

де D_3 – діаметр болтового кола, м; $D_{c.n}$ – середній діаметр прокладки, м; ψ – розрахункова величина.

Значення ψ визначається за формулою:

$$\psi = \frac{F_b}{F_Q},$$

де F_b – болтове навантаження (визначається за ГОСТ 34233.4 для робочих умов), МН; F_Q – рівнодіюча внутрішнього тиску, МН.

$$F_Q = \frac{\pi D_{c.n}^2}{4} p,$$

де $D_{c.n}$ – середній діаметр прокладки, м.

Значення коефіцієнта K_6 також можна визначити за графіком (рис. 7.6) залежно від відношення $D_3/D_{c.n}$ і ψ .

Значення коефіцієнта K_o визначається за формулами розділу 7.3, якщо $\Sigma d_i \leq 0,7D_R$; при цьому отвори для болтів в розрахунок не приймають.

Для кришки, яка має паз для перегородки (наприклад, для камери теплообмінника) значення коефіцієнта K_6 для визначення товщини в місці паза (рис. 7.5б) розраховують з урахуванням зусилля від стиску прокладки у пазі за формулою:

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left(\frac{D_3}{D_{c.n}} - 1 \right) + 9,6 \frac{D_3}{D_{c.n}} \cdot \frac{S_4}{D_{c.n}}}{\frac{D_3}{D_{c.n}}}},$$

де S_4 – товщина стоншеної частини кришки у місці кільцевої виточки, м.

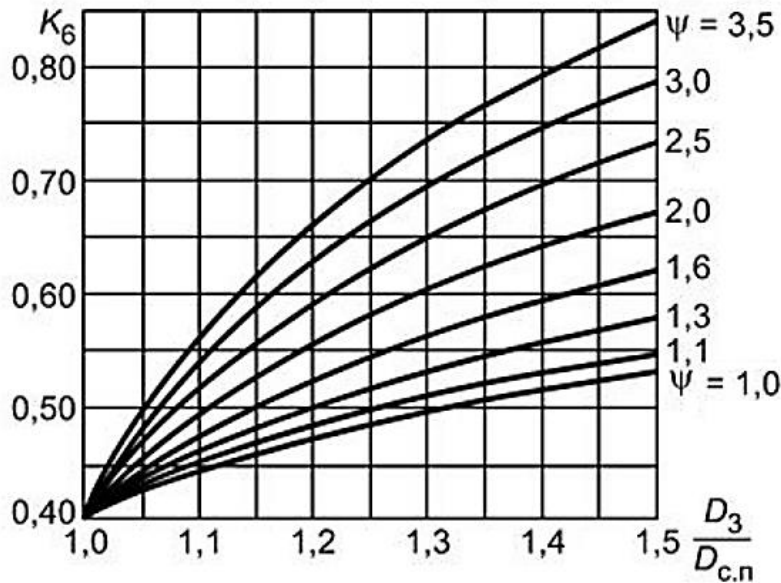


Рисунок 7.6 – Графік для визначення коефіцієнта K_6 [15]

Виконавча товщина плоских круглих днищ і кришок:

$$S_1 = S_{1R} + C + C_0.$$

Товщина плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом в місті ущільнення (рис. 7.5а):

$$S_2 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_{c.n}} \Phi \right\} + C,$$

де $\Phi = \max \left\{ \frac{F_{\sigma.p.}}{[\sigma]}; \frac{F_{\sigma.m.}}{[\sigma]_{20}} \right\}$; $F_{\sigma.p.}$ і $F_{\sigma.m.}$ – болтове навантаження, відповідно, в робочих умовах і при монтажі, МН.

Коефіцієнт K_7 розраховується за формулою:

$$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_{c.n}} - 1}$$

або за графіком (рис. 7.7).

Товщину краю плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом поза зоною ущільнення (рис. 7.5а):

$$S_3 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_2} \Phi \right\} + C.$$

Допустимий тиск для плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом при перевірочних розрахунках:

$$[p] = \left(\frac{S_1 - C}{K_o K_6 D_R} \right)^2 [\sigma] \phi.$$

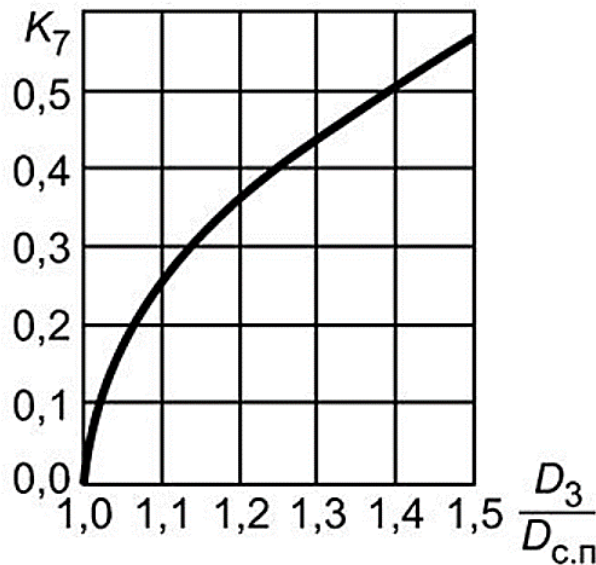


Рисунок 7.7 – Графік для визначення коефіцієнта K_7

Запитання для самоконтролю до розділу 7

1. Обґрунтувати застосування плоских днищ і кришок.
2. Навести конструкції плоских днищ і кришок.
3. Порівняти за умовами роботи круглі пластини з шарнірним закріпленням по контуру і з жорстким защемленням контуру.
4. Навести алгоритм розрахунку плоских днищ і кришок на міцність.
5. Пояснити особливості розрахунку коефіцієнта ослаблення K_o .
6. Пояснити, від чого залежать значення розрахункового діаметра D_R і коефіцієнта K , які застосовуються при розрахунку товщини плоских днищ і кришок.
7. Навести умови застосування розрахункових формул для визначення товщини плоских днищ і кришок.
8. Пояснити особливості розрахунку плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском.

Приклади до розділу 7

1. *Завдання.* Визначити розрахункову товщину S_R плоского круглого днища, яке навантажене тиском.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа; розрахунковий діаметр $D_R = 1,4$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа; коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$; коефіцієнт конструкції днища $K = 0,5$; коефіцієнт ослаблення днища отворами $K_o = 0,9$.

Рішення. Розрахункова товщина:

$$S_R = KK_0 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi}} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{1,0}{140 \cdot 0,9}} = 0,05614 \text{ м}$$

2. Завдання. Визначити виконавчу товщину S плоского круглого днища, яке навантажене тиском.

Вихідні дані. Розрахунковий тиск $p = 1,0$ МПа; розрахунковий діаметр $D_R = 1,4$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа; коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$; коефіцієнт конструкції днища $K = 0,5$; коефіцієнт ослаблення днища отворами $K_o = 0,9$; додаток до розрахункової товщини $C = 0,0016$ м.

Рішення. Розрахункова товщина:

$$S_R = KK_0 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma]\varphi}} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{1,0}{140 \cdot 0,9}} = 0,056 \text{ м.}$$

Виконавча товщина:

$$S = S_R + C + C_0 = 0,056 + 0,0016 + 0,0004 = 0,058 \text{ м,}$$

де C_0 – додаток до розрахункової товщини, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа.

3. Завдання. Визначити допустимий внутрішній тиск $[P]$ (МПа) для плоского круглого днища.

Вихідні дані. Виконавча товщина днища $S = 0,06$ м; розрахунковий діаметр $D_R = 1,4$ м; допустиме напруження матеріалу днища $[\sigma] = 140$ МПа; коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$; коефіцієнт конструкції днища $K = 0,5$; коефіцієнт ослаблення днища отворами $K_o = 0,9$; додаток до розрахункової товщини $C = 0,0016$ м.

Рішення. Допустимий внутрішній тиск:

$$[P] = \left(\frac{S - C}{KK_0 D_R} \right)^2 [\sigma] \varphi = \left(\frac{0,06 - 0,0016}{0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4} \right)^2 140 \cdot 0,9 = 1,083 \text{ МПа.}$$

4. Завдання. Перевірити виконання умови застосування розрахункових формул при розрахунку на міцність плоского днища.

Вихідні дані. Виконавча товщина днища $S = 0,04$ м; сума додатків до розрахункової товщини $C = 0,002$ м; розрахунковий діаметр становить $D_R = 1,0$ м.

Рішення. Умова застосування розрахункових формул:

$$\frac{S - C}{D_R} \leq 0,11.$$

$$\frac{0,04 - 0,002}{1,0} = 0,038; \quad 0,038 < 0,11.$$

Умова застосування розрахункових формул виконується.

7.5 Алгоритм і приклад розрахунку товщини плоского круглого днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене тиском

Вихідні дані для розрахунку. Розрахунок виконати для робочих умов. Плоске кругле зварне днище типу 2 (табл. 7.1) без отворів виконано зі сталі марки 20. Зварний шов – стиковий з підварюванням кореня, що виконується вручну. Довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини. Внутрішній діаметр апарата $D = 1,6$ м. Розрахункова температура $t = 150$ °С. Розрахунковий тиск $p = 0,5$ МПа. Швидкість корозії матеріалу днища в робочих умовах $v_{кор} = 6 \cdot 10^{-5}$ м/рік. Термін роботи апарата $\tau = 15$ років. За технологічними умовами ерозія не враховується.

Таблиця 7.2 Алгоритм і приклад розрахунку товщини плоского круглого днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицями Додатку А залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що днище зварне)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 139$ МПа
2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва φ_p	φ_p визначають за таблицею Б.1 Додатку Б залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Коефіцієнт ослаблення днища або кришки отворами K_o	Якщо один отвір: $K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}$; якщо декілька отворів: $K_o = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^2}{1 - \frac{\sum d_i}{D_R}}}$; $K_o = 1$, якщо отворів в днищі немає	$K_o = 1$ через те, що отворів в днищі немає
4.	Коефіцієнт K	K визначають за таблицею 7.1 залежно від типу днища або кришки	Для плоского круглого днища типу 2 $K = 0,5$
5.	Розрахунковий діаметр D_R , м	D_R визначають за таблицею 7.1 залежно від типу днища або кришки	Для плоского круглого днища типу 2 $D_R = D = 1,6$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
6.	Розрахункова товщина стінки плоского круглого днища або кришки S_{1R} , м	$S_{1R} = KK_o D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}}$	$S_{1R} = 0,5 \cdot 1 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{0,6}{139 \cdot 1}} = 0,0526 \text{ м}$
7.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії C_e , м	Додаток C_e належить враховувати при переміщенні рідин зі швидкостями більше 20 м/с, газів – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
8.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії C_1 , м	Якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$, тоді $C_1 = v_{кор} \tau + C_e$; інакше $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$. Якщо відсутні дані о величині $v_{кор}$, але відомо, що матеріал днища стійкий до оточуючого середовища, тоді $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Додаток C_1 при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Виконавча товщина стінки днища у першому наближенні S_1 , м	$S_1^1 = S_{1R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 Додатку В.	$S_1^1 = 52,6 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового прокату становить $55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
10.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 , м	Додаток C_2 вибирається за таблицями Додатку В.	Граничне відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при його товщини від 50 до 60 мм включно становить $1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тобто $C_2 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
11.	Технологічний додаток до розрахункової товщини C_3 , м	Додаток C_3 враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
12.	Відношення суми додатків C_2 і C_3 до товщини S_1^1	$\frac{C_2 + C_3}{S_1^1}$	$\frac{1,3 \cdot 10^{-3} + 0}{55 \cdot 10^{-3}} = 0,024$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Сума додатків до розрахункової товщини C , м	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_1^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_1^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_1^1} < 0,05$, тому $C = 9 \cdot 10^{-4}$ м
14.	Виконавча товщина стінки днища або кришки S_1 , м	$S_1 = S_{1R} + C_1 + C_0$ Додаток C_0 вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицями Додатку В	$S_1 = 52,6 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 55 \cdot 10^{-3}$ м
15.	Умова приєднання днища до обичайки	$S_1 \geq S$	$55 \cdot 10^{-3}$ м $>$ $5 \cdot 10^{-3}$ м Умова виконується
16.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$, МПа	$[p] = \left(\frac{S_1 - C}{KK_o D_R} \right)^2 [\sigma] \varphi$	$[p] = \left(\frac{55 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1,6} \right)^2 139 \cdot 1 = 0,635$ МПа
17.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,5$ МПа $<$ $0,635$ МПа. Умова міцності виконується.

8 КРАЙОВІ НАПРУЖЕННЯ

В розділі розглядаються причини виникнення і розрахунок крайових напружень.

8.1 Виникнення крайових напружень

В посудинах та апаратах кінцівки оболонок з'єднуються з іншими оболонками і в цих місцях з'єднання з'являються додаткові крайові напруження.

Крайові сили Q_o і крайові моменти M_o виникають у випадках, які наведені нижче:

- 1) в місцях сполучення оболонок різної товщини (рис. 8.1);

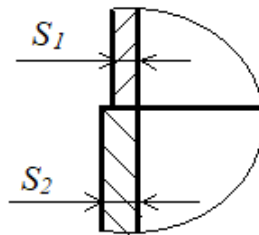
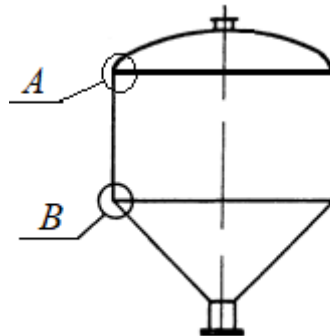


Рисунок 8.1 – Сполучення оболонок різної товщини

- 2) в місцях сполучення оболонок різної форми (рис. 8.2);



A і B – місця виникнення крайових напружень

Рисунок 8.2 – Сполучення оболонок різної форми

- 3) в місцях сполучення оболонок, які мають різну температуру стінок;
- 4) в місцях сполучення оболонок, які виконані з матеріалів, що відрізняються фізичними властивостями (різні значення модулю поздовжньої пружності E , коефіцієнта Пуассона μ , коефіцієнта лінійного розширення α і т. ін.).

Крайова сила Q_o і крайовий момент M_o є реакціями краю оболонки, якій заважає вільно деформуватися сполучена деталь з іншими можливостями для переміщення під дією зовнішніх навантажень.

Вплив крайових навантажень має місцевий характер.

Місця обичайок, які віддалені від краю на відстань $x \geq \frac{\pi}{2,5\beta}$ (β – коефіцієнт загасання) можна вважати практично нескінченно віддаленими від неї і дією Q_o і M_o на ці місця можна зневажати (рис. 8.3).

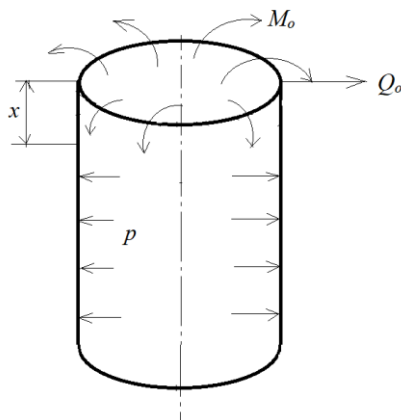


Рисунок 8.3 – Крайові навантаження в обичайці

Крайові навантаження мають загасаючий хвилеподібний характер і зменшується при віддалені від краю.

8.2 Причина виникнення крайових навантажень

Причиною виникнення крайових навантажень є різна жорсткість деталей, які стикуються (рис. 8.4).

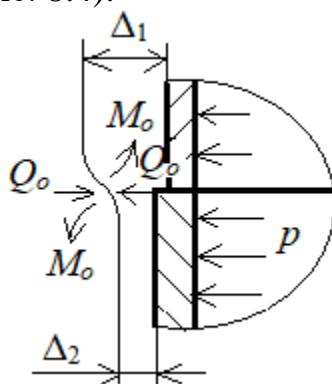


Рисунок 8.4 – До пояснення причини виникнення крайових навантажень

В місці сполучення оболонки повинні мати однакові лінійні Δ_i і кутові Θ_i деформації, інакше буде порушена цілісність конструкції. Ця вимога буде виконана, якщо до краю оболонки прикласти силу Q_o і ще повернути оболонку – прикласти момент M_o .

Напруження, які викликані крайовими навантаженнями, можуть мати значну величину. Ці напруження небезпечні для крихких матеріалів при циклічному навантаженні.

8.3 Умови сумісності деформацій

Розглянемо вузол з'єднання циліндричної обичайки і еліптичного днища, які знаходяться під дією внутрішнього тиску.

Умовно розсічемо вузол плоскістю, нормальною до осі симетрії оболонки.

Статично визначена система, яка утворюється внаслідок цього складається з двох оболонок (рис. 8.5).

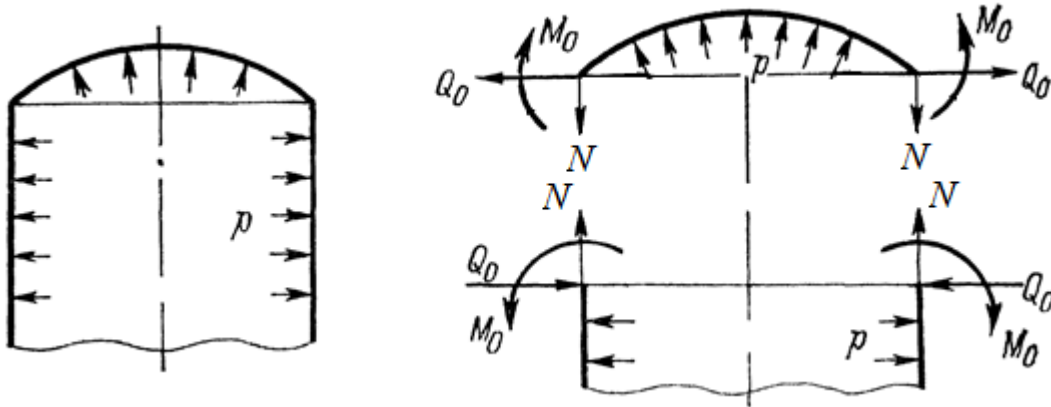


Рисунок 8.5 – Розрахункова схема

До оболонок прикладається зовнішнє навантаження (внутрішній тиск p), меридіанне зусилля N , а також невідомі крайові навантаження Q_0 і M_0 , які треба знайти.

Умовно приймаються для краю оболонки додатними радіальні деформації Δ_i , які діють у напрямку від її осі, а кутові деформації Θ_i – у напрямку за годинниковою стрілкою.

Отримаємо для правої частини розрахункової схеми рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^o + \Delta_{Q_0}^o + \Delta_{M_0}^o; \\ \Theta_p^u - \Theta_{Q_0}^u + \Theta_{M_0}^u &= -\Theta_p^o - \Theta_{Q_0}^o - \Theta_{M_0}^o, \end{aligned} \right\}$$

де $\Delta_p^o, \Delta_{Q_0}^o, \Delta_{M_0}^o$ – радіальні деформації краю циліндричної обичайки під дією навантажень p, Q_0 і M_0 , м; $\Delta_p^d, \Delta_{Q_0}^d, \Delta_{M_0}^d$ – радіальні деформації краю днища під дією навантажень p, Q_0 і M_0 , м; $\Theta_p^o, \Theta_{Q_0}^o, \Theta_{M_0}^o$ – кутові деформації краю циліндричної обичайки під дією навантажень p, Q_0 і M_0 , рад.; $\Theta_p^d, \Theta_{Q_0}^d, \Theta_{M_0}^d$ – кутові деформації краю днища під дією навантажень p, Q_0 і M_0 , рад.

Деформації визначаються залежать від таких величин:

$$\Delta_p = f(\text{визначальний розмір оболонки}, E, \mu, S, C, p),$$

$$\Delta_{Q_0} = f(\text{визначальний розмір оболонки}, E, \beta, S, C, Q_0),$$

де коефіцієнт загасання $\beta = f(\text{визначальний розмір оболонки}, \mu, S, C),$

$$\Delta_{M_0} = f(\text{визначальний розмір оболонки, } E, \beta, S, C, M_0),$$

$$\Theta_p = f(\text{визначальний розмір оболонки, } E, \mu, S, C, p),$$

$$\Theta_{Q_0} = f(\text{визначальний розмір оболонки, } E, \beta, S, C, Q_0),$$

$$\Theta_{M_0} = f(\text{визначальний розмір оболонки, } E, \beta, S, C, M_0).$$

Вирази для обчислення деформацій на краю оболонок (циліндричної, конічної, еліптичної, сферичної) і пластин є у таблиці 8.1.

Після підстановки чисельних значень деформацій Δ_i і Θ_i в систему рівнянь сумісності радіальних і кутових деформацій отримаємо 2 рівняння з 2 невідомими величинами: крайовою силою Q_0 і крайовим моментом M_0 . Сумісне вирішення цих рівнянь дає чисельні значення Q_0 і M_0 .

Якщо навантажена циліндрична оболонка жорстко защемлена в деталі, яка не деформується (наприклад, у фланці великої товщини), тоді це рівняння спрощується:

$$\Delta_p^{\text{н}} - \Delta_{Q_0}^{\text{н}} + \Delta_{M_0}^{\text{н}} = 0;$$

$$\Theta_p^{\text{н}} - \Theta_{Q_0}^{\text{н}} + \Theta_{M_0}^{\text{н}} = 0.$$

Якщо оболонка шарнірно з'єднана з деталлю, що не деформується (наприклад, прокладочне з'єднання), тоді $M_0 = 0$. Необхідність у складанні другого рівняння відпадає і для знаходження Q_0 достатньо одного рівняння

$$\Delta_p^{\text{н}} - \Delta_{Q_0}^{\text{н}} = 0.$$

8.4 Розрахунок напружень з урахуванням крайових навантажень

Формули для розрахунку максимальних значень напружень залежно від p , Q_0 і M_0 наведені у таблиці 8.1.

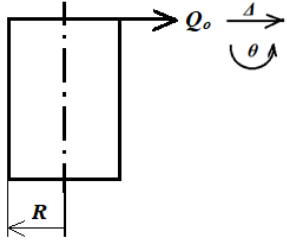
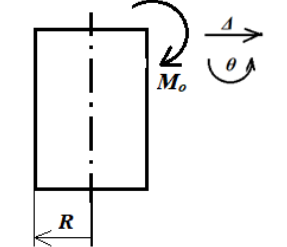
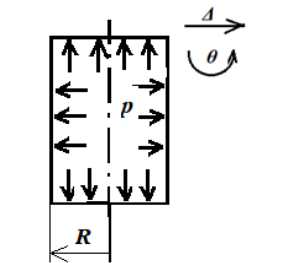
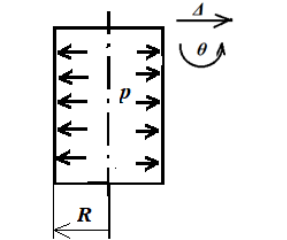
У розглянутому прикладі напруження на краю циліндричної обичайки розраховуються за формулами, які наведені нижче.

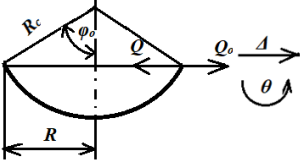
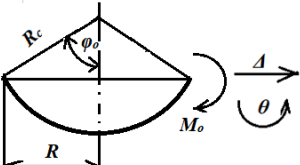
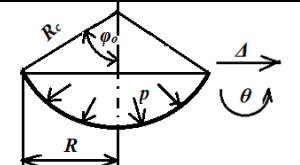
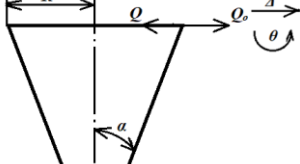
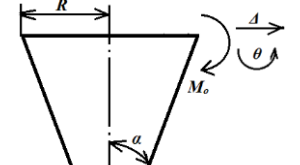
Сумарні меридіанні напруження на краю циліндричної обичайки:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p - \sigma_{m0}^{Q_0} + \sigma_{m0}^{M_0},$$

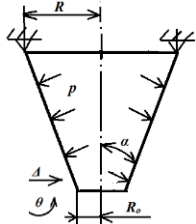
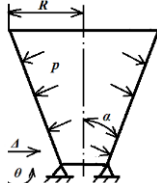
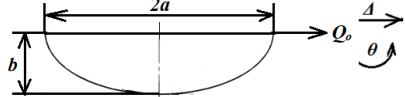
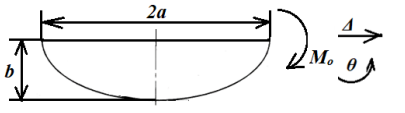
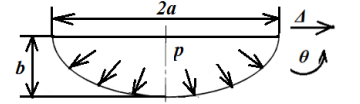
де σ_{m0}^p – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від тиску p , МПа; $\sigma_{m0}^{Q_0}$ – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайової сили Q_0 , МПа; $\sigma_{m0}^{M_0}$ – меридіанне напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайового моменту M_0 , МПа.

Таблиця 8.1 Формули для визначення деформацій і напружень на краю оболонок

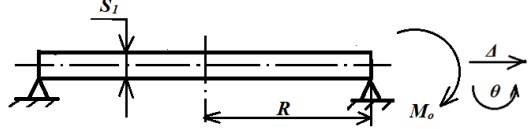
Навантаження	Деформація		Напруження		Примітка
	радіальна Δ	кутова θ	меридіанне σ_{m0}	кільцеве σ_{t0}	
	$\frac{2\beta R^2}{E(S-C)} Q_0$	$\frac{2\beta^2 R^2}{E(S-C)} Q_0$	0	$\frac{2\beta R}{S-C} Q_0$	$\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(S-C)}}$
	$\frac{2\beta^2 R^2}{E(S-C)} M_0$	$\frac{4\beta^3 R^2}{E(S-C)} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(S-C)^2}$	$\frac{2\beta^2 R M_0}{S-C} \pm \frac{6\mu M_0}{(S-C)^2}$	
	$\frac{(2-\mu)R^2}{2E(S-C)} p$	0	$\frac{pR}{2(S-C)}$	$\frac{pR}{S-C}$	
	$\frac{R^2}{E(S-C)} p$	0	0	$\frac{pR}{S-C}$	

Навантаження	Деформація		Напруження		Примітка	
	радіальна Δ	кутова θ	меридіанне σ_{m0}	кільцеве σ_{t0}		
	$\frac{\beta_c R_c^2 \sin^2 \varphi_0 \cdot (1 + k_{10} k_{20})(Q_0 - Q)}{E(S_d - C)k_{10}}$	$\frac{2\beta_c^2 R_c^2 \sin \varphi_0}{E(S_d - C)k_{10}} \cdot (Q_0 - Q)$	$\frac{(Q_0 - Q)}{S_d - C} \cdot \cos \varphi_0$	$\frac{2\beta_c R_c \cdot (Q_0 - Q) \sin \varphi_0}{S_d - C}$	$Q = \frac{pR_c}{2} \cos \varphi_0$ $\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{R_c(S_d - C)}}$ $k_{10} = 1 - \frac{1 - 2\mu}{1 + 2\mu} \operatorname{ctg} \varphi_0$ $k_{20} = 1 - \frac{1 - 2\mu}{2\beta_c R_c} \operatorname{ctg} \varphi_0$	
	$\frac{2\beta_c^2 \sin \varphi_0 R_c^2}{E(S_d - C)k_{10}} M_0$	$\frac{4\beta_c^3 R_c^2}{E(S_d - C)k_{10}}$	$\pm \frac{6M_0}{(S_d - C)^2}$	$\frac{2\beta_c^2 R_c M_0}{S_d - C} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_d - C)^2}$		
	$\frac{(1 - \mu)R_c^2 \sin \varphi_0}{2E(S_d - C)} p$	0	$\frac{pR_c}{2(S_d - C)}$	$\frac{pR_c}{2(S_d - C)}$		
	$\frac{2\beta_k R^2 (Q_0 - Q)}{E(S_k - C)}$	$\frac{2\beta_k^2 R^2 (Q_0 - Q)}{E(S_k - C) \cos \alpha}$	$\frac{(Q_0 - Q)}{S_k - C} \cdot \sin \alpha$	$\frac{2\beta_k R (Q_0 - Q)}{S_k - C}$		$Q = \frac{pR}{2} \operatorname{tg} \alpha$ $\beta_k = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{\frac{R(S_k - C)}{\cos \alpha}}}$
	$\frac{2\beta_k^2 R^2 M_0}{E(S_k - C) \cos \alpha}$	$\frac{4\beta_k^3 R^2 M_0}{E(S_k - C) \cos^2 \alpha}$	$\pm \frac{6M_0}{(S_k - C)^2}$	$\frac{2\beta_k^2 R M_0}{(S_k - C) \cos \alpha} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_k - C)^2}$		

Навантаження	Деформація		Напруження		Примітка
	радіальна Δ	кутова θ	меридіанне σ_{m0}	кільцеве σ_{t0}	
	$\frac{(2 - \mu)R^2 p}{2E(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{3R\sin\alpha \cdot p}{2E(S_K - C)\cos^2\alpha}$	$\frac{pR}{2(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{pR}{(S_K - C)\cos\alpha}$	$Q = \frac{pR}{2} \operatorname{tg}\alpha$ $\beta_K = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{\frac{R(S_K - C)}{\cos\alpha}}}$
	$\frac{R^2 p}{E(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{2R\sin\alpha \cdot p}{E(S_K - C)\cos^2\alpha}$	0	$\frac{pR}{(S_K - C)\cos\alpha}$	
	$\frac{(2 - \mu + \mu \frac{R_0^2}{R^2}) R^2 p}{2E(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{R\sin\alpha \left(3 + \frac{R_0^2}{R^2}\right) \cdot p}{2E(S_K - C)\cos^2\alpha}$	$\frac{pR \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{pR}{(S_K - C)\cos\alpha}$	
	$\frac{2\beta_{K,y} R_0^2 (Q_0 - Q)}{E(S_K - C)}$	$\frac{2\beta_{K,y}^2 R_0^2 (Q_0 - Q)}{E(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{(Q_0 - Q)\sin\alpha}{S_K - C}$	$\frac{2\beta_{K,y} R_0 (Q_0 - Q)}{S_K - C}$	$\beta_{K,y} = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{\frac{R_0(S_K - C)}{\cos\alpha}}}$ $Q = \frac{pR_0}{2} \operatorname{tg}\alpha$
	$\frac{2\beta_{K,y}^2 R_0^2 M_0}{E(S_K - C)\cos\alpha}$	$\frac{4\beta_{K,y}^3 R_0^2 M_0}{E(S_K - C)\cos^2\alpha}$	$\pm \frac{6M_0}{(S_K - C)^2}$	$\frac{2\beta_{K,y}^2 R_0 M_0}{(S_K - C)\cos\alpha} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_K - C)^2}$	

Навантаження	Деформація		Напруження		Примітка
	радіальна Δ	кутова θ	меридіанне $\sigma_{m\theta}$	кільцеве $\sigma_{t\theta}$	
	$\frac{R_0^2 p}{E(S_K - C) \cos \alpha}$	$\frac{2R_0^2 \sin \alpha \cdot p}{E(S_K - C) \cos^2 \alpha}$	0	$\frac{pR_0}{(S_K - C) \cos \alpha}$	$\beta_{к.у} = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{\frac{R_0(S_K - C)}{\cos \alpha}}}$ $Q = \frac{pR_0}{2} \operatorname{tg} \alpha$
	$\frac{(2 - \mu + \mu \frac{R^2}{R_0^2}) R_0^2 p}{2E(S_K - C) \cos \alpha}$	$\frac{R_0 \sin \alpha (3 + \frac{R^2}{R_0^2}) p}{2E(S_K - C) \cos^2 \alpha}$	$\frac{R_0 \sin \alpha (3 + \frac{R^2}{R_0^2}) p}{2E(S_K - C) \cos^2 \alpha}$	$\frac{pR_0}{(S_K - C) \cos \alpha}$	
	$\frac{2\beta_3 a^2 Q_0}{E(S_3 - C)}$	$\frac{2\beta_3^2 a^2 Q_0}{E(S_3 - C)}$	0	$\frac{2\beta_3 a Q_0}{S_3 - C}$	$\beta_3 = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}}{\sqrt{a(S_3 - C)}}$
	$\frac{2\beta_3^2 a^2 M_0}{E(S_3 - C)}$	$\frac{4\beta_3^3 a^2 M_0}{E(S_3 - C)}$	$\pm \frac{6M_0}{(S_3 - C)^2}$	$\frac{2\beta_3^2 a M_0}{(S_3 - C)} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_3 - C)^2}$	
	$\frac{(2 - \mu - \frac{a^2}{b^2}) a^2 p}{2E(S_3 - C)}$	0	$\frac{pa}{2(S_3 - C)}$	$\frac{pa(2 - \frac{a^2}{b^2})}{2(S_3 - C)}$	

Продовження табл. 8.1

Навантаження	Деформація		Напруження	
	радіальна Δ	кутова θ	кільцеве σ_t	радіальне σ_r
	0	$-\frac{3(1-\mu)R^3p}{2E(S_1-C)^3}$	$-\frac{3(1-\mu)R^2p}{4(S_1-C)^2}$	0
	$\frac{(1-\mu)RQ_o}{E(S_1-C)}$	$\frac{6(1-\mu)RQ_o}{E(S_1-C)^2}$	$\frac{Q_o}{E(S_1-C)}(1 \pm 3)$	$\frac{Q_o}{E(S_1-C)}(1 \pm 3)$
	0	$\frac{12(1-\mu)RM_o}{E(S_1-C)^3}$	$\pm \frac{6M_o}{(S_1-C)^2}$	$\pm \frac{6M_o}{(S_1-C)^2}$

Сумарні кільцеві напруження на краю циліндричної обичайки:

$$\sigma_{t0} = \sigma_{t0}^p - \sigma_{t0}^{Q_0} + \sigma_{t0}^{M_0}$$

де σ_{t0}^p – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від тиску p , МПа; $\sigma_{t0}^{Q_0}$ – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайової сили Q_0 , МПа; $\sigma_{t0}^{M_0}$ – кільцеве напруження на краю циліндричної обичайки, яке виникає від крайового моменту M_0 , МПа.

Сумарні меридіанні напруження на краю днища:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^{Q_0} + \sigma_{m0}^{M_0}$$

де σ_{m0}^p – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від тиску p , МПа; $\sigma_{m0}^{Q_0}$ – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайової сили Q_0 , МПа; $\sigma_{m0}^{M_0}$ – меридіанне напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайового моменту M_0 , МПа.

Сумарні кільцеві напруження на краю днища:

$$\sigma_{t0} = \sigma_{t0}^p + \sigma_{t0}^{Q_0} + \sigma_{t0}^{M_0}$$

де σ_{t0}^p – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від тиску p , МПа; $\sigma_{t0}^{Q_0}$ – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайової сили Q_0 , МПа; $\sigma_{t0}^{M_0}$ – кільцеве напруження на краю еліптичного днища, яке виникає від крайового моменту M_0 , МПа.

Вирази для обчислення напружень на краю оболонок (циліндричної, конічної, еліптичної, сферичної) і пластин є у таблиці 8.1.

Максимальні напруження на краю циліндричної обичайки:

$$\sigma_{max0} = \max\{\sigma_{m0}; \sigma_{t0}\}.$$

Максимальні напруження на краю еліптичного днища:

$$\sigma_{max0} = \max\{\sigma_{m0}; \sigma_{t0}\}.$$

Допустиме напруження для крайових зон для пластичних матеріалів при наявності статичних навантажень і коли мають перевагу напруження вигину:

$$[\sigma]_{кр} = 1,3[\sigma].$$

Умова міцності:

$$\sigma_{max0} \leq [\sigma]_{кр}\varphi,$$

$$\sigma_{max0} \leq [\sigma]_{кр}\varphi,$$

де φ – коефіцієнт міцності зварного шва.

8.5 Алгоритм перевірки умови міцності в місці сполучення елементів

В підрозділі подається загальний порядок проведення розрахунку на міцність з урахуванням крайових напружень.

- 1 Розробка розрахункової схеми місця сполучення елементів.
- 2 Складання рівнянь сумісності радіальних і кутових деформацій країв сполучених елементів відповідно до умов, які наведені у розділі 8.3.
- 3 Розрахунок радіальних деформацій Δ_i і кутових деформацій Θ_i країв сполучених елементів за формулами, які наведені у таблиці 8.1.
- 4 Підставка чисельних значень Δ_i і Θ_i в систему рівнянь сумісності радіальних і кутових деформацій.
- 5 Знаходження чисельних значень крайової сили Q_o і крайового моменту M_o з системи рівнянь сумісності радіальних і кутових деформацій.
- 6 Розрахунок сумарних напружень в місці сполучення елементів залежно від p , Q_o і M_o за формулами, які наведені у таблиці 8.1.
- 7 Розрахунок максимальних значень напружень в місці сполучення елементів.
- 8 Розрахунок допустимого напруження для крайових зон сполучених елементів.
- 9 Перевірка умови міцності в місці сполучення елементів.

8.6 Приклад перевірки умови міцності в місці сполучення елементів

Вихідні дані для розрахунку. Перевірити умову міцності вузла з'єднання циліндричної обичайки і еліптичного днища, які знаходяться під дією внутрішнього тиску. Розрахункова схема наведена на рисунку 8.5, а рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій – в розділі 8.3.

$D = 1,4$ м; $p = 0,7$ МПа; матеріал обичайки і днища – Ст3; $S = S_3 = 6$ мм; $\varphi = 0,9$; $[\sigma] = 131$ МПа; $E = 1,86 \cdot 10^5$ МПа.

Рішення. Коефіцієнти загасання розрахуємо за формулами таблиці 8.1. Отримаємо $\beta = \beta_3 = 21,7$.

Розрахуємо радіальні і кутові деформації країв сполучених елементів за формулами, які наведені у таблиці 8.1 і підставимо ці значення в рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій. Отримаємо:

$$\begin{aligned} 3,13 \cdot 10^{-4} - 2,29 \cdot 10^{-2} Q_o + 0,496 M_o &= - 4,24 \cdot 10^{-4} + 2,29 \cdot 10^{-2} Q_o + 0,496 M_o \\ 0 - 0,496 Q_o + 20,35 M_o &= 0 - 0,496 Q_o - 20,35 M_o \end{aligned}$$

В результаті вирішення отриманої системи рівнянь маємо:

$$Q_o = 0,0161 \text{ МН/м}; M_o = 0 \text{ МН}$$

Меридіанні і кільцеві напруження на краю циліндричної обичайки σ_{m0}^p , σ_{m0}^{Qo} , σ_{m0}^{Mo} , σ_{t0}^p , σ_{t0}^{Qo} , σ_{t0}^{Mo} , а також меридіанні і кільцеві напруження на краю днища σ_{md}^p , σ_{md}^{Qo} , σ_{md}^{Mo} , σ_{td}^p , σ_{td}^{Qo} , σ_{td}^{Mo} розраховуються за формулами

таблиці 8.1, а сумарні напруження σ_{σ_0} , σ_{σ_0} , σ_{σ_0} , σ_{σ_0} і максимальні напруження $\sigma_{\max\sigma}$, $\sigma_{\max\delta}$ – за формулами розділу 8.4. В результаті отримаємо:

$$\sigma_{\max\sigma} = 49 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\max\delta} = 49 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження для крайових зон для пластичних матеріалів при наявності статичних навантажень і коли мають перевагу напруження вигину:

$$[\sigma]_{кр} = 1,3[\sigma] = 1,3 \cdot 131 = 170 \text{ МПа}.$$

Умова міцності:

$$\sigma_{\max\sigma} \leq [\sigma]_{кр}\varphi,$$

$$\sigma_{\max\delta} \leq [\sigma]_{кр}\varphi,$$

$$[\sigma]_{кр}\varphi = 170 \cdot 0,9 = 153 \text{ МПа}$$

$$49 \text{ МПа} < 153 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується

Запитання для самоконтролю до розділу 8

1. Де і коли виникають крайові напруження?
2. На яку відстань розповсюджуються крайові напруження?
3. Навести причини виникнення крайових навантажень.
4. Пояснити яким чином складаються рівняння сумісності радіальних і кутових деформацій.
5. Пояснити яким чином визначаються крайова сила Q_0 і крайовий момент M_0 .
6. Надати алгоритм розрахунку крайових напружень.
7. Обґрунтувати умову міцності в місці сполучення елементів.

9 ОТВОРИ В ПОСУДИНАХ І АПАРАТАХ

9.1 Класифікація і обладнання отворів

За призначенням отвори поділяються на технологічні і експлуатаційні.

Технологічні отвори виконуються для завантаження сировини в апарат (посудину) і для розвантаження продуктів переробки з апарата (посудини). Для приєднання трубопроводів технологічні отвори обладнуються штуцерами, бобишками, вводами і виводами.

Експлуатаційні отвори слугують для огляду, монтажу, ремонту, контролю роботи, чистки обладнання і забезпечуються оглядовими вікнами, люками, лазами.

За загальними технічними умовами СОУ МПП 71.120-217:2009 [8] розташування отворів в еліптичних і півсферичних днищах не регламентується.

Розташування отворів на торосферичних днищах допускається у межах центрального сферичного сегмента. При цьому відстань від зовнішньої кромки отвору до центра днища, яке вимірюється по хорді, повинна бути не більше 0,4 зовнішнього діаметра днища.

Отвори для люків, лючків і штуцерів у посудинах 1, 2, 3, 4 груп повинні розташовуватися поза зварних швів.

Розташування отворів допускається:

на поздовжніх швах циліндричних і конічних обичайок посудин, якщо діаметр отворів не більше 150 мм;

на кільцевих швах циліндричних і конічних обичайок посудин без обмеження діаметра отворів;

на швах випуклих днищ без обмеження діаметра отворів при умові 100-відсоткової перевірки зварних швів днищ радіографічним або ультразвуковим методом;

на швах плоских днищ;

на поздовжніх швах корпусів без обмеження діаметра отворів для посудин, які працюють під налив або під вакуумом.

Отвори не дозволяється розташовувати у місцях перетину зварних швів посудин 1, 2, 3, 4 груп, крім випадку конструкції випуклих днищ зі штампованих пелюстків та сферичного сегмента (рис. 9.1).

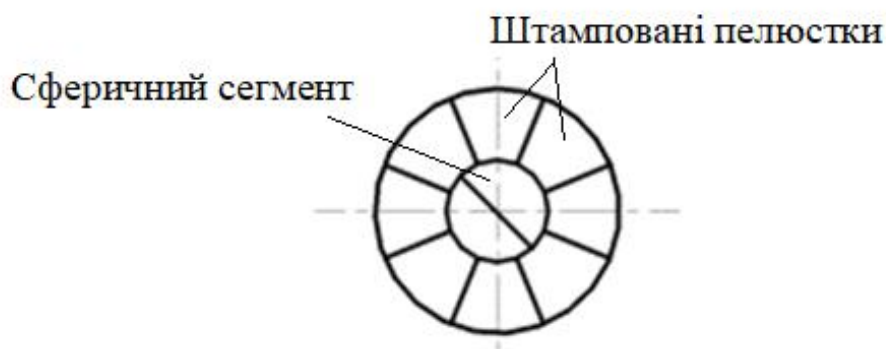


Рисунок 9.1 – Конструкція випуклого днища, в якому дозволяється розташовувати отвори у місцях перетину зварних швів

Отвори для люків, лючків, штуцерів в посудинах 5 групи дозволяється розташовувати на зварних швах без обмежень за діаметром.

Штуцер – елемент призначений для приєднання до посудини трубопроводів, арматури, контрольно-вимірювальних приладів та ін. (рис.9.2).

Штуцер складається з патрубку і фланця, які з'єднані між собою зваркою. У свою чергу штуцер приварюється до посудини.

Виліт штуцера – це відстань між привальною поверхнею фланця штуцера і зовнішньою поверхнею найближчого елемента посудини. Необхідно передбачити достатню величину вильоту для зручності зборки-розборки фланцевого з'єднання. Для нормалізованих штуцерів величину вильоту і інші розміри вибирають за відповідними нормами.

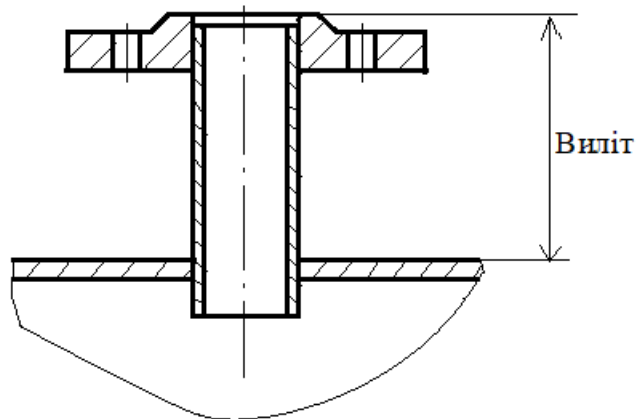


Рисунок 9.2 – Штуцер

Бобишка – це фланець, який приварений до стінки апарата (посудини) або відлитий разом з корпусом або кришкою (рис. 9.3).

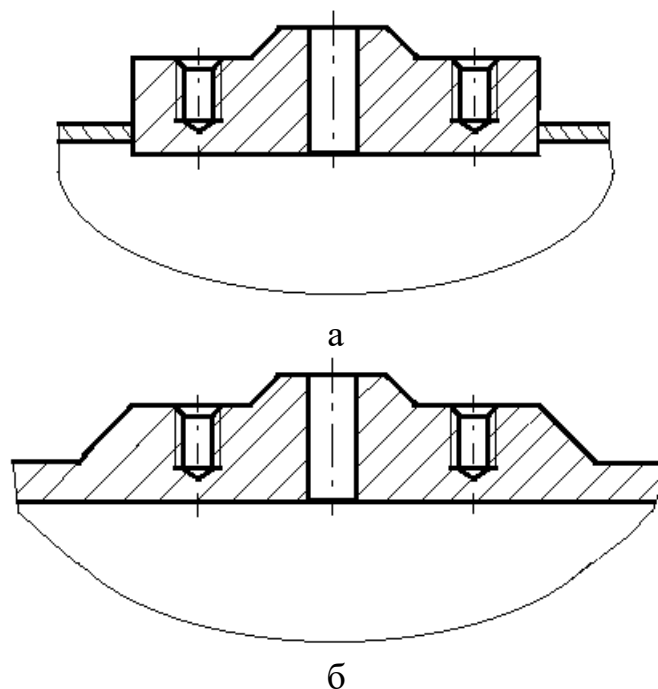


Рисунок 9.3 – Бобишки: а) приварна, б) відлита

Кожна посудина повинна мати бобишки або штуцери для наповнення водою та зливу, видалення повітря при гідравлічному випробуванні.

Штуцери та бобишки на вертикальних посудинах повинні бути розташовані з урахуванням можливого проведення гідравлічного випробування як у вертикальному, так і в горизонтальному положенні. З цією метою дозволено використовувати технологічні бобишки та штуцери.

Ввід (вивід) – елемент, який призначений для приєднання до посудини трубопроводів.

Ввід (вивід) складається із патрубків і двох фланців, які з'єднані між собою зваркою. Один фланець (верхній) призначений для з'єднання з трубопроводом, інший – для з'єднання зі штуцером або бобишкою посудини або апарата (рис. 9.4). Штуцер або бобика посудини в цьому випадку захищені від зносу вводом (виводом), заміна якого при ремонті обладнання не складна.

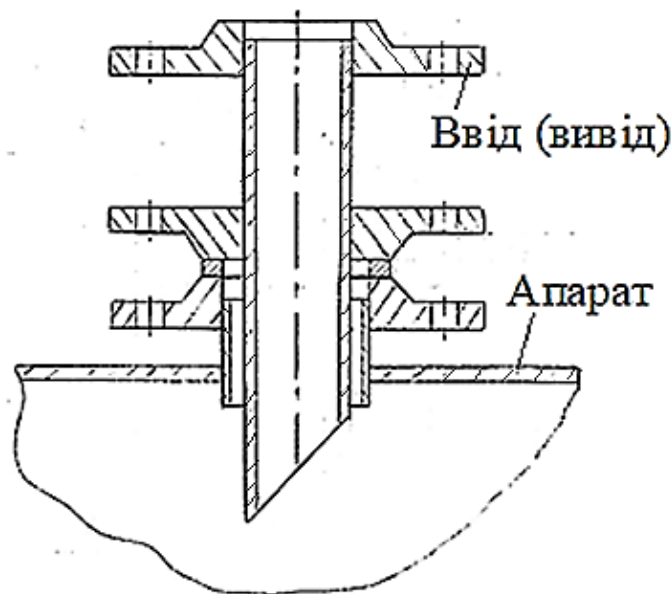


Рисунок 9.4 – Ввід (вивід)

Штуцери бобишки, вводи, виводи наділяються після виготовлення парними фланцями або заглушками.

Фланець – з'єднувальна частина труб, арматури, резервуарів, валів тощо, що являє собою, звичайно, плоске кільце або диск з рівномірно розташованими отворами для проходу болтів або шпильок (рис. 9.5).



Рисунок 9.5 – Фланець

Фланцеве з'єднання – роз'ємне з'єднання складових частин виробу із застосуванням фланців, герметичність якого забезпечується шляхом стисканням ущільнювальних поверхонь безпосередньо одна з одною, або за допомогою розміщених між ними прокладок із більш м'якого матеріалу, що стиснені деталями кріплення (рис. 9.6).

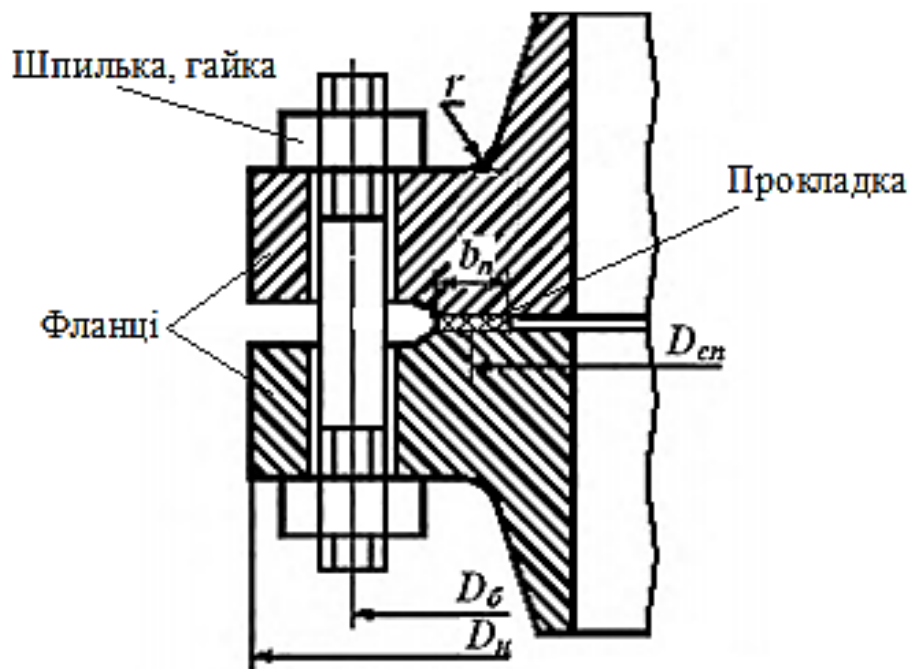


Рисунок 9.6 – Фланцеве з'єднання

Заглушка – від'ємна деталь, яка дозволяє герметично закривати отвори штуцера або бобишки (рис. 9.7).



Рисунок 9.7 – Заглушка

Вікно оглядове – пристрій, який дозволяє вести спостереження за робочим середовищем.

Вікно оглядове складається з бобишки, скла, притискного кільця, прокладок, шпильок, гайок (рис. 9.8). Оглядові вікна виконують круглими або овальними і розташовують в корпусах і кришках.

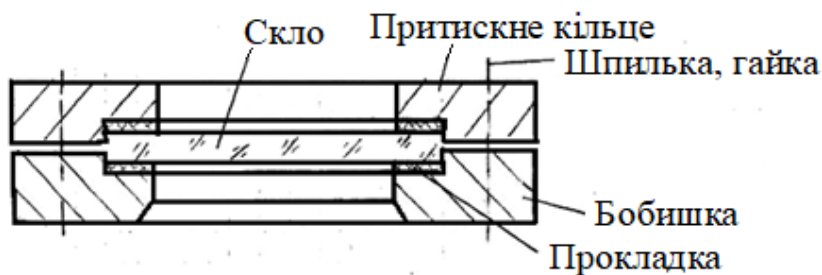


Рисунок 9.8 – Вікно оглядове

Люк – пристрій, який забезпечує доступ у внутрішню порожнину посудини або апарата (рис. 9.9).

Посудини повинні бути забезпечені люками або оглядовими лючками для огляду, очистки, безпеки антикорозійних робіт, монтажу та демонтажу розбірних внутрішніх пристроїв, ремонту і контролю посудин. Кількість люків і лючків визначає розробник проекту посудини.

Люки і лючки необхідно розташовувати у доступних для користування місцях.

Посудини (апарати) з внутрішнім діаметром, більшим за 800 мм повинні мати люки, а з внутрішнім діаметром 800 мм і менше – лючки.

Внутрішній діаметр круглих люків для посудин, що установлюють на відкритому повітрі, мусить бути не менше ніж 450 мм, а для посудин, розташованих в приміщеннях – не менше ніж 400 мм. Розміри овальних люків за найменшою та найбільшою осями на просвіту повинні бути не менше 325 x 400 мм.

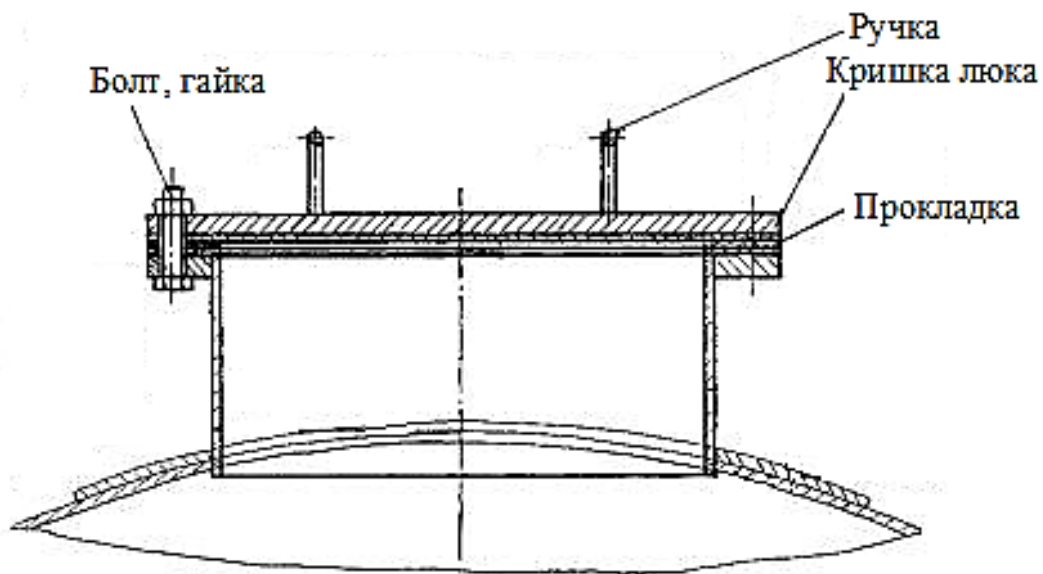


Рисунок 9.9 – Люк з кришкою

В суцільнозварних посудинах, що підлягають внутрішньому антикорозійному захисті неметалевими матеріалами, внутрішній діаметр люку повинен бути не менше ніж 800 мм (крім емальованих посудин).

Внутрішній діаметр круглих лючків або розмір за найменшою віссю овальних лючків повинен бути не менше 80 мм.

Люки і лючки необхідно розташовувати в місцях, доступних для обслуговування.

Кришки люків повинні бути знімними. Для кришок люків масою більше ніж 20 кг повинні бути передбачені пристрої для полегшення їх відкриття і закриття. Шарнірно-відкидні або вставні болти, які закладають у прорізи, хомути та інші затискні пристрої повинні бути захищені від зсуву або ослаблення.

Дозволено проектувати без люків:

- посудини, призначені для роботи з речовинами 1 та 2 класів небезпеки згідно ГОСТ 12.1.007, які не викликають корозії та накипу, незалежно від їх діаметра (при цьому треба передбачити необхідну кількість оглядових лючків);

- посудини з приварними оболонками та кожухотрубні теплообмінні апарати незалежно від їх діаметра;

- посудини з кришками, а також ті, що забезпечують можливість проведення внутрішнього огляду без демонтажу трубопроводів, горловини або штуцера.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.1

1. Надати класифікацію отворів за призначенням.
2. Проаналізувати елементи конструктивного облаштування отворів в посудинах та апаратах.
3. Обґрунтувати відмінність люків від лючоків, їх розміри і вимоги до виготовлення.

9.2 Концентрація напружень понад отвором

За результатами проведених досліджень [7] було встановлено, що при наявності отвору в стінці біля краю отвору виникають напруження які у 5 і більше разів перевищують середні напруження у суцільній стінці. Максимальні кільцеві напруження біля краю круглого отвору в стінці циліндричної обичайки, яка навантажена тиском (рис. 9.10), розраховуються за формулою [7]:

$$\sigma_{max} = \sigma_T(3+3,45d^2/(DS)),$$

де σ_T – кільцеве напруження в суцільній стінці обичайки, МПа; d – діаметр отвору, м; D – внутрішній діаметр обичайки, м; S – виконавча товщина стінки обичайки, м.

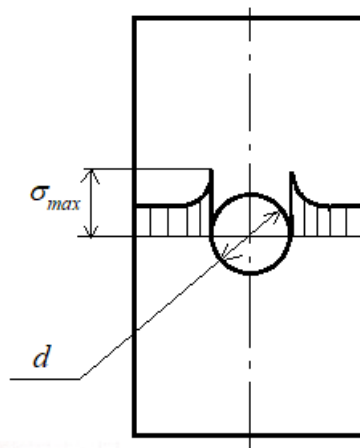


Рисунок 9.10 – Розподіл кільцевих напружень понад отвором в циліндричній обичайці

Коефіцієнт концентрації напружень $k_\sigma = \sigma_{max}/\sigma_T$, а для випадку круглого отвору в циліндричній обичайці: $k_\sigma = 3 + 3,45d^2/(DS)$.

Розподіл місцевих напружень у стінці понад отвором має нерівномірний характер. Найбільші значення напружень виникають у нормальному і меридіанному перерізах, які походять через центр отвору (рис.9.11).

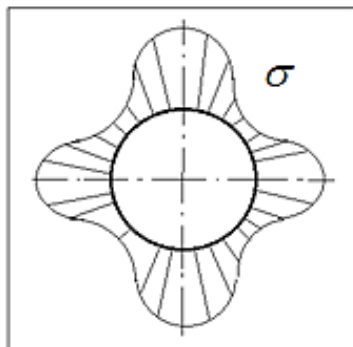


Рисунок 9.11 – Характер розподілу місцевих напружень понад отвором

Місцеві напруження швидко зменшуються в міру відділення від краю отвору і мають затухаючий хвилеподібний характер. Таким чином, концентрація напружень має локальний характер.

За умов укріплення краю отвору патрубками або кільцями місцеві напруження знижуються і більш рівномірно розподіляються понад отвором, причому ці зміни пропорційні масі доданого металу.

Крім отворів є інші концентратори напружень, які поділяють на 2 види:

- 1) геометричні – отвори проточки різні переходи;
- 2) технологічні – ті, що пов'язані зі способом виробництва: зварка, неоднорідні властивості металу через лиття або прокатку.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.2

1. Охарактеризувати напруження, які виникають в стінці біля краю отвору.
2. Дати визначення коефіцієнту концентрації напружень k_{σ} .
3. Надати класифікацію концентраторів напружень.

9.3 Способи укріплення отворів

Укріплювати отвори можна збільшенням товщини всієї оболонки або збільшенням товщини оболонки у краю отвору.

Важкою збільшення товщини всієї оболонки є високою матеріаломісткістю оболонки. У більшості випадків цей спосіб не доцільний, тому що концентрація напружень має місцевий характер. Використовують тільки при великій кількості отворів.

Укріплення товщини оболонки у краю отвору додатковим матеріалом для литих посудин і апаратів забезпечується розрахунковим стовщенням краю отвору.

Для зварних посудин і апаратів застосовується декілька варіантів укріплення отворів, які наведені нижче (рис. 9.12–9.21).

а) Укріплення отвору при наявності стовщеного штуцера

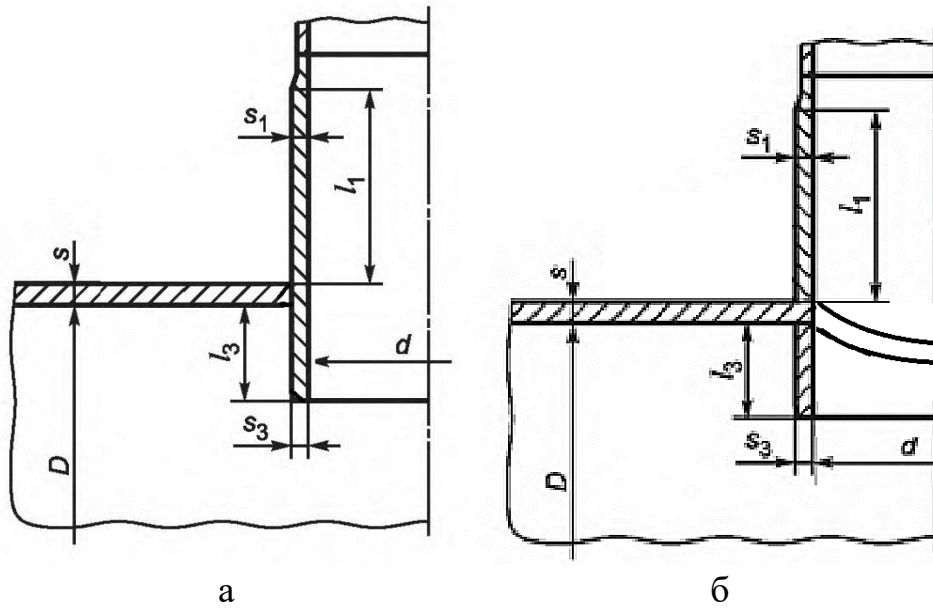


Рисунок 9.12 – Укріплення отвору при наявності стовщеного штуцера:
а) застосування прохідного штуцера; б) застосування зовнішнього і внутрішнього штуцерів

б) Укріплення отвору накладним кільцем

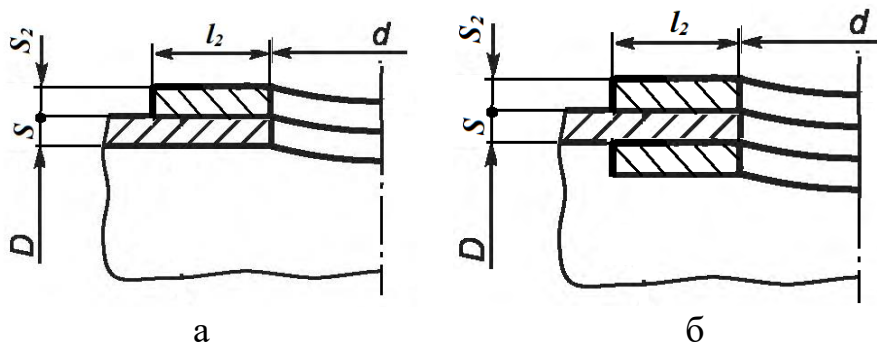


Рисунок 9.13 – Укріплення отвору накладним кільцем зовні (а) і з обох боків отвору (б)

в) Укріплення отвору через стовщення оболонки ввареним кільцем.

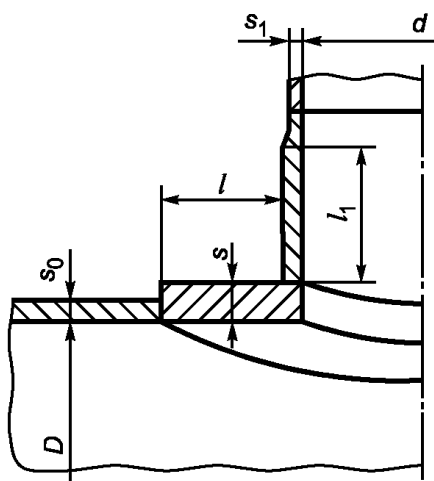


Рисунок 9.14 – Укріплення отвору через стовщення оболонки ввареним кільцем

г) Укріплення отвору через стовщення оболонки ввареною обичайкою.

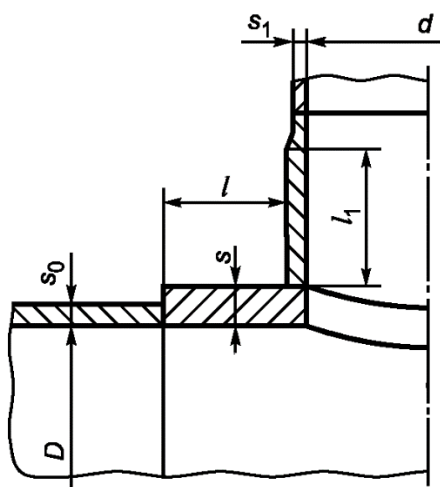


Рисунок 9.15 – Укріплення отвору через стовщення оболонки ввареною обичайкою

д) Укріплення отвору за допомогою бобишки.

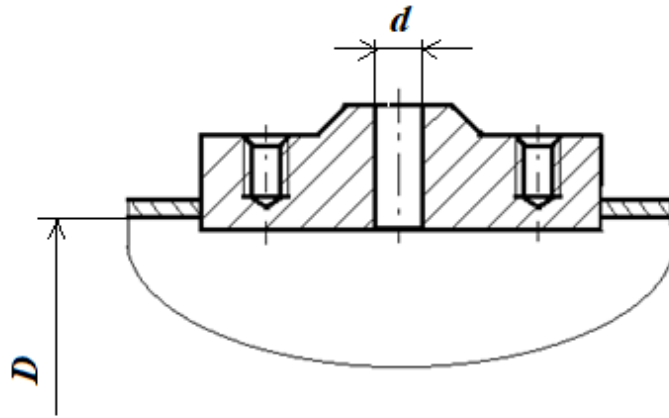


Рисунок 9.16 – Укріплення отвору за допомогою врізаної бобишки

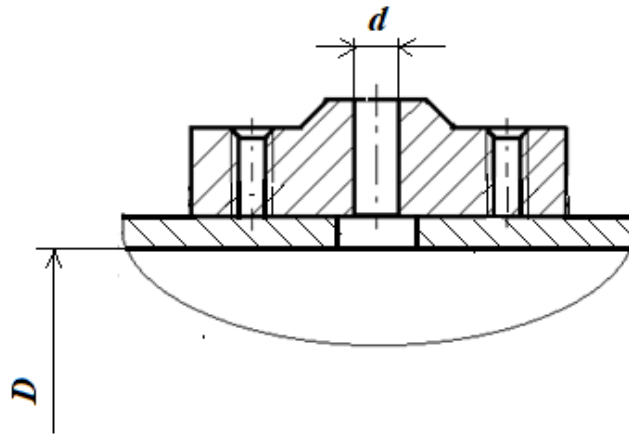


Рисунок 9.17 – Укріплення отвору за допомогою накладної бобишки

е) Укріплення отвору відбортовкою.

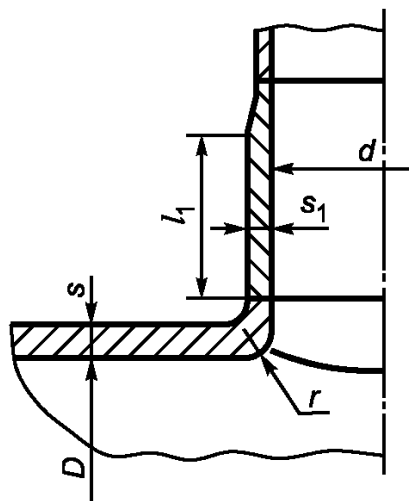


Рисунок 9.18 – Укріплення отвору відбортовкою

є) Укріплення отвору тороподібною вставкою.

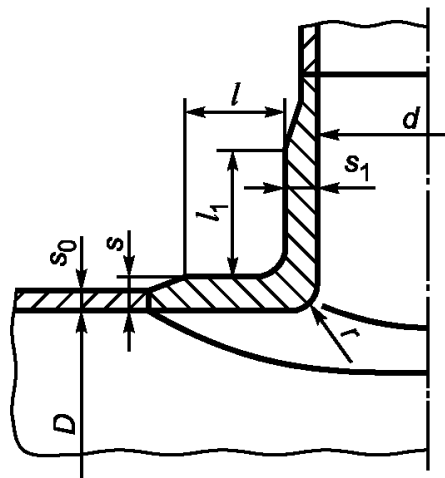


Рисунок 9.19 – Укріплення отвору тороподібною вставкою

ж) Укріплення отвору близько розташованими конструктивними елементами.

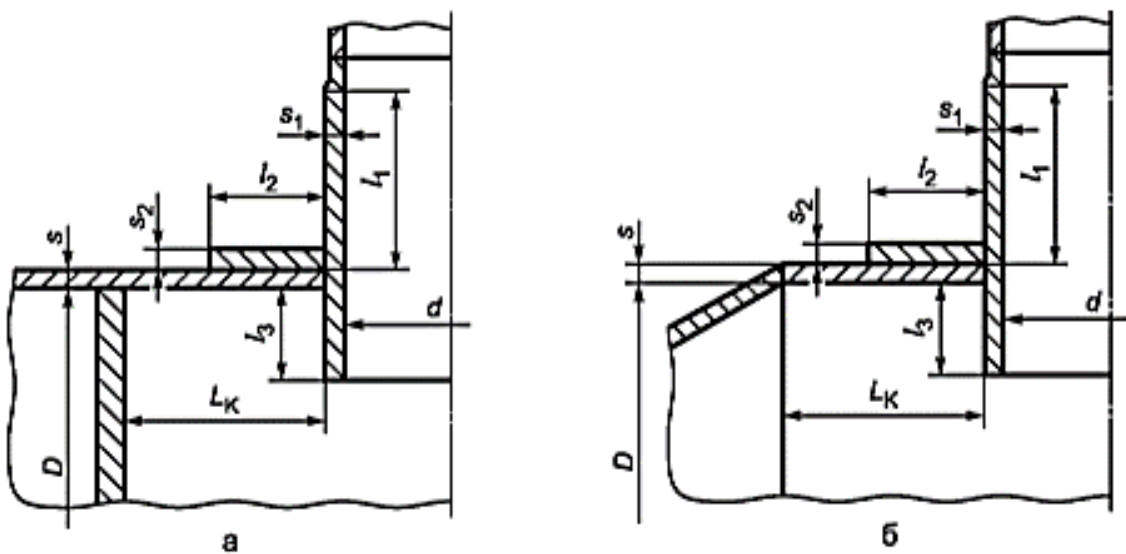


Рисунок 9.20 – Укріплення отвору близько розташованими конструктивними елементами: а) кільцем жорсткості або трубою решіткою; б) конічним днищем

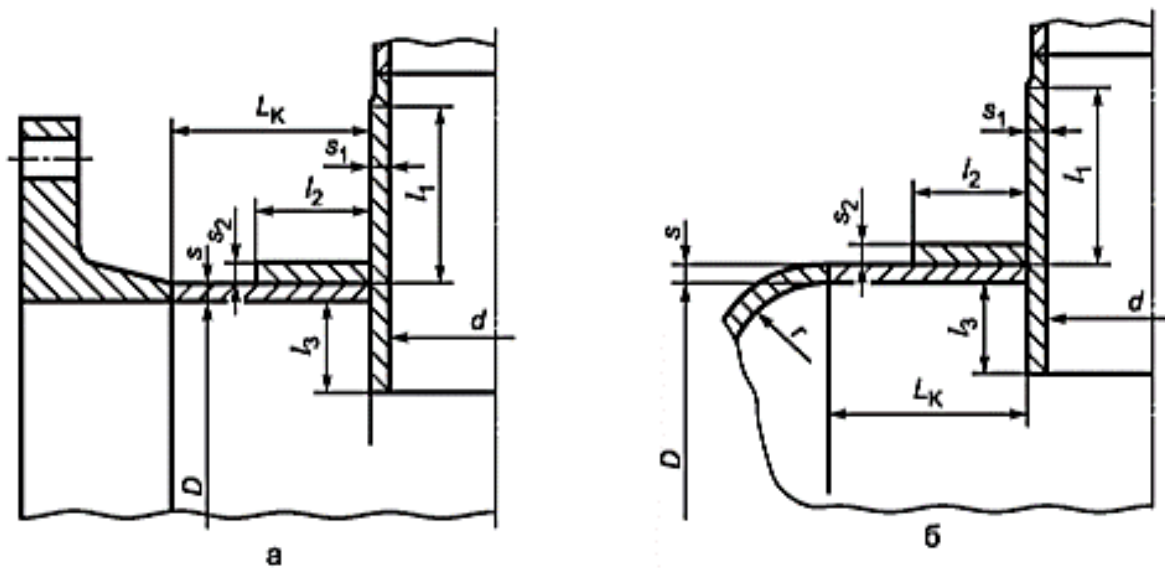


Рисунок 9.21 – Укріплення отвору близько розташованими конструктивними елементами: а) фланцем; б) випуклим днищем

з) **Комбіноване укріплення отвору** – одночасне укріплення отвору штуцером, накладним кільцем і т. ін.

Вимоги до установлення штуцерів, люків, бобишок, зміцнювальних кілець

Отвори та оброблення країв при установленні бобишок, штуцерів та люків на поздовжніх швах циліндричних та конічних частин корпусів та зварних швів опуклих днищ посудин із хромомолібденових сталей треба виконувати лише механічним способом.

При приварюванні до корпусу посудини зміцнювальних кілець, бобишок, штуцерів та люків відстань N_k між краєм шва корпусу та краєм шва приварювання деталі (рис. 9.22) приймають відповідно до вимог СОУ МПП 71.120-217:2009 [8]:

відстань між краєм шва приварювання внутрішніх і зовнішніх пристроїв та деталей і краєм найближчого шва корпусу повинна бути не менше товщини стінки корпусу, але не менше ніж 20 мм, а для посудин із вуглецевих та низьколегованих марганцевистих та марганцевистокремнистих сталей, які підлягають після зварювання термообробленню, відстань між краєм шва приварювання деталей і краєм найближчого шва корпусу повинна бути не менше ніж 20 мм незалежно від товщини стінки корпусу;

дозволено перетин стикових швів корпусу кутовими швами приварювання внутрішніх і зовнішніх пристроїв за умови контролювання перекриваної ділянки шва корпусу цими елементами (включаючи шви приварювання) радіографічним методом або ультразвуковою дефектоскопією.

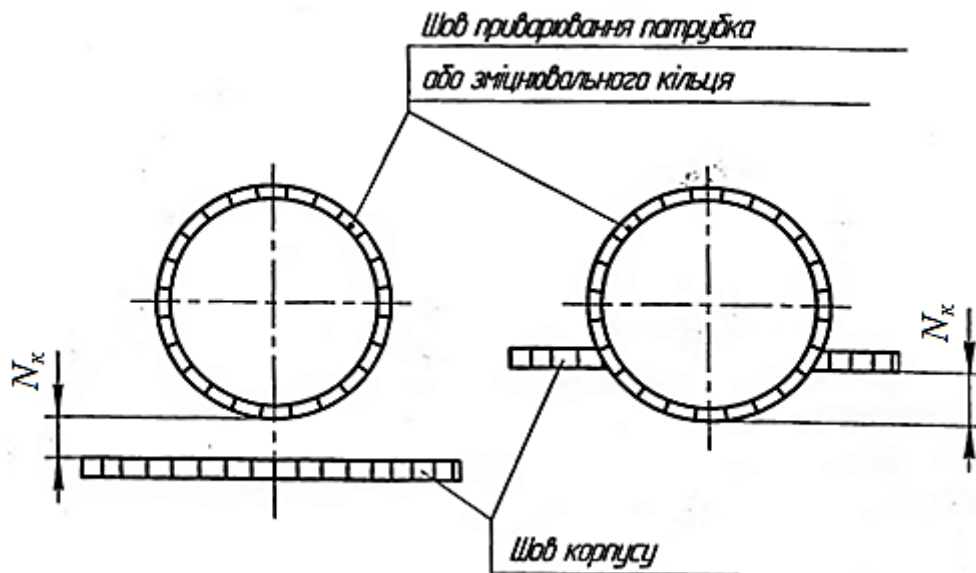


Рисунок 9.22 – Схема визначення відстані між краєм шва корпусу та краєм шва приварювання деталі

У випадку приварювання бобишок до патрубків штуцера відстань між їх швами не регламентується.

У випадку вісісиметричного розташування приварювальної деталі (патрубок, бобишки тощо) на зварному шві корпусу відстань між швами не регламентують.

При установленні штуцерів та люків із двохшарової сталі у корпус посудини треба забезпечити захист торців патрубків штуцерів, а також швів приварення штуцерів до корпусу від корозійної дії середовища.

Захист від корозії треба здійснити наплавленням електродами відповідного типу, товщина якого повинна відповідати вимогам СОУ МПП 71.120-217:2009. Посудини та апарати сталеві зварні. Загальні технічні умови [8] або накладками товщиною не менше ніж 3 мм.

При установці штуцерів та люків:

- позиційне відхилення (у радіальному вимірюванні) осей штуцерів та люків ± 10 мм;

- відхилення діаметрів отворів під штуцери та люки повинні бути у межах зазорів, дозволених для зварних з'єднань згідно з чинними нормативними документами;

– осі отворів для болтів та шпильок фланців не повинні збігатися із головними осями посудин та мають бути розташовані симетрично відносно цих осей, при цьому відхилення від симетричності не повинно бути більше ніж $\pm 5^\circ$;

– відхилення за висотою (вильотом) штуцерів не повинно бути більше ніж ± 5 мм;

– після приварення штуцерів, люків, бобишок відхилення від площинності ущільнювальної поверхні фланця штуцера, люка, бобишки повинно бути не більш 1 мм на 100 мм зовнішнього діаметра фланця.

Зміцнювальне кільце повинно прилягати до поверхні елемента, який укріплюється. Зазор не повинен бути більше ніж 3 мм. Зазор контролюють щупом за зовнішнім діаметром зміцнювального кільця.

Зміцнювальні кільця дозволено виготовляти із частин, але не більше ніж із чотирьох. При цьому зварні шви треба виконувати з проплавленням на повну товщину кільця.

У кожному зміцнювальному кільці або кожній його частині, якщо зварювання частин проводять після установлення їх на посудину, повинно бути не менше одного контрольного отвору з нарізкою М10. Контрольний отвір треба розташовувати у нижній частині кільця або півкільця по відношенню до посудини, яку установлюють у експлуатаційне положення, та залишають відкритим.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.3

1. Навести способи укріплення отворів.
2. Проаналізувати варіанти укріплення отворів в зварних посудинах і апаратах.
3. Визначити особливості укріплення отвору близько розташованими конструктивними елементами.
4. Проаналізувати вимоги до установлення штуцерів, люків, бобишок, зміцнювальних кілець.

9.4 Розрахунок на міцність укріплення отворів

Є 2 методи розрахунку: за аналітичними формулами і геометричний метод.

Перший метод розрахунку ґрунтується на отриманих з теорії пружності і пластичності аналітичних вирішень для вирізів визначеної форми [7].

На основі геометричного методу розроблений ГОСТ 34233.3 на розрахунок укріплення отворів в посудинах и апаратах, які працюють під дією внутрішнього або зовнішнього тиску [13]. Цей метод передбачає компенсацію у зоні укріплення площі вирізу додатковими елементами.

Порівнюються площі вилученого і доданого матеріалу у меридіанному (першому головному) перерізі, де напруження максимальні. Метод не враховує напружено-деформованого стану матеріалу біля отвору.

За результатами проведених в ряді науково-дослідних інститутів випробувань були виявлені у деяких випадках локальні пластичні деформації біля отворів, які були розраховані за геометричним методом. Але ці деформації не завжди небезпечні і не впливають на тривалість роботи обладнання [7].

Розрахунок укріплення отворів за ГОСТ 34233.3

Стандарт встановлює норми і методи розрахунку на міцність укріплення отворів в циліндричних і конічних обичайках, конічних переходах, випуклих днищах і кришках посудин і апаратів, що працюють під дією внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску і застосовуються у хімічній, нафтогазопереробній і інших галузях промисловості.

Застосування розрахункових формул обмежуються умовами, наведеними в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1. Умови застосування формул для розрахунку укріплення отворів

Найменування параметру	Умови застосування формул			
	в циліндричних обичайках	в конічних обичайках, переходах або днищах (кришках)	в еліптичних днищах (кришках)	в сферичних і торосферичних днищах (кришках)
Відношення діаметрів ¹⁾	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 1$	$\frac{d_p - 2c_s}{D_k} \leq 1$	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,6$	$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,6$
Відношення товщини стінки обичайки або днища до діаметру ²⁾	$\frac{s-c}{D} \leq 0,1$	$\frac{s-c}{D_k} \leq \frac{0,1}{\cos \alpha}$	$\frac{s-c}{D} \leq 0,1$	$\frac{s-c}{D} \leq 0,1$

Примітки до таблиці 9.1:

¹⁾ При розрахунку на міцність обичайок і днищ при зовнішніх статичних навантаженнях на штуцер для циліндричних обичайок:

$$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,8$$

для опуклих днищ і кришок:

$$\frac{d_p - 2c_s}{D} \leq 0,6$$

2) Допускається виконувати розрахунок зміцнення отворів в трубах діаметром $D < 200$ мм при

$$\frac{s - c}{D} \leq 0,3$$

В таблиці 9.1: d_p – розрахунковий діаметр отвору, м; D_k – внутрішній діаметр конічної обичайки по центру отвору, який укріплюється, м; α – половина кута при вершині конічної обичайки, град; C – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м; C_s – сума додатків до розрахункової товщини стінки штуцера, м.

Додаткові обмеження на використання похилих штуцерів наведені у ГОСТ 34233.3.

Відстань від краю штуцера до краю зовнішньої поверхні сферичного невідбортованого і торосферичного днища, що вимірюється по проекції твірної днища на площину його основи (див. рис. 9.23), має бути не менше $e = \max \{0,1(D + 2S); 0,09D + S\}$.

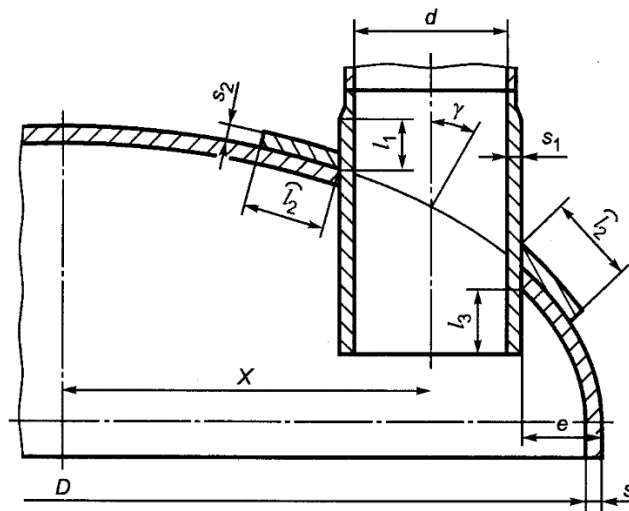


Рисунок 9.23 – Зміщений штуцер на опуклому днищі

Допускається розміщувати в крайовій зоні опуклих днищ без спеціальних розрахункових або експериментальних обґрунтувань малі отвори, діаметр яких задовольняє умові:

$$d_p \leq \max \left\{ (s - c); 0,2\sqrt{D(s - c)} \right\}.$$

Розрахункові діаметри елементів, які укріплюються

Розрахунковий діаметр циліндричної обичайки:

$$D_p = D.$$

Розрахунковий діаметр конічної обичайки, переходу або днища:

$$D_p = \frac{D_k}{\cos \alpha}$$

Розрахунковий діаметр еліптичних днищ і кришок:

$$D_p = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^4} x^2},$$

де H – висота опуклої частини еліптичного днища, м; x – відстань від центру отвору, який укріплюється до осі еліптичного днища, м.

Розрахунковий діаметр сферичних і торосферичних днищ поза зоною відбортовки:

$$D_p = 2R,$$

де R – найбільший внутрішній радіус кривизни опуклого днища, м.

Розрахунковий діаметр отвору в стінці циліндричної обичайки, конічного переходу або опуклого днища при наявності штуцера з круглим поперечним перерізом, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні в центрі отвору або кругового отвору без штуцера:

$$d_p = d + 2c_s$$

Розрахункові діаметри отворів для інших випадків наведені у ГОСТ 34233.3 [24].

Поодинокі отвори в посудинах і апаратах

Отвір вважається поодиноким, якщо розташовані поруч отвори не впливають на нього, що має місце, коли мінімальна відстань між зовнішніми поверхнями відповідних штуцерів b (рис. 9.24) задовольняє умові:

$$b \geq \sqrt{D_p' (s - c)} + \sqrt{D_p'' (s - c)},$$

де D_p^I, D_p^{II} – розрахункові внутрішні діаметри елемента, що укріплюється у місті розташування першого і другого штуцерів, м.

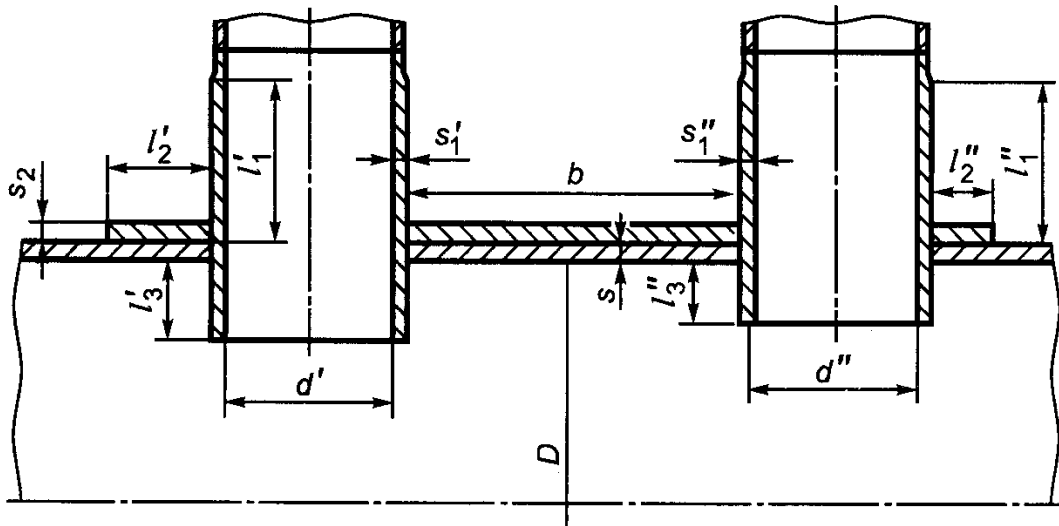


Рисунок 9.24 – Спільне укріплення отворів, які взаємо впливають один на одного

Найбільший допустимий діаметр поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення при наявності надлишкової товщини стінки посудини, обчислюють за формулою:

$$d_0 = \min \left\{ 2 \left(\frac{s-c}{s_{pn}} - 0,8 \right) \sqrt{D_p(s-c)}; (d_{max} + 2c_s) \right\}$$

де S_{pn} – розрахункова товщина стінки обичайки, переходу або днища для визначення діаметра отвору, що не потребує додаткового зміцнення, м; d_{max} – максимальний діаметр отвору, м.

Значення максимального діаметру отвору приймається для отворів в циліндричних обичайках: $d_{max} = D$; для отворів в конічних обичайках: $d_{max} = D_k$; для отворів в опуклих днищах: $d_{max} = 0,6D$.

Розрахункова товщина у випадку внутрішнього тиску: $S_{pn} = S_p$ і у випадку зовнішнього тиску:

$$s_{pn} = \frac{p_{pn} \cdot D_p}{2K_1[\sigma] - p_{pn}}$$

де допоміжний коефіцієнт $K_1 = 1$ для циліндричних і конічних обичайок, $K_1 = 2$ для опуклих днищ; p_{pn} – розрахунковий зовнішній тиск для визначення товщини стінки посудини або апарата з отвором, що не вимагає додаткового зміцнення, МПа; $[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу обичайки, конічного переходу або опуклого днища при розрахунковій температурі, МПа.

Розрахунковий зовнішній тиск:

$$p_{pn} = \frac{p}{\sqrt{1 - \left(\frac{p}{[p]_E}\right)^2}},$$

де p – розрахунковий тиск, МПа; $[p]_E$ – допустимий тиск в границях пружності з умови стійкості, МПа.

Значення $[p]_E$ визначається для відповідних обичайки і днища без отворів за ГОСТ 34233.2 [12].

Якщо $d_p < d_0$ і на вузол не діють ніякі навантаження, крім тиску, тоді подальших розрахунків укріплення отвору виконувати не треба.

Укріплення поодиноких отворів в посудинах і апаратах, які навантажені внутрішнім надлишковим або зовнішнім тиском

Допустимий внутрішній надлишковий тиск елемента посудини з урахуванням ослаблення стінки отвором обчислюють за формулою:

$$[p] = \frac{2K_1 \cdot \varphi[\sigma](s-c)V}{D_p + (s-c)V},$$

де V – розрахунковий коефіцієнт зниження міцності стінки циліндричної і конічної обичайок або опуклих днищ, які ослаблені отворами, при дії внутрішнього надлишкового або зовнішнього тиску; φ – коефіцієнт міцності зварного шва.

Коефіцієнт зниження міцності стінки посудини, яка ослаблена поодиноким отвором, обчислюють за формулою:

$$V = \min \left\{ \frac{(s_0 - c)}{(s - c)}; \frac{\chi_4 + \frac{l_{1p}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2p} \cdot s_2 \cdot \chi_2 + l_{3p}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_p(s - c)}}{1 + 0,5 \frac{d_p - d_{0p}}{l_p} + K_1 \frac{d + 2c_s}{D_p} \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right) \left(\frac{l_{1p}}{l_p}\right)} \right\},$$

де $\chi_1 - \chi_4$ – відношення допустимих напружень; l_p – розрахункова ширина зони укріплення в стінці обичайки, переходу або днища біля штуцера або тороподібної вставки, м; l_{1p} – розрахункова довжина зовнішнього штуцера (зовнішньої частини штуцера), м; l_{2p} – розрахункова ширина накладного кільця, м; l_{3p} – розрахункова довжина внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера), м; d_{0p} – розрахунковий діаметр отвору, що не потребує зміцнення, при відсутності надлишкової товщини стінки посудини, м; S_0 – виконавча товщина стінки обичайки, переходу або днища за межами тороподібної вставки або ввареного кільця, м; S_1 – виконавча товщина стінки зовнішнього штуцера (зовнішньої частини штуцера), м; S_2 –

виконавча товщина накладного кільця, м; S_3 – виконавча товщина стінки внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера), м; φ_1 – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва штуцера.

При відсутності ввареного кільця або тороподібної вставки у вищенаведеній формулі слід приймати $S_0 = S$, $\chi_4 = 1$.

При відсутності накладного кільця і при зміцненні отвору штуцером розрахунок слід проводити при $S_2 = 0$, $S_0 = S$, $\chi_4 = 1$.

При відсутності штуцера і при зміцненні отвору накладним кільцем розрахунок слід проводити при $l_{1p} = l_{3p} = 0$, $S_0 = S$, $\chi_4 = 1$.

Застосування різних матеріалів при розрахунку укріплення отворів враховують параметрами χ_1 – χ_4 .

Для зовнішнього штуцера (зовнішньої частини штуцера):

$$\chi_1 = \min \left\{ 1; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]} \right\},$$

де $[\sigma]_1$ – допустиме напруження для матеріалу зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера) при розрахунковій температурі, МПа.

Для накладного кільця:

$$\chi_2 = \min \left\{ 1; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\},$$

де $[\sigma]_2$ – допустиме напруження для матеріалу накладного кільця при розрахунковій температурі, МПа.

Для внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера):

$$\chi_3 = \min \left\{ 1; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]} \right\},$$

де $[\sigma]_3$ – допустиме напруження для матеріалу внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера) при розрахунковій температурі, МПа.

Для тороподібної вставки або ввареного кільця:

$$\chi_4 = \min \left\{ 1; \frac{[\sigma]_4}{[\sigma]} \right\},$$

де $[\sigma]_4$ – допустиме напруження для матеріалу тороподібної вставки або ввареного кільця при розрахунковій температурі, МПа.

Ширину зони укріплення отвору в обичайках, переходах і днищах (рис. 9.25) обчислюють за формулою:

$$L_0 = \sqrt{D_p(s-c)}$$

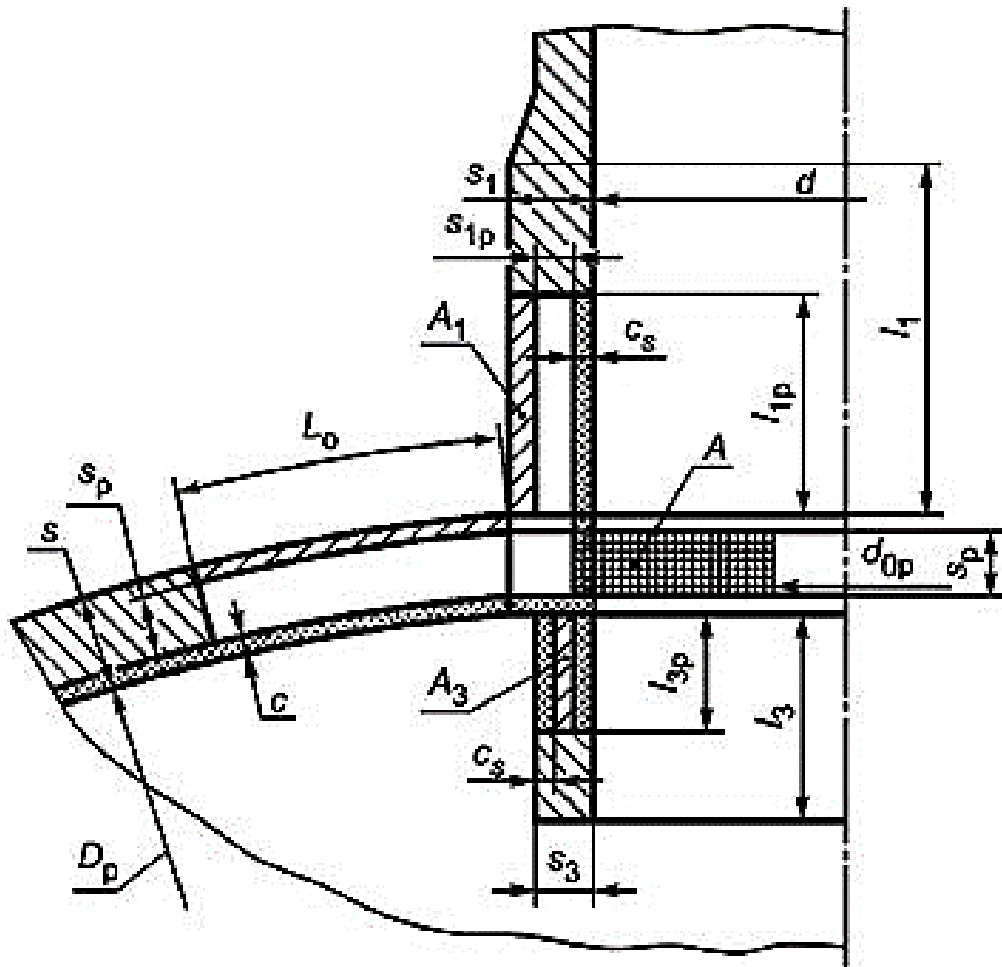


Рисунок 9.25 – Компенсація вирізаного перерізу зовнішнім і внутрішнім штуцерами

Розрахункову ширину зони укріплення отвору в стінці обичайки, переходу або днища біля штуцера з відбортовкою, а також при відсутності тороподібної вставки або ввареного кільця обчислюють за формулою:

$$l_p = L_0.$$

Розрахункова ширина зони укріплення отвору в стінці обичайки, переходу або днища біля штуцера при наявності тороподібної вставки або ввареного кільця:

$$l_p = \min \{l; L_0\},$$

де l – виконавча ширина тороподібної вставки або ввареного кільця, м.

Розрахункові довжини зовнішньої l_{1p} і внутрішньої l_{3p} частин штуцера (зовнішнього і внутрішнього штуцерів) з круглим поперечним перерізом, які беруть участь в укріпленні отворів і враховуються при розрахунку:

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1; 1,25 \sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)} \right\},$$

$$l_{3p} = \min \left\{ l_3; 0,5 \sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - c_s - c_{s1})} \right\},$$

де l_1 – виконавча довжина зовнішньої частини патрубку штуцера (зовнішнього штуцера), м; l_3 – виконавча довжина внутрішньої частини патрубку штуцера (внутрішнього штуцера), м; C_{s1} – додаток для компенсації корозії стінки внутрішньої частини штуцера, м.

Розрахункова ширина накладного кільця:

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2; \sqrt{D_p(s_2 + s - c)} \right\},$$

де l_2 – виконавча ширина накладного кільця, м.

Розрахунковий діаметр отвору, що не потребує зміцнення, при відсутності надлишкової товщини стінки посудини:

$$d_{0p} = 0,4 \sqrt{D_p(s - c)}$$

Допустимий зовнішній тиск:

$$[p] = \frac{[p]_{\text{п}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{\text{п}}}{[p]_{\text{Е}}} \right)^2}}$$

де $[p]_{\text{п}}$ – допустимий тиск в границях пластичності з умови міцності, МПа.

Значення $[p]_{\text{п}}$ розраховується за формулою:

$$[p]_{\text{п}} = \frac{2K_1 [\sigma](s - c)V}{D_p + (s - c)V}$$

У випадку укріплення поодинокого отвору за рахунок штуцерів площа перерізів зміцнювальних елементів повинна дорівнювати сумі площ поперечних перерізів зовнішньої і внутрішньої частини штуцера (зовнішнього і внутрішнього штуцерів). При цьому повинна виконуватися умова (рис. 9.25):

$$A_1 + A_3 \geq A,$$

де A – розрахункова площа вирізаного перерізу обичайки або днища, що підлягає компенсації, м²; A_1 – площа перерізу зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера), що укріплює отвір, м²; A_3 – площа перерізу внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера), що укріплює отвір, м².

Площі A , A_1 , A_3 розраховується як площі відповідних прямокутників за рис. 9.25. Враховуючи параметри χ_1 , χ_3 , отримаємо умову укріплення отвору у вигляді:

$$l_{1p}(S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 + l_{3p}(S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3 \geq 0,5(d_p - d_{0p}) S_p,$$

де S_p – розрахункова товщина стінки обичайки, переходу, тороподібної вставки, ввареного кільця або днища, м; S_{1p} – розрахункова товщина стінки зовнішнього штуцера (зовнішньої частини штуцера), м; S_{3p} – розрахункова товщина стінки внутрішнього штуцера (внутрішньої частини штуцера), м.

Якщо з конструктивних міркувань виконання попередньої умови укріплення отвору неможливо, тоді використовують накладні кільця, відбортовки або місцеві потовщення стінки обичайок або днищ. При збільшенні товщини стінки елемента, який укріплюється, змінюється d_{0p} і зменшується площа вирізаного перерізу, що підлягає компенсації.

У разі укріплення отвору потовщенням стінки посудини або штуцера, або накладним кільцем, або ввареним кільцем, або тороподібною вставкою, або відбортовкою розрахунок проводять за формулою:

$$l_{1p}(S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 + l_{2p} S_2 \chi_2 + l_{3p}(S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3 + l_p(S - S_p - C) \chi_4 \geq 0,5(d_p - d_{0p}) S_p.$$

При відсутності ввареного кільця або тороподібною вставки в попередній формулі слід приймати $\chi_4 = 1$.

Розрахунок укріплення отвору за допомогою накладного кільця при необхідності визначення площі цього кільця A_2 проводять за формулою:

$$A_2 \geq \frac{1}{\chi_2} \{0,5(d_p - d_{0p})s_p - l_p(s - s_p - c) - l_{1p}(s_1 - s_{1p} - c_s)\chi_1 - l_{3p}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3\},$$

де площа накладного кільця $A_2 = l_{2p} S_2$.

Якщо $S_2 > 2 S$, тоді накладні кільця рекомендується встановлювати зовні і зсередини посудини або апарата, причому товщина зовнішнього кільця приймається $0,5 S_2$, а товщина внутрішнього кільця – $0,5 S_2 + C$.

Врахування взаємного впливу отворів в посудинах і апаратах і розрахунок на міцність при зовнішніх статичних навантаженнях на штуцер треба здійснювати за ГОСТ 34233.3 [13].

Запитання для самоконтролю до розділу 9.4

1. Навести методи розрахунку на міцність укріплення отворів.
2. Проаналізувати геометричний метод укріплення отворів отворів в посудинах і апаратах.
3. Дати визначення поодинокому отвору.
4. Як визначається найбільший допустимий діаметр поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення?

5. Надати алгоритм розрахунку укріплення поодинокого отвору в посудинах і апаратах, які навантажені внутрішнім надлишковим або зовнішнім тиском.

9.5 Алгоритми і приклади розрахунків укріплення отворів

Завдання. Для конічного днища, яке навантажене внутрішнім тиском треба: 1) розрахувати найбільший допустимий діаметр поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення при наявності надлишкової товщини стінки;

2) перевірити виконання умови укріплення нормального поодинокого отвору зовнішньою і внутрішньою частинами штуцера без застосування накладного кільця. Днище і штуцер виконані зі сталі однієї марки.

Вихідні дані для розрахунків по варіантам подано у таблиці 9.2.

Таблиця 9.2. Вихідні данні для розрахунку

Варіант	D_k , м	α , град.	S , м	S_p , м	S_l , м	S_{lp} , м	Марка сталі	d , м	t , °C
1	0,675	45	0,007	0,006	0,007	0,004	09Г2С	0,06	170
2	0,75	30	0,006	0,005	0,006	0,003	20К	0,03	160
3	0,75	45	0,007	0,006	0,007	0,004	16ГС	0,06	165
4	0,9	30	0,006	0,005	0,006	0,003	20	0,04	155
5	0,9	45	0,008	0,007	0,008	0,005	09Г2С	0,07	165
6	1,05	30	0,006	0,005	0,006	0,003	Ст3пс	0,04	150
7	1,05	45	0,008	0,007	0,008	0,005	16ГС	0,06	160
8	1,2	30	0,006	0,005	0,006	0,003	20	0,08	150
9	1,2	45	0,007	0,006	0,007	0,004	09Г2С	0,05	100
10	1,35	30	0,007	0,006	0,007	0,004	20	0,06	150
11	1,35	45	0,008	0,007	0,008	0,005	20К	0,08	150
12	1,5	30	0,006	0,005	0,006	0,003	Ст3пс	0,05	140
13	1,5	45	0,009	0,008	0,009	0,006	20К	0,09	155
14	1,65	30	0,007	0,006	0,007	0,004	10	0,05	150
15	1,65	45	0,009	0,008	0,009	0,006	Ст3пс	0,07	155
16	1,8	30	0,007	0,006	0,007	0,004	10	0,1	140
17	1,95	45	0,008	0,007	0,008	0,005	Ст3пс	0,09	150
18	1,5	30	0,007	0,006	0,007	0,003	09Г2С	0,05	170
19	1,5	45	0,008	0,007	0,008	0,006	16ГС	0,09	175
20	1,4	30	0,007	0,006	0,007	0,004	09Г2С	0,07	160
Приклад розрахунку	1,75	45	0,008	0,007	0,008	0,006	Ст3пс	0,06	150

Продовження табл. 9.2

Варіант	p , МПа	C , м	l_1 , м	l_3 , м	C_s , м	S_3 , м	S_{3p} , м
1	0,8	0,0010	0,024	0,02	0,001	0,007	0,004
2	0,6	0,0012	0,016	0,01	0,0012	0,006	0,003
3	0,7	0,0010	0,024	0,02	0,001	0,007	0,004
4	0,5	0,0016	0,017	0,01	0,0016	0,006	0,003
5	0,7	0,0010	0,028	0,02	0,001	0,008	0,005
6	0,4	0,0010	0,018	0,01	0,001	0,006	0,003
7	0,6	0,0010	0,026	0,02	0,001	0,008	0,005
8	0,4	0,0009	0,026	0,02	0,0009	0,006	0,003
9	0,6	0,0010	0,022	0,02	0,001	0,007	0,004
10	0,4	0,0010	0,024	0,02	0,001	0,007	0,004
11	0,4	0,0009	0,030	0,02	0,0009	0,008	0,005
12	0,3	0,0010	0,020	0,02	0,001	0,006	0,003
13	0,5	0,0007	0,034	0,03	0,0007	0,009	0,006
14	0,4	0,0012	0,022	0,02	0,0012	0,007	0,004
15	0,5	0,0010	0,030	0,03	0,001	0,009	0,006
16	0,3	0,0007	0,030	0,03	0,0007	0,007	0,004
17	0,4	0,0010	0,032	0,03	0,001	0,008	0,005
18	0,4	0,0014	0,020	0,02	0,0014	0,007	0,003
19	0,6	0,0009	0,034	0,03	0,0009	0,008	0,006
20	0,7	0,0010	0,022	0,02	0,001	0,007	0,004
Приклад розрахунку	0,5	0,0010	0,025	0,02	0,001	0,008	0,006

Розрахунки виконати для робочих умов

Таблиця 9.3. Алгоритм і приклад розрахунку найбільшого допустимого діаметра поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення при наявності надлишкової товщини стінки посудини

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження для матеріалу обичайки, конічного переходу або опуклого днища за розрахункової температури, $[\sigma]$ МПа	$[\sigma]$ визначають за таблицею Додатку А залежно від марки сталі і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ для зварених елементів)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3пс за розрахункової температури $t = 150$ °С допустиме напруження $[\sigma] = 145$ МПа,
2.	Розрахунковий внутрішній діаметр елемента, який укріплюються D_p , м	Розрахунковий діаметр циліндричної обичайки: $D_p = D$. Розрахунковий діаметр конічної обичайки, переходу або днища: $D_p = D_k / \cos \alpha$. Розрахунковий діаметр еліптичних днищ і кришок: $D_p = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^4} x^2}$ Розрахунковий діаметр сферичних і торосферичних днищ поза зоною відбортовки: $D_p = 2R$.	Для конічного днища: $D_p = 1,75 / \cos 45^\circ = 2,48$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
3.	Максимальний діаметр отвору d_{max} , м.	Для отворів в циліндричних обичайках: $d_{max} = D$; для отворів в конічних обичайках: $d_{max} = D_k$; для отворів в опуклих днищах: $d_{max} = 0,6D$.	Для конічного днища: $d_{max} = D_k = 1,75$ м
4.	Допоміжний коефіцієнт K_1 (визначається у випадку навантаження зовнішнім тиском)	$K_1 = 1$ для циліндричних і конічних обичайок, $K_1 = 2$ для опуклих днищ.	—
5.	Розрахунковий зовнішній тиск для визначення товщини стінки посудини або апарата з отвором, що не вимагає додаткового зміцнення p_{pn} , МПа (визначається у випадку навантаження зовнішнім тиском)	$p_{pn} = \frac{p}{\sqrt{1 - \left(\frac{p}{[p]_E}\right)^2}}$	—
6.	Розрахункова товщина стінки обичайки, переходу або днища для визначення діаметра отвору, що не потребує додаткового зміцнення S_{pn} , м;	У випадку дії внутрішнього тиску: $S_{pn} = S_p$; для зовнішнього тиску: $S_{pn} = \frac{p_{pn} \cdot D_p}{2K_1[\sigma] - p_{pn}}$	$S_{pn} = S_p = 0,007$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула і приклад розрахунку
7.	Найбільший допустимий діаметр поодинокого отвору, який не потребує додаткового укріплення при наявності надлишкової товщини стінки посудини d_0 , м	$d_0 = \min \left\{ 2 \left(\frac{s-c}{s_{pn}} - 0,8 \right) \sqrt{D_p(s-c)}; (d_{\max} + 2c_s) \right\}$ $d_0 = \min \left\{ 2 \left(\frac{0,008 - 0,001}{0,007} - 0,8 \right) \sqrt{2,48(0,008 - 0,001)}; \right.$ $\left. (1,75 + 2 \cdot 0,001) \right\} =$ $= \min\{0,053; 1,752\} = 0,053 \text{ м}$

Таблиця 9.4. Алгоритм і приклад розрахунку геометричних розмірів деталей для укріплення поодинокого отвору

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустимі напруження для матеріалу обичайки, конічного переходу або опуклого днища $[\sigma]$, матеріалу зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера) $[\sigma]_1$, матеріалу внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера) $[\sigma]_3$ за розрахункової температури, МПа	$[\sigma]$, $[\sigma]_1$ і $[\sigma]_3$ визначають за таблицею А.1 залежно від марки сталі і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ для зварених елементів)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3пс за розрахункової температури $t = 150$ °С допустимі напруження $[\sigma] = [\sigma]_1 = [\sigma]_3 = 145$ МПа,
2.	Відношення допустимих напружень χ_1, χ_3	$\chi_1 = \min \left\{ 1, \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]} \right\},$ $\chi_3 = \min \left\{ 1, \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]} \right\}$	$\chi_1 = \min\{1; 145/145\} = 1;$ $\chi_3 = \min\{1; 145/145\} = 1.$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
3.	Розрахунковий внутрішній діаметр елемента, який укріплюються D_p , м	<p>Розрахунковий діаметр циліндричної обичайки: $D_p = D$.</p> <p>Розрахунковий діаметр конічної обичайки, переходу або днища: $D_p = \frac{D_k}{\cos \alpha}$</p> <p>Розрахунковий діаметр еліптичних днищ і кришок: $D_p = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^4} x^2}$</p> <p>Розрахунковий діаметр сферичних і торосферичних днищ поза зоною відбортовки: $D_p = 2R$.</p>	<p>Для конічного днища: $D_p = 1,75 / \cos 45^\circ = 2,48$ м</p>
4.	Розрахунковий діаметр отвору в стінці циліндричної обичайки, конічного переходу або опуклого днища при наявності штуцера з круглим поперечним перерізом, вісь якого збігається з нормаллю до поверхні в центрі отвору d_p , м	$d_p = d + 2 C_s$ <p>Розрахункові діаметри отворів для інших випадків наведені у ГОСТ 34233.3 [13]</p>	$d_p = 0,06 + 2 \cdot 0,001 = 0,062$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Розрахунковий діаметр отвору, що не потребує зміцнення, при відсутності надлишкової товщини стінки посудини d_{0p} , м	$d_{0p} = 0,4\sqrt{D_p(s-c)}$	$d_{0p} = 0,4\sqrt{2,48(0,008 - 0,001)} = 0,053 \text{ м}$
6.	Розрахункова довжина зовнішньої частини штуцера (зовнішнього штуцера) з круглим поперечним перерізом, яка бере участь в укріпленні отвору і враховується при розрахунку, l_{1p} , м	$l_{1p} = \min \left\{ l_1; 1,25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)} \right\}$	$l_{1p} = \min \{ 0,02; 1,25\sqrt{(0,06 + 2 \cdot 0,001)(0,008 - 0,001)} \} = \min \{ 0,02; 0,026 \} = 0,02 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
7.	Розрахункова довжина внутрішньої частини штуцера (внутрішнього штуцера) з круглим поперечним перерізом, яка бере участь в укріпленні отвору і враховується при розрахунку, l_{3p} , м	$l_{3p} = \min \left\{ l_3; 0,5 \sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - c_s - c_{s1})} \right\}$	$l_{3p} = \min \{ 0,02; 0,5 \sqrt{(0,06 + 2 \cdot 0,001)(0,008 - 0,001 - 0,001)} \} = \min \{ 0,02; 0,0096 \} = 0,0096 \text{ м}$
8.	Умова укріплення отвору	$l_{1p}(S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 + l_{3p}(S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3 \geq 0,5(d_p - d_{0p}) S_p,$ $0,02(0,008 - 0,006 - 0,001)1 + 0,0096(0,008 - 0,006 - 0,001)1 \text{ порівнюють з}$ $0,5(0,062 - 0,053)0,007$ $0,0000296 \text{ м}^2 < 0,0000315 \text{ м}^2$ <p style="text-align: center;">Умова укріплення отвору не виконується</p>	
<p>Якщо умова укріплення отвору не виконується, тоді використовують накладні кільця, відбортовки або місцеві потовщення стінки обичайок або днищ. При збільшенні товщини стінки елемента, який укріплюється, змінюється d_{0p} і зменшується площа вирізаного перерізу, що підлягає компенсації.</p>			

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Розглянемо додаткове укріплення отвору за допомогою накладного кільця зі сталі Ст3пс			
9.	Допустимі напруження для матеріалу накладного кільця $[\sigma]_2$ за розрахункової температури, МПа	$[\sigma]_2$ визначають за таблицею А.1 залежно від марки сталі і розрахункової температури (поправочний коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3пс за розрахункової температури $t = 150$ °С допустимі напруження $[\sigma]_2 = 145$ МПа,
10.	Відношення допустимих напружень χ_2	$\chi_2 = \min \left\{ 1; \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]} \right\}$	$\chi_2 = \min\{1; 145/145\} = 1$
11.	Площа накладного кільця A_2 , м ²	$A_2 = \{0,5(d_p - d_{0p}) S_p - l_{1p} (S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 - l_{3p} (S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3\} / \chi_2$	$A_2 = \{0,5(0,062 - 0,053)0,007 - 0,02(0,008 - 0,006 - 0,001)1 - 0,0096(0,008 - 0,006 - 0,001)1\} / 1 = 0,0000019 \text{ м}^2$
12.	Ширина накладного кільця l_2 , м	Ширина накладного кільця l_2 приймається конструктивно	Прийmemo: $l_2 = 0,02$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Товщина накладного кільця у першому наближенні S_2^I , м	$S_2^I = A_2 / l_2$	$S_2^I = 0,0000019 / 0,02 = 0,000095$ м Приймаємо: $S_2^I = 0,002$ м
14.	Розрахункова ширина накладного кільця, l_{2p} , м	$l_{2p} = \min \{l_2; \sqrt{D_p (S_2^I + S - C)}\}$	$l_{2p} = \min \{0,02; \sqrt{(2,48(0,002 + 0,008 - 0,001))}\} =$ $= \min \{0,02; 0,149\} = 0,02$ м
15.	Виконавча товщина накладного кільця S_2 , м	$S_2 = A_2 / l_{2p}$	$S_2 = 0,0000019 / 0,02 = 0,000095$ м Приймаємо: $S_2 = S_2^I = 0,002$ м
16.	Умова укріплення отвору зовнішньою і внутрішньою частинами штуцера, а також накладним кільцем	$l_{1p}(S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 + l_{2p} S_2 \chi_2 + l_{3p}(S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3 \geq 0,5(d_p - d_{0p}) S_p.$ $0,02(0,008 - 0,006 - 0,001)1 + 0,02 \cdot 0,002 \cdot 1 + 0,0096(0,008 - 0,006 - 0,001)1$ <p style="text-align: center;">порівнюють з $0,5(0,062 - 0,053)0,007$</p> $0,0000696 \text{ м}^2 > 0,0000315 \text{ м}^2$ <p style="text-align: center;">Умова укріплення отвору виконується</p>	

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
Якщо умова укріплення отвору не виконується, тоді можна потовщити стінку посудини або штуцера, або накладного кільця, або застосувати вварене кільце, тороподібну вставку або відбортовку			
17.	Умова комбінованого кріплення отвору	$l_{1p}(S_1 - S_{1p} - C_s) \chi_1 + l_{2p} S_2 \chi_2 + l_{3p}(S_3 - S_{3p} - C_s) \chi_3 + l_p(S - S_p - C) \chi_4 \geq$ $\geq 0,5(d_p - d_{0p}) S_p.$	

10 РОЗ'ЄМНІ МІЦНО-ЩІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

До роз'ємних міцно-щільних з'єднань відносяться фланцеві, з'єднання і сальникові, манжетні, щілинні, лабіринтні ущільнення.

Вимоги до з'єднань: герметичність (щільність) і міцність.

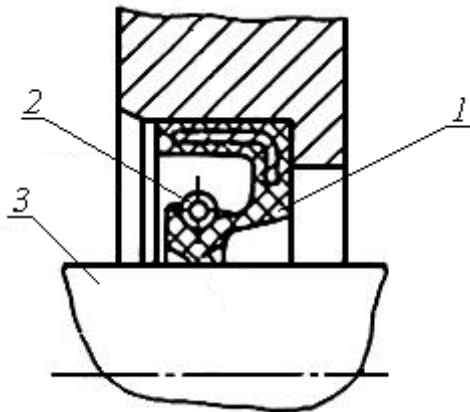
Роз'ємні міцно-щільні з'єднання поділяються на рухомі і нерухомі.

Рухомі міцно-щільні з'єднання у свою чергу поділяються на контактні (сальникові і манжетні) і безконтактні (щілинні і лабіринтні).

Нерухомі міцно-щільні з'єднання (фланці і затвори) можуть бути з прокладками і без прокладок.

10.1 Манжетні ущільнення

Манжетне ущільнення (рис. 10.1) – рухливе ущільнення контактного типу, основним елементом якого є еластична манжета, яка встановлена в корпусі (чи на рухомій деталі), ущільнювач якої притиснутий тиском ущільнюючого середовища або силами пружності матеріалу манжети або браслетною пружиною до гладкої циліндричної (чи плоскої) поверхні рухомій деталі (чи корпусу).



1 – манжета, 2 – пружина, 3 – вал

Рисунок 10.1 – Манжетне ущільнення

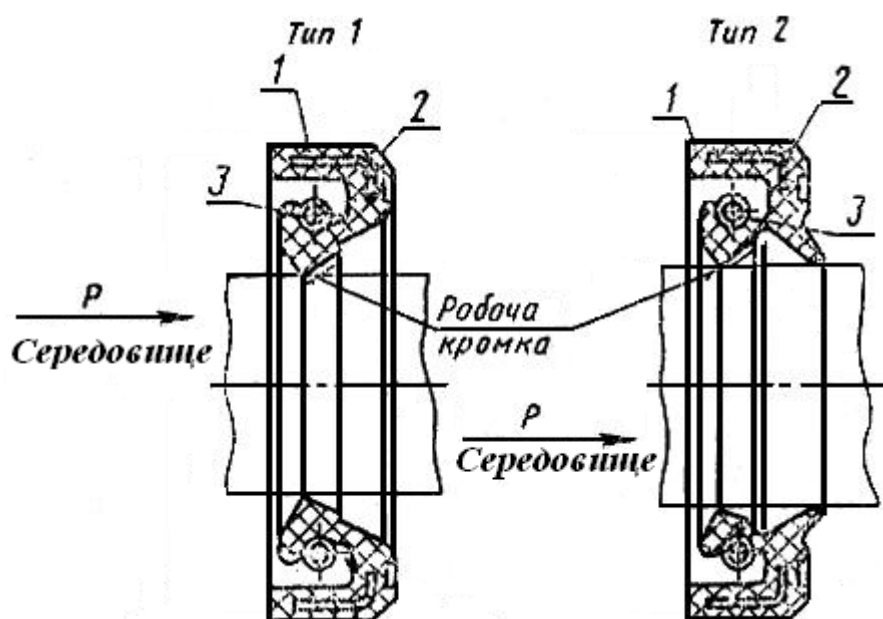
Класифікація манжетних ущільнень. Залежно від способу використання манжетні ущільнення поділяються на:

- 1) ущільнення, що обертаються (валів, що обертаються);
- 2) ущільнення з'єднань поступального руху (поршнів і штоків гідроциліндрів).

Найбільш поширеним типом ущільнення валів, циліндрів і штоків є гумові манжетні ущільнення з притисною пружиною внаслідок простоти, малої вартості і габаритів, високих показників герметизації і стійкості до агресивних середовищ.

Режим експлуатації манжетних ущільнень обмежується старінням при високій температурі, втратою еластичності при низькій температурі і кришінням при великих швидкостях ковзання в зоні контакту.

Для ущільнення валів, які працюють в мінеральних мастилах, воді, дизельному паливі використовують стандартні гумові манжети з пружиною. Ці ущільнення застосовуються для валів діаметром 0,006...0,48 м при надлишковому тиску до 0,05 МПа, швидкості до 29 м/с і температурі від мінус 60 до плюс 170 °С залежно від групи гуми і можуть призначатися або тільки для відвертання витікання середовища (тип 1) або для відвертання витікання середовища і захисту від проникнення пилу (тип 2) [6]. Конструктивне виконання манжетних ущільнень подано на рисунку 10.2.



1 – гума, 2 – каркас, 3 – пружина

Рисунок 10.2 – Конструктивне виконання манжетних ущільнень

При перепаді тисків 0,05 МПа і більше допускається застосовувати манжети з опорним конусом, що оберігає манжету від вивертання, після проведення необхідних випробувань. Опорний конус може бути виконаний безпосередньо в корпусі або у вигляді окремої деталі (рис.10.3), виготовленої з будь-яких металів.

Для ущільнення циліндрів і штоків пневматичних пристроїв, працюючих при тиску від 0,005 до 1 МПа із швидкістю зворотно-поступального руху до 1 м/с і температурі від мінус 65 до плюс 150 °С застосовуються гумові манжети.

Такі манжети виготовляються двох типів:

тип 1 – для ущільнення циліндрів,

тип 2 – для ущільнення штоків (рис. 10.4).

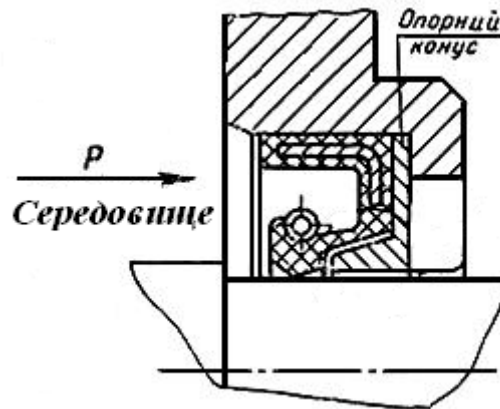


Рисунок 10.3 – Манжетне ущільнення з опорним конусом

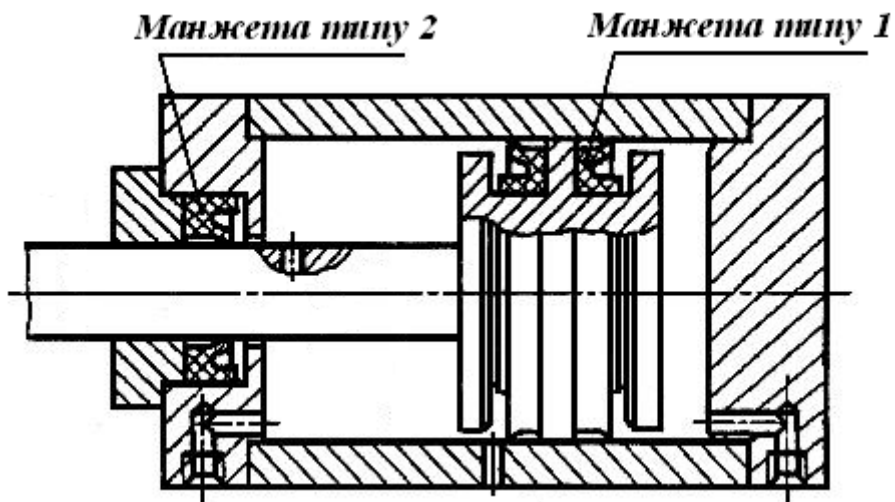


Рисунок 10.4 – Приклади застосування манжетів для ущільнення циліндрів і штоків пневматичних пристроїв

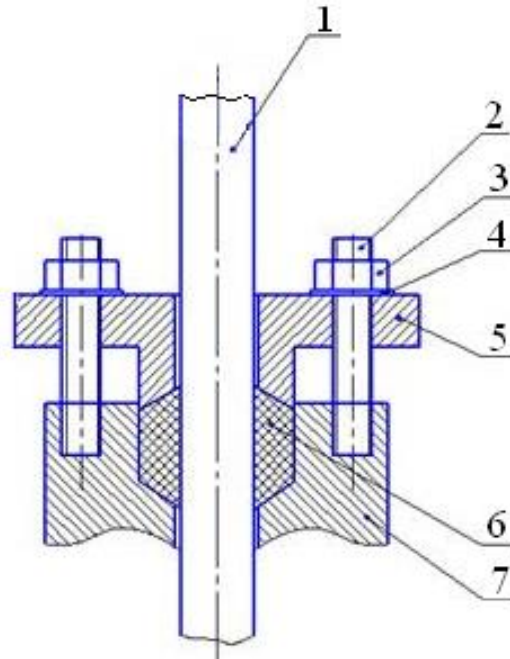
Ущільнення застосовуються для циліндрів діаметром 0,01...0,40 м.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.1

1. Проаналізувати особливості роботи манжетного ущільнення.
2. Надати класифікацію манжетних ущільнень.
3. Обґрунтувати режим експлуатації і вибір манжетних ущільнень

10.2 Сальникові ущільнення

Сальникове ущільнення – один з найпоширеніших видів ущільнюючих облаштувань рухливих з'єднань різних пристроїв і механізмів (рис. 10.5). Окрім рухливих вузлів, сальники також можуть використовуватися для ущільнення нерухомого устаткування, наприклад в трубних і кабельних проходках.



1 – рухома деталь (вісь, вал, шток), 2 – шпилька, 3 – гайка, 4 – шайба,
5 – натискна втулка, 6 – сальникова набивка, 7 – корпус сальника

Рисунок 10.5 – Сальникове ущільнення

Вимоги до сальникових набивок:

1) хімічна стійкість в середовищі апарата при розрахунковому тиску і розрахунковій температурі;

2) Низький коефіцієнт тертя набивок о рухомих деталях для зменшення витрат потужності;

3) еластичність матеріалу, можливість легко заповнювати форму сальникової камери, тобто гарантувати щільність.

Для зменшення тертя матеріал промащується і прографічується.

10.2.1 Матеріал сальникових набивок

Матеріал сальникових набивок подано у таблиці 10.1.

Таблиця 10.1. Характеристика сальникових набивок [6]

Марка набивки	Характеристика	Тропікостійкі без захисту	Тропікостійкі з заміною єднального волокна або з введенням фунгіцидів
1. Азбестові			
АС	Плетена суха	–	+
АСС	Плетена, з сердечником із склоровінгу, суха	–	+
АПК-31	Кручена, просочена жиром антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АП-31	Плетена, просочена жиром антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АСП	Плетена з сердечником із склоровінгу, просочена жиром антифрикційним складом, графітована	–	+
АСП-31	Плетена, з сердечником із склоровінгу, просочена жиром антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АПР	Плетена з латунним дротом, просочена жиром антифрикційним складом, графітована	–	+
АПР-31	Плетена, з латунним дротом, просочена жиром антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+

Продовження табл. 10.1

Марка набивки	Характеристика	Тропікостійкі без захисту	Тропікостійкі з заміною єднального волокна або з введенням фунгіцидів
АПРПС	Плетена, з латунним дротом, прогумована, графітована, суха	–	+
АПРПП	Плетена, з латунним дротом, прогумована, просочена антифрикційним складом, графітована	–	+
АФТ	Плетена, просочена суспензією фторопласту з тальком	+	–
АГИ	Плетена, приклеєна з графітом, інгібувана	–	+
АФВ	Плетена, просочена жировим консистентним мастилом з суспензією фторопласту і графіту	–	+
АФ-1	Плетена, просочена суспензією фторопласту	+	–
ПАФС	Плетена, поліпропіленова з азбестовим сердечником; просочена суспензією фторопласту із слюдою	+	–
АР	Скатана, прогумована	–	–
АРС	Скатана, прогумована з гумовим сердечником	–	–
ФФ	Плетена, фторлонова, просочена суспензією фторопласту	+	–
УС	Плетена з вуглецевих ниток, суха	+	–
ХБП	Плетена, бавовняна, просочена жировим антифрикційним складом, графітована	–	+

Продовження табл. 10.1

Марка набивки	Характеристика	Тропікостійкі без захисту	Тропікостійкі з заміною єднального волокна або з введенням фунгіцидів
ЛП	Плетена з лубових волокон, просочена жировим антифрикційним складом, графітована	–	+
ППФ	Плетена, фторопластова з сердечником з лубових волокон, просочена жировим антифрикційним складом	–	+
ХБР	Скатана, бавовняна прогумована	–	–
ХБРС	Скатана, бавовняна прогумована з гумовим сердечником	–	–

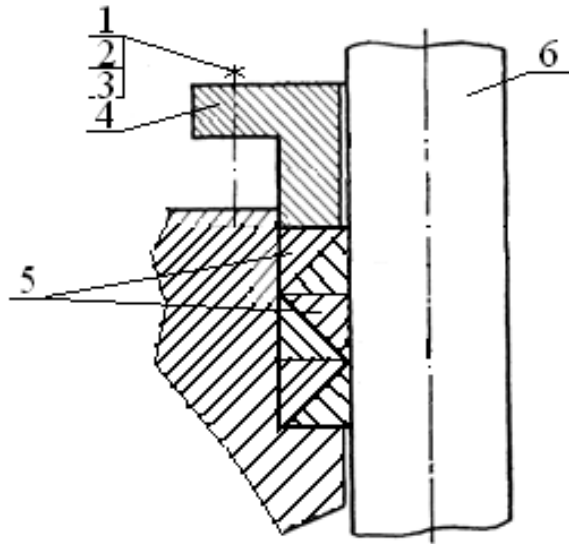
Сальникові набивки виготовляють круглого, квадратного і прямокутного перерізів.

Недоліком прядив'яної і бавовняної набивок є низька температуростійкість, азбестової – те, що це канцерогенна речовина, а фторопластової – дефіцитність і висока вартість.

В якості набивки можуть застосовуватись метали (сталь, латунь, бронза). Застосовується у вигляді кілець (рис. 10.6).

Металеві кільця можна застосовувати при високих тисках (до 250 МПа) і температурах до 540°C. Недоліком є те, що для кожного діаметра вала необхідно виготовляти свої кільця, заміна кілець ускладнена.

Марки сальникових набивань залежно від їх застосування за основними параметрами і розмірами повинні відповідати вказаним в таблиці 10.2.



1 – шпилька, 2 – гайка, 3 – шайба, 4 – натискна втулка,
5 – металеві кільця, 6 – вісь (вал, шток)

Рисунок 10.6 – Сальникове ущільнення з використанням металевих кілець

Таблиця 10.2. Застосування сальникових набивок [6]

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АПК-31	Повітря, нейтральні і слабокислотні розчини.	3–10	4,5	300	2	Арматура
АПК-31	Нафтопродукти, гази і пари					
	Вода, пар		1,6	225		
(АП)	Нейтральні і агресивні рідкі і газоподібні середовища, пара	3–14	4,5	Від мінус 70 до плюс 300	2	Арматура
АП-31	Нафтопродукти					
(АСП)	Нейтральні і агресивні рідкі середовища, нафтопродукти		2,0	250		
АСП-31		2			Насоси поршневі	

Продовження табл. 10.2

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АС	Нейтральні і агресивні рідкі і газоподібні середовища	5–14	5,0	300	2	Арматура
	Аміак рідкий і газоподібний		4,5	Від мінус 70 до плюс 150		
	Газоподібні середовища		1,0	450	–	
АСС	Нейтральні і агресивні рідкі і газоподібні середовища	5–14	4,5	400	2	Арматура
	Аміак рідкий і газоподібний			Від мінус 70 до плюс 150		
	Газоподібні середовища		1,0	600	–	Нерухомі з'єднання апаратів
(АПР) АПР-31	Нейтральні і агресивні рідкі і газоподібні середовища	3–10	32,0	Від мінус 70 до плюс 200	2	Арматура
	Нафтопродукти		2,0	Від мінус 30 до плюс 300		
	Нейтральні і агресивні рідкі середовища, нафтопродукти		2,5	210	15	Насоси відцентрові
			4,5		2	Насоси поршневі
АПРПС	Вода, пара, нафтопродукти, нафтові гази, луги, органічні продукти, вугільні шлами, смоли, повітря, пасти	4–14	90,0	450	2	Арматура
			35,0	230	15	Насоси

Продовження табл. 10.2

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АПРПП	Вода, пара, нафтопродукти, нафтові гази, луги, органічні продукти, вугільні шлами, смоли, повітря, пасти	4–14	90,0	200	2	Арматура
					15	Насоси
АФТ	Скраплені гази, рідкі і газоподібні органічні продукти	1–14	25,0	Від мінус 200 до плюс 300	2	Арматура
	Етилен		150,0	250		
	Органічні продукти, кислі і лужні середовища, аміак		3,0	300	15	Насоси відцентрові
	Морська вода		34,0	250	2	Насоси поршневі
			4,5	Від мінус 2 до плюс 50	10	Насоси відцентрові
АГИ	Повітря, азот, інертні гази	4–14	20,0	325	2	Арматура
	Пара водяна		35,0	565		
	Нафтопродукти		32,0	450		
	Вода, поживна вода, органічні продукти		2,0	70	25	Насоси
			38,0	280	2	Арматура
	Аміак рідкий і газоподібний		32,0	Від мінус 70 до плюс 150	15	Насоси
					2	Арматура
	Рідкі і газоподібні нафтопродукти і агресивні середовища		37,0	600	–	Нерухомі з'єднання апаратів

Продовження табл. 10.2

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АФВ	Лужне середовище будь-якої концентрації, сульфідний і сульфатний щелоки	3–14	2,0	180	2	Арматура, поршневі насоси
					15	Насоси відцентрові
АФ-1	Морська вода	1–14	20,0	Від мінус 2 до плюс 50	2	Арматура
	Паливо, мастила, важкі і легкі нафтопродукти			Від мінус 40 до плюс 160		
	Дистилят, бідистилят, конденсат, вода прісна, питна, поживна, промислова		3,0	260	15	Насоси
	Пара водяна		20,0	260	2	Арматура
	Особливо чисті речовини		4,0	250		
			0,4	130	15	Насоси
					2	Арматура, хімічна апаратура
ПАФС	Вуглоамонієві солі, бутілові спирти	0–14	32,0	160	5	Плунжерні насоси
	Кремнефтористоводнева кислота		0,15	70	15	Насоси відцентрові
(ФФ)	Сірчана і азотна кислоти концентрацією до 45 %, соляна кислота концентрацією до 35 %, органічні кислоти і інші агресивні рідкі середовища	0–12	3,0	Від мінус 30 до плюс 100	15	Насоси

Продовження табл. 10.2

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
УС	Сірчана, соляна, азотна і фосфорна кислоти	0-14	3,0	100	30	Насоси
	Пара водяна		10,0	300	2	Арматура
	Нафтопродукти		4,5	300		
(ХБП)	Повітря, інертні гази, нейтральні пари, мінеральні мастила, вуглеводи, нафтове паливо, промислова вода	5-10	20,0	120	2	Арматура
			2,5		15	Насоси
(ЛП)	Повітря, інертні гази, мінеральні мастила, вуглеводи, нафтове темне паливо, промислова вода, морська вода, розчини лугів	5-10	16,0	150	2	Арматура
			2,5		15	Насоси
ППФ	Морська вода	6-8	0,15	80	10	Дейдвудні ущільнювальні пристрої
АР АРС	Промислова вода, перегріта і насичена водяна пара	6-10	10,0	400	2	Гідравлічні преси
				200	15	Насоси
ХБР ХБРС	Промислова вода	6-10	20,0	120	2	Гідравлічні преси
					15	Насоси

Примітка. Набивка марки АГІ не є корозійно-активною у контакті зі сталлями марок 20Х13, 08Х18Н10Т, 14Х17Н2 за ГОСТ 5632 і зі сталлю ХН35ВТ.

10.2.2 Визначення зусилля затягування шпильок, яке забезпечує щільність сальникового ущільнення

Принцип роботи сальника – при затягування шпильок тиск від натискної втулки передається на поверхню сальникової набивки. Набивка ущільнюється, деформуючись за рахунок бокового тиску щільно притискається до валу або штока і до стінки сальникової камери (рис. 10.7).

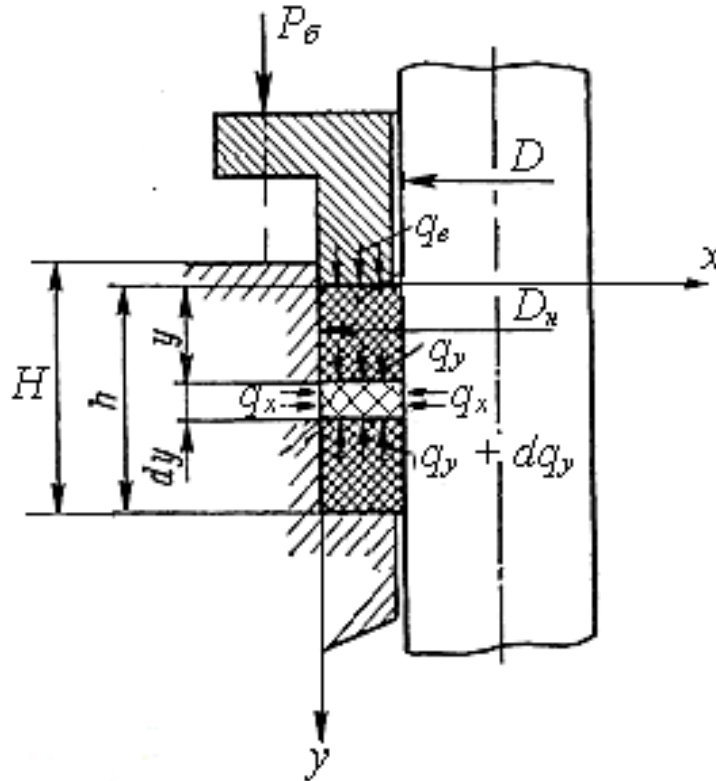


Рисунок 10.7 – Розрахункова схема до визначення зусилля затягування шпильок

В результаті забезпечується герметичність місця вводу валу або штока.

Питомий тиск на набивку від натискної втулки:

$$q_{\text{в}} = \frac{P_{\text{б}}}{F_{\text{с}}} = \frac{P_{\text{б}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{з}}^2 - D^2)},$$

де $P_{\text{б}}$ – зусилля затягування шпильок, МН; $F_{\text{с}}$ – площа поперечного перерізу сальникової набивки, м²; $D_{\text{з}}, D$ – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри камери сальникової набивки, м.

Питомий тиск $q_{\text{в}}$ передається від шару до шару сальникової набивки в осьовому напрямку і на бокові стінки камери.

Осьовий тиск q_y і боковий тиск q_x залежать від властивості сальникової набивки.

Якщо б набивка за своїми властивостями наближалася до абсолютно твердого тіла, тоді б питомий тиск q_B повністю передавався б на дно камери не утворюючи бокових тисків.

Якщо б набивка за своїми властивостями наближалася до рідини, тоді за законом Паскаля осьовий тиск у набивці дорівнював би боковому тиску: $q_y = q_x$.

Реальна набивка займає проміжний стан між абсолютно твердим тілом і рідиною. В ній осьовий питомий тиск змінюється від максимуму q_B до мінімуму на дні камери.

Боковий тиск для одного і того ж поперечного перерізу буде менше відповідного осьового тиску [6]:

$$q_x = k \cdot q_y,$$

де k - коефіцієнт бокового тиску.

Для сальникової набивки $0 < k < 1$, для абсолютно твердого тіла $k = 0$, для рідини $k = 1$.

Розглянемо рівновагу елементарного шару набивки товщиною dy на відстані y від поверхні натискної втулки. Прикладемо всі навантаження, які діють на шар набивки і спроектуємо їх на вісь oy (рис. 10.7).

З умови рівноваги суму проєкцій всіх сил на вісь oy прирівнюємо до 0, тоді:

$$q_y \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2) - (q_y + dq_y) \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2) - q_x f \pi D_H dy - q_x f \pi D dy = 0,$$

де f - коефіцієнт статичного тертя набивки о поверхню валу і набивки о поверхню сальникової камери. В розрахунку будемо вважати ці коефіцієнти однаковими.

Через те, що $q_x = kq_y$, можна записати попередній вираз таким чином:

$$-\frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2) dq_y - \pi (D_H + D) k q_y f dy = 0.$$

Звідки:

$$(D_H - D) dq_y = -4kf q_y dy,$$

$$dy = -\frac{(D_H - D)}{4kf} \cdot \frac{dq_y}{q_y}.$$

Інтегруємо:

$$y = -\frac{D_H - D}{4kf} \ln q_y + C.$$

Необхідно визначити константу C . З граничних і початкових умов маємо: $q_y = q_0$ при $y = 0$,

$$0 = -\frac{D_H - D}{4kf} \cdot \ln q_\theta + C.$$

Звідки:

$$C = \frac{D_H - D}{4kf} \cdot \ln q_\theta.$$

Підставляємо значення C в рівняння для визначення y :

$$y = -\frac{D_H - D}{4kf} (\ln q_y - \ln q_\theta),$$

$$y = -\frac{D_H - D}{4kf} \ln \frac{q_y}{q_\theta},$$

$$\ln \frac{q_y}{q_\theta} = -\frac{4kfy}{D_H - D},$$

$$\frac{q_y}{q_\theta} = e^{-\frac{4kfy}{D_H - D}},$$

$$q_y = q_\theta \cdot e^{-\frac{4kfy}{D_H - D}}.$$

Значення q_y і q_x зменшуються зі збільшенням y (рис. 10.8). При $y = h$ величини q_y і q_x приймають мінімальні значення. Тому, якщо боковий тиск q_x у нижній частині сальникової камери буде достатній для забезпечення герметичності (більший за розрахунковий тиск оточуючого середовища), тобто $q_x(y=h) \geq p$, тоді і у всіх інших точках сальника герметичність також буде забезпечена.

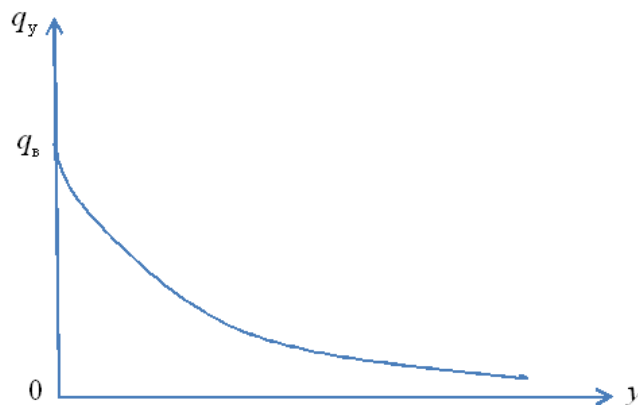


Рисунок 10.8 – Зміна осьового тиску у сальниковій камері

Осьовий тиск на дні сальникової камери, коли $y = h$:

$$q_{y=h} = q_\theta e^{-\frac{4kfh}{D_H - D}}.$$

Розглянемо умову забезпечення герметичності. Мінімальний боковий тиск q_x для забезпечення герметичності:

$$q_{x(y=h)} = p$$

або

$$q_{y=h} = q_{\text{в}} e^{-\frac{4kfh}{D_H - D}} = \frac{p}{k'}$$

$$\frac{p}{k} = q_{\text{в}} e^{-\frac{4kfh}{D_H - D}}$$

Звідки можна записати формулу для розрахунку мінімально необхідного питомого тиску на набивку від натискної втулки, яке забезпечує щільність сальникового ущільнення:

$$q_{\text{в}} = \frac{p}{k} e^{\frac{4kfh}{D_H - D}}$$

Зусилля затягування шпильок, яке забезпечує щільність сальника:

$$P_{\text{б}} = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2) \frac{p}{k} e^{\frac{4kfh}{D_H - D}}$$

Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.2

1. Проаналізувати вимоги до сальникових набивок.
2. Навести матеріали сальникових ущільнень.
3. Проаналізувати застосування сальникових набивок.
4. Пояснити принцип роботи сальника.
5. Обґрунтувати умову забезпечення герметичності сальникового ущільнення.
6. Пояснити, яким чином визначається зусилля затягування шпильок, що забезпечує щільність сальника.

10.2.3 Алгоритм і приклад розрахунку сальника з м'якою набивкою

Розрахункова схема наведена на рисунку 10.9.

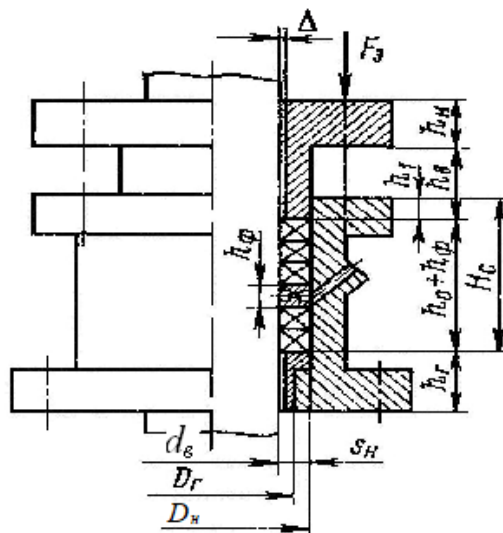


Рисунок 10.9 – Розрахункова схема

Розрахувати розміри натискної втулки, сальникової камери, діаметр різьби шпильок, зусилля затягування шпильок і втрату потужності на подолання сил тертя у сальнику.

У таблиці 10.3 надані вихідні дані для розрахунку.

Розрахунковий тиск середовища $p = 4$ МПа. Для розрахунку приймаємо азбестову просочену прокладку квадратного перерізу АП. Коефіцієнт статичного тертя набивки о поверхні сальникової камери і валу $f_c = 0,014$. Коефіцієнт бокового тиску для просоченої набивки $k = 1$. Кількість болтів (шпильок) $n_b = 8$.

Таблиця 10.3. Вихідні дані до розрахунку сальника з м'якою набивкою

Варіант	d_e , м	n , об/хв
1	0,045	200
2	0,048	200
3	0,050	200
4	0,046	150
5	0,050	150
6	0,052	150
7	0,052	140
8	0,058	140
9	0,062	140
10	0,060	120
11	0,065	120
12	0,070	120
13	0,065	100
14	0,070	100
15	0,070	90
16	0,072	90
17	0,075	90
18	0,060	130
19	0,070	120
20	0,070	130
Приклад розрахунку	0,068	90

Алгоритм і приклад розрахунку наведені в таблиці 10.4.

Таблиця 10.4. Алгоритм і приклад розрахунку сальника з м'якою набивкою

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1	Товщина набивки S_n , м	В машинобудуванні $S_n = (1,5...2)\sqrt{d_g}$, мм S_n округляють до найближчого стандартного значення з ряду: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50 мм	$S_n = (1,5...2,5)\sqrt{68} = 12,37...20,62$ мм Приймаємо $S_n = 0,019$ м
2	Первісна висота набивки з урахуванням герметизації h_o , м	$h_o = (6...8)S_n$	$h_o = (6...8) \cdot 0,019 = 0,114...0,152$ м Приймаємо $h_o = 0,133$ м
3	Висота фонаря h_{ϕ} , м	$h_{\phi} = (1,5...2)S_n$	$h_{\phi} = (1,5...2) \cdot 0,019 = 0,0285...0,038$ м Приймаємо $h_{\phi} = 0,033$ м
4	Повна глибина розточки сальникової камери з урахуванням встановлення фонарного кільця і забезпечення напрямку натискної втулки H_c , м	$H_c = h_o + h_{\phi} + 2S_n$	$H_c = 0,133 + 0,033 + 2 \cdot 0,019 = 0,204$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5	Довжина циліндричної частини натискної втулки h_{ε} , м	$h_{\varepsilon} = (0,4 \dots 0,5) h_o$	$h_{\varepsilon} = (0,4 \dots 0,5) \cdot 0,133 = 0,0532 \dots 0,0665$ м Приймаємо $h_{\varepsilon} = 0,06$ м
6	Величина зазору між валом і натискною втулкою Δ , м	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) d_{\varepsilon}; 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\}$	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) 0,068; 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\} =$ $= \min \left\{ (0,000272 \dots 0,00034); 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\}$ Приймаємо $\Delta = 0,0003$ м
7	Внутрішній діаметр сальникової камери D , м	$D = d_{\varepsilon} + 2S_{\varepsilon}$	$D = 0,068 + 2 \cdot 0,019 = 0,106$ м
8	Допустиме напруження різьби болтів (шпильок) $[\sigma]_p$, МПа	З умови тривалої експлуатації різьби болтів (шпильок) $[\sigma]_p = 25-35$ МПа. При $p \geq 3$ МПа приймається більше значення	Через те, що $p = 4$ МПа, приймаємо $[\sigma]_p = 35$ МПа
9	Внутрішній діаметр різьби болтів (шпильок) d_p , м	$d_p = \sqrt{3 \frac{(D^2 - d_{\varepsilon}^2)}{n_{\varepsilon} [\sigma]_p}} p$	$d_p = \sqrt{3 \frac{(0,106^2 - 0,068^2)}{8 \cdot 35}} 4 = 0,0168$ м Вибираємо діаметр болтів (шпильок) $d_{\varepsilon} = 0,018$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10	Висота фланця натискної втулки h_n , м	$h_n = 1,25d_6$	$h_n = 1,25 \cdot 0,018 = 0,0225$ м
11	Робочий тиск натискної втулки p_n^1 , МПа	Орієнтовно $p_n^1 = (2 \dots 2,5)p$	$p_n^1 = (2 \dots 2,5)4 = 8 \dots 10$ МПа Приймаємо $p_n^1 = 9$ МПа
12	Коефіцієнт K_1	K_1 знаходиться за графіком (рис. Д.1 додатка Д) залежно від матеріалу набивки і тиску натискної втулки	Для азбестової просоченої прокладки АП і тиску $p_n^1 = 9$ МПа: $K_1 = 0,8$
13	Коефіцієнт усадки K_y	$K_y = \min \left\{ 1; \frac{1}{(1 \dots 1,1)K_1} \right\} S_n$ для $S_n < 0,016$ м; $K_y = K_1$ для $S_n = (0,016 \dots 0,019)$ м; $K_y = (0,8 \dots 0,9)K_1$ для $S_n > 0,019$ м.	Приймаємо $K_y = K_1 = 0,8$ для $S_i = 0,019$ м
14	Висота набивки у робочому стані h_p , м	$h_p = K_y h_o$	$h_p = 0,8 \cdot 0,133 = 0,1064$ м
15	Тиск герметичності $p_{герм}$, МПа	$p_{герм} = 0,3$ МПа для $p < 0,3$ МПа; $p_{герм} = p$ для $p \geq 0,3$ МПа	$p_{герм} = 4$ МПа
16	Зусилля затягування шпильок F_3 , МН	$F_3 = \pi \frac{(D^2 - d_B^2)}{4k} p_{герм} e^{\frac{2k f_c h_p}{2S_n}}$	$F_3 = 3,14 \frac{(0,106^2 - 0,068^2)}{4 \cdot 1} 4e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,014 \cdot 0,1064}{2 \cdot 0,019}} = 0,02244$ МН

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
17	Коефіцієнт кінетичного тертя між валом і набивкою $f_{кин}$	$f_{кин}$ знаходиться за графіком (рис. В.1 додатка В) залежно від матеріалу набивки і тиску середовища	Для азбестової просоченої прокладки АП і тиску середовища $p = 4 \text{ МПа}$: $f_{кин} = 0,01$
18	Сила тертя між набивкою і валом $F_{тр}$, МН	$F_{тр} = \frac{\pi d_{в} S_{н} \rho_{герм} f_{кин}}{2k f_c} \left(e^{\frac{2k f_c h_p}{S_{н}}} - 1 \right)$ $F_{тр} = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,019 \cdot 4 \cdot 0,01}{2 \cdot 1 \cdot 0,014} \left(e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,014 \cdot 0,1064}{0,019}} - 1 \right) =$ $= 9,81 \cdot 10^{-4} \text{ МН}$	
19	Кутова швидкість обертання валу ω , 1/с	$\omega = 2\pi n$	$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,5 = 9,421/\text{с}$
20	Втрати потужності на подолання тертя у сальнику N_c , Вт	$N_c = \frac{F_{тр} \omega d_{в}}{\eta}$	$N_c = \frac{981 \cdot 9,42 \cdot 0,068}{2} = 314 \text{ Вт}$

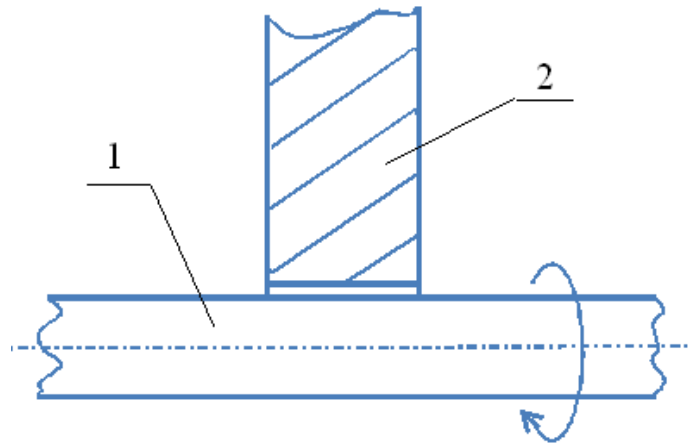
10.3 Щілинні і лабіринтові з'єднання

Розвиток безконтактних з'єднань був викликаний недоліками контактних ущільнень: втратами енергії на тертя, труднощами відведення тепла від деталей і зносом частин, що труться.

Ущільнююча дія безконтактних з'єднань ґрунтується на втратах енергії при русі середовища в проміжках і камерах, які утворюються між рухомою і нерухою деталями. Середовище, що протікає через проміжки, піддається дроселюванню, втрачає швидкість і тиск. При цьому витік може бути допустимим або зовсім припиненим завдяки замикаючого протитиску.

У загальному випадку необхідні втрати енергії і швидкості залежать від первинного тиску і довжини шляху руху середовища, а також від конфігурації каналів.

Найпростішим видом безконтактного ущільнення є щілинне з'єднання, яке являє собою кільцеву щілину між корпусом і рухомою деталлю (рис. 10.10). Ущільнююча здатність щілини пропорційна її довжині і обернено пропорційна до величини проміжку. Лінійна швидкість деталі, що обертається, повинна бути не менше 4...5 м/с.



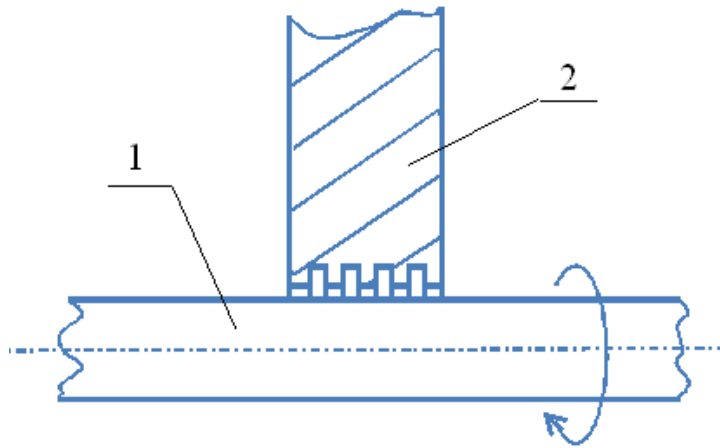
1 – рухома деталь, 2 – нерухома деталь.

Рисунок 10.10 – Щілинне ущільнення

Розрахунок такого ущільнення зводиться до визначення витіку. Витрата витіку V_e при цьому не повинна перевищувати допустимого значення витрати $[V_e]$, яке найчастіше визначається з санітарних і пожежних норм:

$$V_e \leq [V_e].$$

Різновидом щілинного ущільнення є лабіринтові ущільнення, які для підвищення гідравлічного опору мають канали різного перерізу (рис. 10.11).



1 – рухома деталь, 2 – нерухома деталь.

Рисунок 10.11 – Найпростіше лабіринтове ущільнення

Такі ущільнення надійно утримують мастильний матеріал від витікання під дією відцентрової сили. Кільцеві канавки можуть бути виконані на рухомій, нерухомій деталі або одночасно і на рухомій і на нерухомій деталях. У випадку розташування канавок в зовнішній деталі необхідно передбачити стік мастила з канавок у нижній точці.

Обмеження витіку досягається за рахунок:

зменшення величини проміжку;

зменшення перерізу струменя в проміжку за рахунок створення відривної течії загостренням кромek гребнів і різкою зміною напрямку потоку;

зменшення швидкості в проміжку шляхом дроблення перепаду тисків між порожнинами за рахунок збільшення числа гребнів, а також шляхом повнішого гасіння швидкості в камерах (в щілинних ущільненнях зменшення швидкості досягається також збільшенням протяжності щілин).

Лабіринтові ущільнення можуть виконуватися з радіальним і осьовим зазорами, що контролюються (рис. 10.12.). При заповненні таких ущільнень пластичними мастильними матеріалами забезпечується оберігання підшипників в умовах забрудненого довкілля.

За відсутності в довкіллі часток, що шкідливо впливають на поверхню пар, що труться, передбачають проміжок від 0,5 до 0,8 мм. Для особливо точних машин радіальний проміжок виконують в діапазоні 0,2...0,3 мм, а осьовий – 0,4...0,5 мм. Для кращого ущільнення канавки заповнюють консистентним мастилом.

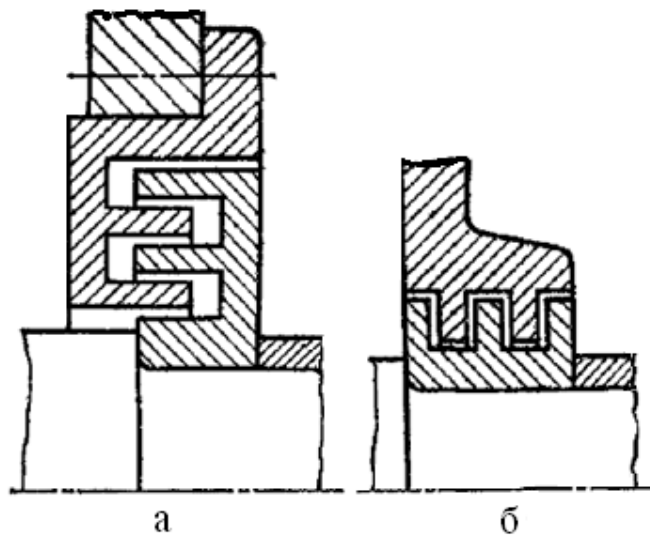
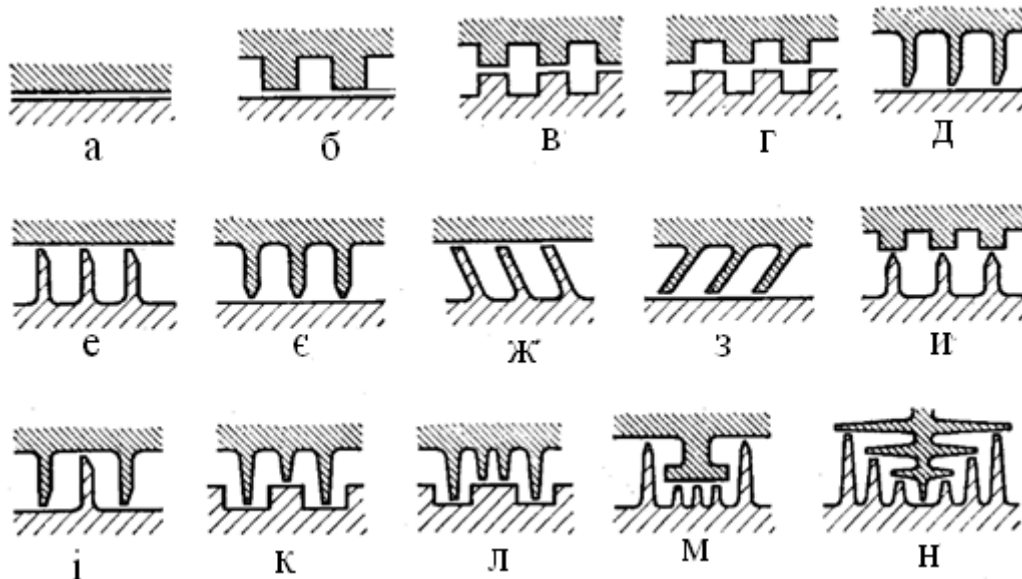


Рисунок 10.12 – Лабіринтові ущільнення радіального (а) і осьового (б) типів

На рис. 10.13 наведені приклади безконтактних з'єднань в порядку зростаючої ефективності [6].

Лабіринтові ущільнення (рис. 10.13б, в, г) в 2...3 рази зменшують витрату газу при той самій довжині ущільнення і при тому ж мінімальному проміжку порівняно зі щілинним ущільненням (рис. 10.13а).



а – щілинне ущільнення, б, в, г, д, е, є, ж, з, и, і, к, л, м, н – лабіринтові ущільнення

Рисунок 10.13 – Перерізи безконтактних з'єднань

Лабіринтові ущільнення можуть мати гребінці в корпусі (рис. 10.13д) або на валу (рис. 10.13е). Кромки гребінців загострюють фаскою,

спрямованою назустріч потоку середовища. На рис. 10.13є показані гребінці з подвійною фаскою, які пристосовані для двостороннього ущільнення.

Подальше підвищення ефективності досягають нахилом гребінців назустріч потоку середовища (рис. 10.13ж, з).

На рис. 10.13и подана конструкція, у якій поєднуються гребінці і виступи. Ця конструкція застосовна при осьовій і радіальній складаннях. Радіальне складання (з роз'ємом корпусу в меридіанній площині) значно розширює конструктивні можливості лабіринтових ущільнень.

На рис. 10.13і подана конструкція, в якій гребінці валу заходять у гребінці корпусу. В цьому випадку потік середовища багатократно змінює напрям, від чого ефективність ущільнення збільшується.

На рис. 10.13к, л, м, н подані складні лабіринтові ущільнення з радіальним складанням.

Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.3

1. Обґрунтувати переваги щілинних і лабіринтових з'єднань над контактними ущільненнями.

2. Пояснити, яким чином забезпечується ущільнююча дія безконтактних з'єднань.

3. Пояснити, від яких параметрів залежить ущільнююча здатність безконтактних з'єднань.

4. Подати класифікацію безконтактних з'єднань.

5. Пояснити, яким чином забезпечується обмеження витoku.

10.4 Фланцеві з'єднання

Фланцеве з'єднання є найпоширенішим видом роз'ємного з'єднання, що забезпечує герметичність, міцність, жорсткість конструкції, дозволяє здійснити швидке збирання і розбирання.

Фланці застосовують для з'єднання окремих ділянок трубопроводів, трубопроводів з опорами, кришок з корпусами апаратів, контрольно-вимірювальних та контролюючих пристроїв з апаратом.

Фланці трубопроводів, штуцерів, приладів та арматури додатково до навантажень від внутрішнього тиску, сприймають ще й навантаження від трубопроводів, приладів, а також температурні та вітрові навантаження. Все це створює додатковий згинаючий та крутний момент на фланцеві з'єднання. Через це арматурні фланцеві з'єднання масивніші за апаратні.

Фланцеві з'єднання складаються з 2-х фланців, прокладки та кріпильних елементів (болти або шпильки, гайки і шайби).

Шпильки застосовують при розрахунковому тиску $p > 1,6$ МПа.

Болти застосовують, якщо $p \leq 2,5$ МПа; $t \leq 300^\circ \text{C}$.

10.4.1 Класифікація фланцевих з'єднань

1) За зовнішньою формою фланці можуть бути круглими, квадратними, овальними, фігурними, прямокутними.

2) За способом з'єднання з корпусом:
суцільні фланці (корпус апарата і фланець працюють під навантаженням спільно);

різбові фланці;

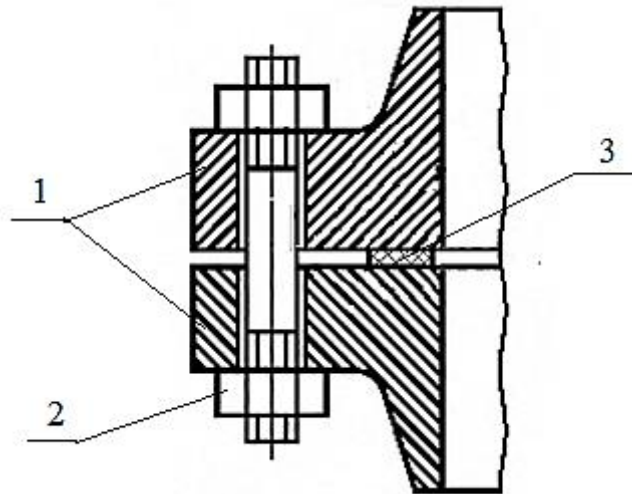
вільні фланці (корпус апарата розвантажений від згинаючого моменту, що виникає під час затягування фланцевого з'єднання).

3) За способом виготовлення: литі, ковані, зварні.

4) За місцем встановлення: арматурні і фланці апаратів.

5) За формою ущільнювальних поверхонь:

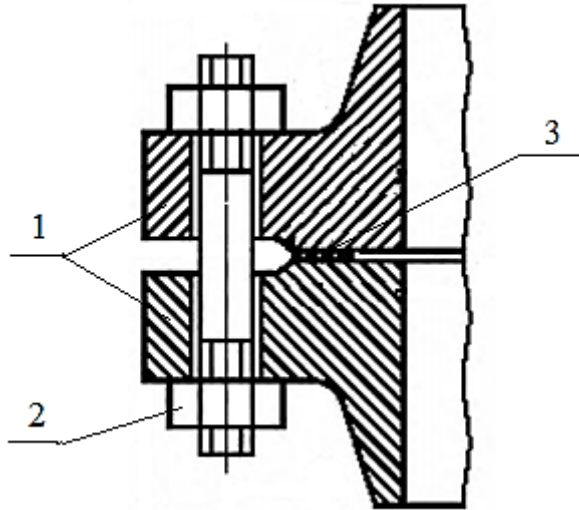
а) плоска поверхня (рис. 10.14), застосовується при умовних тисках $p_y < 0,6$ МПа;



1 – фланець, 2 – кріпильні елементи (шпилька, гайки), 3 – прокладка

Рисунок 10.14 – Фланці з плоскою ущільнювальною поверхнею

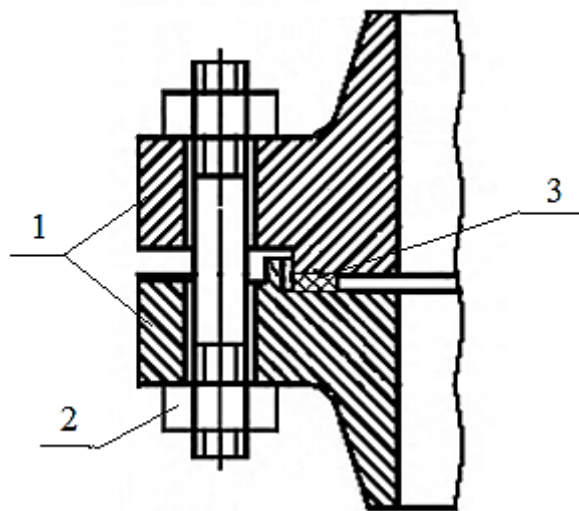
б) зі з'єднувальною поверхнею (рис. 10.15), застосовується при умовних тисках $0,6 \text{ МПа} < p_y < 1,6 \text{ МПа}$;



1 – фланець, 2 – кріпильні елементи (шпилька, гайки), 3 – прокладка

Рисунок 10.15 – Фланці зі з'єднувальним виступом

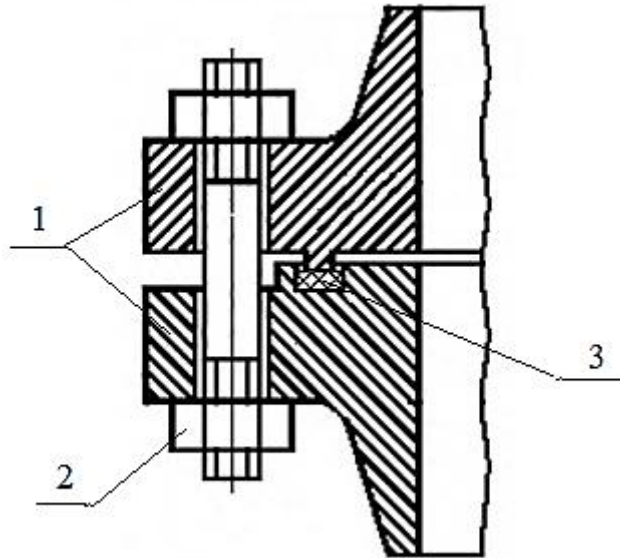
в) з виступом-западиною (рис. 10.16), застосовується при умовних тисках $1,6 \text{ МПа} < p_y < 6,3 \text{ МПа}$;



1 – фланець, 2 – кріпильні елементи (шпилька, гайки), 3 – прокладка

Рисунок 10.16 – Фланці з виступом-западиною

г) зі з'єднанням типу «шип-паз» (рис. 10.17) рекомендується для прокладок, які необхідно поміщати в замкнутий об'єм, застосовується при умовних тисках $1,6 \text{ МПа} < p_y < 6,3 \text{ МПа}$;



1 – фланець, 2 – кріпильні елементи (шпилька, гайки), 3 – прокладка

Рисунок 10.17 – Фланці зі з'єднанням типу «шип–паз»

д) ущільнювальні поверхні під металеву прокладку, застосовується при умовних тисках $6,3 \text{ МПа} < p_y < 20 \text{ МПа}$.

У випадку застосування металевих прокладок форма ущільнювальних поверхонь залежить від форми металевої прокладки, яка може бути овальною, восьмигранною, лінзовою і т. ін.

Запитання для самоконтролю до пункту 10.4.1

1. Обґрунтувати застосування фланцевих з'єднань.
2. Подати класифікацію фланцевих з'єднань.
3. Навести складові елементи фланцевих з'єднань.
4. Подати умови застосування фланцевих з'єднань, які відрізняються за формою ущільнювальних поверхонь фланців.

10.4.2 Конструкції фланців

1) **Фланці суцільнолиті** з обичайкою або трубою (рис. 10.18). Такі фланці відливаються разом з апаратами або патрубками.

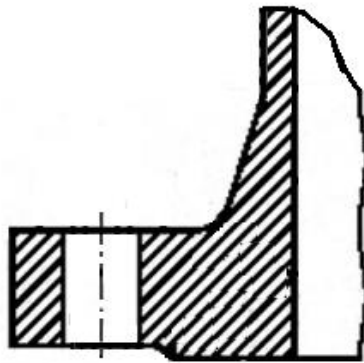
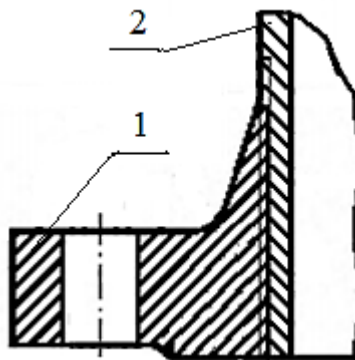


Рисунок 10.18 – Суцільнолитий фланець

Фланці, які виготовлені з чавуну з пластинчатим графітом (сірого чавуну) застосовуються при $p < 1,6$ МПа і $t < 300^{\circ}\text{C}$. Суцільнолиті фланці з ковкого чавуну застосовуються при $p < 4$ МПа і $t < 400^{\circ}\text{C}$, а сталеві суцільнолиті фланці – при $p < 20$ МПа і $t < 530^{\circ}\text{C}$.

2) **Фланці на різьбі** (рис. 10.19) застосовуються при $p < 1,6$ МПа і $t < 300^{\circ}\text{C}$, а в товстостінних апаратах без обмежень.

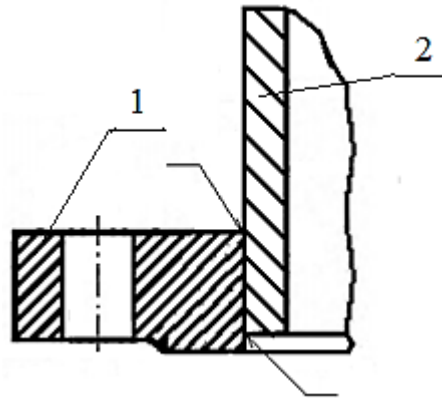


1 – фланець, 2 – обичайка

Рисунок 10.19 – Фланець на різьбі

Недоліком фланців на різьбі є імовірність корозійного пошкодження різьбового з'єднання.

3) *Плоскі приварні фланці* (рис. 10.20)



1 – фланець, 2 – обичайка

Рисунок 10.20 – Плоский приварний фланець

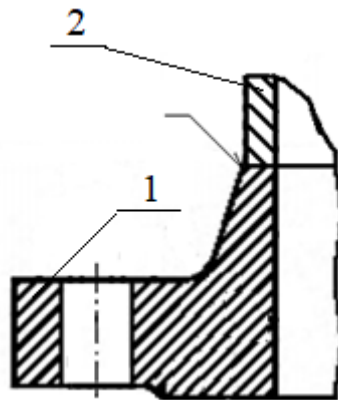
Плоскі приварні фланці застосовуються при $p < 2,5$ МПа і $t < 300^{\circ}\text{C}$.
Перевагою таких фланців є простота конструкції і виготовлення.

Недоліки плоских фланців:

не всі навантаження від фланця передаються до патрубку, жорсткість фланцевого з'єднання зменшується;

після зварювання утворюються напливи поблизу болтових отворів.

4) *Фланці сталеві з конічною втулкою, які приварені в стик* (рис. 10.21). Такі фланці застосовуються при $p < 20$ МПа і $t < 530^{\circ}\text{C}$.



1 – фланець, 2 – обичайка

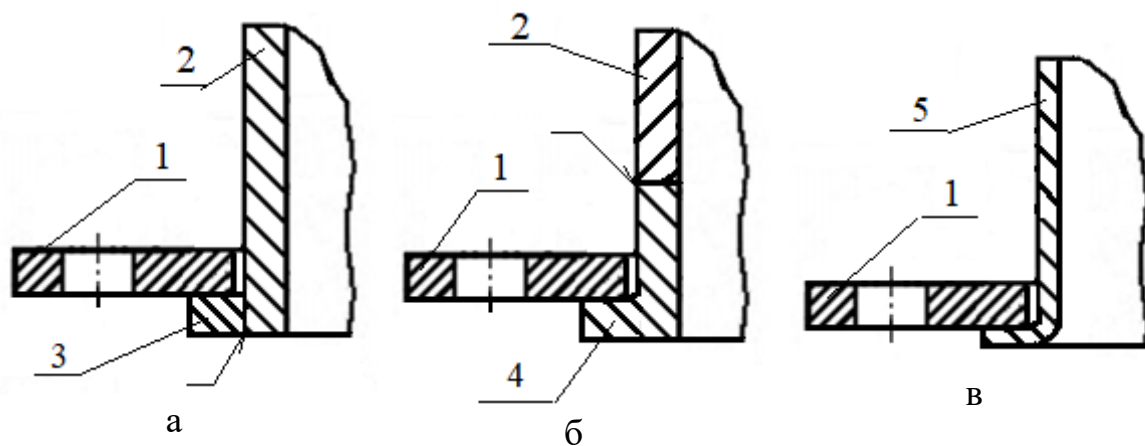
Рисунок 10.21 – Фланець з конічною втулкою, яка приварена в стик

5) *Вільні фланці* являють собою кільця, внутрішні діаметри яких перевищують зовнішні діаметри обичайок, на які їх вільно надягають. При затягуванні фланець упирається у відбортовку обичайки або у кільце, яке приварене до краю обичайки. Застосовуються в апаратах, які виготовлені із

м'яких металів (мідь, алюміній) або із крихких матеріалів (кераміка, скло) або коли необхідно заощаджувати дефіцитний конструктивний матеріал – тоді використовують дешеві сталі. Вільні фланці застосовують також у випадках, коли необхідна координація по отворам при великому перепаді температур.

На рис. 10.22 наведені приклади конструкцій вільних фланців.

При застосуванні вільних фланців корпус апарата розвантажений від дії згинаючих моментів які виникають при затягуванні фланцевого з'єднання.



1 – фланець, 2 – обичайка, 3 – кільце, 4 – бурт, 5 – труба

Рисунок 10.22 – Конструкції вільних фланців: а) вільний фланець на приварному кільці, б) вільний фланець на приварному бурті, в) вільний фланець на відбортованій трубі

Вільні фланці на приварному кільці (рис. 10.22а) застосовуються при $p < 2,5$ МПа і $t < 300^{\circ}C$. Вільні фланці на приварному бурті (рис. 10.22б) застосовуються при $p < 20$ МПа і $t < 530^{\circ}C$. Вільні фланці на відбортованій трубі (рис. 10.22в) застосовуються при $p < 0,6$ МПа.

10.4.3 З'єднувальні деталі фланців

Фланці з'єднуються болтами або шпильками, гайками і шайбами.

Болти

Болти застосовуються, якщо розрахунковий тиск $p \leq 2,5$ МПа, а розрахункова температура $t \leq 300^{\circ}C$. В інших випадках застосовуються шпильки.

Стандартні шпильки виконуються 2-х типів:

- з різьбою по всій довжині шпильки;
- з різьбовими кінцями однакової довжини і з середньою гладкою частиною.

Шпильки (або болти) і гайки належить застосовувати виготовленими із сталей різних марок. При виготовленні їх із сталей однієї марки необхідно використовувати сталі з різними механічними властивостями (з різною твердістю).

Матеріал кріпильних елементів вибирають залежно від розрахункових температур і тиску.

При необхідності частого і швидкого відкривання та закривання кришок і люків застосовують фланцеве з'єднання, що має кріплення відкидними болтами.

Для з'єднання фланців корпусів і кришок сталевих емальованих апаратів застосовують спеціальні затискачі, які виключають можливість вигину болта.

Прокладки

Герметичні з'єднання досягаються за рахунок деформації прокладки, яка стискається при затягуванні шпильок або болтів.

Вимоги до прокладки:

1. При стисненні з можливо малим тиском матеріал прокладки повинен заповнювати всі мікронерівності поверхонь, які ущільнюються.

2. Зберігати герметичність з'єднання при пружних деформаціях елементів фланцевого з'єднання, тобто матеріал прокладки повинен мати пружні властивості.

3. Зберігати герметичність з'єднання при його тривалій експлуатації в умовах високих і низьких температур та агресивних середовищ.

Розмір і матеріал прокладки вибирається згідно робочих параметрів.

За формою прокладки можуть бути плоскими, гофрованими, круглими, лінзовими, овальними, профільними та ін.

За матеріалом прокладки поділяються на неметалеві, напівметалеві і металеві.

Найпоширеніші матеріали прокладок подані у табл. 10.5.

Таблиця 10.5. Матеріали прокладок фланцевих з'єднань

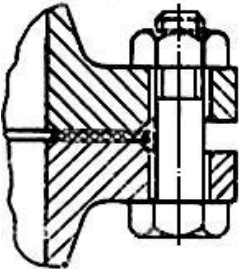
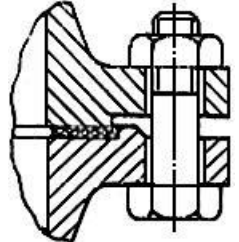
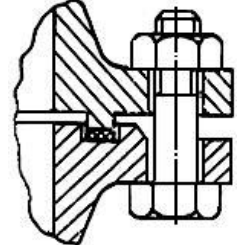
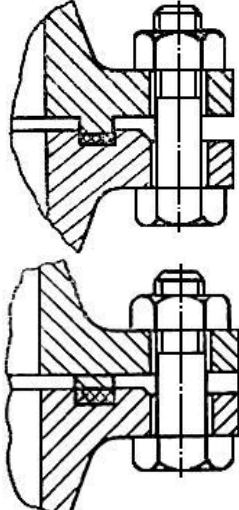
Матеріал прокладки	Діапазон застосування		Характеристика
	Розрахунковий тиск p , МПа	Розрахункова температура t , °С	
Гума	< 0,6	$-30^{\circ}\text{C} < t < 100^{\circ}\text{C}$	Матеріал не дорогий, не дефіцитний, легко оброблюється.

Продовження табл. 10.5

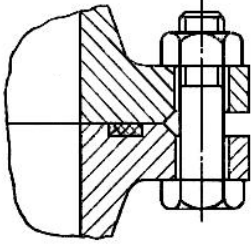
Матеріал прокладки	Діапазон застосування		Характеристика
	Розрахунковий тиск p , МПа	Розрахункова температура t , °C	
Картон паперовий	< 1,2	$-30^{\circ}\text{C} < t < 80^{\circ}\text{C}$	Використовується як сухий, так і промашений. Дешевий не дефіцитний матеріал
Азбест	< 1,6	$t < 550^{\circ}\text{C}$	Застосовується у вигляді картону або шнура. Корозійностійкий матеріал, ущільнюється невеликим тиском. Недолік: канцерогенна речовина
Пароніт	< 10	$-200^{\circ}\text{C} < t < 400^{\circ}\text{C}$	Плоский композиційний ущільнюючий матеріал, що виготовляється шляхом вулканізації і вальцювання під тиском суміші, яка складається з азбесту, каучуку і порошкоподібних наповнювачів.
Фторопласт	< 10	$-200^{\circ}\text{C} < t < 250^{\circ}\text{C}$	Використовується тільки в з'єднаннях «шип-паз». Недоліки: висока вартість, дефіцитність
Метали	< 250	$-200^{\circ}\text{C} < t < 540^{\circ}\text{C}$	Виготовляються зі сталі, алюмінію, міді, латуні, свинцю, нікелю

Виконання плоских еластичних прокладок з пароніту, гуми, картону, фторопласту-4 і композиційних матеріалів на їх основі залежно від виду ущільнювальних поверхонь повинне відповідати наведеним у табл. 10.5.

Таблиця 10.5. Виконання прокладок залежно від виду ущільнювальних поверхонь фланців [6]

Виконання прокладок	Виконання ущільнювальних поверхонь фланців	Креслення
А	1	
Б	2, 3	
В	4, 5	
Г	8, 9	

Продовження табл. 10.5.

Виконання прокладок	Виконання ущільнювальних поверхонь фланців	Креслення
Д	1, 5	

Виконання прокладки залежно від діаметру умовного проходу і умовного тиску повинне прийматися відповідно до таблиці 10.6.

Таблиця 10.6. Виконання прокладки залежно від номінального діаметру і умовного тиску

Виконання прокладок	Умовний тиск p_y , МПа	Номінальний діаметр DN
А	0,1; 0,25	10-3000
	0,63	10-2400
	1,0	10-2000
	1,6	10-1600
	2,5	10-1400
	4,0	10-1200
Б, В, Г	0,1-4,0	10-800
	6,3	10-600
	10	10-400
	16	15-300
Г	20	15-250
Д	0,1-0,63	40-800
	1,0-4,0	25-800
	6,3	25-600
	10	25-400
	16	25-300
	20	25-250

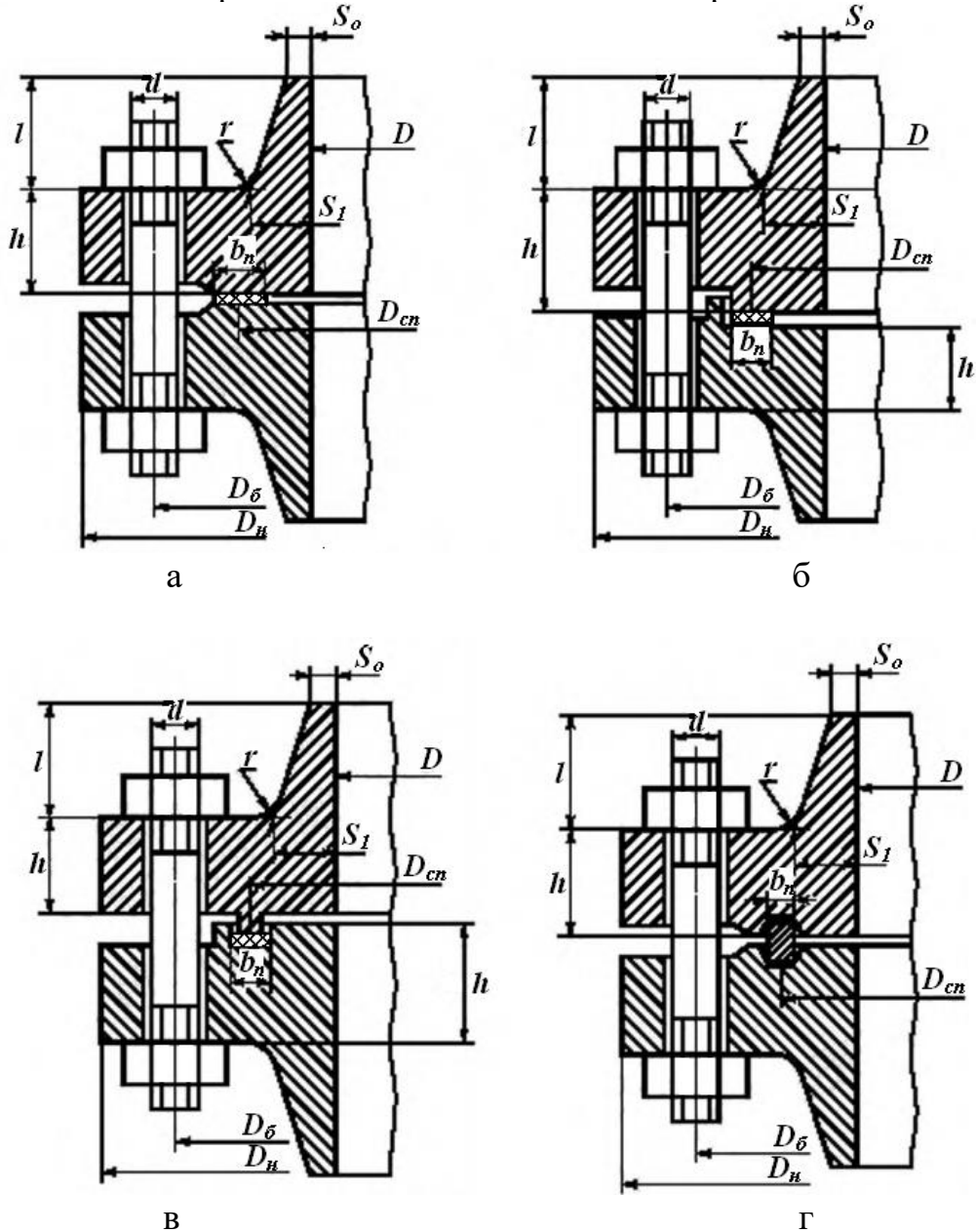
Запитання для самоконтролю до пунктів 10.4.2 і 10.4.3

1. Подати конструкції і умови застосування фланців.
2. Навести з'єднувальні деталі фланців і обґрунтувати умови їх застосування.

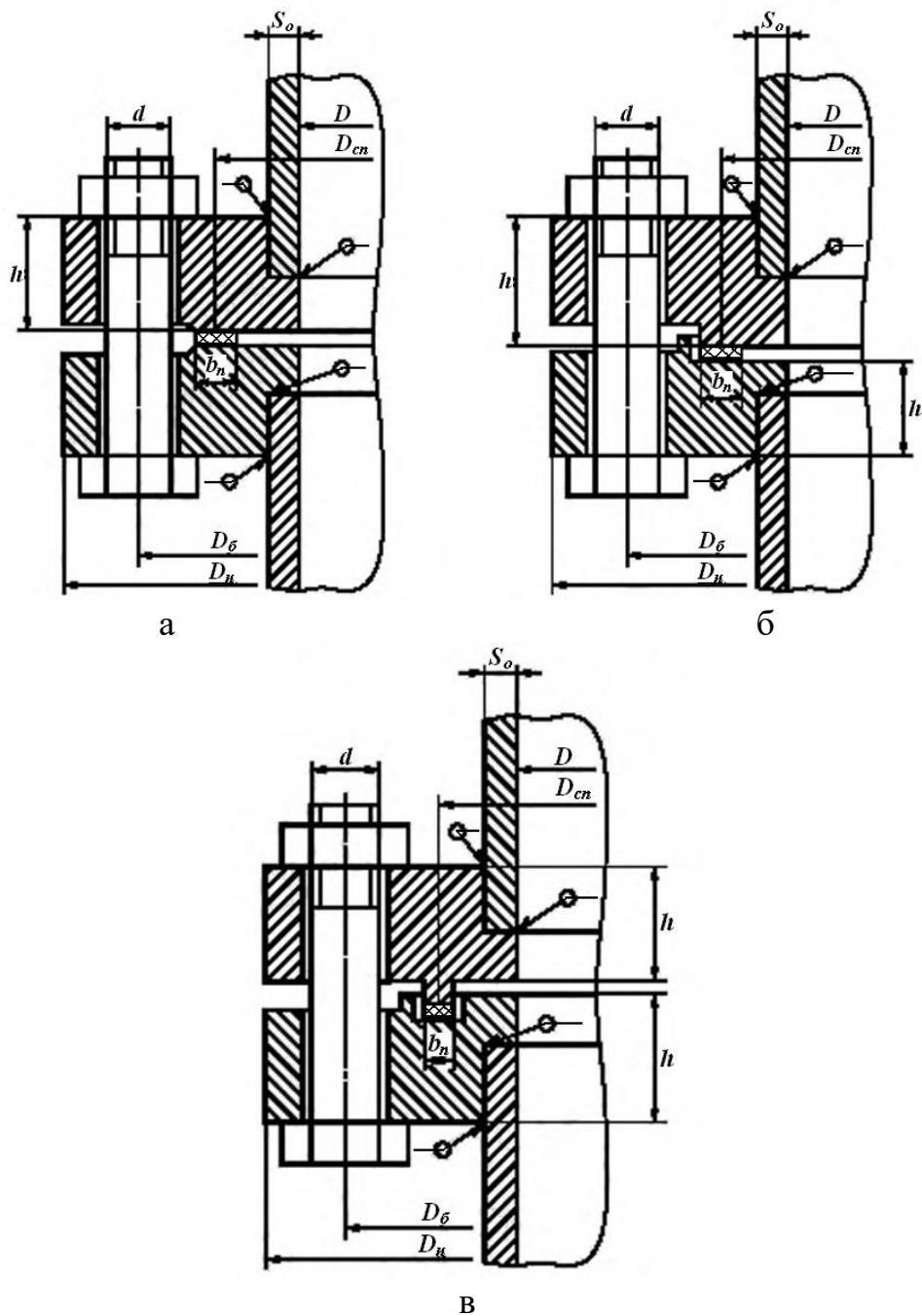
3. Навести вимоги до прокладок фланцевих з'єднань.
4. Навести матеріали прокладок фланцевих з'єднань і умови їх застосування.

10.4.4 Розрахунок на міцність і герметичність фланцевих з'єднань

Основні типи фланцевих з'єднань наведені на рис. 10.23–10.25.

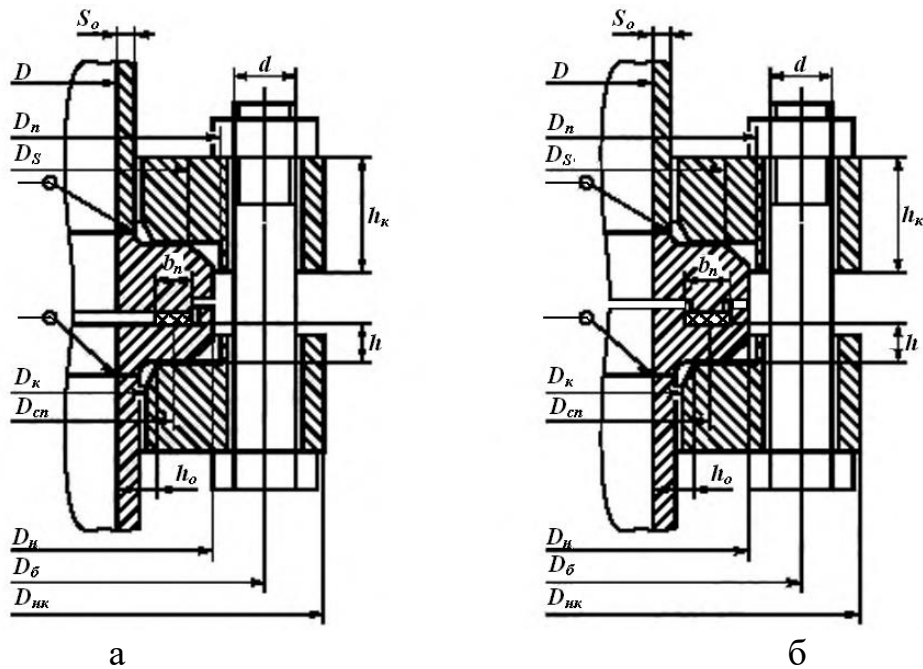


а – фланцеве з'єднання з гладкою ущільнювальною поверхнею типу з'єднувальний виступ, б – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу виступ-западина, в – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу шип-паз, г – фланцеве з'єднання з канавкою під восьмигранну або овальну прокладку
Рисунок 10.23 – Фланцеві з'єднання з фланцями, які приварені в стик



а – фланцеве з'єднання з гладкою ущільнювальною поверхнею типу з'єднувальний виступ, б – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу виступ-западина, в – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу шип-паз

Рисунок 10.24 – Фланцеві з'єднання з плоскими фланцями



а – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу виступ-западина, б – фланцеве з'єднання з ущільнювальною поверхнею типу шип-паз

Рисунок 10.25 – Фланцеві з'єднання з вільними кільцями

Наведена методика розрахунку відповідає ГОСТ 34233.4 [14]. Розрахунок дійсний для фланцевих з'єднань посудин, апаратів і трубопроводів з вуглецевих і легованих сталей, кольорових металів (алюмінію, міді, титану і їх сплавів), які застосовуються в хімічній, нафтохімічній, нафтопереробній і інших галузях промисловості, працюючих під внутрішнім надмірним тиском або вакуумом, під дією осьових сил і згинаючих моментів в умовах одноразових і багаторазових навантажень.

Ухил втулки фланця, який приварений в стик, не повинен перевищувати 1:1 (1,0):

$$\frac{S_1 - S_0}{l_k} \leq 1,0,$$

де S_0 – найменша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;
 S_1 – найбільша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;
 l_k – довжина конічної втулки фланця, який приварений в стик, м.

Якщо ухил втулки фланця, який приварений в стик, перевищує 1:3 (0,33), тоді втулка фланця в місці приварки повинна мати циліндричну частину товщиною S_0 . При цьому рекомендується, щоб довжина циліндричної частини втулки була не менше $1,5S_0$.

Розрахункові температури елементів фланцевого з'єднання визначають за результатами теплотехнічних розрахунків або випробувань відповідно до ГОСТ 34233.1 [9]. При відсутності точних даних допускається розрахункові температури елементів фланцевого з'єднання визначати за таблицями 10.7, 10.8.

Таблиця 10.7. Розрахункові температури елементів сталевих фланцевих з'єднань [14]

Тип фланцевого з'єднання	Ізольовані фланці			Неізольовані фланці		
	t_{ϕ}	t_{κ}	t_{δ}	t_{ϕ}	t_{κ}	t_{δ}
Плоскі, приварні в стик	t	–	$0,97t$	$0,96t$	–	$0,95t$
З вільними кільцями	t	$0,97t$	$0,90t$	$0,96t$	$0,90t$	$0,81t$

В таблиці 10.7: t_{δ} – розрахункова температура болтів, °С; t_{κ} – розрахункова температура кільця, °С; t_{ϕ} – розрахункова температура фланця, °С.

Таблиця 10.8. Розрахункові температури елементів алюмінієвих фланцевих з'єднань [14]

Тип фланцевого з'єднання	Ізольовані фланці			Неізольовані фланці		
	t_{ϕ}	t_{κ}	t_{δ}	t_{ϕ}	t_{κ}	t_{δ}
Плоскі, приварні в стик	t	–	$0,95t$	$0,92t$	–	$0,84t$
З вільними кільцями	t	$0,95t$	$0,90t$	$0,92t$	$0,87t$	$0,75t$

Забезпечення герметичності фланцевого з'єднання

Ефективна ширина прокладки:

При ширині прокладки $b_{\Pi} \leq 15$ мм ефективна ширина прокладки $b_0 = b_{\Pi}$.

Якщо ширина прокладки $b_{\Pi} > 15$ мм, тоді ефективна ширина прокладки $b_0 = 3,8\sqrt{b_{\Pi}}$.

Для прокладок овального або восьмигранного перерізу: $b_0 = 0,25b_{\Pi}$.

Зусилля, яке необхідне для деформування прокладки при затягуванні фланця:

$$P_{обт} = 0,5\pi D_{сн} b_o q_{обт},$$

де $D_{сн}$ – середній діаметр прокладки, м; $q_{обт}$ – питомий тиск обтиснення прокладки, МПа (визначається за табл. 10.9).

Таблиця 10.9. Характеристики основних типів прокладок [14]

Тип і матеріал прокладки	Коефіцієнт прокладки m	Питомий тиск обтиснення прокладки $q_{обт}$, МПа.	Допустимий питомий тиск $[q]$, МПа	Коефіцієнт обтиснення $K_{обж}$	Умовний модуль стиснення прокладки $E_p \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоска неметалева прокладка із: гуми з твердістю по Шору А до 65 одиниць	0,5	2,0	18,0	0,04	$0,3 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
гуми з твердістю по Шору А більш 65 одиниць	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \left(1 + \frac{b_n}{2h_n}\right)$
пароніту при товщині не більш 2...3 мм	2,5	20,0 ¹⁾	130,0	0,90	0,02
картону азбестового при товщині 1...3 мм	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
фторопласту 4 при товщині 1...3 мм	2,5	10,0	40,0	1,00	0,02
терморасширеного графітового матеріалу (типу "Графлекс") з обтюратором	2,0	4,0 ²⁾	200,0	1,00	0,02
терморасширеного графітового матеріалу (типу "Графлекс") без обтюратора	2,5	4,0 ²⁾	120,0, якщо $h_t = 2$ мм; 100,0, якщо $h_t = 3$ мм	1,00	0,02
Плоска металева прокладка із: алюмінію марки АД	4,0	60,0			
латуні марки Л63	4,75	90,0			
сталі марки 05кп	5,5	125,0			

Продовження табл. 10.9

Тип і матеріал прокладки	Коефіцієнт прокладки m	Питомий тиск обтиснення прокладки $q_{обт}$, МПа.	Допустимий питомий тиск $[q]$, МПа	Коефіцієнт обтиснення $K_{обж}$	Умовний модуль стиснення прокладки $E_{п} \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоска прокладка з азбесту за ГОСТ 2850 у оболонці з :					
алюмінію	3,25	38,0	–	–	–
міді і латуні	3,5	46,0	–	–	–
сталі марки 05кп	3,75	53,0	–	–	–
сталі марки 12Х18Н10Т	3,75	63,0	–	–	–
Плоска спіральна-навіта прокладка із стрічкою з:					
неіржавіючій сталі	3,0	69,0	–	–	–
вуглецевої сталі	2,5	69,0	–	–	–
Кільце з овальним або восьмигранним перерізом із:					
сталі марки 05кп за ГОСТ 9045 або 08Х13 за ГОСТ 5632	5,5	125,0	–	–	–
сталі марки 08Х18Н10Т	6,5	180,0	–	–	–
¹)Для середовищ з високою проникаючою здатністю (водню, гелію, легких нафтопродуктів, зріджених газів і т. ін.) $q_{обт} = 35,0$ МПа. ²)Для прокладок ТРГ величина питомого тиску обтиснення прокладки $q_{обт}$ дійсна лише за відсутності консистентних мастил на привальних поверхнях фланців					

Зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання, МН:

$$R_n = \pi D_{cn} b_o m |p|,$$

де m – коефіцієнт прокладки, що визначається за табл. 10.9.

Зусилля в болтах (шпильках) фланцевого з'єднання при затягуванні і в робочих умовах

Сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра:

$$A_6 = n f_6,$$

де n – кількість болтів (шпильок), f_{δ} – площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, m^2 .

Площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення і мінімальні площі поперечних перерізів шпильок з проточкою f_{δ} наведені у таблиці 10.10. Всі значення в таблиці приведені для різьблення з крупним кроком.

Таблиця 10.10. Площа поперечного перерізу болта (шпильки)

Діаметр болта (шпильки), мм	M10	M12	M16	M20	M22	M24	M27	M30
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) без проточки $f_{\delta} 10^6, m^2$	52,2	76,2	144,0	225,0	281,5	324,0	430,0	520,0
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) з проточкою $f_{\delta} 10^6, m^2$	47,8	70,9	133,0	201,0	254,5	314,0	380,0	452,0
Діаметр болта (шпильки), мм	M36	M42	M48	M52	M56	M60	M64	M68
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) без проточки $f_{\delta} 10^6, m^2$	760,0	1045,0	1376,0	1652,0	1905,0	2227,0	2520,0	2888,0
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) з проточкою $f_{\delta} 10^6, m^2$	707,0	962,0	1257,0	1521,0	1810,0	2124,0	2290,0	2463,0

Рівнодіюче навантаження від тиску:

$$Q_d = \frac{\pi D_{cn}^2}{4} p.$$

Приведене навантаження, яке виникає від дії зовнішньої сили F і згинаючого моменту M :

$$Q_{FM} = F \pm \frac{4M}{D_{cn}}.$$

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій для фланців, які приварені в стик і для плоских фланців:

$$Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш 1} h_{ш}) (t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш 2} h_{ш}) (t_{\phi 2} - 20) - \right. \\ \left. - \alpha_{\delta} (h_1 + h_2) (t_{\delta} - 20) \right],$$

де γ – жорсткість фланцевого з’єднання, Н/м; α_b – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта (шпильки), $1/^\circ\text{C}$; $\alpha_{\phi 1}$, $\alpha_{\phi 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця, $1/^\circ\text{C}$; $\alpha_{ш}$, $\alpha_{ш 1}$, $\alpha_{ш 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби, $1/^\circ\text{C}$; h , h_1 , h_2 – товщина тарілки фланця, м; $h_{ш}$ – товщина шайби, м; $t_{\phi 1}$, $t_{\phi 2}$ – розрахункова температура фланця, $^\circ\text{C}$; t_b – розрахункова температура болта (шпильки), $^\circ\text{C}$.

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій в з’єднаннях з вільними фланцями:

$$Q_t = \gamma \left[\begin{aligned} &(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш 1} h_{ш})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш 2} h_{ш})(t_{\phi 2} - 20) + \\ &+ 2\alpha_k h_k (t_k - 20) - \alpha_b (h_1 + h_2 + 2h_k)(t_b - 20) \end{aligned} \right],$$

де α_k – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця вільного фланцю, $1/^\circ\text{C}$; h_k – товщина кільця вільного фланцю, м; t_k – розрахункова температура кільця вільного фланцю, $^\circ\text{C}$.

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій в з’єднанні з кришкою:

$$Q_t = \gamma \left[\begin{aligned} &(\alpha_{\phi} h + \alpha_{ш 1} h_{ш})(t_{\phi} - 20) + (\alpha_{кр} h_{кр} + \alpha_{ш 2} h_{ш})(t_{кр} - 20) - \\ &- \alpha_b (h + h_{кр})(t_b - 20) \end{aligned} \right],$$

де $\alpha_{кр}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кришки, $1/^\circ\text{C}$; α_{ϕ} – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця, $1/^\circ\text{C}$; h – товщина тарілки фланця, м; $h_{кр}$ – товщина кришки, м; $t_{кр}$ – розрахункова температура кришки, $^\circ\text{C}$; t_{ϕ} – розрахункова температура фланця, $^\circ\text{C}$.

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій у випадку, якщо між фланцями затиснута трубна решітка або інша закладена деталь:

$$Q_t = \gamma \left[\begin{aligned} &(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш 1} h_{ш})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш 2} h_{ш})(t_{\phi 2} - 20) + \\ &+ \alpha_p h_p (t_p - 20) - \alpha_b (h_1 + h_2 + h_p)(t_b - 20) \end{aligned} \right],$$

де α_p – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, $1/^\circ\text{C}$; h_p – товщина трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, м; t_p – розрахункова температура трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями, $^\circ\text{C}$.

Плече дії сил у болтах (шпильках) для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців:

$$b = 0,5(D_b - D_{сп}).$$

Плечі дії сил у болтах (шпильках) для фланців з вільними кільцями:

$$a = 0,5(D_b - D_s),$$

$$b = 0,5(D_E - D_{\text{сп}}),$$

де D_s – зовнішній діаметр контакту бурту і кільця вільного фланця, м.

Плече зусилля від дії тиску на фланець для всіх типів фланців:

$$e = 0,5(D_{\text{сп}} - D - S_E),$$

де S_E – еквівалентна товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м.

Еквівалентна товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик:

$$S_E = \zeta S_0,$$

де ζ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця.

Коефіцієнт ζ , який залежить від співвідношення розмірів конічної втулки фланця β і x , визначається за графіком (рис. 10.26) або розраховується за формулою:

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}},$$

де x – відносна довжина втулки фланця; β – відношення товщини втулки в перерізі S_1 до товщини в перерізі S_0 .

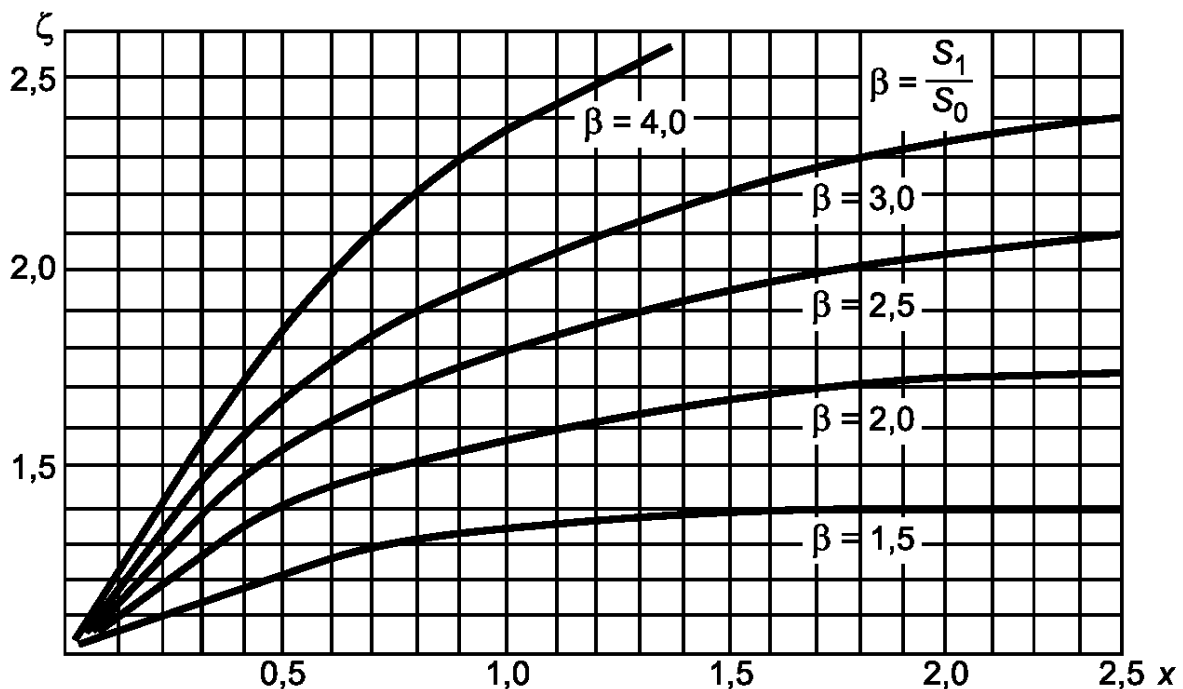


Рисунок 10.26 – Графік для знаходження коефіцієнта ζ

β і x розраховуються за формулами:

$$\beta = \frac{S_1}{S_0},$$

$$x = \frac{1}{\sqrt{DS_0}}.$$

Еквівалентна товщина плоских фланців і фланців з вільними кільцями:

$$S_E = S_0.$$

Жорсткість фланцевого з'єднання для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \frac{E_{\text{б}}^{20}}{E_{\text{б}}} + \left(y_{\text{ф1}} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\text{ф2}} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2},$$

де $y_{\text{п}}$ – податливість прокладки, м/Н; $y_{\text{б}}$ – податливість болтів (шпильок), м/Н; $y_{\text{ф1}}, y_{\text{ф2}}$ – кутова податливість фланців при затягуванні, 1/(Н·м); $E_{\text{б}}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури, МПа; $E_{\text{б}}^{20}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) при 20° С, МПа; E_1, E_2 – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця за розрахункової температури, МПа; E_1^{20}, E_2^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при 20° С, МПа.

Жорсткість фланцевого з'єднання для фланців з вільними кільцями:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \frac{E_{\text{б}}^{20}}{E_{\text{б}}} + 2y_{\text{к}} \frac{E_{\text{к}}^{20}}{E_{\text{к}}} a^2 + \left(y_{\text{ф1}} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\text{ф2}} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2},$$

де $y_{\text{к}}$ – кутова податливість вільного кільця при затягуванні, 1/(Н·м); $E_{\text{к}}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця за розрахункової температури, МПа; $E_{\text{к}}^{20}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця при 20° С, МПа.

Жорсткість фланцевого з'єднання для фланця з кришкою:

$$\gamma = \frac{1}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} \frac{E_{\text{б}}^{20}}{E_{\text{б}}} + \left(y_{\text{ф}} \frac{E^{20}}{E} + y_{\text{кр}} \frac{E_{\text{кр}}^{20}}{E_{\text{кр}}} \right) b^2},$$

де $y_{\text{кр}}$ – кутова податливість плоскої кришки або кутова податливість фланцю з сферичною невідбортованою кришкою, 1/(Н·м); E – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланцю за розрахункової температури, МПа; E^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланцю при 20° С, МПа.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α , яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьювою силою, для фланців з конічною втулкою приварених в стик або плоских фланців з плоскою прокладкою:

$$\alpha = 1 - \frac{y_{\Pi} - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_{\Pi} + y_{\phi} + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2}.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α , яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьювою силою, для з'єднання фланця з плоскою прокладкою з кришкою:

$$\alpha = 1 - \frac{y_{\Pi} - (y_{\phi} e + y_{\text{кр}} b) b}{y_{\Pi} + y_{\phi} + (y_{\phi} + y_{\text{кр}}) b^2}.$$

Для фланців з овальними і восьмигранними прокладками і для вільних фланців коефіцієнти жорсткості фланцевого з'єднання приймають рівними 1.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α_M , яке навантажене зовнішнім згинаючим моментом для приварних в стик і плоских фланців:

$$\alpha_M = \frac{y_{\phi} + 2y_{\phi.н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\phi} + y_{\Pi} \left(\frac{D_{\phi}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2y_{\phi.н} b^2}.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α_M , яке навантажене зовнішнім згинаючим моментом для фланців з вільними кільцями:

$$\alpha_M = \frac{y_{\phi} + 2y_{\phi.c} a^2 + 2y_{\phi.н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\phi} + y_{\Pi} \left(\frac{D_{\phi}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2y_{\phi.c} a^2 + 2y_{\phi.н} b^2}.$$

Податливість прокладки:

$$y_{\Pi} = \frac{h_{\Pi} K_{\text{обж}}}{\pi E_{\Pi} D_{\text{сп}} b_{\Pi}},$$

де $K_{\text{обж}}$ – коефіцієнт обтиснення прокладки; E_n – умовний модуль стиснення прокладки, МПа; h_n – товщина прокладки, м.

Для металевих і азбометалевих прокладок $y_i = 0$.

Податливість болтів (шпильок):

$$y_{\phi} = \frac{L_{\phi}}{E_{\phi}^{20} f_{\phi} n},$$

де L_{ϕ} – ефективна довжина болта (шпильки), м.

$$L_{\phi} = L_{\phi 0} + 0,28d - \text{для болта};$$

$$L_{\phi} = L_{\phi 0} + 0,56d - \text{для шпильки},$$

де $L_{\phi 0}$ – відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок, м.

Кутова податливість фланця при зтяжці:

$$y_{\phi} = \frac{0,91\beta_V}{E_{20}\lambda S_0^2 l_0},$$

де β_V – розрахунковий коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця, E_{20} – модуль пружності в умовах розтягу при 20° С, МПа; λ – коефіцієнт; S_0 – товщина втулки фланця, яка приварена в стик, в місці приварки до обичайки (труби), товщина обичайки (труби) плоского фланця або бурта вільного фланця, м; $l_0 = \sqrt{DS_0}$ – параметр довжини втулки, м.

Графік для визначення коефіцієнта β_V для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з конічною втулкою подано на рис. 10.27.

Для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_V = 0,55$.

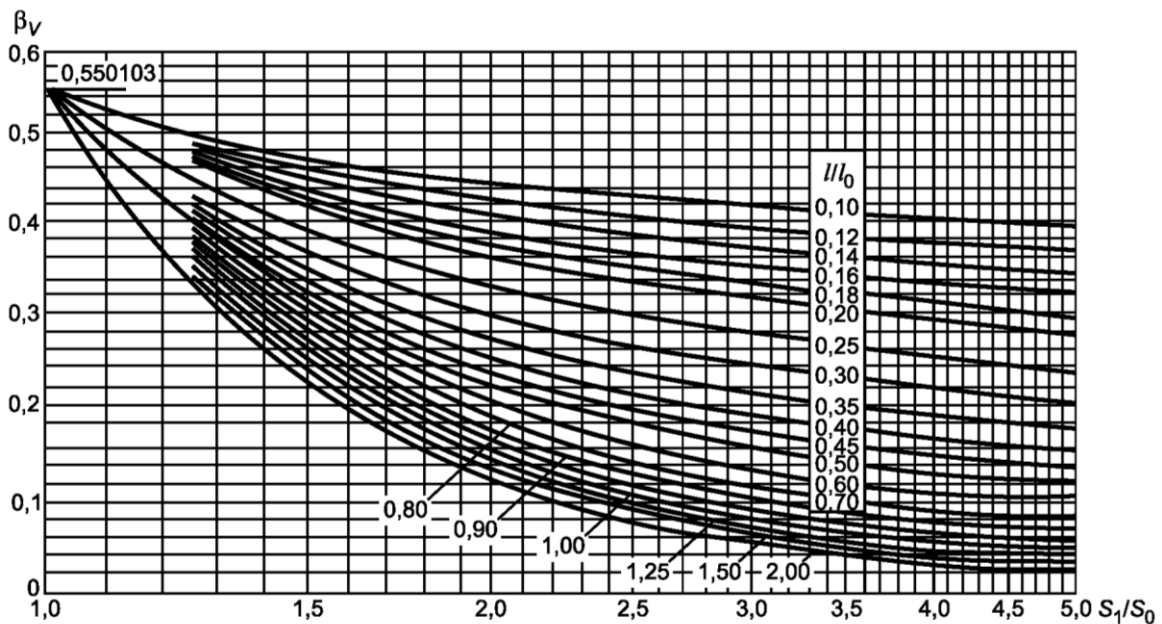


Рисунок 10.27 – Графік для визначення коефіцієнта β_V для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з конічною втулкою

Коефіцієнт λ визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_U l_0 S_0^2},$$

де β_T , β_U – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця; β_F – розрахунковий коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця.

Розрахункові коефіцієнти β_T , β_U , які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця $K = \frac{D_3}{D}$, визначаються за графіком (рис. 10.28) або розраховуються за формулами:

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)},$$

$$\beta_U = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)}.$$

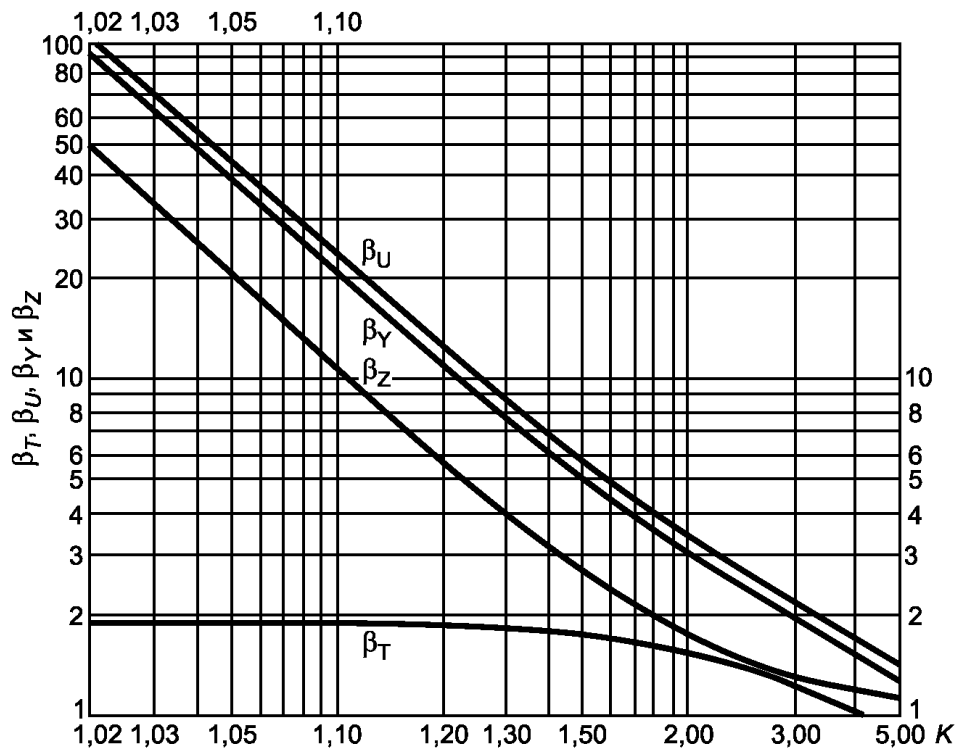


Рисунок 10.28 – Графік для визначення коефіцієнтів β_T , β_U , β_Y , β_Z (K – відношення зовнішнього діаметра тарілки фланця до внутрішнього діаметра)

Графік для визначення коефіцієнта β_F для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з конічною втулкою подано на рис. 10.29.

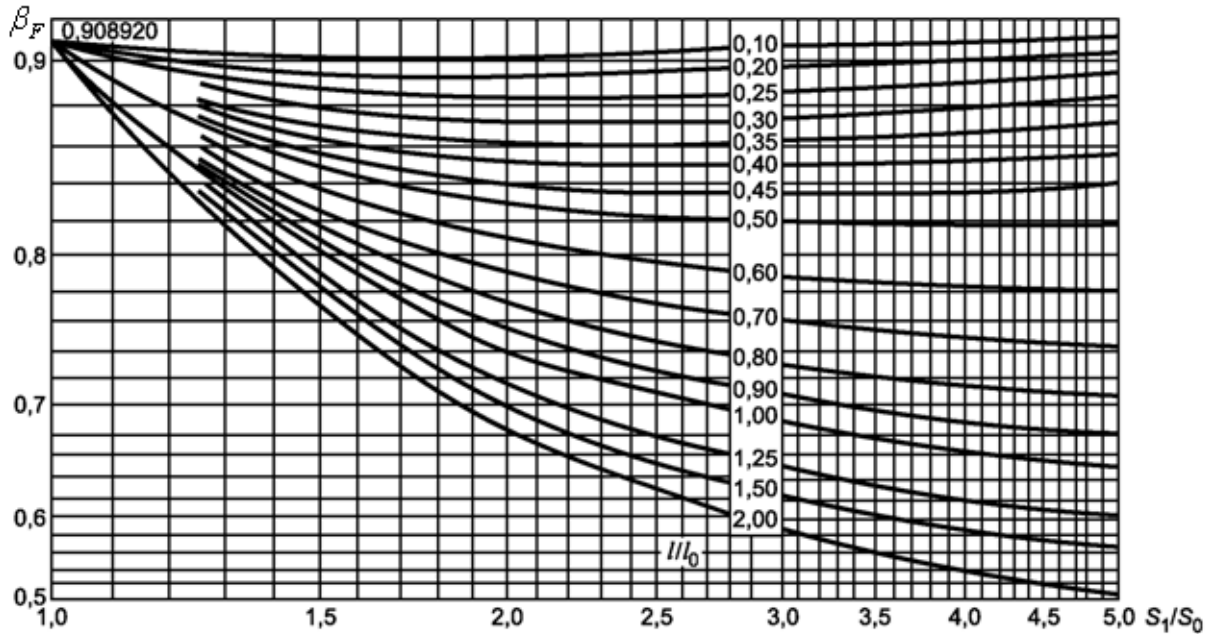


Рисунок 10.29 – Графік для визначення коефіцієнта β_F для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з конічною втулкою

Для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_F = 0,91$.

Кутова податливість кільця вільного фланця при зтяжці:

$$y_k = \frac{1}{E_k^{20} h_k^3 \psi_k},$$

де E_k^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця при 20°C , МПа; $\psi_k = 1,28 \lg \frac{D_{н.к}}{D_k}$ – коефіцієнт; $D_{н.к}$ – зовнішній діаметр кільця вільного фланця, м; D_k – внутрішній діаметр кільця вільного фланця, м.

Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для приварних встик фланців і плоских фланців:

$$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_n h^3},$$

де D_n – зовнішній діаметр фланця, м.

Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для бурту вільного фланця:

$$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_{20} D_n h^3}.$$

Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для кільця вільного фланця:

$$y_{ф.с} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_K^{20} D_{н.к} h_K^3}$$

Кутова податливість фланця зі сферичною кришкою, яка не відбортована:

$$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1,285\lambda_1)](D_H + D)}{E_{20} h^3} \left(\frac{D_H + D}{D_H - D}\right),$$

де $\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0}\right)^2 \lg \frac{D_H}{D}}$; $\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}}$; R_c – радіус кривизни сферичної частини кришки, що не відбортована, м.

Кутова податливість плоскої кришки:

$$y_{кр} = \frac{x_{кр}}{E_{кр}^{20} \delta_{кр}^3},$$

де $E_{кр}^{20}$ – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу кришки при 20° С, МПа; $\delta_{кр}$ – товщина фланцевої частини кришки в зоні ущільнення, м; $x_{кр} = \frac{0,67[k_{кр}^2(1+8,55 \lg k_{кр})-1]}{(k_{кр}-1)[k_{кр}^2-1+(1,857k_{кр}^2+1)\frac{h_{кр}^3}{d_{кр}^3}]}$; $k_{кр} = \frac{D_H}{D_{сп}}$;

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні фланцевого з'єднання:

$$P_6^M = \max\{P_{61}; P_{62}\},$$

де P_{61} – розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання, МН; P_{62} – розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок), МН.

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання:

$$P_{61} = \max \left\{ \begin{array}{l} \alpha(Q_D + F) + R_{п} + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{сп}} \\ \alpha(Q_D + F) + R_{п} + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{сп}} - Q_t \end{array} \right\},$$

де Q_t – навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій, Н.

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок):

$$P_{62} = \max\{P_{обт}; 0,4A_6[\sigma]_H^6\},$$

де $P_{обт}$ – зусилля, яке необхідне для зм’якшення прокладки при затягуванні, МН; $[\sigma]_н^б$ – номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах, МПа.

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з’єднань у робочих умовах:

$$P_б^p = P_б^M + (1 - \alpha)(Q_D + F) + Q_t + \frac{4(1 - \alpha_M)|M|}{D_{сп}}$$

Перевірка міцності болтів (шпильок) і прокладки

Розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з’єднань при затягуванні:

$$\sigma_{б1} = \frac{P_б^M}{A_б}$$

Розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з’єднань в робочих умовах:

$$\sigma_{б2} = \frac{P_б^p}{A_б}$$

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з’єднань при затягуванні:

$$\sigma_{б1} \leq [\sigma]_M^б,$$

де $[\sigma]_M^б$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні, МПа.

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з’єднань в робочих умовах:

$$\sigma_{б2} \leq [\sigma]_p^б,$$

де $[\sigma]_p^б$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях, МПа.

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні і випробуванні:

$$[\sigma]_н^б20 = \frac{\sigma_T^{20}}{n_T},$$

де σ_T^{20} – границя плинності при залишковому подовженні 0,2 % матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа; n_T – коефіцієнт запасу міцності за границею плинності.

$n_T = 2,6 \dots 2,8$ для вуглецевих сталей, у яких $\sigma_T^{20} / \sigma_б^{20} \geq 0,7$ ($\sigma_б^{20}$ – границя міцності матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа).

$n_T = 2,3$ для вуглецевих сталей, у яких $\sigma_T^{20} / \sigma_б^{20} < 0,7$.

$n_T = 1,9$ для аустенітних сталей.

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах (але не більше номінального допустимого напруження при

затягуванні), якщо розрахункова температура болтів (шпильок) з вуглецевих сталей не перевищує 380° С, низьколегованих сталей – 420° С, аустенітних сталей – 525° С:

$$[\sigma]_H^{\delta} = \frac{\sigma_T}{n_T},$$

де σ_T – границя плинності при залишковому подовженні 0,2 % матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа.

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах (але не більше номінального допустимого напруження при затягуванні), якщо розрахункова температура болтів (шпильок) з вуглецевих сталей перевищує 380° С, низьколегованих сталей – 420° С, аустенітних сталей – 525° С:

$$[\sigma]_H^{\delta} = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \frac{\sigma_{D \cdot 10^5}}{n_D}; \frac{\sigma_{1\% \cdot 10^5}}{n_n} \right\},$$

де $\sigma_{D \cdot 10^5}$ – середнє значення границі тривалої міцності матеріалу болтів (шпильок) за 10⁵ годин за розрахункової температури, МПа; $\sigma_{1\% \cdot 10^5}$ – середня 1 % границя повзучості матеріалу болтів (шпильок) за 10⁵ годин за розрахункової температури, МПа; $n_D = 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності за границею тривалої міцності; $n_n = 1,1$ – коефіцієнт запасу міцності за границею повзучості.

Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок) наведені у Додатку Е.

Допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні:

$$[\sigma]_M^{\delta} = \xi K_{y,p} K_{y,z} K_{y,m} [\sigma]_H^{\delta},$$

де $\xi = 1,2$ – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при затягуванні; $K_{y,p}$ – коефіцієнт умов роботи; $K_{y,z}$ – коефіцієнт умов затягування; $K_{y,m}$ – коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій.

Коефіцієнт умов роботи $K_{y,p} = 1,0$ для робочих умов і $K_{y,p} = 1,35$ для умов випробувань.

Коефіцієнт умов затягування $K_{y,z} = 1,0$ для звичайного затягування, яке не контролюється; $K_{y,z} = 1,1$ при затягуванні з контролем по крутному моменту; $K_{y,z} = 1,3$ при затягуванні за допомогою одночасного витягу шпильок, який контролюється.

Крутний момент $M_{кр}$ при затягуванні для болтів (шпильок) без мастила залежно від розрахункового напруження $\sigma_{\delta 1}$ в болті (шпильці) визначають за графіком (рис. 10.30). При застосуванні болтів (шпильок) з мастилом значення $M_{кр}$ зменшується на 25 %.

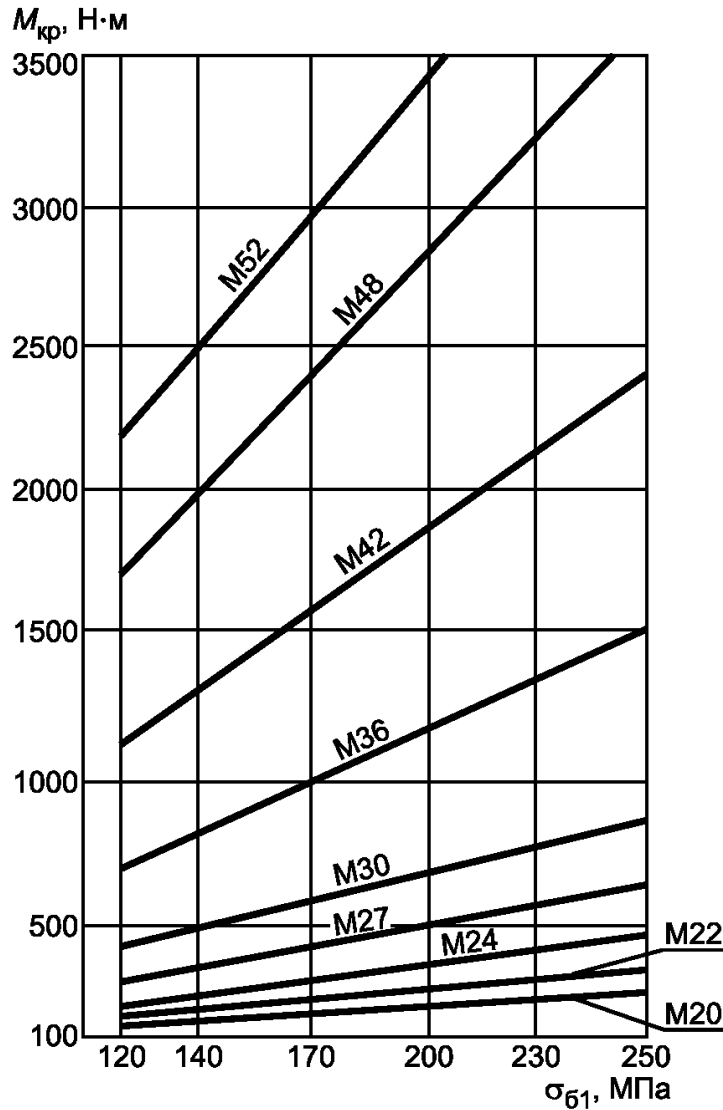


Рисунок 10.30 – Графік для визначення крутного моменту при затягуванні болтів (шпильок)

Якщо $\sigma_{б1} < 120$ МПа, тоді крутний момент розраховують за формулою:

$$M_{кр} = 0,3 \frac{P_{\sigma}^M d}{n},$$

де d – зовнішній діаметр болта (шпильки), м.

Коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій $K_{y.m} = 1$, якщо навантаження від температурних деформацій не враховується; $K_{y.m} = 1,3$ при розрахунку фланців з урахуванням навантаження від температурних деформацій.

Допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях:

$$[\sigma]_p^{\sigma} = K_{y.p} K_{y.z} K_{y.m} [\sigma]_H^{\sigma}.$$

Розрахунковий питомий тиск:

$$q = \frac{\max\{P_6^M; P_6^P\}}{\pi D_{сп} b_n}$$

Умова міцності для м'яких прокладок:

$$q \leq [q],$$

Допустимий питомий тиск $[q]$ визначають за табл. 10.9.

Розрахунок фланців на статичну міцність

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при затягуванні при застосуванні приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця:

$$M^M = C_F P_6^M b,$$

де C_F – коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками).

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця при затягуванні:

$$M_K^M = C_F P_6^M a.$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах при застосуванні приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця:

$$M^P = C_F \max\{[P_6^P b + (Q_D + Q_{FM})e]; |Q_D + Q_{FM}|e\}.$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця в робочих умовах:

$$M_K^P = C_F P_6^P e.$$

Коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками) визначається за формулою:

$$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_6}{n_6}}{2d + \frac{6h}{m+0,5}}} \right\}.$$

Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 при затягуванні (рис. 10.23):

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda (S_1 - C)^2 D^*},$$

де D^* – зведений діаметр фланця, м.

Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 при затягуванні (рис. 10.23):

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M,$$

де f – коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного встик фланця.

Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного встик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця при затягуванні:

$$\sigma_0^M = \sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_0 - C)^2 D^*}.$$

Коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного встик фланця визначається за графіком (рис. 10.31).

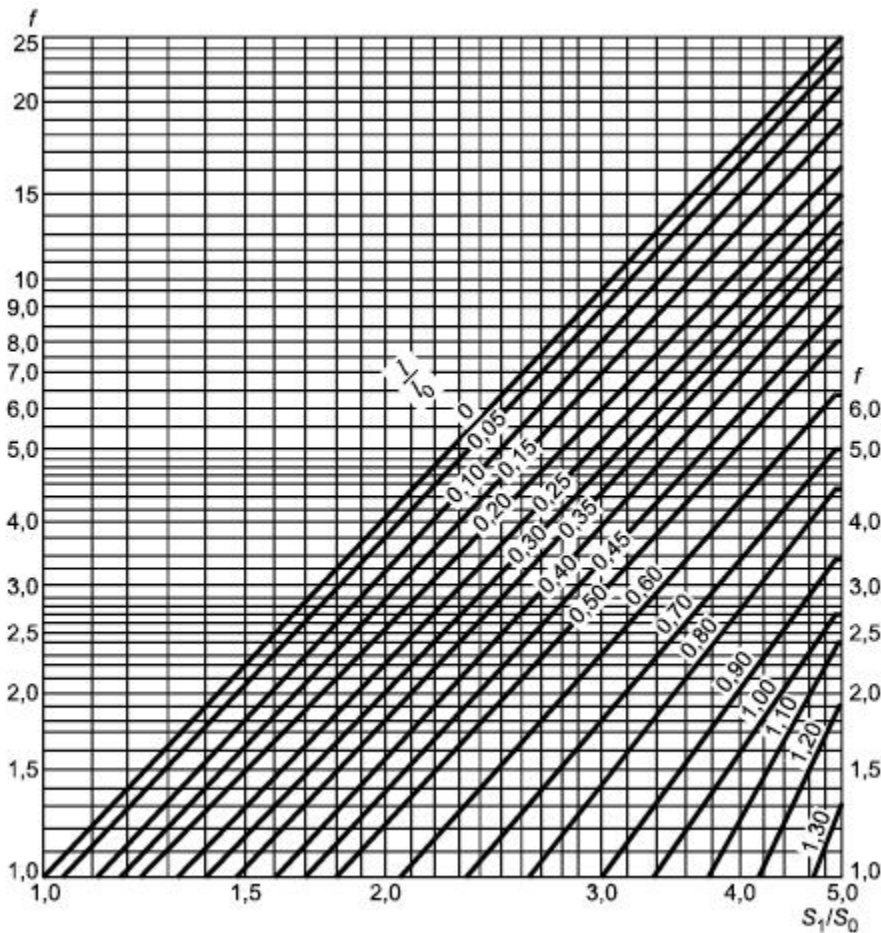


Рисунок 10.31 – Графік для визначення коефіцієнта f

Зведений діаметр приварного встик фланця з конічною або прямою втулкою D^* :

$$\begin{aligned} D^* &= D, \text{ якщо } D \geq 20S_1; \\ D^* &= D + S_0, \text{ якщо } D < 20S_1 \text{ і } f > 1; \\ D^* &= D + S_1, \text{ якщо } D < 20S_1 \text{ і } f = 1. \end{aligned}$$

Зведений діаметр плоского фланця $D^* = D$.

Радіальне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування:

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)M^M}{\lambda h^2 l_0 D}$$

Окружне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування:

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M,$$

де β_Y, β_Z – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця.

Коефіцієнти β_Y, β_Z визначаються за графіком (рис. 10.28) або розраховуються за формулами:

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right),$$

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}.$$

Окружне напруження в кільці вільного фланця в умовах затягування:

$$\sigma_K^M = \frac{\beta_Y M_K^M}{h_K^2 D_K}.$$

Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 (рис. 10.23) в робочих умовах:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - C)^2 D^*}.$$

Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 (рис. 10.23) в робочих умовах:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P.$$

Меридіональне згинаюче напруження для приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_0 - C)^2 D^*}.$$

Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_l (рис. 10.23) в робочих умовах:

$$\sigma_{1MM}^P = \frac{0,785 D^2 p + F \pm \frac{4|M|}{D + S_1}}{\pi (D + S_1) (S_1 - C)}.$$

Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 (рис. 10.23), приварного в стик фланця з прямою

втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_{0MM}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4|M|}{D + S_0}}{\pi(D + S_0)(S_0 - C)}.$$

Окружне мембранне напруження від дії тиску у втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 , в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_{0Mo}^P = \frac{pD}{2(S_0 - C)}.$$

Радіальне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^P.$$

Окружне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P.$$

Окружне напруження у кільці вільного фланця в робочих умовах:

$$\sigma_K^P = \frac{\beta_Y M_K^P}{h_K^2 D_K}.$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з конічною втулкою в перерізі S_1 (рис. 10.23) при затягуванні:

$$\max \left\{ \left| \sigma_1^M + \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_1^M + \sigma_T^M \right| \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_M,$$

де K_S – коефіцієнт врахування розмірів тарілки фланця; K_T – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при розрахунку фланців з урахуванням обмеженості температурних деформацій; $[\sigma]_M$ – допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень, МПа.

При розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою [9]:

$$[\sigma]_M = 1,5[\sigma],$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа.

При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою [9]:

$$[\sigma]_M = [\sigma].$$

Коефіцієнт $K_T = 1,3$ при розрахунку з урахуванням обмеженості температурних деформацій. При розрахунку без врахування обмеженості температурних деформацій $K_T = 1$.

Коефіцієнт $K_S = 1$ при $K \leq 1,4$. $K_S = 1,2$ при $K \geq 2$. Для проміжних значень при $1,4 < K < 2$ значення K_S визначають за допомогою лінійної інтерполяції.

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з конічною втулкою в перерізі S_I (рис. 10.23) в робочих умовах:

$$\max\{|\sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_R^P|; |\sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_T^P|; |\sigma_1^P + \sigma_{1MM}^P|\} \leq K_S K_T [\sigma]_M.$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 (рис. 10.23) при затягуванні:

$$\sigma_0^M \leq 1,3[\sigma]_R,$$

де $[\sigma]_R$ – допустиме значення сумарних умовних пружних напружень, МПа.

При розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_R$ визначають за формулою [9]:

$$[\sigma]_R = 3[\sigma].$$

При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_R$ визначають за формулою [9]:

$$[\sigma]_R = 1,4[\sigma].$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 (рис. 10.23) в робочих умовах:

$$\max\{|\sigma_0^P \pm \sigma_{0MM}^P|; |0,3\sigma_0^P \pm \sigma_{0MO}^P + \sigma_T^P|; |0,7\sigma_0^P \pm (\sigma_{0MM}^P - \sigma_{0MO}^P)|\} \leq 1,3[\sigma]_R.$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 при затягуванні:

$$\max\{|\sigma_0^M + \sigma_R^M|; |\sigma_0^M + \sigma_T^M|\} \leq K_S K_T [\sigma]_0,$$

де $[\sigma]_0 = [\sigma]_M$ – допустиме значення умовних пружних напружень в перерізі S_0 , МПа.

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 в робочих умовах:

$$\max\{|\sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_R^P|; |\sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P|; |\sigma_0^P + \sigma_{0MM}^P|\} \leq K_S K_T [\sigma]_0.$$

Перевірку умови статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 допускається не проводити, якщо виконуються такі умови:

$$\text{при зтягуванні} - \max \left\{ |\sigma_R^M|; |\sigma_T^M| \right\} \leq K_T [\sigma];$$

$$\text{в робочих умовах} - \max \left\{ |\sigma_R^P|; |\sigma_T^P| \right\} \leq K_T [\sigma].$$

$$S_0 \leq 16 \text{ мм};$$

$$\frac{D}{S_0} \leq 300;$$

$$\frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} \leq [\sigma]^{20};$$

$$\frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} \leq [\sigma],$$

де $[\sigma]^{20}$ – допустиме напруження за температури 20° С, МПа.

Для фланців всіх типів в перерізі S_0 повинна виконуватися умова:

$$\max \left\{ |\sigma_{0MO}^P|; |\sigma_{0MM}^P| \right\} \leq [\sigma].$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців при зтягуванні:

$$\max \left\{ |\sigma_R^M|; |\sigma_T^M| \right\} \leq K_T [\sigma].$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах:

$$\max \left\{ |\sigma_R^P|; |\sigma_T^P| \right\} \leq K_T [\sigma].$$

Умова статичної міцності для кілець вільних фланців при зтягуванні:

$$\sigma_K^M \leq K_T [\sigma]_K^{20}.$$

Умова статичної міцності для кілець вільних фланців в робочих умовах:

$$\sigma_K^P \leq K_T [\sigma]_K.$$

Перевірка умови герметичності фланцевого з'єднання за кутом повороту фланця

Кут повороту приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах:

$$\theta = M^P y_\phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta],$$

де K_θ – коефіцієнт; $[\theta]$ – допустимий кут повороту фланця, рад.

Допустимий кут повороту приварного в стик фланця:

$$[\Theta] = 0,006 \text{ рад. при } D \leq 400 \text{ мм,}$$

$$[\Theta] = 0,013 \text{ рад. при } D > 2000 \text{ мм.}$$

Якщо $400 \text{ мм} < D \leq 2000 \text{ мм}$, тоді допустимий кут повороту фланця $[\Theta]$ визначають за допомогою лінійної інтерполяції.

Допустимий кут повороту плоского фланця і бурта вільного фланця $[\Theta] = 0,013 \text{ рад.}$

Коефіцієнт $K_{\Theta} = 1$ для робочих умов і $K_{\Theta} = 1,3$ для умов випробування.

Кут повороту кільця вільного фланця в робочих умовах:

$$\Theta = M_{K^P} y_K \frac{E_K^{20}}{E_K} \leq K_{\Theta} [\Theta]_K,$$

де $[\Theta]_K$ – допустимий кут повороту кільця вільного фланця, рад.

Допустимий кут повороту кільця вільного фланця $[\Theta]_K = 0,02$.

Запитання для самоконтролю до пункту 10.4.4

1. Пояснити, яким чином визначаються розрахункові температури елементів фланцевого з'єднання.

2. Обґрунтувати умови забезпечення герметичності фланцевого з'єднання.

3. Пояснити, як розраховується зусилля в болтах фланцевого з'єднання.

4. Обґрунтувати умови забезпечення міцності болтів фланцевого з'єднання.

5. Обґрунтувати умови забезпечення міцності прокладки фланцевого з'єднання.

6. Навести алгоритм розрахунку фланців на статичну міцність.

10.4.5 Алгоритм і приклад перевірного розрахунку фланцевого з'єднання

Розрахувати неізольовані, плоскі приварні фланці з ущільнювальною поверхнею типу «шип – паз». Перевірити міцність болтів (шпильок) і прокладки, виконати розрахунки фланців на статичну міцність і фланцевого з'єднання на герметичність.

Вихідні дані для розрахунку.

Болти без проточки. Матеріал болтів – сталь 35.

Матеріал фланців – сталь 09Г2С.

Матеріал плоскої неметалевої прокладки – гума з твердістю по Шору А до 65 одиниць.

Фланці не навантажені зовнішньою силою і зовнішнім згинаючим моментом. Затягування фланців не контролюється.

Розрахунок виконати для робочих умов.

Додаткові вихідні дані по варіантам подані в таблицях 10.11–10.13.

Таблиця 10.11. Вихідні дані до розрахунку фланцевого з'єднання.

1 таблиця

Варіант	Розрахунковий тиск p , МПа	Виконавча товщина стінки посудини S , м	Сума додатків до розрахункової товщини стінки C , м	Розрахункова температура t , °С	Зовнішній діаметр фланця D_n , м	Середній діаметр прокладки D_{cn} , м
1	1,1	0,009	0,001	170	1,1	0,955
2	1,0	0,01	0,0012	160	1,2	1,055
3	1,1	0,01	0,001	165	1,2	1,055
4	0,8	0,013	0,0016	155	1,4	1,265
5	1,0	0,012	0,001	165	1,4	1,265
6	0,7	0,012	0,001	150	1,6	1,465
7	0,9	0,013	0,001	160	1,6	1,465
8	0,6	0,013	0,0009	150	1,8	1,665
9	0,8	0,014	0,001	100	1,8	1,675
10	0,63	0,014	0,001	150	2,0	1,875
11	0,7	0,014	0,0009	150	2,0	1,875
12	0,54	0,015	0,001	140	2,2	2,075
13	0,74	0,017	0,0007	155	2,2	2,085
14	0,5	0,014	0,001	140	2,4	2,275
15	0,64	0,017	0,001	155	2,4	2,275
16	0,44	0,017	0,0007	140	2,6	2,475
17	0,54	0,02	0,001	150	2,9	2,64
18	0,5	0,022	0,001	160	2,2	2,085
19	0,45	0,022	0,001	165	2,2	2,085
20	0,4	0,022	0,001	160	2,2	2,085
Приклад	0,54	0,016	0,0012	150	2,4	2,275

Таблиця 10.12. Вихідні дані до розрахунку фланцевого з'єднання.

2 таблиця

Варіант	Внутрішній діаметр D , м	Діаметр болта (шпильки) d , мм	Кількість болтів (шпильок) n_b	Товщина фланця h , м	Товщина прокладки h_n , м	Ширина прокладки b_n , м
1	0,9	20	44	0,056	0,003	0,015
2	1,0	20	48	0,056	0,003	0,015
3	1,0	20	48	0,056	0,003	0,015
4	1,2	20	56	0,066	0,003	0,015
5	1,2	20	56	0,066	0,003	0,015
6	1,4	20	64	0,070	0,003	0,015
7	1,4	20	64	0,070	0,003	0,015
8	1,6	20	72	0,070	0,003	0,015
9	1,6	30	48	0,080	0,003	0,015
10	1,8	30	56	0,076	0,003	0,015
11	1,8	30	56	0,080	0,003	0,015
12	2,0	24	76	0,080	0,003	0,015
13	2,0	30	60	0,090	0,003	0,015
14	2,2	30	68	0,086	0,003	0,025
15	2,2	30	68	0,090	0,003	0,025
16	2,4	30	72	0,086	0,003	0,025
17	2,6	30	72	0,104	0,003	0,025
18	2,0	30	76	0,090	0,003	0,025
19	2,0	30	76	0,090	0,003	0,025
20	2,0	30	76	0,090	0,003	0,025
Приклад	2,2	30	60	0,080	0,003	0,025

Таблиця 10.13. Вихідні дані до розрахунку фланцевого з'єднання.

3 таблиця

Варіант	Ефективна довжина болта (шпильки) L_b , м	Товщина втулки фланця S_0 , м	Діаметр кола розташування болтів (шпильок) D_b , м
1	0,124	0,012	1,0
2	0,124	0,012	1,1
3	0,124	0,012	1,1
4	0,144	0,014	1,31
5	0,144	0,014	1,31
6	0,152	0,014	1,51
7	0,152	0,014	1,51
8	0,152	0,014	1,71
9	0,174	0,016	1,73
10	0,166	0,016	1,93
11	0,174	0,016	1,93
12	0,173	0,016	2,12
13	0,184	0,018	2,14
14	0,186	0,018	2,34
15	0,194	0,018	2,34
16	0,186	0,018	2,54
17	0,222	0,022	2,76
18	0,2	0,024	2,12
19	0,2	0,024	2,12
20	0,2	0,024	2,12
Приклад	0,184	0,018	2,34

Алгоритм і приклад перевірного розрахунку фланцевого з'єднання подано в таблиці 10.14.

Таблиця 10.14. Алгоритм і приклад перевірного розрахунку фланцевого з'єднання

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Розрахункові температури фланця t_ϕ , кільця t_k і болтів t_b , °C	Розрахункові температури фланця t_ϕ , кільця t_k і болтів t_b визначаються за таблицями 10.7 і 10.8	Для плоского неізольованого фланця визначаються температури t_ϕ і t_b : $t_\phi = 0,96t = 0,96 \cdot 150 = 144 \text{ °C}$, $t_b = 0,95t = 0,95 \cdot 150 = 142,5 \text{ °C}$
2.	Ефективна ширина прокладки b_o , м	При ширині прокладки $b_n \leq 15$ мм ефективна ширина прокладки $b_o = b_n$. Якщо ширина прокладки $b_n > 15$ мм, тоді ефективна ширина прокладки $b_o = 3,8\sqrt{b_n}$ (b_n підставляють в мм). Для прокладок овального або восьмигранного перерізу: $b_o = b_n$	$b_o = 3,8\sqrt{25} =$ $= 19 \text{ мм} = 0,019 \text{ м}$
3.	Питомий тиск обтиснення прокладки $q_{обт}$, МПа	$q_{обт}$ визначається за табл. 10.9	Для гумової плоскої прокладки з твердістю по Шору А до 65 одиниць $q_{обт} = 2$ МПа
4.	Зусилля, яке необхідне для деформування прокладки при затягуванні фланця $P_{обт}$, МН	$P_{обт} = 0,5\pi D_{сн} b_o q_{обт}$	$P_{обт} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 2,275 \cdot 0,019 \cdot 2 = 0,1357 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Коефіцієнт прокладки m	m визначається за табл. 10.9	Для гумової плоскої прокладки з твердістю по Шору А до 65 одиниць $m = 0,5$
6.	Зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання R_n , МН	$R_n = \pi D_{cn} b_o m p $	$R_n = 3,14 \cdot 2,275 \cdot 0,025 \cdot 0,5 \cdot 0,54 = 0,0482 \text{ МН}$
7.	Площа поперечного перерізу болта (шпильки) f_o , м ²	f_o визначається за табл. 10.10 залежно від діаметра болта d	Для болтів без проточки з діаметром $d = 30$ мм площа поперечного перерізу болта (шпильки) $f_o = 5,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
8.	Сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра A_o , м ²	$A_o = n f_o$	$A_o = 68 \cdot 5,2 \cdot 10^{-4} = 3,536 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Рівнодіюче навантаження від тиску Q_D , МН	$Q_D = \frac{\pi D_{\text{сп}}^2}{4} p$	$Q_D = \frac{3,14 \cdot 2,275^2}{4} 0,54 = 2,194 \text{ МН}$
10.	Приведене навантаження Q_{FM} , МН, яке виникає від дії зовнішньої сили F і згинаючого моменту M	$Q_{FM} = F \pm \frac{4M}{D_{\text{сп}}}$	—
11.	Коефіцієнт обтиснення прокладки $K_{\text{обж}}$	$K_{\text{обж}}$ визначається за табл. 10.9	Для гумової плоскої прокладки з твердістю по Шору А до 65 одиниць $K_{\text{обж}} = 0,04$
12.	Умовний модуль стиснення прокладки E_n , МПа	E_n визначається за табл. 10.9	Для гумової плоскої прокладки з твердістю по Шору А до 65 одиниць $E_n = 3 \left(1 + \frac{b_n}{2h_n} \right) = 3 \left(1 + \frac{0,025}{2 \cdot 0,003} \right) = 15,5 \text{ МПа}$
13.	Податливість прокладки, y_n м/Н	$y_n = \frac{h_n K_{\text{обж}}}{\pi E_n D_{\text{сп}} b_n}$	$y_n = \frac{0,003 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 15,5 \cdot 2,275 \cdot 0,025} = 4,335 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}}{\text{МН}}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок L_{60} , м	L_{60} визначається залежно від конструкції фланця	Для плоских фланців $L_{60} = 2h + h_n = 2 \cdot 0,086 + 0,003 = 0,175$ м
15.	Ефективна довжина болта (шпильки) L_6 , м	$L_6 = L_{60} + 0,28d$ – для болта; $L_6 = L_{60} + 0,56d$ – для шпильки	$L_6 = L_{60} + 0,28d = 0,175 + 0,28 \cdot 0,03 = 0,184$ м
17.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) E_6^{20} при 20° С, МПа Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) E_6 за розрахункової температури, ° С, МПа	E_6^{20} визначається за табл. Ж.1 Додатку Ж E_6 визначається за табл. Ж.1 Додатку Ж	Для болтів зі сталі 35 при $t_6 = 20$ °С: $E_6^{20} = 2,13 \cdot 10^5$ МПа Для болтів зі сталі 35 при $t_6 = 142,5$ °С: $E_6 = 2,049 \cdot 10^5$ МПа
18.	Податливість болтів (шпильок) y_6 , м/Н	$y_6 = \frac{L_6}{E_6^{20} f_6 n}$	$y_6 = \frac{0,184}{2,13 \cdot 10^5 \cdot 5,2 \cdot 10^{-4} \cdot 68} = 2,44 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}}{\text{МН}}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
19.	Розрахунковий коефіцієнт β_V	Коефіцієнт β_V для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з конічною втулкою визначається за графіком (рис. 10.27). Для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_V = 0,55$	$\beta_V = 0,55$
20.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при температурі 20 °С E_{20} , МПа Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця за розрахункової температури E , МПа	E_{20} визначається за табл. Г.1 Додатку Г E визначається за табл. Г.1 Додатку Г	Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_\phi = 20$ °С: $E_{20} = 1,99 \cdot 10^5$ МПа Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_\phi = 144$ °С: $E = 1,866 \cdot 10^5$ МПа
21.	Параметр довжини втулки l_0 , м.	$l_0 = \sqrt{DS_0}$	$l_0 = \sqrt{2,2 \cdot 0,018} = 0,199$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
22.	Співвідношення розмірів тарілки фланця K	$K = \frac{D_H}{D}$	$K = \frac{2,4}{2,2} = 1,09$
23.	Коефіцієнт β_T	β_T визначається за графіком 10.28 або розраховується за формулою: $\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)}$	$\beta_T = \frac{1,09^2(1 + 8,55 \lg 1,09) - 1}{(1,05 + 9,45 \cdot 1,09^2)(1,09 - 1)} = 1,8787$
24.	Коефіцієнт β_U	β_U визначається за графіком 10.28 або розраховується за формулою: $\beta_U = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)}$	$\beta_U = \frac{1,09^2(1 + 8,55 \lg 1,09) - 1}{1,36(1,09^2 - 1)(1,09 - 1)} = 24,709$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
25.	Коефіцієнт β_F	Для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_F = 0,91$. Для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з конічною втулкою коефіцієнт β_F визначається за графіком 10.29	$\beta_F = 0,91$
26.	Коефіцієнт λ	$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_T l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_U l_0 S_0^2}$	$\lambda = \frac{0,91 \cdot 0,086 + 0,199}{1,8787 \cdot 0,199} + \frac{0,55 \cdot 0,086^3}{24,709 \cdot 0,199 \cdot 0,018^2} = 0,961$
27.	Кутова податливість фланця при зтяжці y_Φ , 1/(Н·м)	$y_\Phi = \frac{0,91 \beta_V}{E_{20} \lambda S_0^2 l_0}$	$y_\Phi = \frac{0,91 \cdot 0,55}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 0,961 \cdot 0,018^2 \cdot 0,199} = 0,0406 \frac{1}{\text{МН} \cdot \text{м}}$
28.	Кутова податливість кільця вільного фланця при зтяжці y_K , 1/(Н·м)	$y_K = \frac{1}{E_K^{20} h_K^3 \psi_K'}$ де $\psi_K = 1,28 \lg \frac{D_{н.к}}{D_K}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
29.	Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для приварних встик фланців і плоских фланців $y_{ф.н}$, 1/(Н·м)	$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_n h^3}$	—
30.	Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для буртувільного фланця $y_{ф.н}$, 1/(Н·м)	$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_{20} D_n h^3}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
31.	Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для кільця вільного фланця $y_{\phi.c}$, 1/(Н·м)	$y_{\phi.c} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_{\delta}}{E_K^{20} D_{н.к} h_K^3}$	—
32.	Кутова податливість фланця зі сферичною кришкою, яка не відбортована $y_{кр}$, 1/(Н·м)	$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1,285\lambda_1)] \left(\frac{D_{н} + D}{D_{н} - D}\right)}{E_{2.0} h^3} ;$ $\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0}\right)^2 \lg \frac{D_{н}}{D}} ;$ $\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
33.	Кутова податливість плоскої кришки $y_{кр}$, 1/(Н·м)	$y_{кр} = \frac{X_{кр}}{E_{кр}^{20} \delta_{кр}^3}, \text{ де}$ $X_{кр} = \frac{0,67[K_{кр}^2(1+8,55\lg K_{кр}) - 1]}{(K_{кр} - 1) \left[K_{кр}^2 - 1 + (1,857K_{кр}^2 + 1) \frac{k_{кр}^3}{d_{кр}^3} \right]}$ $K_{кр} = \frac{D_n}{D_{сп}}$	—
34.	Плече дії сил у болтах (шпильках) для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців b , м	$b = 0,5(D_{\delta} - D_{cn})$	$b = 0,5(2,34 - 2,275) = 0,0325 \text{ м}$
35.	Плечі дії сил у болтах (шпильках) для фланців з вільними кільцями, м	$a = 0,5(D_{\delta} - D_S)$ $b = 0,5(D_S - D_{cn})$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
36.	Відносна довжина втулки фланця x . Визначається для конічної втулки фланця	$x = \frac{1}{\sqrt{DS_0}}$	—
37.	Відношення товщини втулки в перерізі S_1 до товщини в перерізі S_0 . Визначається для конічної втулки фланця	$\beta = \frac{S_1}{S_0}$	—
38.	Коефіцієнт ζ . Визначається для конічної втулки фланця	Визначається за графіком (рис. 10.26) або розраховується за формулою: $\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}}$	—
39.	Еквівалентна товщина фланця S_E , м	Для конічної втулки фланця, яка приварена встик: $S_E = \zeta S_0$ Еквівалентна товщина плоских фланців і фланців з вільними кільцями $S_E = S_0$	$S_E = S_0 = 0,018 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
40.	Плече зусилля від дії тиску на фланець e , м	$e = 0,5(D_{cn} - D - S_E)$	$e = 0,5(2,275 - 2,2 - 0,018) = 0,0285$ м
41.	Жорсткість фланцевого з'єднання γ , Н/м	<p>Для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців:</p> $\gamma = \frac{1}{y_n + y_\delta \frac{E_\delta^{20}}{E_\delta} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}$ <p>Для фланців з вільними кільцями:</p> $\gamma = \frac{1}{y_n + y_\delta \frac{E_\delta^{20}}{E_\delta} + 2y_k \frac{E_k^{20}}{E_k} a^2 + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}$ <p>Для фланця з кришкою:</p> $\gamma = \frac{1}{y_n + y_\delta \frac{E_\delta^{20}}{E_\delta} + \left(y_\phi \frac{E^{20}}{E} + y_{xp} \frac{E_{xp}^{20}}{E_{xp}} \right) b^2}$ $\gamma = \frac{1}{4,335 \cdot 10^5 + 2,44 \cdot 10^{-5} \frac{2,13 \cdot 10^5}{2,049 \cdot 10^5} + \dots} \rightarrow$ $\rightarrow \dots \frac{1}{\left(0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} + 0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} \right) 0,0325^2} =$ $= 6250 \frac{\text{НН}}{\text{м}}$	

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
42.	Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьовою силою α	<p>Для фланців з конічною втулкою приварених в стик або плоских фланців з плоскою прокладкою:</p> $\alpha = 1 - \frac{y_{\text{п}} - (y_{\text{ф1}} \cdot e_1 + y_{\text{ф2}} \cdot e_2)b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + (y_{\text{ф1}} + y_{\text{ф2}})b^2}$ <p>Для з'єднання фланця з плоскою прокладкою з кришкою:</p> $\alpha = 1 - \frac{y_{\text{п}} - (y_{\text{ф}} \cdot e + y_{\text{кр}} \cdot b)b}{y_{\text{п}} + y_{\text{б}} + (y_{\text{ф}} + y_{\text{кр}})b^2}$ <p>Для фланців з овальними і восьмигранними прокладками і для вільних фланців $\alpha = 1$.</p>	$\alpha = 1 - \frac{4,335 \cdot 10^{-5} - (0,0406 \cdot 0,0285 + 0,0406 \cdot 0,0285)0,0325}{4,335 \cdot 10^{-5} + 2,44 \cdot 10^{-5} + (0,0406 + 0,0406)0,0325^2} = 1,2075.$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
43.	Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене зовнішнім згинаючим моментом α_M	Для приварних в стик і плоских фланців: $\alpha_M = \frac{y_{\delta} + 2y_{\phi.n}b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{cn}} \right)}{y_{\delta} + y_n \left(\frac{D_{\delta}}{D_{cn}} \right)^2 + 2y_{\phi.n}b^2}$ Для фланців з вільними кільцями: $\alpha_M = \frac{y_{\delta} + 2y_{\phi.c}a^2 + 2y_{\phi.n}b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{cn}} \right)}{y_{\delta} + y_n \left(\frac{D_{\delta}}{D_{cn}} \right)^2 + 2y_{\phi.c}a^2 + 2y_{\phi.n}b^2}$	—
44	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта (шпильки) α_{δ} , $1/^{\circ}\text{C}$	α_{δ} визначається за табл. Ж.2 Додатку Ж	Для болтів зі сталі 35 при $t_{\delta} = 142,5 ^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{\delta} = 11,9 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$
45	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця α_{ϕ} , $1/^{\circ}\text{C}$	α_{ϕ} визначається за табл. Г.1 Додатку Г	Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_{\phi} = 144 ^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{\phi} = 12,2 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$
46	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби $\alpha_{ш}$, $1/^{\circ}\text{C}$	$\alpha_{ш}$ визначається за табл. Ж.2 Додатку Ж	Для шайби зі сталі 35 при $t_{ш} = 142,5 ^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{ш} = 11,9 \cdot 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$
47	Товщина шайби $h_{ш}$, м	$h_{ш}$ обирається за табл. И.1 Додатку И	Для діаметра болта $d = 0,03$ м: $h_{ш} = 0,004$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула Приклад розрахунку
48	Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій Q_t , МН	<p>Для фланців, які приварені в стик і для плоских фланців: $Q_t = \gamma [(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш1} h_{ш})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш2} h_{ш})(t_{\phi 2} - 20) - \alpha_{\sigma} (h_1 + h_2)(t_{\sigma} - 20)];$</p> $Q_t = 6250[(12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,086 + 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,004)(144 - 20) + (12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,086 + 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,004) \cdot (144 - 20) - 11,9 \cdot 10^{-6} (0,086 + 0,086)(142,5 - 20)] = 0,13125 \text{ МН}$ <p>В з'єднаннях з вільними фланцями: $Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш1} h_{ш})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш2} h_{ш})(t_{\phi 2} - 20) + \right. \\ \left. + 2\alpha_K h_K (t_K - 20) - \alpha_{\sigma} (h_1 + h_2 + 2h_K)(t_{\sigma} - 20) \right];$</p> <p>В з'єднанні з кришкою: $Q_t = \gamma [(\alpha_{\phi} h + \alpha_{ш1} h_{ш})(t_{\phi} - 20) + (\alpha_{кр} h_{кр} + \alpha_{ш2} h_{ш})(t_{кр} - 20) - \alpha_{\sigma} (h + h_{кр})(t_{\sigma} - 20)];$</p> <p>У випадку, якщо між фланцями затиснута трубна решітка або інша закладена деталь: $Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш1} h_{ш})(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш2} h_{ш})(t_{\phi 2} - 20) + \right. \\ \left. + \alpha_p h_p (t_p - 20) - \alpha_{\sigma} (h_1 + h_2 + h_p)(t_{\sigma} - 20) \right];$</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
49.	Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску герметизації фланцевого з'єднання P_{61} , МН	$P_{61} = \max \left\{ \begin{array}{l} \alpha(Q_D + F) + R_{\Pi} + \frac{4\alpha_M M }{D_{СП}} \\ \alpha(Q_D + F) + R_{\Pi} + \frac{4\alpha_M M }{D_{СП}} - Q_t \end{array} \right\}$	$P_{61} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,2075(2,194 + 0) + 0,0482 + 0 \\ 1,2075(2,194 + 0) + 0,0482 + 0 - 0,13125 \end{array} \right\} = \max\{2,697; 2,566\} = 2,697 \text{ МН}$
50.	Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах $[\sigma]_H^6$, МПа	$[\sigma]_H^6$ визначається за табл. Е1 Додатку Е залежно від матеріалу болтів (шпильок) і розрахункової температури болтів (шпильок) t_6	Для кріпильних деталей зі сталі 35 при розрахунковій температурі $t_6 = 142,5$ °С номінальне допустиме напруження $[\sigma]_H^6 = 123$ МПа

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
51.	Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок) P_{62} , МН	$P_{62} = \max\{P_{обт}; 0,4A_6[\sigma]_H^6\}$	$P_{62} = \max\{0,1357; 0,4 \cdot 3,536 \cdot 10^{-2} \cdot 123\} = 1,74 \text{ МН}$
52.	Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні фланцевого з'єднання P_6^M , МН	$P_6^M = \max\{P_{61}; P_{62}\}$	$P_6^M = \max\{2,697; 1,74\} = 2,697 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
53.	Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у робочих умовах P_{δ}^p , МН	$P_{\delta}^p = P_{\delta}^m + (1 - \alpha)(Q_d + F) + Q_t + \frac{4(1 - \alpha_M) M }{D_{СП}}$	$P_{\delta}^p = 2,697 + (1 - 1,2075)(2,194 + 0) + 0,13125 + 0 = 2,373 \text{ МН}$
Перевірка міцності болтів (шпильок) і прокладки			
54.	Розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з'єднань при затягуванні $\sigma_{\delta 1}$, МПа	$\sigma_{\delta 1} = \frac{P_{\delta}^m}{A_{\delta}}$	$\sigma_{\delta 1} = \frac{2,697}{3,536 \cdot 10^{-2}} = 76,27 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
55.	Розрахункове напруження в болтах (шпильках) фланцевих з'єднань в робочих умовах σ_{62} , МПа	$\sigma_{62} = \frac{P_6^p}{A_6}$	$\sigma_{62} = \frac{2,373}{3,536 \cdot 10^{-2}} = 67,11 \text{ МПа}$
56.	Коефіцієнт умов роботи $K_{y,p}$	$K_{y,p} = 1,0$ для робочих умов і $K_{y,p} = 1,35$ для умов випробувань.	$K_{y,p} = 1,0$ для робочих умов, $K_{y,p} = 1,35$ для умов випробувань.
57.	Коефіцієнт умов затягування $K_{y,z}$	$K_{y,z} = 1,0$ для звичайного затягування, яке не контролюється; $K_{y,z} = 1,1$ при затягуванні з контролем по крутному моменту; $K_{y,z} = 1,3$ при затягуванні за допомогою одночасного витягу шпильок, який контролюється.	Для звичайного затягування, яке не контролюється $K_{y,z} = 1,0$
58.	Коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій $K_{y,m}$	$K_{y,m} = 1$, якщо навантаження від температурних деформацій не враховується; $K_{y,m} = 1,3$ при розрахунку фланців з урахуванням навантаження від температурних деформацій	Навантаження від температурних деформацій не враховується $K_{y,m} = 1,0$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
59.	Допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні $[\sigma]_M^6$, МПа	$[\sigma]_M^6 = \xi \cdot K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} [\sigma]_H^6$, де $\xi = 1,2$ – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при затягуванні	$[\sigma]_M^6 = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 123 =$ $= 147,6$ МПа
60.	Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при затягуванні	$\sigma_{61} \leq [\sigma]_M^6$	76,27 МПа < 147,6 МПа Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при затягуванні виконується
61.	Допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях $[\sigma]_p^6$, МПа	$[\sigma]_p^6 = K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} [\sigma]_H^6$	$[\sigma]_p^6 = 1,35 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 123 =$ $= 166$ МПа
62.	Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах	$\sigma_{62} \leq [\sigma]_p^6$	67,11 МПа < 166 МПа Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах виконується
63.	Розрахунковий питомий тиск q , МПа	$q = \frac{\max\{P_6^M; P_6^P\}}{\pi D_{cn} b_n}$	$q = \frac{\max\{2,697; 2,373\}}{3,14 \cdot 2,275 \cdot 0,025} = 15,1$ МПа

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
64.	Допустимий питомий тиск $[q]$, МПа	$[q]$ визначають за табл. 10.9.	Для гумової плоскої прокладки з твердістю по Шору А до 65 одиниць $[q] = 18$ МПа
65.	Умова міцності для м'яких прокладок	$q \leq [q]$	15,1 МПа < 18 МПа. Умова міцності виконується
Розрахунок фланців на статичну міцність			
66.	Коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками) C_F	$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_\phi}{n_\phi}}{2d + \frac{6h}{m + 0,5}}} \right\}$	$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{3,14 \cdot 2,34}{68}}{2 \cdot 0,03 + \frac{6 \cdot 0,086}{0,5 + 0,5}}} \right\} =$ $= \max \{1; 0,433\} = 1$
67.	Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при затягуванні при застосуванні приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця M^M , МН·м	$M^M = C_F P_\phi^M b$	$M^M = 1 \cdot 2,697 \cdot 0,0325 = 0,0877$ МН·м
68.	Розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця при затягуванні M_K^M , МН·м	$M_K^M = C_F P_\phi^M a$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
69.	Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах при застосуванні приварного встик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця M^P , МН·м	$M^P = C_F \max \left\{ \begin{array}{l} [P_6^P b + (Q_D + Q_{FM})e]; \\ [Q_D + Q_{FM}]e \end{array} \right\}$ $M^P = 1 \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} [2,373 \cdot 0,0325 + (2,194 + 0)0,0285]; \\ [2,194 + 0]0,0285 \end{array} \right\} =$ $= 1 \cdot \max\{0,1397; 0,0625\} = 0,1397 \text{ МН} \cdot \text{м}$	
70.	Розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця в робочих умовах M_K^P , МН·м	$M_K^P = C_F P_6^P e$	—
71.	Коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного встик фланця f	f визначається за графіком (рис. 10.31)	—
72.	Зведений діаметр приварного встик фланця з конічною або прямою втулкою D^* , м	$D^* = D$, якщо $D \geq 2S_1$; $D^* = D + S_0$, якщо $D < 2S_1$ і $f > 1$; $D^* = D + S_1$, якщо $D < 2S_1$ і $f = 1$.	—
73.	Зведений діаметр плоского фланця D^*	$D^* = D$	$D^* = 2,2 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
74.	Меридіональні згинаючі напруження у конічній втулці приварного встик фланця в перерізах S_1 і S_0 при зтягуванні: σ_1^M , σ_0^M , МПа	$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_1 - C)^2 D^*}$ $\sigma_0^M = f \sigma_1^M$	— —
75.	Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного встик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця при зтягуванні $\sigma_0^M = \sigma_1^M$, МПа	$\sigma_0^M = \sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_0 - C)^2 D^*}$	$\sigma_0^M = \sigma_1^M = \frac{0,0877}{0,961(0,018 - 0,0012)^2 \cdot 2,2} = 146,97 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
76.	Радіальне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування σ_R^M , МПа	$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)M^M}{\lambda h^2 l_0 D}$	$\sigma_R^M = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,086 + 0,199)0,0877}{0,961 \cdot 0,086^2 \cdot 0,199 \cdot 2,2} = 8,54 \text{ МПа}$
77.	Розрахункові коефіцієнт β_Y	Коефіцієнт β_Y визначається за графіком (рис. 10.28) або розраховується за формулою: $\beta_Y = \frac{1}{K-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right)$	$\beta_Y = \frac{1}{1,09-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{1,09^2 \lg 1,09}{1,09^2 - 1} \right) = 22,69$
78.	Розрахунковий коефіцієнт β_Z	Коефіцієнт β_Z визначається за графіком (рис. 10.28) або розраховується за формулою: $\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$	$\beta_Z = \frac{1,09^2 + 1}{1,09^2 - 1} = 11,63$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
79.	Окружне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах зтягування σ_T^M , МПа	$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M$	$\sigma_T^M = \frac{22,69 \cdot 0,0877}{0,086^2 \cdot 2,2} - 11,63 \cdot 8,54 = 22,98 \text{ МПа}$
80.	Окружне напруження в кільці вільного фланця в умовах зтягування σ_K^M , МПа	$\sigma_K^M = \frac{\beta_Y M_K^M}{h_K^2 D_K}$	—
81.	Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 в робочих умовах σ_1^P , МПа	$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - C)^2 D^*}$	—
82.	Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 в робочих умовах σ_0^P , МПа	$\sigma_0^P = f \sigma_1^P.$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
83.	Меридіональне згинаюче напруження для фланців: приварного в стик з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або бурта вільного фланця в умовах роботи σ_0^P , МПа	$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda(S_0 - C)^2 D^*}$	$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{0,1397}{0,961(0,018 - 0,0012)^2 \cdot 2,2} = 234,12 \text{ МПа}$
84.	Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 в робочих умовах σ_{1mm}^P , МПа	$\sigma_{1mm}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4[M]}{D + S_1}}{\pi(D + S_1)(S_1 - C)}$	—
85.	Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 або з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах σ_{0mm}^P , МПа	$\sigma_{0mm}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4[M]}{D + S_0}}{\pi(D + S_0)(S_0 - C)}$	$\sigma_{0mm}^P = \frac{0,785 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 + 0 \pm 0}{3,14(2,2 + 0,018)(0,018 - 0,0012)} = 17,535 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
86.	Окружне мембранне напруження від дії тиску у втулці приварного в стик фланця, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в перерізі S_0 в робочих умовах σ_{0mo}^P , МПа	$\sigma_{0mo}^P = \frac{pD}{2(S_0 - C)}$	$\sigma_{0mo}^P = \frac{0,54 \cdot 2,2}{2(0,018 - 0,0012)} = 35,36 \text{ МПа}$
87.	Радіальне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах σ_R^P , МПа	$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0) M^P}{\lambda h^2 l_0 D}$	$\sigma_R^P = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,086 + 0,199)}{0,961 \cdot 0,086^2 \cdot 0,199 \cdot 2,2} 0,1397 = 13,607 \text{ МПа}$
88.	Окружне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах σ_T^P , МПа	$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P$	$\sigma_T^P = \frac{22,69 \cdot 0,1397}{0,086^2 \cdot 2,2} - 11,63 \cdot 13,607 = 36,56 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
89.	Окружне напруження у кільці вільного фланця в робочих умовах σ_K^P , МПа	$\sigma_K^P = \frac{\beta_Y M_K^P}{h_K^2 D_K}$	—
90.	Коефіцієнт K_T	Коефіцієнт $K_T = 1,3$ при розрахунку з урахуванням обмеженості температурних деформацій. При розрахунку без врахування обмеженості температурних деформацій $K_T = 1$.	$K_T = 1,3$
91.	Коефіцієнт K_S	Коефіцієнт $K_S = 1$ при $K \leq 1,4$. $K_S = 1,2$ при $K \geq 2$. Для проміжних значень при $1,4 < K < 2$ значення K_S визначають за допомогою лінійної інтерполяції.	$K_S = 1$, тому що $K = 0,9$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
92.	Допустиме напруження за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за табл. Д.1 Додатку Д	Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_\phi = 144$ °С, товщині фланця $h > 32$ мм: $[\sigma] = 155$ МПа
93.	Допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень $[\sigma]_M$, МПа	<p>При розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою:</p> $[\sigma]_M = 1,5[\sigma].$ <p>При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою:</p> $[\sigma]_M = [\sigma].$	$[\sigma]_M = 1,5 \cdot 155 = 232,5$ МПа
94.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_1 (рис. 4.10) при зтягуванні	$\max \left\{ \left \sigma_1^M + \sigma_R^M \right ; \left \sigma_1^M + \sigma_T^M \right \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_M$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
95.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_1 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_R^P ; \\ \sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_T^P ; \\ \sigma_1^P + \sigma_{1MM}^P \end{array} \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_M$	—
96.	Допустиме значення сумарних умовних пружних напружень $[\sigma]_R$, МПа.	<p>При розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_R$ визначають за формулою:</p> $[\sigma]_R = 3[\sigma].$ <p>При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_R$ визначають за формулою:</p> $[\sigma]_R = 1,4[\sigma].$	$[\sigma]_R = 3 \cdot 155 = 465 \text{ МПа}$
97	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 при зтягуванні	$\sigma_0^M \leq 1,3[\sigma]_R.$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
98.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \sigma_0^P \pm \sigma_{0MM}^P ; \\ 0,3\sigma_0^P \pm \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P ; \\ 0,7\sigma_0^P \pm (\sigma_{0MM}^P - \sigma_{0MO}^P) \end{array} \right\} \leq 1,3[\sigma]_R$	—
99.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 при зтягуванні	$\max \left\{ \sigma_0^M + \sigma_R^M ; \sigma_0^M + \sigma_T^M \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0,$ <p style="text-align: center;">де $[\sigma]_0 = [\sigma]_M$</p>	$\max \{ 146,97 + 8,54 ; 146,97 + 22,98 \} \leq 1 \cdot 1,3 \cdot 232,5$ <p style="text-align: center;">$169,95 \text{ МПа} < 302,25 \text{ МПа}$</p> <p style="text-align: center;">Умова статичної міцності при зтягуванні виконується</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
100.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_R^P ; \\ \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P ; \\ \sigma_0^P + \sigma_{0MM}^P \end{array} \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0$	$\max \left\{ \begin{array}{l} 234,12 - 17,535 + 13,607 ; \\ 234,12 - 17,535 + 36,56 ; \\ 234,12 + 17,535 \end{array} \right\} \leq 1 \cdot 1,3 \cdot 232,5$ <p style="text-align: center;">253,145 МПа < 302,205 МПа</p> <p style="text-align: center;">Умова статичної міцності в робочих умовах виконується</p>
101.	Умова міцності для фланців всіх типів в перерізі S_0	$\max\{ \sigma_{0MO}^P ; \sigma_{0MM}^P \} \leq [\sigma]$	$\max\{35,36; 17,535\} \leq 155$ <p style="text-align: center;">35,36 МПа < 155 МПа</p> <p style="text-align: center;">Умова міцності виконується</p>
102.	Умова статичної міцності для тарілок приварних встик і плоских фланців, буртів вільних фланців при зтягуванні	$\max\left\{ \left \sigma_R^M \right ; \left \sigma_T^M \right \right\} \leq K_T [\sigma].$	$\max\{8,54; 22,98\} \leq 1,3 \cdot 155$ <p style="text-align: center;">22,98 МПа < 201,5 МПа</p> <p style="text-align: center;">Умова статичної міцності при зтягуванні виконується</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
103.	Умова статичної міцності для тарілок приварних встик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах	$\max \left\{ \sigma_R^P ; \sigma_T^P \right\} \leq K_T [\sigma]$.	$\max \{13,607; 36,56\} \leq 1,3 \cdot 155$ $36,56 \text{ МПа} < 201,5 \text{ МПа}$ Умова статичної міцності в робочих умовах виконується
104.	Умова статичної міцності для кілець вільних фланців при затягуванні	$\sigma_K^M \leq K_T [\sigma]_K^{20}$.	—
105.	Умова статичної міцності для кілець вільних фланців в робочих умовах	$\sigma_K^P \leq K_T [\sigma]_K$.	—
Перевірка умови герметичності фланцевого з'єднання за кутом повороту фланця			
106.	Коефіцієнт K_\ominus	$K_\ominus = 1$ для робочих умов; $K_\ominus = 1,3$ для умов випробування.	$K_\ominus = 1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
107.	Допустимий кут повороту приварного в стик фланця $[\Theta]$	<p>Допустимий кут повороту приварного в стик фланця:</p> $[\Theta] = 0,006 \text{ рад. при } D \leq 400 \text{ мм,}$ $[\Theta] = 0,013 \text{ рад. при } D > 2000 \text{ мм.}$ <p>Якщо $400 \text{ мм} < D \leq 2000 \text{ мм}$, тоді допустимий кут повороту фланця $[\Theta]$ визначають за допомогою лінійної інтерполяції.</p> <p>Допустимий кут повороту плоского фланця і бурта вільного фланця $[\Theta] = 0,013 \text{ рад.}$</p>	$[\Theta] = 0,013 \text{ рад.}$
108.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при розрахунковій температурі E , МПа	E визначається за табл. Г.1 Додатку Г	<p>Для фланців зі сталі 09Г2С при розрахунковій температурі $t_\phi = 144 \text{ }^\circ\text{C}$:</p> $E = 1,87 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
109.	Перевірка умови герметичності приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах	$\Theta = M^P y_\phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\Theta [\Theta]$	$\Theta = 0,1397 \cdot 0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} \leq 1 \cdot 0,013$ $0,006 < 0,013$ <p>Умова герметичності фланця виконується</p>

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
110.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного фланця при температурі 20 °С E_K^{20} , МПа	E_K^{20} визначається за табл. Г.1 Додатку Г	–
111.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного фланця при розрахунковій температурі E_K , МПа	E_K визначається за табл. Г.1 Додатку Г	–
112.	Допустимий кут повороту кільця вільного фланця $[\Theta]_K$, рад.	Допустимий кут повороту кільця вільного фланця $[\Theta]_K = 0,02$	$[\Theta]_K = 0,02$
113.	Перевірка умови герметичності вільного фланця в робочих умовах	$\Theta = M_K^p y_K \frac{E_K^{20}}{E_K} \leq K_\Theta [\Theta]_K$	–

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Андреев І. А. Застосування матеріалів у хімічному машинобудуванні. Сталі й чавуни: навч. посіб. / І. А. Андреев, О. Г. Зубрій, І. О. Мікульонок. – Київ: ІЗМН, 1999. – 148 с.
2. Андреев І. А. Розрахунок, конструювання та надійність обладнання хімічних виробництв. Термінологічний словник: навч. посіб. / І. А. Андреев, І. О. Мікульонок. – Київ: ІВЦ “Видавництво «Політехніка»”, 2002. – 216 с.
3. Андреев І. А. Конструювання і розрахунок типового устаткування хімічних виробництв. Основні положення. Елементи тонкостінних посудин, навантажених внутрішнім тиском: навч. посіб. / І. А. Андреев – Київ: НТУУ КПІ, ВПІ ВПК «Політехніка», 2011. – 272 с.
4. Андреев І. А. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спеціальності «Галузеве машинобудування» з дисципліни «Розрахунок і конструювання типового обладнання – 1. Розрахунок і конструювання тонкостінних посудин, опор та стропових пристроїв» [Електронний ресурс] / І А Андреев – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 105 с. – Режим доступу: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/19172> (дата звернення: 19.12.2023). – Назва з екрана.
5. Андреев І. А. Конструювання і розрахунок елементів тонкостінних посудин та апаратів, які знаходяться під зовнішніми навантаженнями: навч. посіб. [Електронний ресурс] / І. А. Андреев – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 121 с. – Режим доступу: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/23885> (дата звернення: 19.12.2023). – Назва з екрана.
6. Андреев І. А. Роз’ємні міцно-щільні з’єднання: навч. посіб. [Електронний ресурс] / І. А. Андреев – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 138 с. – Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/35927> (дата звернення: 19.12.2023). – Назва з екрана.
7. Андреев І. А. Укріплення отворів в посудинах та апаратах: навч. посіб. [Електронний ресурс] / І. А. Андреев – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 72 с. – Режим доступу: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/42254> (дата звернення: 19.12.2023). – Назва з екрана.
8. СОУ МПП 71.120-217:2009. Посудини та апарати сталеві зварні. Загальні технічні умови. – [Чинний від 2009-07-07]. – Вид. офіц. – Київ: Міністерство промислової політики України, 2009. – 339 с.
9. 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.

10. ДСТУ ISO 7268:2009. Трубопроводи та елементи трубопроводів. Визначення номінального тиску (ISO 7268:1983, IDT). – [Чинний від 2011-07-01]. – Вид. офіц. – Київ: Держспоживстандарт України, 2011. – 6 с.
11. Андреев І. А. Конструювання і розрахунок апаратів високого тиску: навч. посібник. / І. А. Андреев, О. Г. Зубрій. – Київ: ІЗМН, 1999. – 144 с.
12. 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.
13. ГОСТ 34233.3-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и наружном давлениях. Расчёт на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. (Міждержавний стандарт). – [Чинний від 2017-07-14]. – Вид. офіц. – М.: Стандартиформ, 2018. – 40 с.
14. ГОСТ 34233.4-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. (Міждержавний стандарт). – [Чинний від 2018-08-01]. – Вид. офіц. – М.: Стандартиформ, 2018. – 41 с.
15. ДСТУ 8540:2015. Прокат листовий гарячекатаний. Сортамент. – [Чинний від 2016-07-01]. – Вид. офіц. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 12 с.
16. ДСТУ 8971:2019. Прокат листовий холоднокатаний. Основні параметри і розміри. [Чинний від 2021-01-01]. – Вид. офіц. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2021. – 9 с.

ДОДАТКИ

Додаток А. Допустимі напруження сталей

Властивості конструкційних матеріалів подані за ГОСТ 34233.1–2017 [9].

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		
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	08X22Н6Т, 08X21Н6М2Т
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°C допустимі напруження приймають такими ж, як при 20°C 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 [9]

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. Сталевий листовий прокат

Таблиця В.1. Розміри сталевих листових гарячекатаного прокату [15]

Тип прокату	Розміри прокату, мм		
	товщина	ширина	довжина
Прокат листовий гарячекатаний (ДСТУ 8540:2015): виготовлений у листах	2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; від 4 до 26 включно з кроком 0,5; від 27 до 32 включно з кроком 1,0; від 34 до 40 включно з кроком 2,0; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 58; 60; 62; 65; 68; 70; 72; 75; 78; 80; 82; 85; 87; 90; 92; 95; від 100 до 160 включно з кроком 5,0	500 – 4400	710 – 12000
виготовлений у рулонах	Від 1,2 до 1,6 включно з кроком 0,1; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; 4,0; 4,5; 5,0; 5,3; 5,5; 6,0; 6,3; від 7,0 до 12 включно з кроком 0,5; 12,7; від 13,0 до 25 включно з кроком 0,5	500 – 2200	Розвернута довжина рулонів не регламентується

Таблиця В.2. Граничні відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного [15]

Товщина прокату	Граничні відхилення по товщині прокату при його ширині, мм										
	Від 500 до 750 включно		Більше 750 до 1000 включно		Більше 1000 до 1500 включно		Більше 1500 до 2000 включно		Більше 2000 до 2300 включно		
	ПТ	ЗТ	ПТ	ЗТ	ПТ	ЗТ	ПТ	ЗТ	ПТ	ЗТ	
Від 0,40 до 0,50 включно	± 0,05	± 0,07	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Від 0,50 до 0,60 включно	± 0,06	± 0,08	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Від 0,60 до 0,75 включно	± 0,07	± 0,09	± 0,07	± 0,09	–	–	–	–	–	–	–
Від 0,75 до 0,90 включно	± 0,08	± 0,10	± 0,08	± 0,10	–	–	–	–	–	–	–
Від 0,90 до 1,10 включно	± 0,09	± 0,11	± 0,09	± 0,12	–	–	–	–	–	–	–
Від 1,10 до 1,20 включно	± 0,10	± 0,12	± 0,11	± 0,13	± 0,12	± 0,15	–	–	–	–	–
Від 1,20 до 1,30 включно	± 0,11	± 0,13	± 0,12	± 0,14	± 0,12	± 0,15	–	–	–	–	–
Від 1,30 до 1,40 включно	± 0,11	± 0,14	± 0,12	± 0,15	± 0,12	± 0,18	–	–	–	–	–
Від 1,40 до 1,60 включно	± 0,12	± 0,15	± 0,13	± 0,15	± 0,13	± 0,18	–	–	–	–	–
Від 1,60 до 1,80 включно	± 0,13	± 0,15	± 0,14	± 0,17	± 0,14	± 0,18	–	–	–	–	–
Від 1,80 до 2,00 включно	± 0,14	± 0,16	± 0,15	± 0,17	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,20	–	–	–
Від 2,00 до 2,20 включно	± 0,15	± 0,17	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	–	–	–
Від 2,20 до 2,50 включно	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	–	–	–
Від 2,50 до 3,00 включно	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	± 0,20	± 0,22	± 0,23	± 0,25	–
Від 3,00 до 3,50 включно	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	± 0,20	± 0,22	± 0,22	± 0,24	± 0,26	± 0,29	–
Від 3,50 до 3,90 включно	± 0,20	± 0,22	± 0,21	± 0,23	± 0,22	± 0,24	± 0,24	± 0,26	± 0,28	± 0,31	–
Від 3,90 до 5,50 включно	+0,10	+0,20	+0,15	+0,30	+0,10	+0,30	+0,20	+0,40	+0,25	+0,45	–
	–0,40	–0,40	–0,40	–0,40	–0,50	–0,50	–0,50	–0,50	–0,50	–0,50	–
Від 5,50 до 7,50 включно	+0,10	+0,10	+0,10	+0,20	+0,10	+0,25	+0,20	+0,40	+0,25	+0,45	–
	–0,50	–0,50	–0,60	–0,60	–0,60	–0,60	–0,60	–0,60	–0,60	–0,60	–

Примітка: ПТ – підвищена точність; ЗТ – звичайна точність.

Таблиця В.3. Граничні відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного, мм [15]

Товщина прокату	Більше 7,5 до 15,0	Більше 15 до 30	Більше 30 до 34	Більше 34 до 40	Більше 40 до 50	Більше 50 до 60	Більше 60 до 70	Більше 70 до 80	Більше 80 до 90	Більше 90 до 100	Більше 100 до 115	Більше 115 до 125	Більше 125 до 140	Більше 140 до 160
Мінусовий допуск	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,6	2,2	2,5	2,7	3,1	3,5	3,8	4,2

Таблиця В.4. Розміри сталевих листових холоднокатаного прокату [16]

Тип прокату	Розміри прокату, мм		
	товщина	ширина	довжина
Прокат листовий холоднокатаний (ДСТУ 8971:2019): виготовлений у листах	Від 0,35 до 0,80 включно з кроком 0,05; Від 0,90 до 1,80 включно з кроком 0,10; 2,00; 2,20; 2,50; 2,80; 3,00; 3,20; 3,50; 3,80; 3,90; 4,00; 4,20; 4,50; 4,80; 5,00	500 – 2350	1000 – 6000
виготовлений у рулонах	—”—	—”—	Розвернута довжина рулонів не регламентується

Таблиця В.5. Граничні відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного, мм [16]

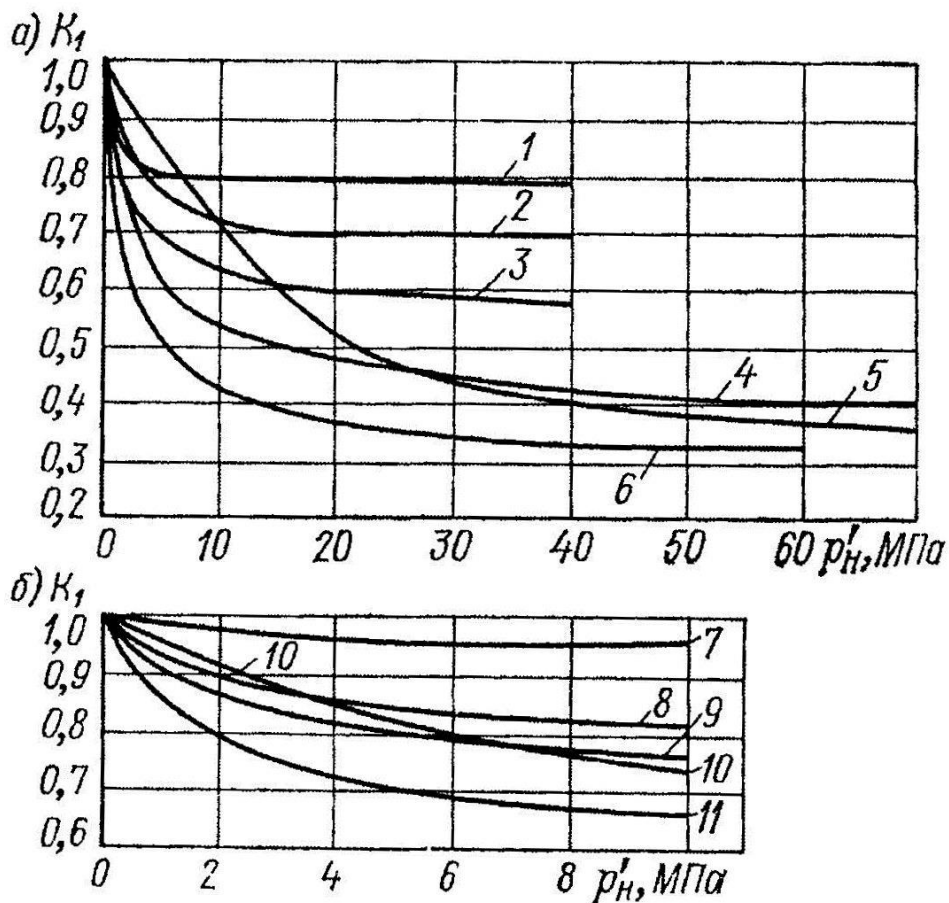
Товщина прокату	Граничні відхилення по товщині прокату при його ширині, мм											
	До 1000 включно			Більше 1000 до 1500 включно			Більше 1500 до 2000 включно			Більше 2000 до 2350 включно		
	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ
Від 0,35 до 0,40 включно	± 0,02	± 0,03	± 0,04	± 0,03	± 0,04	± 0,05	–	–	–	–	–	–
Від 0,40 до 0,50 включно	± 0,03	± 0,04	± 0,05	± 0,04	± 0,05	± 0,06	–	–	–	–	–	–
Від 0,50 до 0,65 включно	± 0,04	± 0,05	± 0,06	± 0,05	± 0,06	± 0,07	± 0,06	± 0,07	± 0,09	–	–	–
Від 0,65 до 0,90 включно	± 0,04	± 0,06	± 0,08	± 0,05	± 0,06	± 0,08	± 0,07	± 0,09	± 0,11	–	–	–
Від 0,90 до 1,20 включно	± 0,05	± 0,08	± 0,10	± 0,06	± 0,09	± 0,11	± 0,07	± 0,10	± 0,13	–	–	–
Від 1,20 до 1,40 включно	± 0,06	± 0,09	± 0,10	± 0,07	± 0,10	± 0,12	± 0,08	± 0,12	± 0,15	–	–	–
Від 1,40 до 1,50 включно	± 0,07	± 0,10	± 0,12	± 0,08	± 0,11	± 0,13	± 0,09	± 0,13	± 0,16	–	–	–
Від 1,50 до 1,80 включно	± 0,08	± 0,12	± 0,14	± 0,09	± 0,12	± 0,15	± 0,10	± 0,14	± 0,17	± 0,14	± 0,17	± 0,21
Від 1,80 до 2,00 включно	± 0,08	± 0,12	± 0,15	± 0,09	± 0,13	± 0,16	± 0,10	± 0,15	± 0,18	± 0,15	± 0,18	± 0,22
Від 2,00 до 2,50 включно	± 0,10	± 0,14	± 0,17	± 0,11	± 0,15	± 0,18	± 0,12	± 0,18	± 0,20	± 0,18	± 0,20	± 0,23
Від 2,50 до 3,00 включно	± 0,12	± 0,16	± 0,18	± 0,13	± 0,16	± 0,19	± 0,14	± 0,19	± 0,22	± 0,19	± 0,21	± 0,25
Від 3,00 до 3,20 включно	± 0,13	± 0,17	± 0,19	± 0,14	± 0,18	± 0,21	± 0,18	± 0,20	± 0,23	± 0,20	± 0,22	± 0,27
Від 3,20 до 4,00 включно	± 0,14	± 0,18	± 0,20	± 0,16	± 0,19	± 0,22	± 0,19	± 0,21	± 0,24	± 0,21	± 0,23	± 0,28
Від 4,00 до 5,00 включно	± 0,16	± 0,19	± 0,20	± 0,18	± 0,20	± 0,23	± 0,20	± 0,22	± 0,25	± 0,23	± 0,25	± 0,30

Примітки: 1) ВТ – висока точність; ПТ – підвищена точність; НТ – нормальна точність.
2) За вимогою споживача допускається виготовлення прокату з мінусовими допустимими граничними відхиленнями, які дорівнюють сумі граничних відхилень.

Додаток Г. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу
Таблиця Г.1. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу за
ГОСТ 34233.1–2017 [9]

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	–	–	–	–	–	–

Додаток Д. Коефіцієнт K_I , який враховує усадку набивки



- 1 – азбестова просочена (АП) і азбестодротяна (АПР) набивки; 2 – бавовняна просочена набивка (ХБП); 3 – прядив'яна просочена набивка (ПП);
 4 – бавовняна суха набивка (ХБС); 5 – вентильна набивка (АПРПС);
 6 – азбестова суха набивка (АС); 7 – пластична набивка (ПН); 8 – набивка із стружки фторопласту-4 без змащення (Ф-4); 9 – фторопластографітова композиція (ФГ); 10 – азбестографітова композиція (АГ); 11 – азбестовий шнур (АШ)

Рис. Д.1. Залежність коефіцієнта K_I від тиску p_i^1 натискної втулки:

а – $p_i^1 = 0 \dots 70$ МПа; б – $p_i^1 = 0 \dots 10$ МПа

Додаток Е. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок)

Таблиця Е1. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок)

Розрахункова температура болтів (шпильок), °С	Номінальне допустиме напруження болтів шпильок), МПа							
	Марки матеріалу							
	35, 40	12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	45Х14Н14В2М	20Х13	35Х, 40Х, 38ХА, 37Х12Н8Г8МБФ, 20ХН3А	30ХМА	25Х1МФ	Алюмінієвий сплав Д16
20	130	110	160	195	230	230	238	83
100	126	105	150	182	230	230	227	80
200	120	98	150	165	225	200	217	76
250	107	95	144	158	222	182	210	–
300	97	90	139	150	222	174	199	–
350	86	86	128	147	185	166	185	–
375	80	85	128	146	175	166	180	–
400	75	83	128	145	160	166	175	–
425	68	82	125	143	156	161	168	–
450	–	80	123	142	–	156	161	–
475	–	79	120	140	–	–	132	–
500	–	78	118	–	–	–	73	–
510	–	75	117	–	–	–	62	–
520	–	73	116	–	–	–	–	–
530	–	70	115	–	–	–	–	–
540	–	65	114	–	–	–	–	–
550	–	63	113	–	–	–	–	–
600	–	56	–	–	–	–	–	–

Продовження табл. Е1

Розрахункова температура болтів (шпильок), °С	Номінальне допустиме напруження болтів шпильок), МПа							
	Марки матеріалу							
	25Х2М1Ф	20Х1МФ1БР	18Х12ВМБРФ	14Х17Н2	07Х16Н6	07Х21Г7АН5	ХН35ВТ	08Х15Н24ВА4ТР
20	238,0	238,0	238,0	232,0	321,0	191,0	208,0	231,0
100	232,0	234,0	234,0	230,0	314,0	145,5	196,0	226,0
200	231,0	224,0	231,0	220,0	312,5	144,5	186,0	221,0
250	224,0	213,0	227,0	218,0	309,5	131,0	186,0	219,0
300	220,0	202,0	227,0	209,0	307,0	118,0	186,0	217,0
350	213,0	185,0	220,0	207,0	307,0	115,5	186,0	215,0
375	209,0	183,0	216,0	–	–	114,0	186,0	214,0
400	206,0	182,0	213,0	–	–	113,0	186,0	213,0
425	202,0	178,0	208,0	–	–	–	186,0	213,0
450	199,0	175,0	203,0	–	–	–	186,0	213,0
475	195,0	171,0	196,0	–	–	–	186,0	213,0
500	139,0	145,0	172,0	–	–	–	186,0	208,0
510	128,0	138,0	164,0	–	–	–	185,0	205,0
520	117,0	131,0	156,0	–	–	–	184,0	202,0
530	107,0	124,0	147,0	–	–	–	183,0	199,0
540	64,0	117,0	139,0	–	–	–	181,0	196,0
550	–	110,0	131,0	–	–	–	180,0	195,0
560	–	103,0	122,0	–	–	–	165,0	183,0
570	–	–	–	–	–	–	150,0	171,0
580	–	–	–	–	–	–	135,0	169,0
590	–	–	–	–	–	–	120,0	157,0
600	–	–	–	–	–	–	115,0	147,0
610	–	–	–	–	–	–	110,0	–
620	–	–	–	–	–	–	105,0	–
630	–	–	–	–	–	–	100,0	–
640	–	–	–	–	–	–	94,0	–
650	–	–	–	–	–	–	88,0	–

Додаток Ж. Фізичні і механічні властивості кріпильних матеріалів

Таблиця Ж.1. Модулі поздовжньої пружності кріпильних матеріалів

Марка сталі або сплаву	Модуль поздовжньої пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа при температурі t , °С									
	20	100	200	300	400	450	500	550	600	650
10, 20, 25, 30, 35, 40	2,13	2,10	1,98	1,90	1,85	1,82	1,79	–	–	–
35Х, 40Х, 15ХМ, 30ХМА, 35ХМ	2,18	2,15	2,08	2,01	1,92	1,86	1,79	–	–	–
12Х1МФ, 25Х1МФ, 25Х2М1Ф, 20Х1М1Ф1ТР, 20Х1М1Ф1БР, 20ХН3А	2,15	2,12	2,08	2,02	1,94	1,89	1,83	1,77	1,70	–
20Х13, 15Х1МФ, 20Х12ВНМФ, 18Х11МНФБ, 1Х12Н2ВМФ, 18Х12ВМБФР	2,28	2,22	2,13	2,05	1,93	1,89	1,84	1,75 ¹⁾	1,70	–
12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т, 08Х16Н13М2Б, 31Х19Н9МВБТ, ХН35ВТ	2,05	2,02	1,97	1,90	1,81	1,80	1,73	1,70	1,65	1,60
07Х16Н6	2,08	2,01	1,92	1,83	1,73	1,68	1,62	–	–	–
07Х21Г7АН5	2,13	2,00	1,93	1,89	1,83	–	–	–	–	–
10Х11Н22Т3МР (ЭИ696М)	1,9	1,81	1,69	1,58	1,48	1,42	1,37	1,33	1,31	1,30
Д16	0,71	0,67	0,59	–	–	–	–	–	–	–

¹⁾ При $t = 565$ °С модуль поздовжньої пружності $E = 1,73 \cdot 10^5$ МПа.

Таблиця Ж.2. Коефіцієнти лінійного розширення кріпильних матеріалів

Марка сталі або сплаву	Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_t \cdot 10^6$, 1/°С при температурі t , °С					
	20–100	20–200	20–300	20–400	20–500	20–600
10, 20, 25, 30, 35	11,1	11,9	–	13,4	–	–
40	11,3	12,0	13,3	13,3	–	–
20Х13	10,4	10,9	11,4	11,8	–	–
14Х17Н2	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	–
35Х, 40Х, 38ХА	13,4	13,3	–	14,8	–	–
20ХН3А	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30ХМА	12,3	12,6	12,9	13,9	–	14,4
25Х1МФ	11,3	12,7	–	13,9	–	14,6
25Х2М1Ф	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18Х12ВМБФР	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	–
37Х12Н8Г8МБФ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	–

Продовження табл. Ж.2

Марка сталі або сплаву	Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_t \cdot 10^6$, 1/°C при температурі t , °C					
	20–100	20–200	20–300	20–400	20–500	20–600
45X14H14B2M	–	17,0	–	18,0	–	18,0
XH35BT	14,8	15,1	15,5	15,9	16,1	16,6
08X15H24BA4TP	14,5	15,5	16,3	16,8	17,2	17,4
07X16H16	11,2	11,9	12,1	12,5	12,9	–
07X21Г7АН5	15,4	16,0	16,8	17,3	–	–
Д16	22,7	23,4	–	–	–	–

Додаток II. Розміри шайб

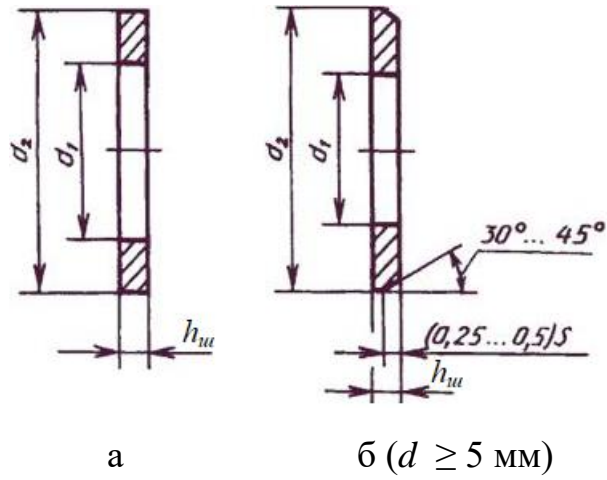


Рис. II.1. Шайби виконання 1 (а) і виконання 2 (б)

Таблиця II.1. Розміри шайб [6]

Діаметр різьби кріпильної деталі d , мм	d_1 , мм		d_2 , мм	$h_{ш}$, мм
	Клас точності			
	С	А		
1,0	1,2	1,1	3,5	0,3
1,2	1,4	1,3	4,0	
1,4	1,6	1,5	4,0	
1,6	1,8	1,7	4,0	
2,0	2,4	2,2	5,0	
2,5	2,9	2,7	6,0	0,5
3,0	3,4	3,2	7,0	
3,5	—	3,7	8,0	
4,0	4,5	4,3	9,0	0,8
5,0	5,5	5,3	10,0	1,0
6,0	6,6	6,4	12,0	1,6
8,0	9,0	8,4	16,0	
10,0	11,0	10,5	20,0	2,0
12,0	13,5	13,0	24,0	2,5
14,0	15,5	15,0	28,0	
16,0	17,5	17,0	30,0	3,0
18,0	20,0	19,0	34,0	
20,0	22,0	21,0	37,0	
22,0	24,0	23,0	39,0	
24,0	26,0	25,0	44,0	

Продовження табл. И.1

Діаметр різьби кріпильної деталі d , мм	d_1 , мм		d_2 , мм	h_w , мм
	Клас точності			
	С	А		
27,0	30,0	28,0	50,0	5,0
30,0	33,0	31,0	56,0	
33,0	–	34,0	60,0	
36,0	39,0	37,0	66,0	
39,0	–	40,0	72,0	6,0
42,0	45,0	43,0	78,0	7,0
48,0	52,0	50,0	92,0	8,0

ЗМІСТ

Перелік позначень	3
Вступ.....	20
1 Посудини та апарати хімічних виробництв. Основні положення.....	32
1.1 Вимоги до посудин та апаратів	32
1.2 Вимоги до конструкції	33
1.2.1 Загальні вимоги до конструкції.....	33
1.2.2 Мінімальні товщини елементів посудин	36
1.2.3 Випуклі днища.....	37
1.2.4 Конічні днища	40
1.2.5 Плоскі днища.....	40
1.2.6 Відбортовані і перехідні елементи.....	41
1.2.7 Вимоги до люків, бобишок і штуцерів	42
1.2.8 Розташування отворів.....	43
1.2.9 Вимоги до внутрішніх і зовнішніх пристроїв	44
Запитання для самоконтролю до підрозділів 1.1 і 1.2.....	45
Приклади до підрозділу 1.2.....	45
1.3 Розрахункові параметри і допустимі напруження.....	49
1.3.1 Температура.....	49
1.3.2 Тиск	49
1.3.3 Навантаження	51
1.3.4 Допустиме напруження	51
Запитання для самоконтролю до підрозділу 1.3.....	54
Приклади до підрозділу 1.3.....	54
2 Матеріали, які застосовуються у хімічному машинобудування	58
3 Розрахунок основних конструктивних елементів тонкостінних посудин, які навантажені внутрішнім тиском.....	60
3.1 Основні теорії міцності.....	60
3.2 Основні визначення з геометрії симетричних оболонок	62
3.3 Особливості розрахунку на міцність тонкостінних оболонок. Безмоментна та моментна теорії розрахунку	63
3.4 Рівняння Лапласа.....	65
Запитання для самоконтролю до підрозділів 3.1–3.4.....	67
3.5 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені внутрішнім тиском, на міцність	67
3.5.1 Розрахунок гладких циліндричних обичайок за безмоментною теорією	67
3.5.2 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості... ..	70
Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.5.....	71
Приклади до підрозділу 3.5.....	72

3.6 Розрахунок на міцність сферичних днищ та кришок, які навантажені внутрішнім тиском	73
3.6.1 Розрахунок півсферичних днищ та кришок за безмоментною теорією	73
3.6.2 Розрахунок сферичних невідбортованих днищ та кришок	75
Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.6	78
Приклади до підрозділу 3.6	79
3.7 Розрахунок на міцність торосферичних днищ і кришок, які навантажені внутрішнім тиском	80
Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.7	83
3.8 Розрахунок на міцність за безмоментною теорією еліптичних днищ і кришок, які навантажені внутрішнім тиском	83
Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.8	87
Приклади до підрозділу 3.8	88
3.9 Розрахунок на міцність конічних днищ і оболонки, які навантажені внутрішнім тиском	90
3.9.1 Розрахунок за безмоментною теорією	90
3.9.2 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок	92
3.9.2.1 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок без тороїдального переходу	96
3.9.2.2 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок з кільцем, що зміцнює	98
3.9.2.3 Розрахунок вузлів з'єднання конічних обичайок з тороїдальним переходом	100
3.9.2.4 Розрахунок вузлів з'єднання штуцера або циліндричної обичайки меншого діаметра з конічною обичайкою ..	102
3.9.2.5 Розрахунок пологих конічних днищ з тороїдальним переходом	105
3.9.2.6 Розрахунок пологих конічних днищ з кільцем, що зміцнює	106
3.9.2.7 Розрахунок пологих конічних днищ без тороїдального переходу і без кільця, що зміцнює	106
Запитання для самоконтролю до підрозділу 3.9	107
Приклади до підрозділу 3.9	107
3.10 Алгоритми і приклади розрахунків елементів посудин і апаратів, які знаходяться під дією внутрішнього тиску	109
4 Особливості розрахунку елементів посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском	196
Запитання для самоконтролю до розділу 4	200
Приклади до розділу 4	201

4.1 Розрахунок товщини гладкої циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском	201
Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.1	205
Приклади до підрозділу 4.1	205
4.2 Розрахунок товщини циліндричної обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості і навантажена зовнішнім тиском	206
Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.2	209
4.3 Розрахунок випуклих днищ, які навантажені зовнішнім тиском ...	209
4.3.1 Розрахунок еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском	209
4.3.2 Розрахунок торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.....	211
4.3.3 Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене зовнішнім тиском	211
Запитання для самоконтролю до підрозділу 4.3	212
Приклади до підрозділу 4.3	212
4.4 Алгоритми і приклади розрахунків елементів посудин і апаратів, які знаходяться під дією зовнішнього тиску	215
5 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені силами або моментами	226
5.1 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою силою, що розтягує	226
5.2 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою стискуючою силою	227
5.3 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені згинаючим моментом	230
5.4 Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені поперечним зусиллям	231
5.5 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили	232
Запитання для самоконтролю до розділу 5	232
Приклади до розділу 5	232
6 Розрахунок циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісно діючими навантаженнями	234
6.1 Розрахунок циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту	234
6.2 Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту	234

Запитання для самоконтролю до розділу 6	234
Приклади до розділу 6	234
6.3 Алгоритм і приклад перевірки умови стійкості циліндричної обичайки у випадку, коли вона знаходиться під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискувальної сили	235
7 Застосування і розрахунок плоских днищ і кришок	240
7.1 Застосування плоских круглих днищ і кришок	240
7.2 Розрахункові схеми круглих пластин	240
7.3 Розрахунок плоских круглих днищ і кришок	243
7.4 Розрахунок плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском	247
Запитання для самоконтролю до розділу 7	250
Приклади до розділу 7	250
7.5 Алгоритм і приклад розрахунку товщини плоского круглого днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене тиском	252
8 Крайові напруження	257
8.1 Виникнення крайових напружень	257
8.2 Причина виникнення крайових навантажень	258
8.3 Умови сумісності деформацій	259
8.4 Розрахунок напружень з урахуванням крайових навантажень	260
8.5 Алгоритм перевірки умови міцності в місці сполучення елементів ..	267
8.6 Приклад перевірки умови міцності в місці сполучення елементів ...	267
Запитання для самоконтролю до розділу 8	268
9 Отвори в посудинах і апаратах	268
9.1 Класифікація і обладнання отворів	268
Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.1	275
9.2 Концентрація напружень понад отвором	275
Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.2	276
9.3 Способи укріплення отворів	276
Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.3	283
9.4 Розрахунок на міцність укріплення отворів	283
Запитання для самоконтролю до підрозділу 9.4	292
9.5 Алгоритми і приклади розрахунків укріплення отворів	293
10 Роз'ємні міцно-щільні з'єднання	305
10.1 Манжетні ущільнення	305
Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.1	307
10.2 Сальникові ущільнення	308
10.2.1 Матеріал сальникових набивок	308
10.2.2 Визначення зусилля затягування шпильок, яке забезпечує щільність сальникового ущільнення	317

Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.2	320
10.2.3 Алгоритм і приклад розрахунку сальника з м'якою набивкою	320
10.3 Щілинні і лабіринтові з'єднання	326
Запитання для самоконтролю до підрозділу 10.3	329
10.4 Фланцеві з'єднання	329
10.4.1 Класифікація фланцевих з'єднань	330
Запитання для самоконтролю до пункту 10.4.1	332
10.4.2 Конструкції фланців	333
10.4.3 З'єднувальні деталі фланців	335
Запитання для самоконтролю до пунктів 10.4.2 і 10.4.3.....	339
10.4.4 Розрахунок на міцність і герметичність фланцевих з'єднань	340
Запитання для самоконтролю до пункту 10.4.4	364
10.4.5 Алгоритм і приклад перевірного розрахунку фланцевого з'єднання	365
Список використаної та рекомендованої літератури	403
Додатки	405
Додаток А. Допустимі напруження сталей	405
Додаток Б. Коефіцієнти міцності зварних швів.....	411
Додаток В. Сталевий листовий прокат	412
Додаток Г. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу	416
Додаток Д. Коефіцієнт K_1 , який враховує усадку набивки	417
Додаток Е. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок) .	418
Додаток Ж. Фізичні і механічні властивості кріпильних матеріалів	420
Додаток И. Розміри шайб	422