

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

Ігор АНДРЕЄВ

РОЗ'ЄМНІ МІЦНО-ЩІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»,
освітньо-професійною програмою «Обладнання хімічних, нафтопереробних та
целюлозно-паперових виробництв»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2020

Рецензент: Ігор Мікульонок, д-р техн. наук, проф.

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

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 10 від 18.06.2020 р.)
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 4 від 01.06.2020 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

Ігор Андреев, канд. техн. наук, доц.

РОЗ'ЄМНІ МІЦНО-ЩІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

Роз'ємні міцно-щільні з'єднання [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітньо-професійної програми «Обладнання хімічних, нафтопереробних та целюлозно-паперових виробництв» / І. А. Андреев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 5,3 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 138 с.

© Ігор Андреев, 2020
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	5
ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ	6
1. МАНЖЕТНІ УЩІЛЬНЕННЯ	17
2. САЛЬНИКОВІ УЩІЛЬНЕННЯ	21
2.1. Матеріал сальникових набивок	22
2.2. Визначення зусилля затягування шпильок, яке забезпечує щільність сальникового ущільнення	29
3. ЩІЛИННІ І ЛАБІРИНТНІ З'ЄДНАННЯ	35
4. ФЛАНЦЕВІ З'ЄДНАННЯ	39
4.1. Класифікація фланцевих з'єднань	40
4.2. Конструкції фланців	43
4.3. З'єднувальні деталі фланців	46
4.4. Розрахунок на міцність і герметичність фланцевих з'єднань	52
5. АЛГОРИТМИ І ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ	86
Додаток А. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок)	127
Додаток Б. Коефіцієнт K_L, який враховує усадку набивки	129
Додаток В. Коефіцієнт кінетичного тертя між валом і набивкою $f_{\text{дв}}$	130
Додаток Г. Фізичні і механічні властивості кріпильних матеріалів	131
Додаток Д. Допустимі напруження сталей	133
Додаток Е. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу	134

Додаток Ж. Шайби.....	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ	
ЛІТЕРАТУРИ.....	137

ВСТУП

У навчальному посібнику містяться теоретичні відомості основ конструювання і інженерних розрахунків, сучасні стандартні розрахункові формули, питання для самоконтролю, приклади розрахунку, а також довідковий матеріал для забезпечення проведення розрахунків і проектування роз'ємних міцно-щільних з'єднань. Розроблені алгоритми розрахунків і наведені приклади допоможуть студентам при виконанні курсових і дипломних проектів.

Розглянутий у навчальному посібнику матеріал відповідає курсу "Розрахунок і конструювання типового обладнання", який відіграє важливу роль при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю "Галузеве машинобудування".

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.

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

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ

- A_b – сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, м²;
- a – плече зусиль в болтах (шпильках) вільного фланця, м;
- b – плече зусиль в болтах (шпильках), м;
- b_n – ширина прокладки, мм;
- C – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м;
- C_F – коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками);
- D – внутрішній діаметр посудини (обичайки, днища, камери, фланця), м;
- D_s – зовнішній діаметр контакту бурту і кільця вільного фланця, м;
- D_b – діаметр кола розташування болтів (шпильок), м;
- D_3 – зовнішній діаметр посудини (днища, камери), м;
- D_k – внутрішній діаметр кільця вільного фланця, м;
- D_n – зовнішній діаметр фланця, м;
- $D_{н.к}$ – зовнішній діаметр кільця вільного фланця, м;
- D_{cn} – розрахунковий діаметр прокладки, м;
- D_y – умовний прохід, м;
- D^* – зведений діаметр фланця, м;
- d – зовнішній діаметр болта (шпильки), м;
- d_1 – внутрішній діаметр шайби, м;
- d_2 – зовнішній діаметр шайби, м;
- d_e – діаметр вала, м;

E , E_1 , E_2 – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланцю за розрахункової температури, МПа;

E^{20} , E_1^{20} , E_2^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланцю при 20° С, МПа;

E_b – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури, МПа;

E_b^{20} – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) при 20° С, МПа;

E_K – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного кільця при розрахунковій температурі, 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, МПа;

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

E_n – умовний модуль стиснення прокладки, МПа;

e , e_1 , e_2 – плече зусилля від дії тиску всередині фланцю, м;

F – зовнішня сила, Н;

F_c – площа поперечного перерізу сальникової набивки, м²;

$F_{тр}$ – сила тертя між набивкою і валом, МН;

F_c – площа поперечного перерізу сальникової набивки, м²;

f – коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного в стик фланця;

f_b – площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, м²;
 $f_{кин}$ – коефіцієнт кінетичного тертя між валом і набивкою;
 f_c – коефіцієнт статичного тертя набивки о поверхні сальникової камери і валу;
 H_c – повна глибина розточки сальникової камери з урахуванням встановлення фонарного кільця і забезпечення напрямку натискної втулки, м;
 h, h_1, h_2 – товщина тарілки фланця, м;
 h_0 – первісна висота набивки з урахуванням герметизації, м;
 h_e – довжина циліндричної частини натискної втулки, м;
 h_k – товщина кільця вільного фланця, м;
 $h_{кр}$ – товщина кришки, м;
 h_n – висота фланця натискної втулки, м;
 h_n – товщина прокладки, м;
 h_p – товщина трубної решітки або іншої закладеної деталі, яка затиснута між фланцями (висота набивки у робочому стані), м;
 h_ϕ – висота фонаря, м;
 $h_{ш}$ – товщина шайби, м;
 K – відношення зовнішнього діаметра тарілки фланця до внутрішнього діаметра;
 K_s – коефіцієнт врахування розмірів тарілки фланця;
 K_T – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при розрахунку фланців з урахуванням обмеженості температурних деформацій;
 K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти;
 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;

$K_{обж}$ – коефіцієнт обтиснення прокладки;

K_{Θ} – коефіцієнт;

k – коефіцієнт бокового тиску;

L_b – ефективна довжина болта (шпильки), м;

L_{b0} – відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок, м;

l – довжина конічної втулки приварного в стик фланця, м;

l_0 – параметр довжини втулки, м;

l_k – довжина конічної втулки фланця, який приварений в стик, м;

M – згинаючий момент, Н·м;

M^M – розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при затягуванні, Н·м;

M_K^M – розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця при затягуванні, Н·м;

M_K^P – розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця в робочих умовах, Н·м;

M^P – розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах, Н·м;

$M_{кр}$ – крутний момент, Н·м;

t – коефіцієнт прокладки;

N_c – втрати потужності на подолання сил тертя у сальнику, Вт;

n – кількість обертів в одиницю часу, об/с;
 n_b – кількість болтів (шпильок);
 n_d – коефіцієнт запасу міцності за границею тривалої міцності;
 n_n – коефіцієнт запасу міцності за границею повзучості;
 n_T – коефіцієнт запасу міцності за границею плинності;
 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;
 $P_{обт}$ – зусилля, яке необхідне для зм'якшення прокладки при затягуванні, 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 в робочих умовах, МН;
 p – розрахунковий тиск, МПа;
 p_n^1 – робочий тиск натискної втулки, МПа;
 p_y – умовний тиск, МПа;
 $[p]_к$ – допустимий надлишковий тиск з умови міцності крайової зони сферичного невідбортованого днища або кришки, МПа;

Q_{FM} – приведенне навантаження, яке виникає від дії зовнішньої сили і згинаючого моменту, Н;

Q_t – навантаження, викликане обмеженістю температурних деформацій, Н;

Q_D – рівнодіюче навантаження від тиску, Н;

q_e – питомий тиск на набивку від натискної втулки, МПа;

$q_{обт}$ – питомий тиск обтиснення прокладки, МПа;

q_x – боковий тиск, МПа;

q_y – осьовий тиск, МПа;

$[q]$ – допустимий питомий тиск, МПа;

$R_{0,2}^{20}$ – мінімальне значення умовної границі плинності за температури 20 °С (напруження, за якого залишкове видовження становить 0,2 %), МПа;

R_n – зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання, МН;

R_c – радіус кривизни сферичної частини кришки, що не відбортована, м;

R_T^{20} – мінімальна границя плинності за температури 20 °С, МПа;

S_l – найбільша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;

S_o – найменша товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м;

S_O – товщина втулки фланця, яка приварена в стик, в місці приварки до обичайки (труби), товщина обичайки (труби) плоского фланцю або бурта вільного фланця, м;

S_I – товщина втулки фланця, яка приварена в стик, в місці приєднання до тарілки, м;
 S_n – товщина набивки, м;
 $S_{\mathcal{D}}$ – еквівалентна товщина фланця, м;
 t – розрахункова температура, °С;
 t_{δ} – розрахункова температура болтів, °С;
 t_{κ} – розрахункова температура кільця вільного фланцю, °С;
 $t_{кр}$ – 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;
 $h_{ш}$ – товщина шайби, м;
 V_v – витрата витоку, м³/с;
 $[V_v]$ – допустима витрата витоку, м³/с;
 x – відносна довжина втулки фланця;
 y_{δ} – податливість болтів (шпильок), м/Н;
 y_{κ} – кутова податливість вільного кільця при затягуванні, 1/(Н·м);
 $y_{кр}$ – кутова податливість плоскої кришки або кутова податливість фланця з сферичною невідбортованою кришкою, 1/(Н·м);
 y_n – податливість прокладки, м/Н;
 $y_{\phi}, y_{\phi 1}, y_{\phi 2}$ – кутова податливість фланців при затягуванні, 1/(Н·м);
 $y_{\phi.n}$ – кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом, 1/(Н·м);
 $y_{\phi.c}$ – кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для кільця вільного фланця, 1/(Н·м);

- α – коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьовою силою;
- α_t – температурний коефіцієнт лінійного розширення, $1/^\circ\text{C}$;
- α_b – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта (шпильки), $1/^\circ\text{C}$;
- α_k – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця вільного фланцю, $1/^\circ\text{C}$;
- $\alpha_{кр}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кришки, $1/^\circ\text{C}$;
- 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, $1/^\circ\text{C}$;
- $\alpha_{\phi}, \alpha_{\phi 1}, \alpha_{\phi 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця, $1/^\circ\text{C}$;
- $\alpha_{ш}, \alpha_{ш 1}, \alpha_{ш 2}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби, $1/^\circ\text{C}$;
- β – відношення товщини втулки в перерізі S_1 до товщини в перерізі S_0 ;
- $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$ – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів тарілки фланця;
- β_V, β_F – розрахункові коефіцієнти, які залежить від співвідношення розмірів втулки фланця;
- γ – жорсткість фланцевого з'єднання, Н/м;
- $\delta_{кр}$ – товщина фланцевої частини кришки в зоні ущільнення, м;
- Δ – величина зазору між валом і натискною втулкою, м;

ξ – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при затягуванні;
 Θ – кут повороту фланця, рад;
 $[\Theta]$ – допустимий кут повороту фланця, рад.;
 $[\Theta]_K$ – допустимий кут повороту кільця вільного фланця, рад.;
 λ – коефіцієнт;
 ζ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення розмірів втулки фланця;
 σ_0^P – розрахункове меридіональне згинаюче напруження в перерізі S_0 в робочих умовах МПа;
 σ_{0mm}^P – меридіанне мембранне напруження в перерізі S_0 в робочих умовах МПа;
 σ_{0mo}^P – окружне мембранне напруження в перерізі S_0 в робочих умовах МПа;
 $\sigma_{1\% \cdot 10^5}$ – середня 1 % границя повзучості матеріалу болтів (шпильок) за 10^5 годин за розрахункової температури, МПа;
 σ_1^M – меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 при затягуванні, МПа;
 σ_1^P – розрахункове меридіональне згинаюче напруження в перерізі S_1 в робочих умовах МПа;
 σ_{1mm}^P – меридіональне мембранне напруження у втулці фланця в перерізі S_1 в робочих умовах, МПа;
 σ_R^M – радіальне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування, 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 приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування, МПа;
- σ_T^P – окружне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах, МПа;
- σ_K^M – окружне напруження в кільці вільного фланця в умовах затягування, МПа;
- σ_K^P – окружне напруження у кільці вільного фланця в робочих умовах, МПа;
- σ_T – границя плинності при залишковому подовженні 0,2 % матеріалу болтів (шпильок) за розрахункової температури, МПа;
- σ_{b1} – розрахункове напруження в болтах (шпильках) при затягуванні, МПа;
- σ_6^{20} – границя міцності матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа;
- $\sigma_{d \cdot 10^5}$ – середнє значення границі тривалої міцності матеріалу болтів (шпильок) за 10⁵ годин за розрахункової температури, МПа;
- σ_T^{20} – границя плинності при залишковому подовженні 0,2 % матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа;
- $[\sigma]$ – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа;
- $[\sigma]^{20}$ – допустиме напруження за температури 20° С, МПа;

$[\sigma]_R$ – допустиме значення сумарних умовних пружних напружень, МПа;

$[\sigma]_0$ – допустиме значення умовних пружних напружень в перерізі S_0 , МПа;

$[\sigma]_K$ – допустиме напруження матеріалу кільця вільного фланця за розрахункової температури, МПа;

$[\sigma]_K^{20}$ – допустиме напруження матеріалу кільця вільного фланця за температури 20° С, МПа;

$[\sigma]_M$ – допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень, МПа;

$[\sigma]_M^{\delta}$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні, МПа;

$[\sigma]_H^{\delta}$ – номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах, МПа;

$[\sigma]_H^{\delta 20}$ – номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні і випробуванні, МПа;

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження різьби болтів (шпильок), МПа;

$[\sigma]_p^{\delta}$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях, МПа;

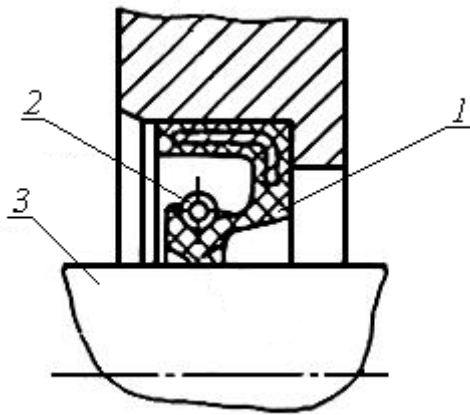
ψ_k – коефіцієнт;

ω – кутова швидкість, 1/с.

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

1. МАНЖЕТНІ УЩІЛЬНЕННЯ

Манжетне ущільнення (рис. 1.1) – 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 корпуса).



1 – манжета, 2 – пружина, 3 – вал

Рис. 1.1. Манжетне ущільнення

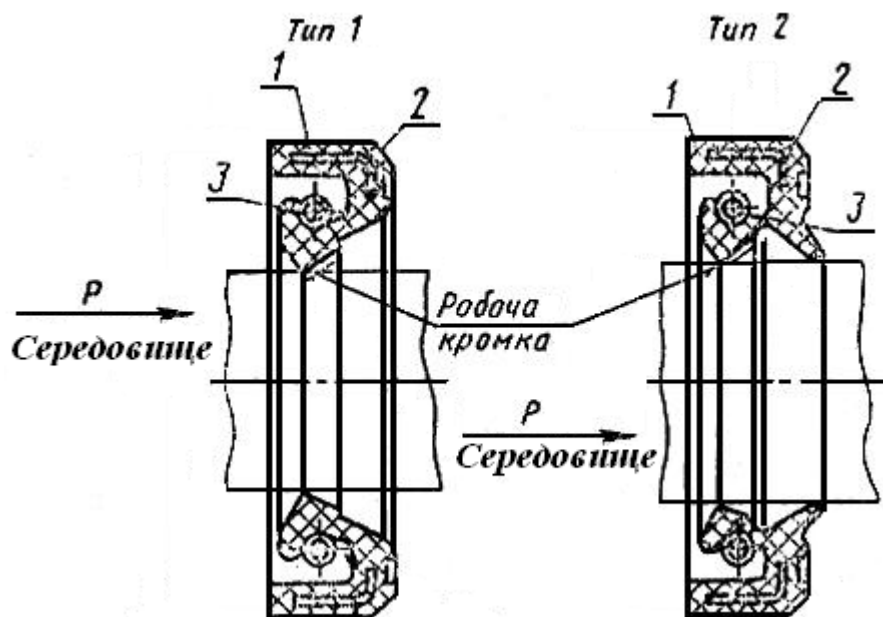
Класифікація манжетних ущільнень. Залежно від способу використання манжетні ущільнення поділяються на:

- 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 за ГОСТ 8752 [5]. 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). Конструктивне виконання манжетних ущільнень подано на рис. 1.2.



1 – гума, 2 – каркас, 3 – пружина

Рис. 1.2. 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 і без гарантій, вказаних в ГОСТ 8752. Опорний конус може бути виконаний безпосередньо в корпусі або у вигляді окремої деталі (рис.1.3), виготовленої з будь-яких металів.

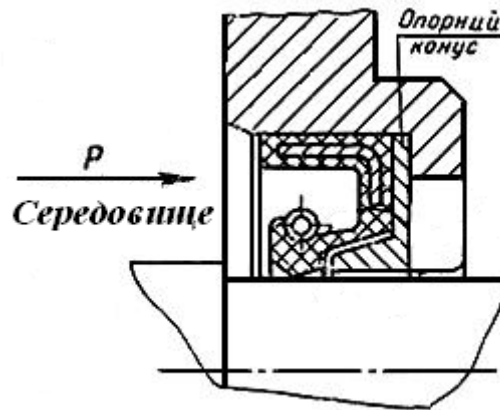


Рис. 1.3. Манжетне ущільнення з опорним конусом

Приклад умовного позначення манжети рядів 1 і 2 типу 1, виконання 1, для валу діаметром 60 мм із зовнішнім діаметром 80 мм з гуми групи 1:

Манжета I.1-60x80-1 ГОСТ 8752-79.

Те ж, для манжети 4-го ряду:

Манжета I.1-60x80-1/4 ГОСТ 8752-79.

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 за ГОСТ 6678 [6].

Такі манжети виготовляються двох типів:

тип 1 – для ущільнення циліндрів,

тип 2 – для ущільнення штоків (рис. 1.4).

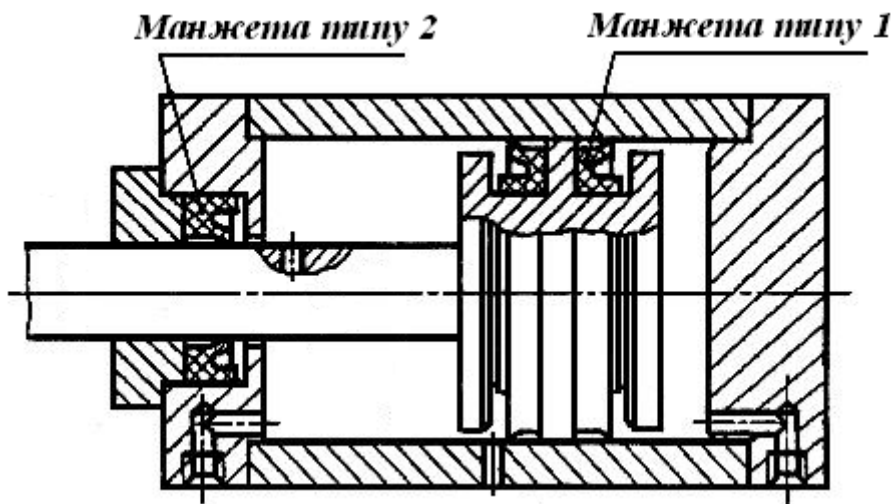


Рис. 1.4. Приклади застосування манжетів для ущільнення циліндрів і штоків пневматичних пристроїв

Ущільнення за ГОСТ 6678 застосовуються для циліндрів діаметром 0,01...0,40 м.

Приклад умовного позначення манжети типу I для діаметру циліндра 25 мм з гуми групи 3:

Манжета 1-025-3 ГОСТ 6678-72.

Те ж, типу 2 для діаметру штока 10 мм з гуми групи 1:

Манжета 2-010-1 ГОСТ 6678-72.

Питання для самоконтролю до розділу 1

1. Проаналізувати особливості роботи манжетного ущільнення.
2. Надати класифікацію манжетних ущільнень.
3. Обґрунтувати режим експлуатації і вибір манжетних ущільнень

2. САЛЬНИКОВІ УЩІЛЬНЕННЯ

Сальникове ущільнення – один з найпоширеніших видів ущільнюючих облаштувань рухливих з'єднань різних пристроїв і механізмів (рис. 2.1). Окрім рухливих вузлів, сальники також можуть використовуватися для ущільнення нерухомого устаткування, наприклад в трубних і кабельних проходках.

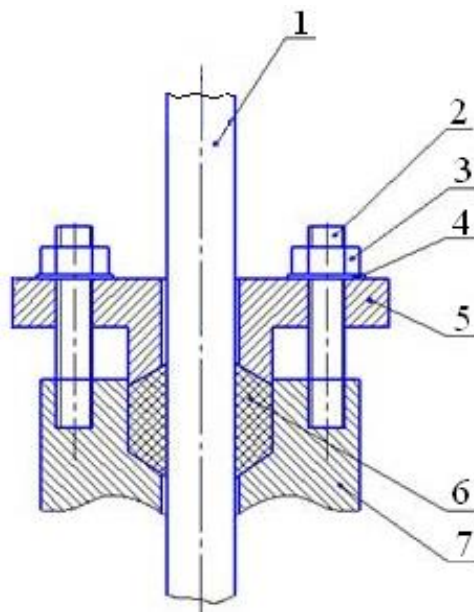
Вимоги до сальникових набивок:

1) хімічна стійкість в середовищі апарата при розрахунковому тиску і розрахунковій температурі;

2) Низький коефіцієнт тертя набивок о рухому деталь для зменшення витрат потужності;

3) еластичність матеріалу, можливість легко заповнювати форму сальникової камери, тобто гарантувати щільність

Для зменшення тертя матеріал промащується і прографічується.



1 – рухома деталь (вісь, вал, шток), 2 – шпилька, 3 – гайка, 4 – шайба,
5 – натискна втулка, 6 – сальникова набивка, 7 – корпус сальника

Рис. 2.1. Сальникове ущільнення

2.1. Матеріал сальникових набивок

Матеріал сальникових набивок подано у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Характеристика сальникових набивок [7]

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 жиривим антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АП-31	Плетена, просочена жиривим антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АСП	Плетена з сердечником із склоровінгу, просочена жиривим антифрикційним складом, графітована	–	+
АСП-31	Плетена, з сердечником із склоровінгу, просочена жиривим антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
АПР	Плетена з латунним дротом, просочена жиривим антифрикційним складом, графітована	–	+

Продовження табл. 2.1

Марка набивки	Характеристика	Тропикостійкі без захисту	Тропикостійкі з заміною єднального волокна або з введенням фунгіцидів
АПР-31	Плетена, з латунним дротом, просочена жиривим антифрикційним складом на основі нафтових екстрактів, графітована	–	+
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, інгібірована	–	+
АФВ	Плетена, просочена жиривим 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	+	–

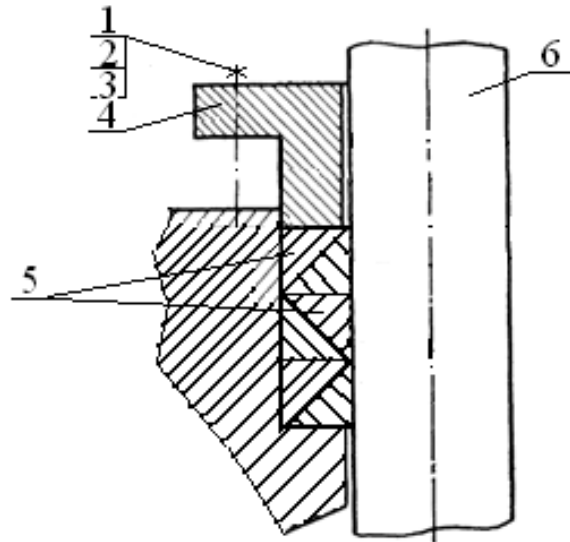
Продовження табл. 2.1

Марка набивки	Характеристика	Тропікостійкі без захисту	Тропікостійкі з заміною єднального волокна або з введенням фунгіцидів
УС	Плетена з вуглецевих ниток, суха	+	–
ХБП	Плетена, бавовняна, просочена жиривим антифрикційним складом, графітована	–	+
ЛП	Плетена з лубових волокон, просочена жиривим антифрикційним складом, графітована	–	+
ППФ	Плетена, фторопластова з сердечником з лубових волокон, просочена жиривим 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. 2.2).



1 – шпилька, 2 – гайка, 3 – шайба, 4 – натискна втулка,
5 – металеві кільця, 6 – вісь (вал, шток)

Рис. 2.2. Сальникове ущільнення з використанням металевих кілець

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 2.2.

Таблиця 2.2. Застосування сальникових набивок [7]

Марка набивки	Застосування					Вузол ущільнення
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °C	швидкість ковзання, м/с	
АПК-31	Повітря, нейтральні і слабокислотні розчини.	3-10	4,5	300	2	Арматура

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АПК-31	Нафтопродукти, гази і пари					
	Вода, пар		1,6	225		
(АП) АП-31 (АСП) АСП-31	Нейтральні і агресивні рідкі і газоподібні середовища, пара	3-14	4,5	Від мінус 70 до плюс 300	2	Арматура
	Нафтопродукти		2,0	Від мінус 30 до плюс 300		
	Нейтральні і агресивні рідкі середовища, нафтопродукти		2,0	250	15	Насоси відцентрові
				2	Насоси поршневі	
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	-	Нерухомі з'єднання апаратів
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

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
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
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
			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		15		15	Насоси
			32,0	Від мінус 70 до плюс 150	2	Арматура
Рідкі і газоподібні нафтопродукти і агресивні середовища	37,0	600	-	Нерухомі з'єднання апаратів		
АФВ	Лужне середовище будь-якої концентрації, сульфатний і сульфатний щелоки	3-14	2,0	180	2	Арматура, поршневі насоси
					15	Насоси відцентрові

Марка набивки	Застосування					
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			Вузол ущільнення
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
АФ-1 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
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
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	5-10	16,0	150	2	Арматура
			2,5		15	Насоси

Марка набивки	Застосування					Вузол ущільнення
	Робоче середовище	рН середовища	Максимально допустимі			
			тиск середовища, МПа	Температура середовища, °С	швидкість ковзання, м/с	
	темне паливо, промислова вода, морська вода, розчини лугів					
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 АГИ не є корозійно-активною у контактi зi сталлями марок 20X13, 08X18H10T, 14X17H2 за ГОСТ 5632 i зi сталлю ХН35ВТ.

Приклади умовного позначення набивки сальникової крученої марки АПК- 31 діаметром 3 мм:

Набивка крученая марки АПК-31 з ГОСТ 5152-84.

Те ж, для набивки сальникової багатошарової плетеної марки АП- 31 квадратного перерізу розміром 18 мм:

Набивка многослойного плетения марки АП-31 18 × 18 ГОСТ 5152-84.

Те ж, для набивки в тропічному виконанні:

Набивка многослойного плетения марки АП-31-Т 18 × 18 ГОСТ 5152-84.

То же, для набивки сальникової скатанної марки ХБР круглого сечення діаметром 20 мм:

Набивка скатанная марки ХБР 20 ГОСТ 5152-84.

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, деформується за рахунок бокового тиску щільно притискається до валу або штока і до стінки сальникової камери (рис. 2.3). В результаті забезпечується герметичність місця вводу валу або штока.

Питомий тиск на набивку від натискної втулки:

$$q_{\text{в}} = \frac{P_{\text{б}}}{F_{\text{с}}} = \frac{P_{\text{б}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D^2)},$$

де $P_{\text{б}}$ – зусилля затягування шпильок, МН; $F_{\text{с}}$ – площа поперечного перерізу сальникової набивки, м²; D_3, 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 $q_{\text{в}}$ 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:

$$q_{\text{y}} = q_{\text{x}}.$$

Реальна набивка займає проміжний стан між абсолютно твердим тілом і рідиною. В ній осьовий питомий тиск змінюється від максимуму $q_{\text{в}}$ до мінімуму на дні камери.

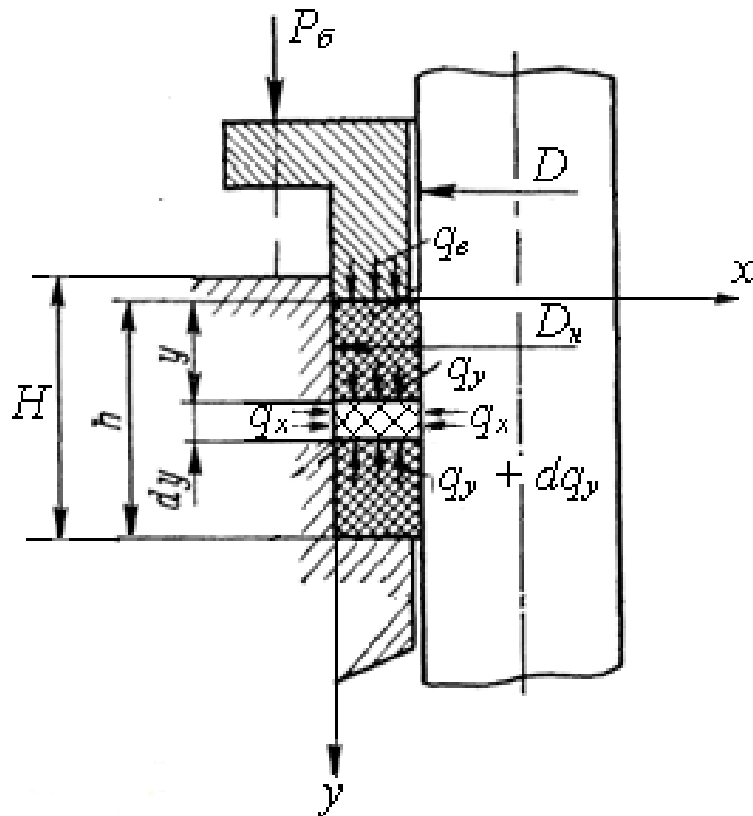


Рис. 2.3. Розрахункова схема до визначення зусилля затягування шпильок

Боковий тиск для одного і того ж поперечного перерізу буде менше відповідного осьового тиску [8]:

$$q_y = k \cdot q_x,$$

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. 2.3).

З умови рівноваги суму проєкцій всіх сил на вісь ou 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 $q_y = k \cdot q_x$, 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: при $y = 0 \rightarrow q_y = q_\theta$,

$$0 = -\frac{D_H - D}{4kf} \cdot \ln q_\theta + C.$$

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. 2.4). 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.

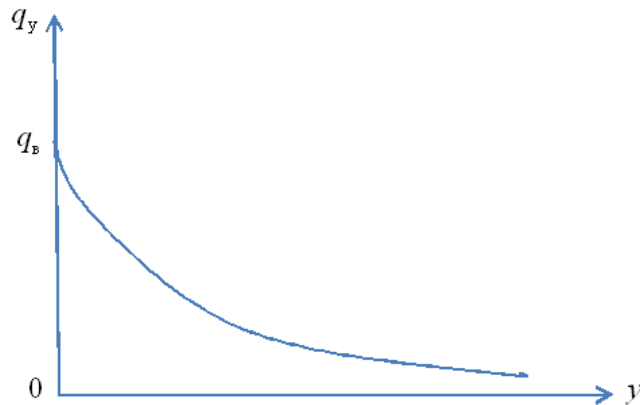


Рис. 2.4. Зміна осевого тиску у сальниковій камері

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

$$q_{y=h} = q_\theta e^{-\frac{4kfh}{D_H - D}} = \frac{p}{k},$$

$$\frac{p}{k} = q_\theta e^{-\frac{4kfh}{D_H - D}}.$$

Звідки можна записати формулу для розрахунку мінімально необхідного питомого тиску на набивку від натискної втулки, яке забезпечує щільність сальникового ущільнення:

$$q_{\text{в}} = \frac{p}{k} e^{\frac{4kfh}{D_{\text{н}} - D}}$$

Зусилля затягування шпильок, яке забезпечує щільність сальника:

$$P_{\text{б}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D^2) \frac{p}{k} e^{\frac{4kfh}{D_{\text{н}} - D}}.$$

Питання для самоконтролю до розділу 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.

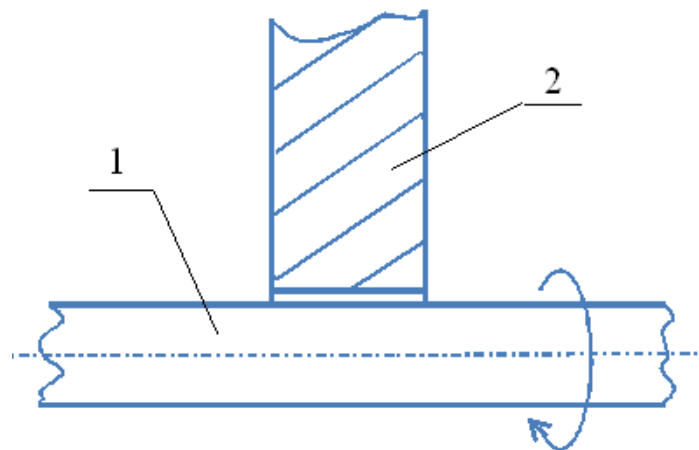
3. ЩІЛИННІ І ЛАБІРИНТНІ З'ЄДНАННЯ

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 нерухомою 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. 3.1). 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.



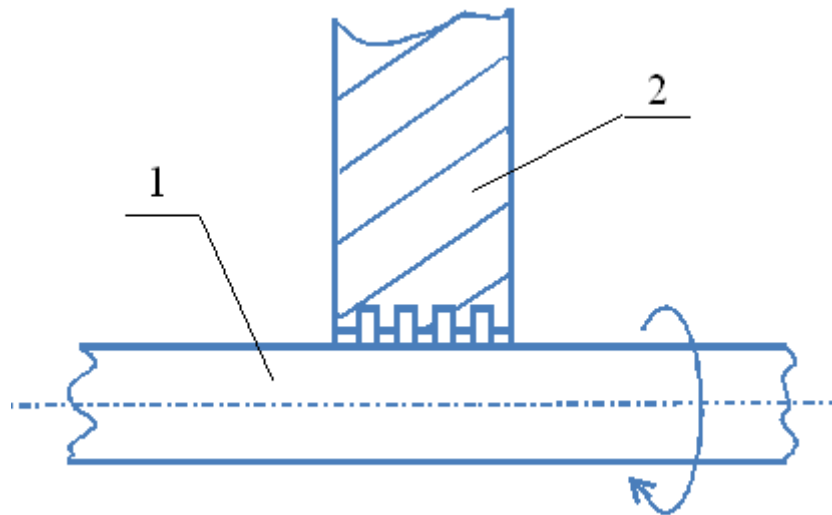
1 – рухома деталь, 2 – нерухома деталь.

Рис. 3.1. Щілинне ущільнення

Розрахунок такого ущільнення зводиться до визначення витоку. Витрата витоку 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 щільного ущільнення є лабіринтові ущільнення, які для підвищення гідравлічного опору мають канали різного перерізу (рис. 3.2).



1 – рухома деталь, 2 – нерухома деталь.

Рис. 3.2. 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 витоку досягається за рахунок:

зменшення величини проміжку;

зменшення перерізу струменя в проміжку за рахунок створення відривної течії загостренням кромки гребенів і різкою зміною напрямку потоку;

зменшення швидкості в проміжку шляхом дроблення перепаду тисків між порожнинами за рахунок збільшення числа гребенів, 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. 3.3.). При заповненні таких ущільнень пластичними мастильними матеріалами забезпечується оберігання підшипників в умовах забрудненого довкілля.

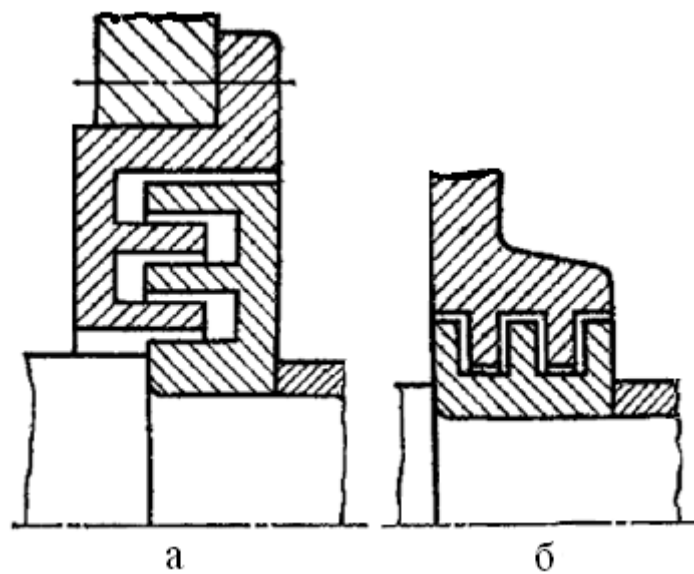


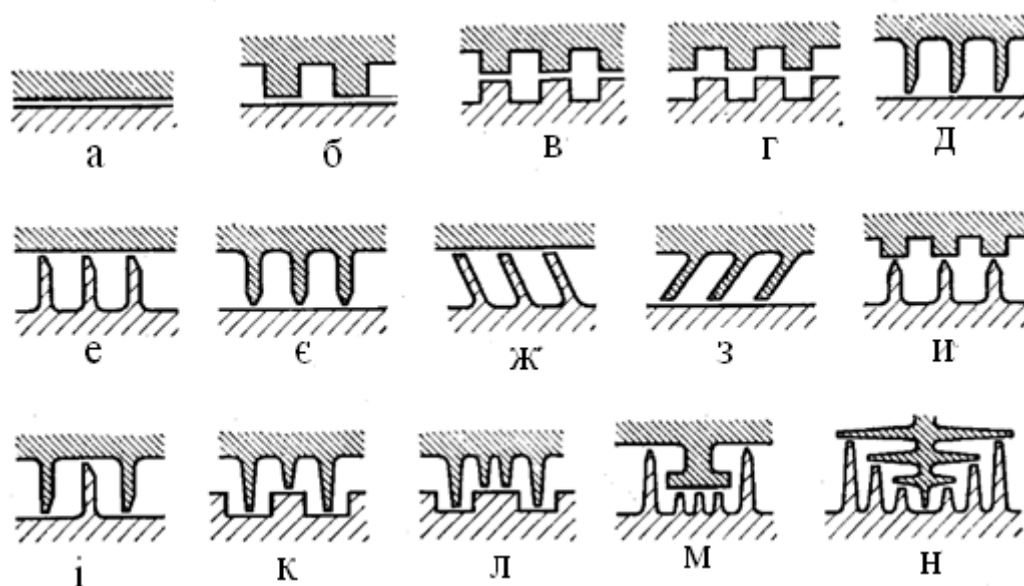
Рис. 3.3. Лабіринтові ущільнення радіального (а) і осьового (б) типів

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.

На рис. 3.4 наведені приклади безконтактних з'єднань в порядку зростаючої ефективності [9].

Лабіринтові ущільнення (рис. 3.4б, 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. 3.4а).



а – щілинне ущільнення, б, в, г, д, е, є, ж, з, и, і, к, л, м, н – лабіринтові ущільнення

Рис. 3.4. Перерізи безконтактних з'єднань

Лабіринтові ущільнення можуть мати гребінці в корпусі (рис. 3.3д) або на валу (рис. 3.4е). Кромки гребінців загострюють фаскою, спрямованою назустріч потоку середовища. На рис. 3.4є показані гребінці з подвійною фаскою, які пристосовані для двостороннього ущільнення.

Подальше підвищення ефективності досягають нахилом гребінців назустріч потоку середовища (рис. 3.4ж, з).

На рис. 3.4и 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. 3.4і подана конструкція, в якій гребінці вала заходять у гребінці корпусу. В цьому випадку потік середовища багатократно змінює напрямок, від чого ефективність ущільнення збільшується.

На рис. 3.4к, л, м, н подані складні лабіринтові ущільнення з радіальним складанням.

Розрахунок основних типів лабіринтових ущільнень необхідно виконувати за РТМ 108.020.33–86 [10].

Питання для самоконтролю до розділу 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 витоку.

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 $p > 1,6 \text{ МПа}$.

Болти застосовують, якщо $p \leq 2,5 \text{ МПа}$; $t \leq 300^\circ \text{ C}$.

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);

різьбові 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, застосовується при умовних тисках $p_y < 0,6 \text{ МПа}$;

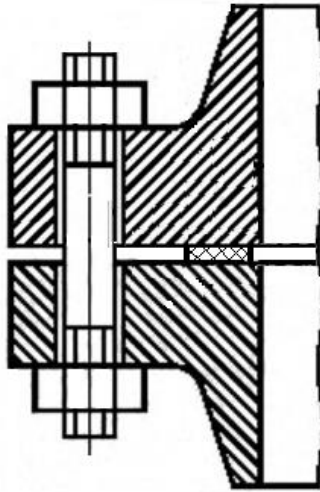


Рис. 4.1. Фланці з плоскою ущільнювальною поверхнею

б) зі з'єднувальним виступом, застосовується при умовних тисках $0,6 \text{ МПа} < p_y < 1,6 \text{ МПа}$;

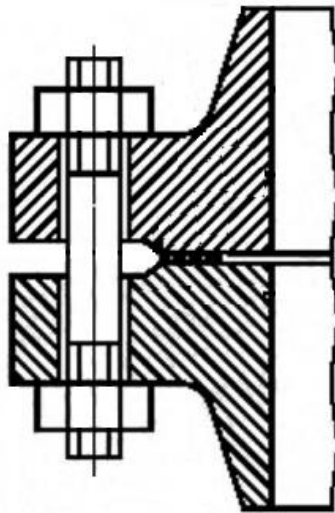


Рис. 4.2. Фланці зі з'єднувальним виступом

в) з виступом-западиною, застосовується при умовних тисках $1,6 \text{ МПа} < p_y < 6,3 \text{ МПа}$;

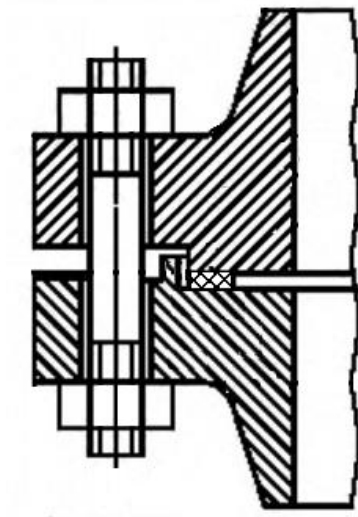


Рис. 4.3. Фланці з виступом-западиною

г) зі з'єднанням типу «шип-паз» рекомендується для прокладок, які необхідно поміщати в замкнутий об'єм, застосовується при умовних тисках $1,6 \text{ МПа} < p_y < 6,3 \text{ МПа}$;

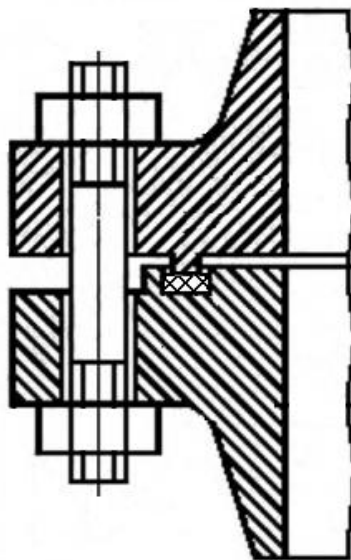


Рис. 4.4. Фланці зі з'єднанням типу «шип-паз»

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.

Питання для самоконтролю до розділу 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.

4.2. Конструкції фланців

1) **Фланці суцільнолиті** (з обичайкою або трубою). Такі фланці відливаються разом з апаратами або патрубками.

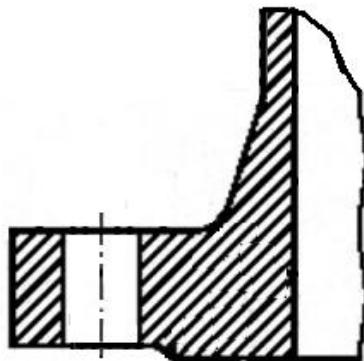


Рис. 4.5. Суцільнолитий фланець

Фланці, які виготовлені з чавуну з пластинчатим графітом (сірого чавуну) застосовуються при $p < 1,6 \text{ МПа}$ і $t < 300^\circ \text{C}$. Суцільнолиті фланці з ковкого чавуну застосовуються при $p < 4 \text{ МПа}$ і $t < 400^\circ \text{C}$, а сталеві суцільнолиті фланці – при $p < 20 \text{ МПа}$ і $t < 530^\circ \text{C}$.

2) **Фланці на різьбі** застосовуються при $p < 1,6 \text{ МПа}$ і $t < 300^\circ \text{C}$, а в товстостінних апаратах без обмежень.

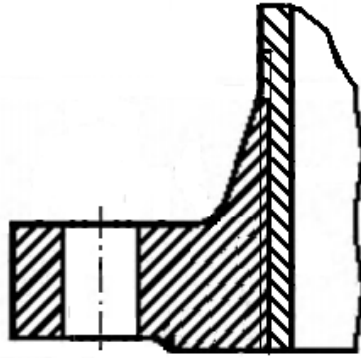


Рис. 4.6. Фланець на різьбі

Недоліком фланців на різьбі є імовірність корозійного пошкодження різьбового з'єднання.

3) *Плоскі приварні фланці.*

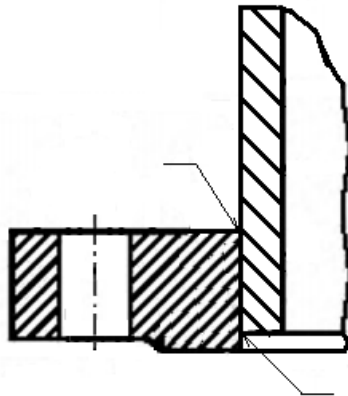


Рис. 4.7. Плоский приварний фланець

Плоскі приварні фланці застосовуються при $p < 2,5 \text{ МПа}$ 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.** Такі фланці застосовуються при $p < 20 \text{ МПа}$ і $t < 530^\circ \text{C}$.

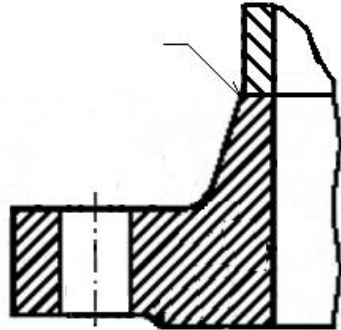


Рис. 4.8. Фланець з конічною втулкою, яка приварена в стик

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. 4.9 наведені приклади конструкцій вільних фланців.

При застосуванні вільних фланців корпус апарата розвантажений від дії згинаючих моментів які виникають при затягуванні фланцевого з'єднання.

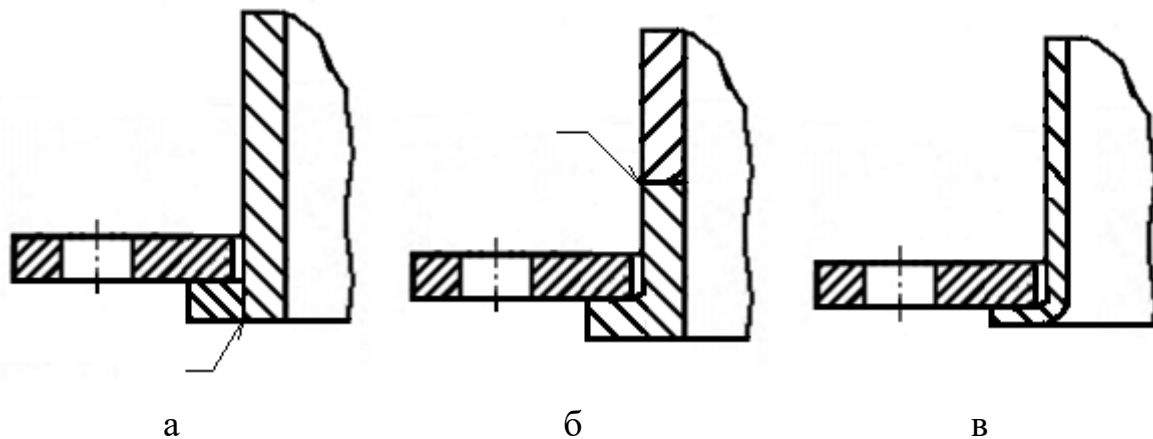


Рис. 4.9. Конструкції вільних фланців: а) вільний фланець на приварному кільці, б) вільний фланець на приварному бурті, в) вільний фланець на відбортованій трубі

Вільні фланці на приварному кільці (рис. 4.9а) застосовуються при $p < 2,5 \text{ МПа}$ і $t < 300^\circ\text{C}$. Вільні фланці на приварному бурті (рис. 4.9б) застосовуються при $p < 20 \text{ МПа}$ і $t < 530^\circ\text{C}$. Вільні фланці на відбортованій трубі (рис. 4.9в) застосовуються при $p < 0,6 \text{ МПа}$.

4.3. З'єднувальні деталі фланців

Фланці з'єднуються болтами або шпильками, гайками і шайбами.

Болти

Болти застосовуються, якщо розрахунковий тиск $p \leq 2,5 \text{ МПа}$, а розрахункова температура $t \leq 300^\circ\text{C}$. в інших випадках застосовуються шпильки.

Стандартні шпильки 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 температури 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. 4.1.

Таблиця 4.1. Матеріали прокладок фланцевих з'єднань

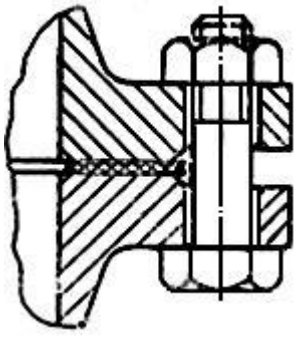
Матеріал прокладки	Діапазон застосування		Характеристика
	Розрахунковий тиск p , МПа	Розрахункова температура t , °C	
Гума	$< 0,6$	$-30^{\circ}C < t < 100^{\circ}C$	Матеріал не дорогий, не дефіцитний, легко оброблюється. Регламентується ГОСТ 7338
Пароніт	< 10	$-200^{\circ}C < t < 400^{\circ}C$	Плоский композиційний ущільнюючий матеріал, що виготовляється шляхом вулканізації і вальцювання під тиском суміші, яка складається з азбесту, каучуку і порошкоподібних наповнювачів. Регламентується ГОСТ 481
Азбест	$< 1,6$	$t < 550^{\circ}C$	Застосовується у вигляді картону або шнура. Корозійностійкий матеріал, ущільнюється невеликим тиском. Недолік: канцерогенна речовина
Картон паперовий	$< 1,2$	$-30^{\circ}C < t < 80^{\circ}C$	Використовується як сухий, так і промащений. Дешевий не дефіцитний матеріал. Регламентується ГОСТ 9347

Продовження табл. 4.1.

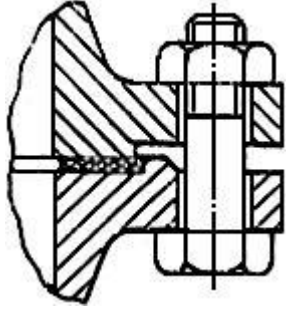
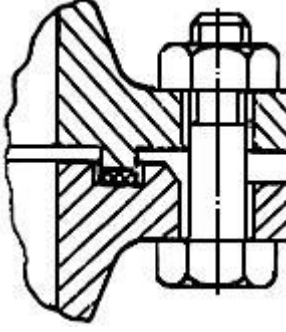
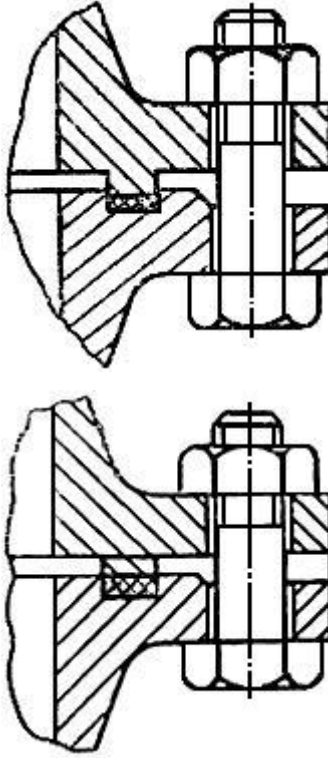
Матеріал прокладки	Діапазон застосування		Характеристика
	Розрахунковий тиск p , МПа	Розрахункова температура t , °C	
Фторопласт	< 10	$-200^{\circ}\text{C} < t < 250^{\circ}\text{C}$	Використовується тільки в з'єднаннях «шип-паз». Недоліки: висока вартість, дефіцитність. Регламентується ГОСТ 24222
Метали	< 250	$-200^{\circ}\text{C} < t < 540^{\circ}\text{C}$	Виготовляються зі сталі, алюмінію, міді, латуні, свинцю, нікелю

Відповідно до ГОСТ 15180 [11] 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. 4.2.

Таблиця 4.2. Виконання прокладок залежно від виду ущільнювальних поверхонь фланців

Виконання прокладок	Виконання ущільнювальних поверхонь фланців за ГОСТ 12815 [12]	Креслення
А	1	

Продовження табл. 4.2.

Виконання прокладок	Виконання ущільнювальних поверхонь фланців за ГОСТ 12815 [12]	Креслення
Б	2, 3	
В	4, 5	
Г	8, 9	

Продовження табл. 4.2.

Виконання прокладок	Виконання ущільнювальних поверхонь фланців за ГОСТ 12815 [12]	Креслення
Д	1, 5	

Виконання прокладки залежно від діаметру умовного проходу і умовного тиску повинне прийматися відповідно до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Виконання прокладки залежно від діаметру умовного проходу і умовного тиску [11]

Виконання прокладок	Умовний тиск p_y , МПа	Умовний прохід D_y , мм
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

Продовження табл. 4.2.

Виконання прокладок	Умовний тиск	Умовний прохід
	p_y , МПа	D_y , мм
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

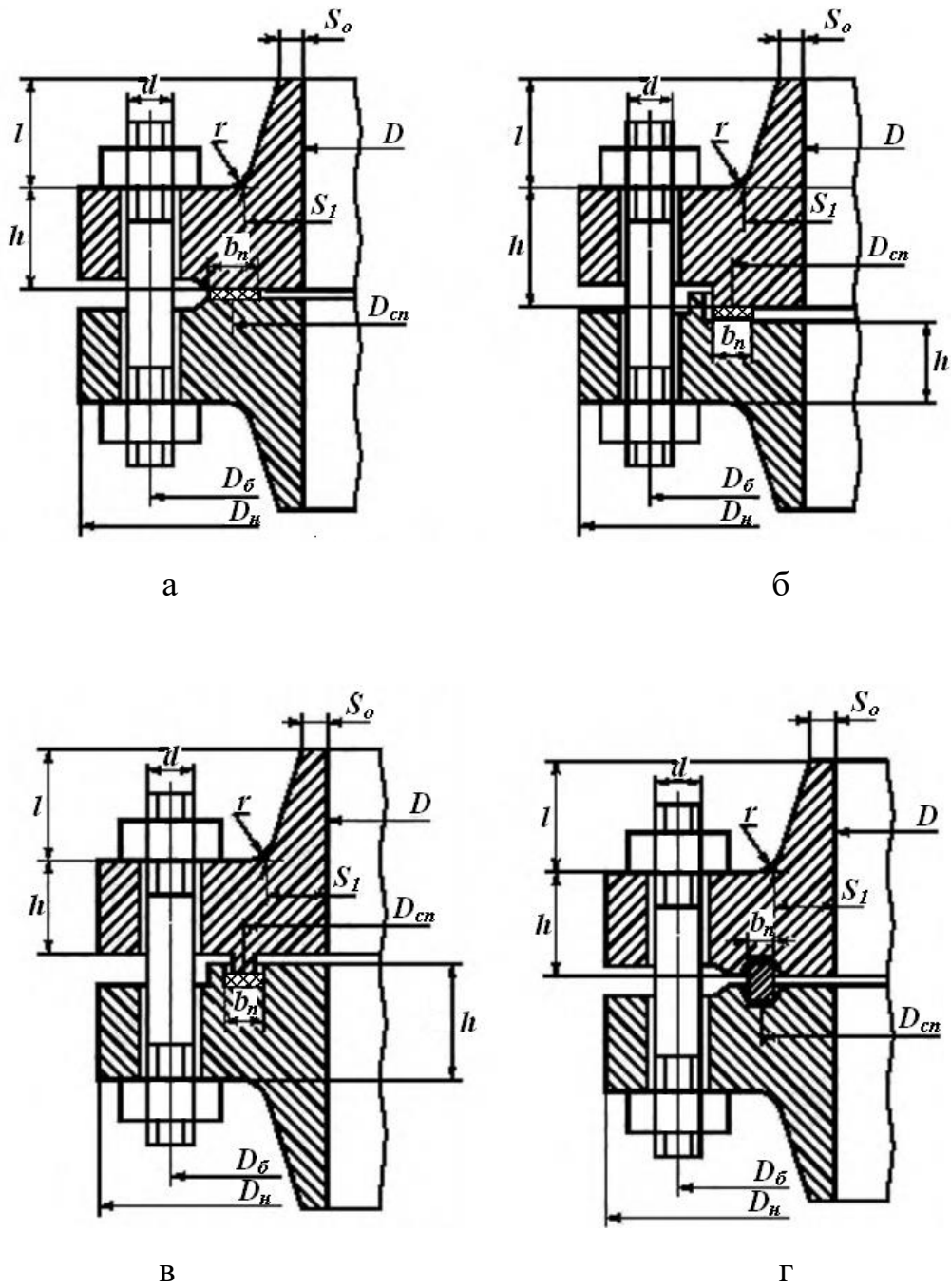
Питання для самоконтролю до розділів 4.2 і 4.3

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.

4.4. Розрахунок на міцність і герметичність фланцевих з'єднань

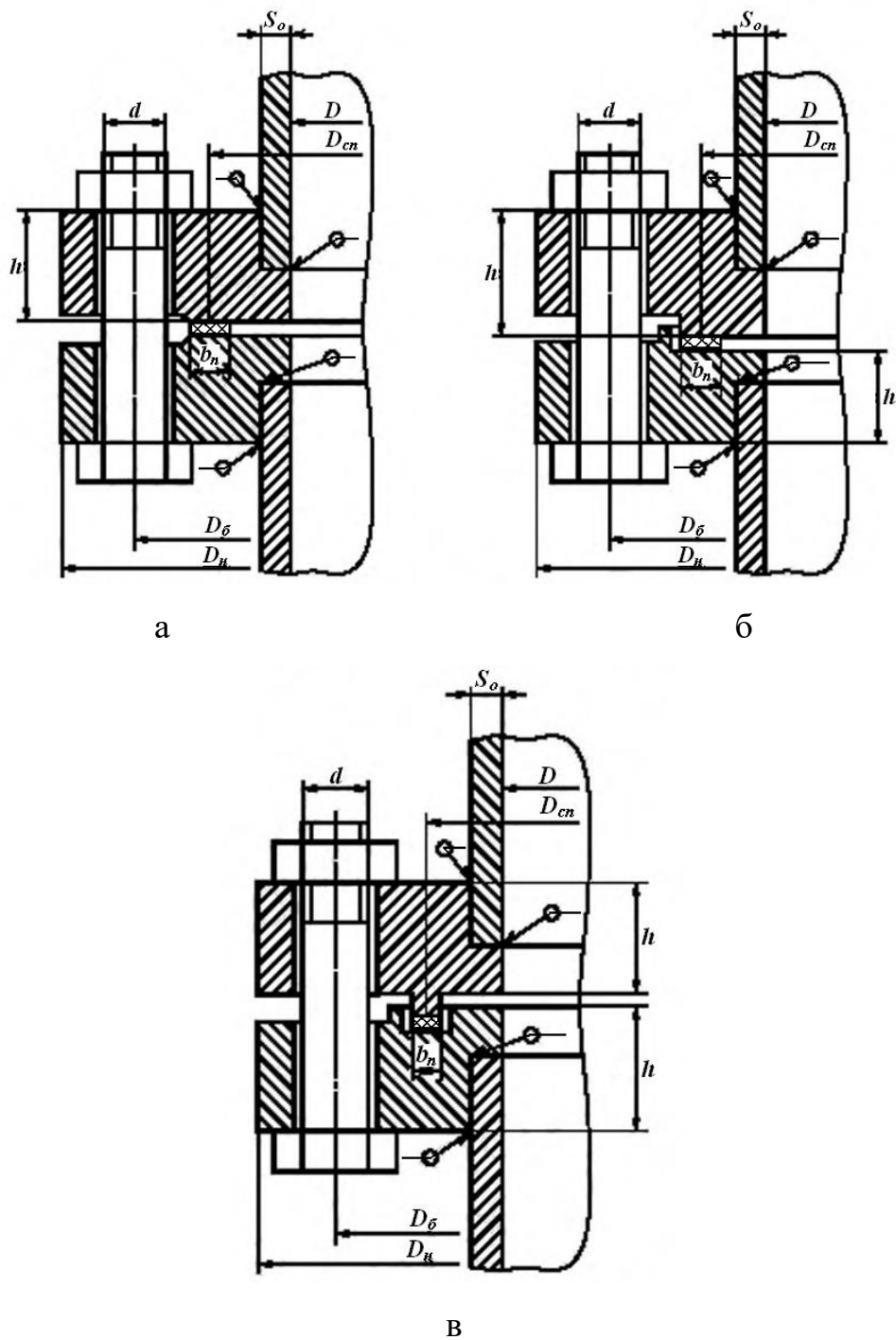
Наведена методика розрахунку відповідає ГОСТ 34233.4 [13]. Розрахунок дійсний для фланцевих з'єднань посудин, апаратів і трубопроводів з вуглецевих і легированих сталей, кольорових металів (алюмінію, міді, титану і їх сплавів), які застосовуються в хімічній, нафтохімічній, нафтопереробній і інших галузях промисловості, працюючих під внутрішнім надмірним тиском або вакуумом, під дією осьових сил і згинаючих моментів в умовах одноразових і багаторазових вантажень.

Основні типи фланцевих з'єднань наведені на рис. 4.10–4.12.



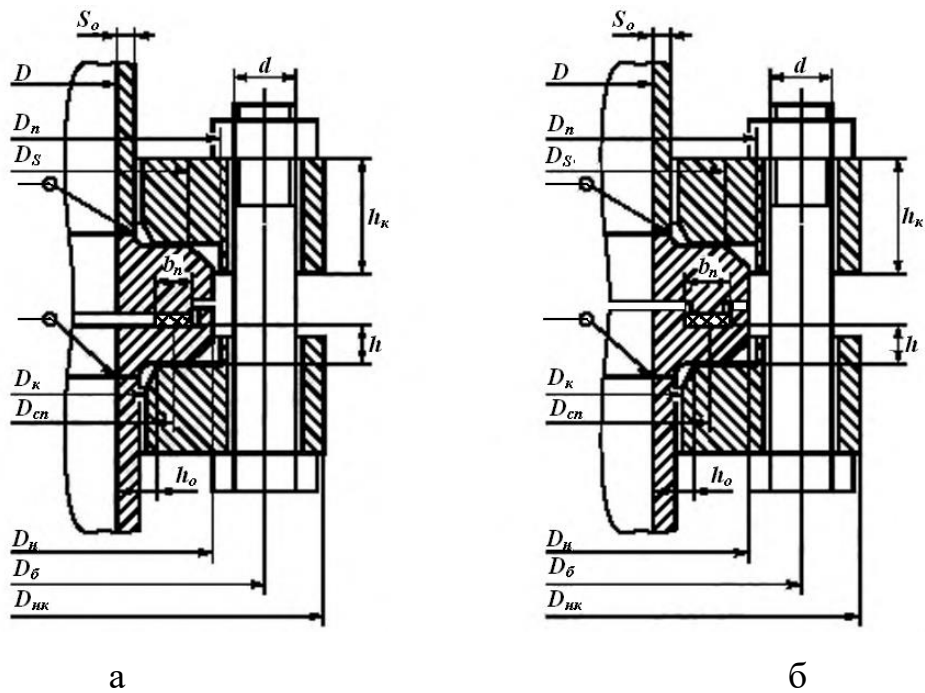
а – фланцеве з’єднання з гладкою ущільнювальною поверхнею типу з’єднувальний виступ, б – фланцеве з’єднання з ущільнювальною поверхнею типу виступ-западина, в – фланцеве з’єднання з ущільнювальною поверхнею типу шип-паз, г – фланцеве з’єднання з канавкою під восьмигранну або овальну прокладку

Рис. 4.10. 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

Рис. 4.11. 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

Рис. 4.12. Фланцеві з’єднання з вільними кільцями

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 [14]. При відсутності точних даних допускається розрахункові температури елементів фланцевого з'єднання визначати за таблицями 4.4, 4.5.

Таблиця 4.4. Розрахункові температури елементів сталевих фланцевих з'єднань [13]

Тип фланцевого з'єднання	Ізольовані фланці			Неізольовані фланці		
	t_ϕ	t_k	t_b	t_ϕ	t_k	t_b
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 4.4: t_b – розрахункова температура болтів, °С; t_k – розрахункова температура кільця, °С; t_ϕ – розрахункова температура фланця, °С.

Таблиця 4.5. Розрахункові температури елементів алюмінієвих фланцевих з'єднань [13]

Тип фланцевого з'єднання	Ізольовані фланці			Неізольовані фланці		
	t_ϕ	t_k	t_b	t_ϕ	t_k	t_b
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 $b_n \leq 15\text{мм}$ ефективна ширина прокладки $b_0 = b_n$.

Якщо ширина прокладки $b_n > 15\text{мм}$, тоді ефективна ширина прокладки $b_0 = 3,8\sqrt{b_n}$.

Для прокладок овального або восьмигранного перерізу: $b_0 = 0,25b_n$.

Зусилля, яке необхідне для деформування прокладки при затягуванні фланця:

$$P_{обт} = 0,5\pi D_{cn} b_0 q_{обт},$$

де D_{cn} – середній діаметр прокладки, м; $q_{обт}$ – питомий тиск обтиснення прокладки, МПа (визначається за табл. 4.6).

Зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання, МН:

$$R_n = \pi D_{cn} b_0 t |p|,$$

де t – коефіцієнт прокладки, що визначається за табл. 4.6.

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:

$$A_b = n f_b,$$

де n – кількість болтів (шпильок), f_b – площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра, м².

Таблиця 4.6. Характеристики основних типів прокладок [13]

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 $E_n \cdot 10^{-5}$, МПа
Плоска неметалева прокладка із: гуми за ГОСТ 7338 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 за ГОСТ 7338 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 за ГОСТ 481 при товщині не більш 2...3 мм	2,5	20,0 ¹⁾	130,0	0,90	0,02
картону азбестового за ГОСТ 2850 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
терморасширенного графітового матеріалу (типу "Графлекс") з обтюратором	2,0	4,0 ²⁾	200,0	1,00	0,02
терморасширенного графітового матеріалу (типу "Графлекс") без обтюратора	2,5	4,0 ²⁾	120,0, якщо $h_f = 2$ мм; 100,0, якщо $h_f = 3$ мм	1,00	0,02
Плоска металева прокладка із: алюмінію марки АД за ГОСТ 21631	4,0	60,0			
латуні марки Л63 за ГОСТ 2208	4,75	90,0			
сталі марки 05кп за ГОСТ 9045	5,5	125,0			

Продовження табл. 4.6

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 12X18H10T	3,75	63,0	–	–	–
Плоска спіральна-навита 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 08X13 за ГОСТ 5632	5,5	125,0	–	–	–
сталі марки 08X18H10T	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					

Площа поперечного перерізу болта (шпильки) по внутрішньому діаметру різьблення і мінімальні площі поперечних перерізів шпильок з проточкою f_6 наведені у таблиці 4.7. Всі значення в таблиці приведені для різьблення з крупним кроком.

Таблиця 4.7. Площа поперечного перерізу болта (шпильки)

Діаметр болта (шпильки), мм	M10	M12	M16	M20	M22	M24	M27	M30
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) без проточки $f_b 10^6, \text{м}^2$	52,2	76,2	144,0	225,0	281,5	324,0	430,0	520,0
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) з проточкою $f_b 10^6, \text{м}^2$	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 $f_b 10^6, \text{м}^2$	760,0	1045,0	1376,0	1652,0	1905,0	2227,0	2520,0	2888,0
Площа поперечного перерізу болтів (шпильок) з проточкою $f_b 10^6, \text{м}^2$	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:

$$Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{w1} h_w)(t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{w2} h_w)(t_{\phi 2} - 20) - \right. \\ \left. - \alpha_b (h_1 + h_2)(t_b - 20) \right],$$

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, $1/^\circ\text{C}$;

$\alpha_{ш}, \alpha_{ш1}, \alpha_{ш2}$ – 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_{δ} – розрахункова температура болта (шпильки), $^\circ\text{C}$.

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій в з'єднаннях з вільними фланцями:

$$Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш1} h_{ш}) (t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш2} h_{ш}) (t_{\phi 2} - 20) + 2\alpha_{\kappa} h_{\kappa} (t_{\kappa} - 20) - \right. \\ \left. - \alpha_{\delta} (h_1 + h_2 + 2h_{\kappa}) (t_{\delta} - 20) \right],$$

де α_{κ} – температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця вільного фланцю, $1/^\circ\text{C}$; h_{κ} – товщина кільця вільного фланцю, м; t_{κ} – розрахункова температура кільця вільного фланцю, $^\circ\text{C}$.

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій в з'єднанні з кришкою:

$$Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi} h + \alpha_{ш1} h_{ш}) (t_{\phi} - 20) + (\alpha_{\kappa p} h_{\kappa p} + \alpha_{ш2} h_{ш}) (t_{\kappa p} - 20) - \right. \\ \left. - \alpha_{\delta} (h + h_{\kappa p}) (t_{\delta} - 20) \right],$$

де $\alpha_{\kappa p}$ – 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; $h_{\kappa p}$ – товщина тарілки фланця, м; $t_{\kappa p}$ – 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:

$$Q_t = \gamma \left[(\alpha_{\phi 1} h_1 + \alpha_{ш1} h_{ш}) (t_{\phi 1} - 20) + (\alpha_{\phi 2} h_2 + \alpha_{ш2} h_{ш}) (t_{\phi 2} - 20) + \alpha_p h_p (t_p - 20) - \right. \\ \left. - \alpha_{\delta} (h_1 + h_2 + h_p) (t_{\delta} - 20) \right],$$

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:

$$b = 0,5(D_6 - D_{cn}).$$

Плечі дії сил у болтах (шпильках) для фланців з вільними кільцями:

$$a = 0,5(D_6 - D_S),$$

$$b = 0,5(D_S - D_{cn}),$$

де D_S – зовнішній діаметр контакту бурту і кільця вільного фланця, м.

Плече зусилля від дії тиску на фланець для всіх типів фланців:

$$e = 0,5(D_{cn} - D - S_3),$$

де S_3 – еквівалентна товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик, м.

Еквівалентна товщина конічної втулки фланця, яка приварена в стик:

$$S_{\bar{y}} = \zeta S_0,$$

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. 4.13) 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 .

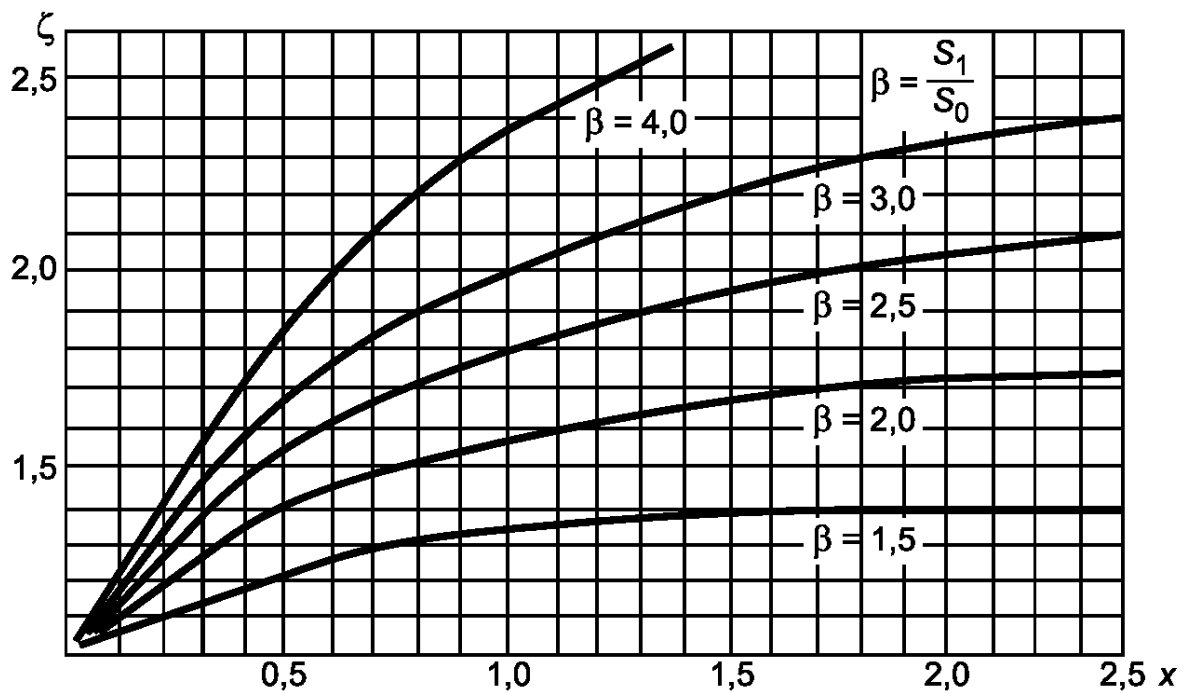


Рис. 4.13. Графік для знаходження коефіцієнта ζ

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:

$$S_3 = S_0.$$

Жорсткість фланцевого з'єднання для фланців з кінцевою втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_b^{20}}{E_b} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2},$$

де y_n – податливість прокладки, м/Н; y_a – податливість болтів (шпильок), м/Н; $y_{\phi 1}, y_{\phi 2}$ – кутова податливість фланців при затягуванні, 1/(Н·м); E_b – модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури, МПа; E_b^{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:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_b^{20}}{E_b} + 2y_k \frac{E_k^{20}}{E_k} a^2 + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2},$$

де y_k – кутова податливість вільного кільця при затягуванні, 1/(Н·м); 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.

Жорсткість фланцевого з'єднання для фланця з кришкою:

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_b \frac{E_b^{20}}{E_b} + \left(y_{\phi} \frac{E^{20}}{E} + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}} \right) b^2},$$

де $y_{кр}$ – 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 осьовою силою, для фланців з конічною втулкою приварених в стик або плоских фланців з плоскою прокладкою:

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_n + y_b + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2}.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α , яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьовою силою, для з'єднання фланця з плоскою прокладкою з кришкою:

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi} e + y_{кр} b) b}{y_n + y_b + (y_{\phi} + y_{кр}) b^2}.$$

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:

$$\alpha_M = \frac{y_b + 2y_{\phi,н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сп}} \right)}{y_b + y_n \left(\frac{D_b}{D_{сп}} \right)^2 + 2y_{\phi,н} b^2}.$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання α_M , яке навантажене зовнішнім згинаючим моментом для фланців з вільними кільцями:

$$\alpha_M = \frac{y_b + 2y_{\phi,c}a^2 + 2y_{\phi,n}b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{cn}} \right)}{y_b + y_n \left(\frac{D_b}{D_{cn}} \right)^2 + 2y_{\phi,c}a^2 + 2y_{\phi,n}b^2}$$

Податливість прокладки:

$$y_n = \frac{h_n K_{обж}}{\pi E_n D_{cn} b_n},$$

де $K_{обж}$ – 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):

$$y_b = \frac{L_b}{E_b^{20} f_b n},$$

де L_b – ефективна довжина болта (шпильки), м.

$$L_b = L_{b0} + 0,28d - \text{для болта};$$

$$L_b = L_{b0} + 0,56d - \text{для шпильки},$$

де L_{b0} – відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок, м.

Кутова податливість фланця при затяжці:

$$y_\phi = \frac{0,91\beta_V}{E_{20}\lambda S_0^2 l_0},$$

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. 4.14.

Для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_V = 0,55$.

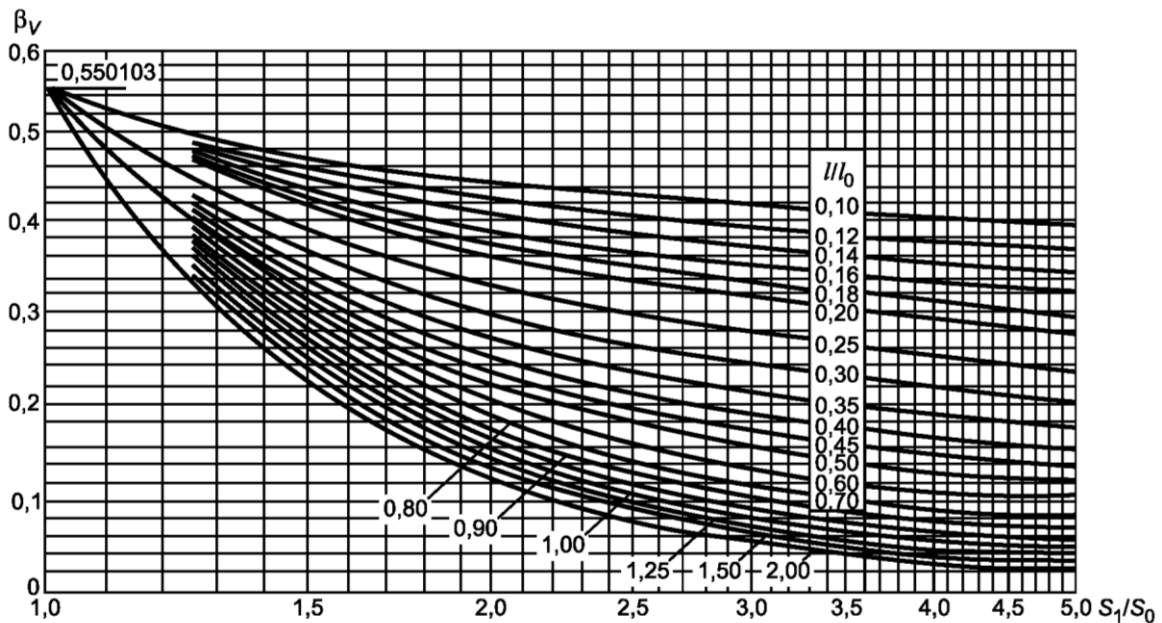


Рис. 4.14. Графік для визначення коефіцієнта β_V для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з конічною втулкою

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 4.15 або розраховуються за формулами:

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)},$$

$$\beta_U = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)}.$$

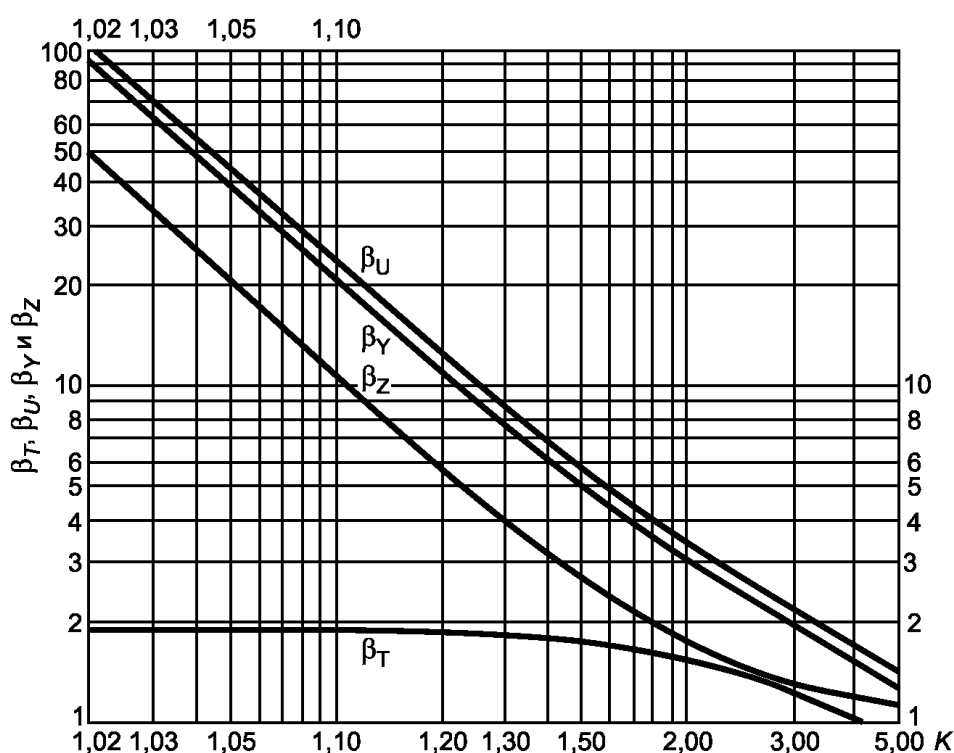


Рис. 4.15. Графік для визначення коефіцієнтів β_T , β_U , β_Y , β_Z (K – відношення зовнішнього діаметра тарілки фланця до внутрішнього діаметра)

Графік для визначення коефіцієнта β_F для фланцевих з'єднань з приварними встик фланцями з конічною втулкою подано на рис. 4.16.

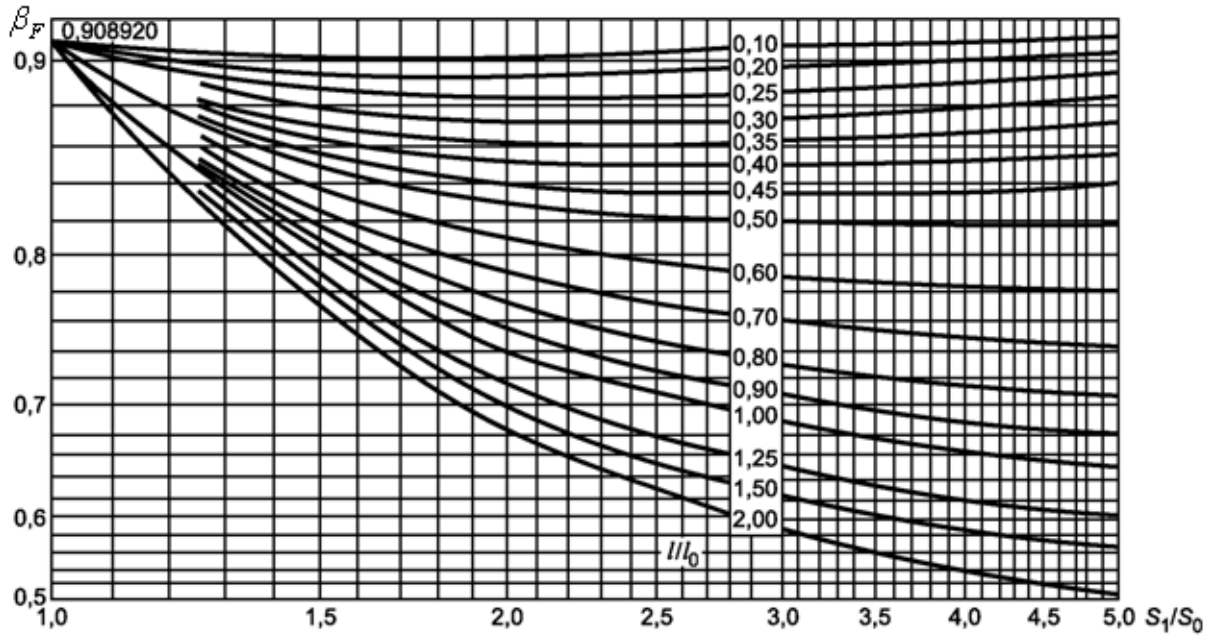


Рис. 4.16. Графік для визначення коефіцієнта β_F для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з кінцевою втулкою

Для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями $\beta_F = 0,91$.

Кутова податливість кільця вільного фланця при зтяжці:

$$\gamma_K = \frac{1}{E_K^{20} h_K^3 \psi_K}$$

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 в стик фланців і плоских фланців:

$$y_{\phi.n} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_b}{E_{20} D_n h^3},$$

де D_n – зовнішній діаметр фланця, м.

Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для бурту вільного фланця:

$$y_{\phi.n} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_{20} D_n h^3}.$$

Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для кільця вільного фланця:

$$y_{\phi.c} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_b}{E_k^{20} D_{n,k} h_k^3}.$$

Кутова податливість фланця зі сферичною кришкою, яка не відбортована:

$$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1,285\lambda_1)]}{E_{20} h^3} \left(\frac{D_n + D}{D_n - D}\right),$$

де $\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0}\right)^2 \lg \frac{D_n}{D}}$; $\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}}$; 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,

$$M; x_{кр} = \frac{0,67[\kappa_{кр}^2(1+8,55 \lg \kappa_{кр})-1]}{(\kappa_{кр}-1)\left[\kappa_{кр}^2-1+(1,857\kappa_{кр}^2+1)\frac{h_{кр}^3}{d_{кр}^3}\right]}; \kappa_{кр} = \frac{D_n}{D_{cn}};$$

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:

$$P_{61} = \max \left\{ \begin{array}{l} \alpha(Q_D + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cn}} \\ \alpha(Q_D + F) + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cn}} - Q_t \end{array} \right\},$$

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):

$$P_{б2} = \max\{P_{обт}; 0,4A_{б}[\sigma]_{н}^б\},$$

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 $[\sigma]_p^{\bar{b}}$ – допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях, МПа.

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні і випробуванні:

$$[\sigma]_n^{\bar{b}20} = \frac{\sigma_T^{20}}{n_T},$$

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 $\sigma_T^{20} / \sigma_e^{20} \geq 0,7$ (σ_e^{20} – границя міцності матеріалу болтів (шпильок) за температури 20° С, МПа).

$n_T = 2,3$ для вуглецевих сталей, у яких $\sigma_T^{20} / \sigma_e^{20} < 0,7$.

$n_T = 1,9$ 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:

$$[\sigma]_n^{\bar{b}} = \frac{\sigma_T}{n_T},$$

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:

$$[\sigma]_H^{\sigma} = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \frac{\sigma_{D \cdot 10^5}}{n_D}; \frac{\sigma_{1\% \cdot 10^5}}{n_n} \right\},$$

де $\sigma_{D \cdot 10^5}$ – середнє значення границі тривалої мцності матерiалу болтiв (шпильок) за 10^5 годин за розрахункової температури, МПа; $\sigma_{1\% \cdot 10^5}$ – середня 1 % границя повзучостi матерiалу болтiв (шпильок) за 10^5 годин за розрахункової температури, МПа; $n_D = 1,8$ – коефiцiєнт запасу мцностi за границею тривалої мцностi; $n_n = 1,1$ – коефiцiєнт запасу мцностi за границею повзучостi.

Номiнальнi допустимi напруження для болтiв (шпильок) наведенi у додатку А.

Допустиме напруження для болтiв (шпильок) при затягуваннi:

$$[\sigma]_M^{\sigma} = \xi K_{y,p} K_{y,z} K_{y,m} [\sigma]_H^{\sigma},$$

де $\xi = 1,2$ – коефiцiєнт збiльшення допустимих напружень при затягуваннi; $K_{y,p}$ – коефiцiєнт умов роботи; $K_{y,z}$ – коефiцiєнт умов затягування; $K_{y,m}$ – коефiцiєнт, який враховує навантаження вiд температурних деформацiй.

Коефiцiєнт умов роботи $K_{y,p} = 1,0$ для робочих умов i $K_{y,p} = 1,35$ для умов випробувань.

Коефiцiєнт умов затягування $K_{y,z} = 1,0$ для звичайного затягування, яке не контролюється; $K_{y,z} = 1,1$ при затягуваннi з контролем по крутному моменту; $K_{y,z} = 1,3$ при затягуваннi за допомогою одночасного витягу шпильок, який контролюється.

Крутний момент $M_{кр}$ при затягуванні для болтів (шпильок) без мастила залежно від розрахункового напруження $\sigma_{б1}$ в болті (шпильці) визначають за графіком (рис. 4.17). При застосуванні болтів (шпильок) з мастилом значення $M_{кр}$ зменшується на 25 %.

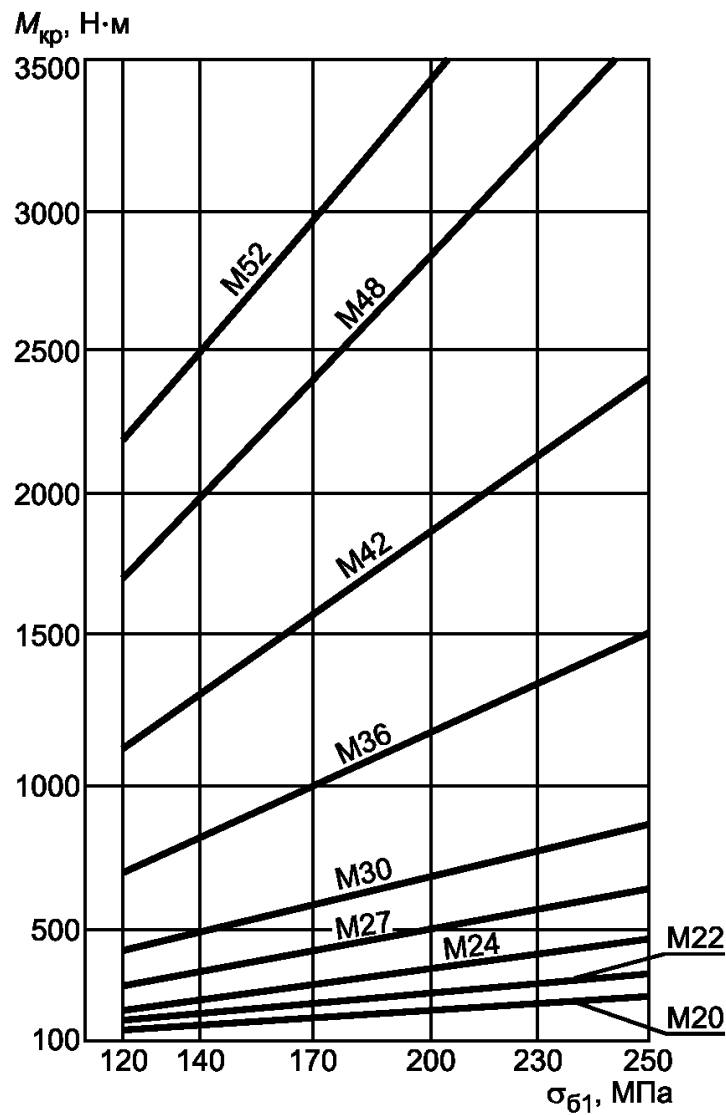


Рис. 4.17. Графік для визначення крутного моменту при затягуванні болтів (шпильок)

Якщо $\sigma_{б1} < 120$ МПа, тоді крутний момент розраховують за формулою:

$$M_{кр} = 0,3 \frac{P_{\delta}^M d}{n},$$

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:

$$[\sigma]_p^{\delta} = K_{y.p} K_{y.z} K_{y.m} [\sigma]_H^{\delta}.$$

Розрахунковий питомий тиск:

$$q = \frac{\max\{P_{\delta}^M; P_{\delta}^p\}}{\pi D_{сп} b_n}.$$

Умова міцності для м'яких прокладок:

$$q \leq [q],$$

Допустимий питомий тиск $[q]$ визначають за табл. 4.6.

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:

$$M^M = C_F P_{\delta}^M b,$$

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. 4.10):

$$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_1 - C)^2 D^*},$$

де D^* – зведений діаметр фланця, м.

Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 при затягуванні (рис. 4.10):

$$\sigma_0^M = f \sigma_1^M,$$

де f – коефіцієнт збільшення згинаючих напружень в перерізі S_0 приварного в стик фланця.

Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного в стик 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 в стик фланця визначається за графіком (рис. 4.18).

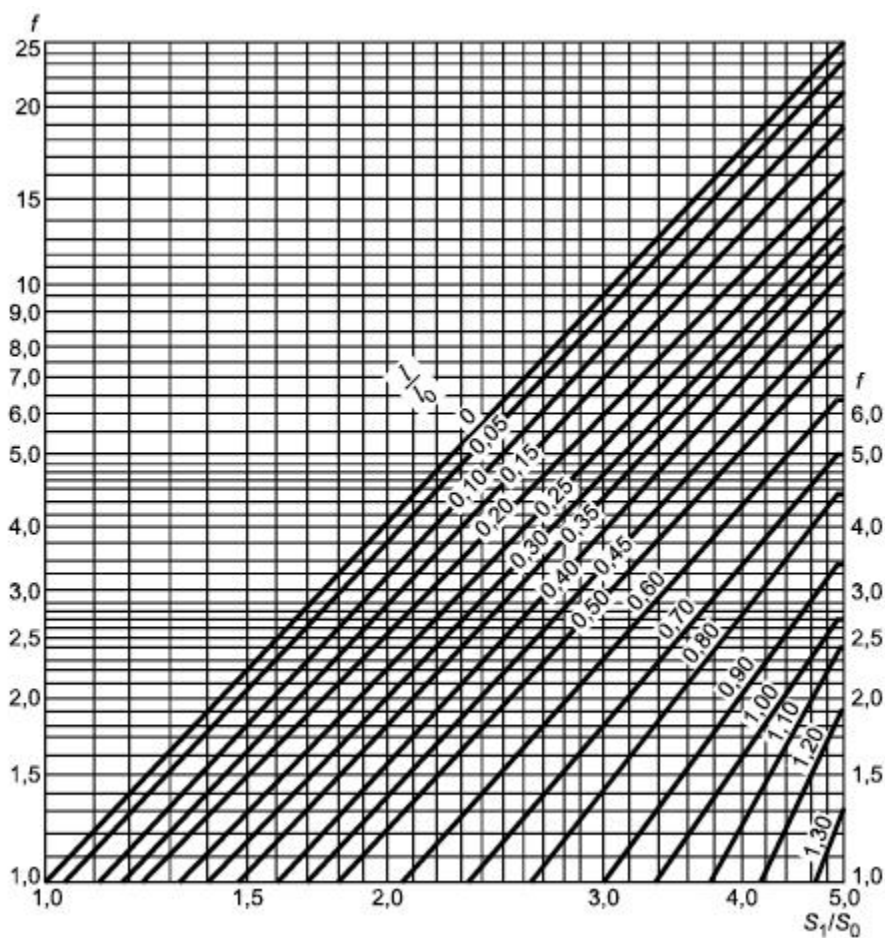


Рис. 4.18. Графік для визначення коефіцієнта f

Зведений діаметр приварного в стик фланця з конічною або прямою втулкою D^* :

$$D^* = D, \text{ якщо } D \geq 20S_1;$$

$$D^* = D + S_0, \text{ якщо } D < 20S_1 \text{ і } f > 1;$$

$$D^* = D + S_1, \text{ якщо } D < 20S_1 \text{ і } f = 1.$$

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. 4.15) 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. 4.10) 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. 4.10) 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_1 (рис. 4.10) в робочих умовах:

$$\sigma_{1mm}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4|M|}{D + S_1}}{\pi(D + S_1)(S_1 - C)}.$$

Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 (рис. 4.10), 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 обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в перерізі S_0 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. 4.10) 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 [14]:

$$[\sigma]_M = 1,5[\sigma],$$

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 [14]:

$$[\sigma]_M = [\sigma].$$

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_1 (рис. 4.10) 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. 4.10) 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 [14]:

$$[\sigma]_R = 3[\sigma].$$

При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_R$ визначають за формулою [14]:

$$[\sigma]_R = 1,4[\sigma].$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 (рис. 4.10) 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 зтягуванні:

$$\max\left\{\left|\sigma_0^M + \sigma_R^M\right|; \left|\sigma_0^M + \sigma_T^M\right|\right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0,$$

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:

$$\max\left\{\left|\sigma_0^P - \sigma_{0mm}^P + \sigma_R^P\right|; \left|\sigma_0^P - \sigma_{0mm}^P + \sigma_T^P\right|; \left|\sigma_0^P + \sigma_{0mm}^P\right|\right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0.$$

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:

$$\text{при зтягуванні} - \max\left\{\left|\sigma_R^M\right|; \left|\sigma_T^M\right|\right\} \leq K_T [\sigma];$$

$$\text{в робочих умовах} - \max\left\{\left|\sigma_R^P\right|; \left|\sigma_T^P\right|\right\} \leq K_T [\sigma].$$

$$S_0 \leq 16 \text{ мм};$$

$$\frac{D}{S_0} \leq 300;$$

$$\frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} \leq [\sigma]^{20};$$

$$\frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} \leq [\sigma],$$

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

Для фланців всіх типів в перерізі S_0 повинна виконуватися умова:

$$\max\left\{\left|\sigma_{0mo}^P\right|; \left|\sigma_{0mm}^P\right|\right\} \leq [\sigma].$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців при затягуванні:

$$\max \left\{ |\sigma_R^M|; |\sigma_T^M| \right\} \leq K_T [\sigma].$$

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 затягуванні:

$$\sigma_K^M \leq K_T [\sigma]_K^{20}.$$

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 $[\Theta] = 0,013$ 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 $[\Theta]_K = 0,02$.

Питання для самоконтролю до розділу 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.

5. АЛГОРИТМИ І ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

1. Алгоритм і приклад розрахунку сальника з м'якою набивкою (табл. 5.1).

Вибрати тип набивки і розрахувати її розміри. Розрахувати розміри натискної втулки, сальникової камери, діаметр різьби шпильок, зусилля затягування шпильок і втрату потужності на подолання сил тертя у сальнику.

Таблиця 5.1. Вихідні дані до розрахунку сальника з м'якою набивкою

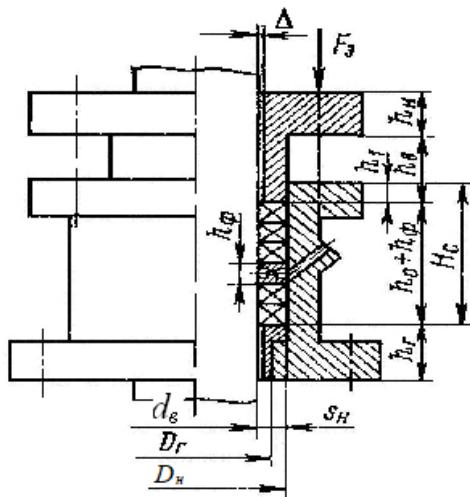


Рис. 5.1. Розрахункова схема

Варіант	d_c , м	n , об/хв
1	0,045	200
2	0,048	200
3	0,05	200
4	0,046	150
5	0,05	150
6	0,052	150
7	0,052	140
8	0,058	140
9	0,062	140
10	0,06	120
11	0,065	120
12	0,07	120
13	0,065	100
14	0,068	100
15	0,068	90
16	0,072	90
17	0,075	90
18	0,06	130
19	0,07	130
20	0,07	130

Вихідні дані для розрахунку.

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) $n_b = 8$.

У прикладі наведено розрахунок за 15 варіантом. Умови експлуатації – робочі.

2. Алгоритм і приклад перевірконого розрахунку фланцевого з'єднання (табл. 5.2).

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 за ГОСТ 7338 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.

Таблиця 5.2. Вихідні дані до розрахунку фланцевого з'єднання

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

Продовження табл. 5.2

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
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	0,54	0,016	0,0012	150	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

Продовження табл. 5.2

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

Продовження табл. 5.2

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

У прикладі наведено розрахунок за 14 варіантом.

Таблиця 5.3. 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	$h_\phi = (1,5...2)S_n$	$h_\phi = (1,5...2) \cdot 0,019 = 0,0285...0,038$ 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	$h_{\varepsilon} = (0,4...0,5)h_o$	$h_{\varepsilon} = (0,4...0,5) \cdot 0,133 = 0,0532...0,0665$ м Приймаємо $h_{\varepsilon} = 0,06$ м
6.	Величина зазору між валом і натискною втулкою Δ , м	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) d_{\varepsilon}; 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\}$	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) 0,068; 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\} =$ $= \min \left\{ (0,000272...0,00034); \right.$ $\left. 8 \cdot 10^{-4} \text{ м} \right\}$ Приймаємо $\Delta = 0,0003$ м
7.	Внутрішній діаметр сальникової камери D , м	$D = d_{\varepsilon} + 2S_{\kappa}$	$D = 0,068 + 2 \cdot 0,019 = 0,106$ 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

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Внутрішній діаметр різьби болтів (шпильок) d_p , м	$d_p = \sqrt{3 \frac{(D^2 - d_B^2)}{n_6[\sigma]_p} p}$	$d_p = \sqrt{3 \frac{(0,106^2 - 0,068^2)}{8 \cdot 35} 4} = 0,0168 \text{ м}$ Вибираємо діаметр болтів (шпильок) $d_6 = 0,018 \text{ м}$
10.	Висота фланця натискної втулки h_n , м	$h_n = 1,25d_6$	$h_n = 1,25 \cdot 0,018 = 0,0225 \text{ м}$
11.	Робочий тиск натискної втулки p_n^1 , МПа	Орієнтовно $p_n^1 = (2 \dots 2,5)p$	$p_n^1 = (2 \dots 2,5)4 = 8 \dots 10 \text{ МПа}$ Приймаємо $p_n^1 = 9 \text{ МПа}$
12.	Коефіцієнт K_l	K_l знаходиться за графіком (рис. Б.1 додатка Б) залежно від матеріалу набивки і тиску натискної втулки	Для азбестової просоченої прокладки АП і тиску $p_n^1 = 9 \text{ МПа}$: $K_l = 0,8$
13.	Коефіцієнт усадки K_y	$K_y = \min \left\{ 1; \frac{1}{(1 \dots 1,1)K_1} \right\} S_n$ для $S_n < 0,016 \text{ м}$; $K_y = K_1$ для $S_n = (0,016 \dots 0,019) \text{ м}$; $K_y = (0,8 \dots 0,9)K_1$ для $S_n 0,019 \text{ м}$.	Приймаємо $K_y = K_1 = 0,8$ для $S_i = 0,019 \text{ м}$

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 $F_з$, МН	$F_з = \pi \frac{(D^2 - d_B^2)}{4k} p_{герм} e^{\frac{2kf_c h_p}{2S_H}}$	$F_з = 3,14 \frac{(0,106^2 - 0,068^2)}{4 \cdot 1} 4 e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,014 \cdot 0,1064}{2 \cdot 0,019}} = 0,02244$ МН
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 $p = 4$ МПа: $f_{кин} = 0,01$
18.	Сила тертя між набивкою і валом $F_{тр}$, МН	$F_{тр} = \frac{\pi d_B S_H p_{герм} f_{кин}}{2kf_c} \left(e^{\frac{2kf_c h_p}{S_H}} - 1 \right)$	$F_{тр} = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,019 \cdot 4 \cdot 0,01}{2 \cdot 1 \cdot 0,014} \left(e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,014 \cdot 0,1064}{0,019}} - 1 \right) = 9,81 \cdot 10^{-4}$ МН
19.	Кутова швидкість обертання валу ω , 1/с	$\omega = 2\pi n$	$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,5 = 9,421$ /с
20.	Втрати потужності на подолання тертя у сальнику N_c , Вт	$N_c = \frac{F_{тр} \omega d_B}{2}$	$N_c = \frac{981 \cdot 9,42 \cdot 0,068}{2} = 314$ Вт

Таблиця 5.4. Алгоритм і приклад перевірного розрахунку фланцевого з'єднання

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Розрахункові температури фланця t_{ϕ} , кільця $t_{к_1}$ і болтів $t_{б}$, °С	Розрахункові температури фланця t_{ϕ} , кільця $t_{к_1}$ і болтів $t_{б}$ визначаються за таблицями 4.4 і 4.5.	Для плоского неізолюваного фланця визначаються температури t_{ϕ} і $t_{б}$: $t_{\phi} = 0,96t = 0,96 \cdot 150 = 144 \text{ °С}$, $t_{б} = 0,95t = 0,95 \cdot 150 = 142,5 \text{ °С}$
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. 4.6	Для гумової плоскої прокладки за ГОСТ 7338 з твердістю по Шору А до 65 одиниць $q_{обт} = 2$ МПа
4.	Зусилля, яке необхідно 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. 4.6	Для гумової плоскої прокладки за ГОСТ 7338 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_{δ} , м^2	f_{δ} визначається за табл. 4.7 залежно від діаметра болта d	Для болтів без проточки з діаметром $d = 30$ мм площа поперечного перерізу болта (шпильки) $f_{\delta} = 5,2 \cdot 10^{-4}$, м^2
8.	Сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра A_{δ} , м^2	$A_{\delta} = n f_{\delta}$	$A_{\delta} = 68 \cdot 5,2 \cdot 10^{-4} = 3,536 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Рівнодіюче навантаження від тиску Q_D , МН	$Q_D = \frac{\pi D_{\text{сп}}^2 p}{4}$	$Q_D = \frac{3,14 \cdot 2,275^2}{4} \cdot 0,54 = 2,194 \text{ МН}$
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. 4.6	Для гумової плоскої прокладки за ГОСТ 7338 з твердістю по Шору А до 65 одиниць $K_{\text{обж}} = 0,04$
12.	Умовний модуль стищення прокладки E_n , МПа	E_n визначається за табл. 4.6	Для гумової плоскої прокладки за ГОСТ 7338 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 $L_{\delta 0}$, м	$L_{\delta 0}$ визначається залежно від конструкції фланця	Для плоских фланців $L_{\delta 0} = 2h + h_n = 2 \cdot 0,086 + 0,003 = 0,175$ м
15.	Ефективна довжина болта (шпильки) L_{δ} , м	$L_{\delta} = L_{\delta 0} + 0,28d$ – для болта; $L_{\delta} = L_{\delta 0} + 0,56d$ – для шпильки	$L_{\delta} = L_{\delta 0} + 0,28d = 0,175 + 0,28 \cdot 0,03 = 0,184$ м
17.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) E_{δ}^{20} при 20° С, МПа Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) E_{δ} за розрахункової температури, °С, МПа	E_{δ}^{20} визначається за табл. Г.1 Додатка Г E_{δ} визначається за табл. Г.1 Додатка Г	Для болтів зі сталі 35 при $t_{\delta} = 20$ °С: $E_{\delta}^{20} = 2,13 \cdot 10^5$ МПа Для болтів зі сталі 35 при $t_{\delta} = 142,5$ °С: $E_{\delta} = 2,049 \cdot 10^5$ МПа
18.	Податливість болтів (шпильок) y_{δ} , м/Н	$y_{\delta} = \frac{L_{\delta}}{E_{\delta}^{20} f_{\delta} n}$	$y_{\delta} = \frac{0,184}{2,13 \cdot 10^5 \cdot 5,2 \cdot 10^{-4} \cdot 68} = 2,44 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}}{\text{МН}}$

№ 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. 4.14). 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. Е.1 Додатка Е E визначається за табл. Е.1 Додатка Е	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	$K = \frac{D_n}{D}$	$K = \frac{2,4}{2,2} = 1,09$
23.	Коефіцієнт β_T	β_T визначається за графіком 4.15 або розраховується за формулою: $\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945K^2)(K - 1)}$	$\beta_T = \frac{1,09^2(1 + 8,55 \lg 1,09) - 1}{(1,05 + 9,45 \cdot 1,09^2)(1,09 - 1)} = 1,8787$
24.	Коефіцієнт β_U	β_U визначається за графіком 4.15 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 4.16	$\beta_F = 0,91$
100 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)	$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_{20} D_H h^3}$	—
30.	Кутова податливість фланця, який навантажений зовнішнім згинаючим моментом для буртувільного фланця $y_{ф.н}$, 1/(Н·м)	$y_{ф.н} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_s}{E_{20} D_H h^3}$	—

№ 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)	$y_{\phi.c} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_6}{E_K^{20} D_{н.к} h_K^3}$	—
32.	Кутова податливість фланця зі сферичною кришкою, яка не відбортована $y_{кр}$, 1/(Н·м)	$y_{кр} = \frac{[1 - \omega_1(1 + 1,285\lambda_1)](D_H + D)}{E_{20} h^3} \left(\frac{D_H + D}{D_H - D}\right), \text{ де}$ $\omega_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,63\lambda_1 \left(\frac{h}{S_0}\right)^2 \lg \frac{D_H}{D}};$ $\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
33.	Кутова податливість плоскої кришки $y_{кр}$, 1/(Н·м)	$y_{кр} = \frac{X_{кр}}{E_{кр}^{20} \delta_{кр}^3}, \text{ де}$ $X_{кр} = \frac{0,67[K_{кр}^2(1+8,551g K_{кр}) - 1]}{(K_{кр} - 1) \left[K_{кр}^2 - 1 + (1,857K_{кр}^2 + 1) \frac{h_{кр}^3}{d_{кр}^3} \right]}$ $K_{кр} = \frac{D_n}{D_{сп}}$	—
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. 4.13) або розраховується за формулою: $\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}}$	—
39.	Еквівалентна товщина фланця $S_{\text{Э}}$, м	Для конічної втулки фланця, яка приварена в стик: $S_{\text{Э}} = \zeta S_0$ Еквівалентна товщина плоских фланців і фланців з вільними кільцями $S_{\text{Э}} = S_0$	$S_{\text{Э}} = S_0 = 0,018 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
40.	Плече зусилля від дії тиску на фланець e , м	$e = 0,5(D_{cn} - D - S_{\varnothing})$	$e = 0,5(2,275 - 2,2 - 0,018) = 0,0285$ 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> $\gamma = \frac{1}{y_n + y_{\delta} \frac{E_{\delta}^{20}}{E_{\delta}} + 2y_x \frac{E_x^{20}}{E_x} a^2 + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2}$ <p>Для фланця з кришкою:</p> $\gamma = \frac{1}{y_n + y_{\delta} \frac{E_{\delta}^{20}}{E_{\delta}} + \left(y_{\phi} \frac{E^{20}}{E} + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}} \right) b^2}$	$\gamma = \frac{1}{4,335 \cdot 10^5 + 2,44 \cdot 10^{-5} \frac{2,13 \cdot 10^5}{2,049 \cdot 10^5} \dots} \rightarrow$ $\rightarrow \dots \frac{1}{\left(0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} + 0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} \right) 0,0325^2} =$ $= 6250 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
42.	Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осью 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: $\alpha_M = \frac{y_{\delta} + 2y_{\phi,н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сн}} \right)}{y_{\delta} + y_n \left(\frac{D_{\delta}}{D_{сн}} \right)^2 + 2y_{\phi,н} b^2}$ Для фланців з вільними кільцями: $\alpha_M = \frac{y_{\delta} + 2y_{\phi,с} a^2 + 2y_{\phi,н} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{сн}} \right)}{y_{\delta} + y_n \left(\frac{D_{\delta}}{D_{сн}} \right)^2 + 2y_{\phi,с} a^2 + 2y_{\phi,н} b^2}$	—
44	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта (шпильки) α_{δ} , $1/^{\circ}\text{C}$	α_{δ} визначається за табл. Г.2 Додатка Г	Для болтів зі сталі 35 при $t_{\delta} = 142,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{\delta} = 11,9 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
45	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця α_{ϕ} , $1/^{\circ}\text{C}$	α_{ϕ} визначається за табл. Г.2 Додатка Г	Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_{\phi} = 144 \text{ }^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{\phi} = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
46	Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби $\alpha_{ш}$, $1/^{\circ}\text{C}$	$\alpha_{ш}$ визначається за табл. Г.2 Додатка Г	Для шайби зі сталі 35 при $t_{ш} = 142,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$: $\alpha_{ш} = 11,9 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
47	Товщина шайби $h_{ш}$, м	$h_{ш}$ обирається за табл. Ж.1 Додатка Ж	Для діаметра болта $d = 0,03 \text{ м}$: $h_{ш} = 0,004 \text{ м}$

№ 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:</p> $Q_t = \gamma [(\alpha_{ф1}h_1 + \alpha_{ш1}h_{ш})(t_{ф1} - 20) + (\alpha_{ф2}h_2 + \alpha_{ш2}h_{ш})(t_{ф2} - 20) - \alpha_б(h_1 + h_2)(t_б - 20)];$ $Q_t = 6250[(12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,086 + 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,004)(144 - 20) + (12,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,086 + 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,004) \cdot (144 - 20) - 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot (0,086 + 0,086)(142,5 - 20)] = 0,13125 \text{ МН}$ <p>В з'єднаннях з вільними фланцями:</p> $Q_t = \gamma \left[(\alpha_{ф1}h_1 + \alpha_{ш1}h_{ш})(t_{ф1} - 20) + (\alpha_{ф2}h_2 + \alpha_{ш2}h_{ш})(t_{ф2} - 20) + \right. \\ \left. + 2\alpha_к h_к (t_к - 20) - \alpha_б (h_1 + h_2 + 2h_к)(t_б - 20) \right];$ <p>В з'єднанні з кришкою:</p> $Q_t = \gamma [(\alpha_{ф}h + \alpha_{ш1}h_{ш})(t_{ф} - 20) + (\alpha_{кр}h_{кр} + \alpha_{ш2}h_{ш})(t_{кр} - 20) - \alpha_б(h + h_{кр})(t_б - 20)];$ <p>У випадку, якщо між фланцями затиснута трубна решітка або інша закладена деталь:</p> $Q_t = \gamma \left[(\alpha_{ф1}h_1 + \alpha_{ш1}h_{ш})(t_{ф1} - 20) + (\alpha_{ф2}h_2 + \alpha_{ш2}h_{ш})(t_{ф2} - 20) + \right. \\ \left. + \alpha_р h_р (t_р - 20) - \alpha_б (h_1 + h_2 + h_р)(t_б - 20) \right];$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
49.	Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання $P_{б1}$, МН	$P_{б1} = \max \left\{ \begin{array}{l} \alpha(Q_D + F) + R_{П} + \frac{4\alpha_M M }{D_{СП}} \\ \alpha(Q_D + F) + R_{П} + \frac{4\alpha_M M }{D_{СП}} - Q_t \end{array} \right\}$	$P_{б1} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,2075(2,194 + 0) + 0,0482 + 0 \\ 1,2075(2,194 + 0) + 0,0482 + 0 - 0,13125 \end{array} \right\} =$ $= \max\{2,697; 2,566\} = 2,697 \text{ МН}$
50.	Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах $[\sigma]_н$, МПа	$[\sigma]_н$ визначається за табл. А1 Додатку А залежно від матеріалу болтів (шпильок) і розрахункової температури болтів (шпильок) t_{δ}	Для кріпильних деталей зі сталі 35 при розрахунковій температурі $t_{\delta} = 142,5$ °С номінальне допустиме напруження $[\sigma]_н = 123$ 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	$P_{\delta}^p = P_{\delta}^m + (1 - \alpha)(Q_d + F) + Q_f + \frac{4(1 - \alpha_M) M }{D_{сп}}$	$P_{\delta}^p = 2,697 + (1 - 1,2075)(2,194 + 0) + 0,13125 + 0 = 2,373 \text{ МН}$
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 $[\sigma]_M^{\delta}$, МПа	$[\sigma]_M^{\delta} = \xi \cdot K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} [\sigma]_H^{\delta}$, де $\xi = 1,2$ – коефіцієнт збільшення допустимих напружень при затягуванні	$[\sigma]_M^{\delta} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 123 = 147,6$ МПа
60.	Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при затягуванні	$\sigma_{61} \leq [\sigma]_M^{\delta}$	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 $[\sigma]_p^{\delta}$, МПа	$[\sigma]_p^{\delta} = K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} [\sigma]_H^{\delta}$	$[\sigma]_p^{\delta} = 1,35 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 123 = 166$ МПа
62.	Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах	$\sigma_{62} \leq [\sigma]_p^{\delta}$	67,11 МПа < 166 МПа Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах виконується

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
63.	Розрахунковий питомий тиск q , МПа	$q = \frac{\max\{P_6^M; P_6^P\}}{\pi D_{сн} b_n}$	$q = \frac{\max\{2,697; 2,373\}}{3,14 \cdot 2,275 \cdot 0,025} = 15,1 \text{ МПа}$
64.	Допустимий питомий тиск $[q]$, МПа	$[q]$ визначають за табл. 4.6.	Для гумової плоскої прокладки за ГОСТ 7338 з твердістю по Шору А до 65 одиниць $[q] = 18 \text{ МПа}$
65.	Умова міцності для м'яких прокладок	$q \leq [q]$	15,1 МПа < 18 МПа. Умова міцності виконується
Розрахунок фланців на статичну міцність			
114 66.	Коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками) C_F	$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{\pi D_a}{n_a}}{2d + \frac{6h}{m+0,5}}} \right\}$	$C_F = \max \left\{ 1; \sqrt{\frac{\frac{3,14 \cdot 2,34}{68}}{2 \cdot 0,03 + \frac{6 \cdot 0,086}{0,5 + 0,5}}} \right\} =$ $= \max \{1; 0,433\} = 1$
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	$M^M = C_F P_\sigma^M b$	$C_F = 1 \cdot 2,697 \cdot 0,0325 = 0,0877 \text{ МН·м}$
68.	Розрахунковий згинаючий момент, який діє на кільце вільного фланця при затягуванні M_K^M , МН·м	$M_K^M = C_F P_\sigma^M a$	—

№ 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. 4.18)	—
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.	Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 при зтягуванні σ_1^M , МПа	$\sigma_1^M = \frac{M^M}{\lambda(S_1 - C)^2 D^*}$	—
75.	Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_0 при зтягуванні σ_0^M , МПа	$\sigma_0^M = f \sigma_1^M$	—
76.	Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного в стик 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
77.	Радіальне напруження в тарілці приварного встик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування σ_R^M , МПа	$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)M^M}{\lambda h^2 l_0 D}$	$\sigma_R^M = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,086 + 0,199)0,0877}{0,961 \cdot 0,086^2 \cdot 0,199 \cdot 2,2} = 8,54 \text{ МПа}$
78.	Розрахунковий коефіцієнт β_Y ,	Коефіцієнт β_Y визначається за графіком (рис. 4.15) або розраховується за формулою: $\beta_Y = \frac{1}{K-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right)$	$\beta_Y = \frac{1}{1,09-1} \left(0,69 + 5,72 \frac{1,09^2 \lg 1,09}{1,09^2 - 1} \right) = 22,69$
79.	Розрахунковий коефіцієнт β_Z	Коефіцієнт β_Z визначається за графіком (рис. 4.15) або розраховується за формулою: $\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$	$\beta_Z = \frac{1,09^2 + 1}{1,09^2 - 1} = 11,63$
80.	Окружне напруження в тарілці приварного встик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування σ_T^M , МПа	$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M$	$\sigma_T^M = \frac{22,69 \cdot 0,0877}{0,086^2 \cdot 2,2} - 11,63 \cdot 8,54 = 22,98 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
81.	Окружне напруження в кільці вільного фланця в умовах затягування σ_K^M , МПа	$\sigma_K^M = \frac{\beta_Y M_K^M}{h_K^2 D_K}$	—
82.	Меридіональне згинаюче напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 в робочих умовах σ_1^P , МПа	$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - C)^2 D^*}$	—
83.	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
84.	Меридіональне згинаюче напруження для приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах σ_0^P , МПа	$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda(S_0 - C)^2 D^*}$	$\sigma_0^P = \sigma_1^P = \frac{0,1397}{0,961(0,018 - 0,0012)^2 \cdot 2,2} = 234,12 \text{ МПа}$
119	85. Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі S_1 в робочих умовах $\sigma_{1\text{мм}}^P$, МПа	$\sigma_{1\text{мм}}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4[M]}{D + S_1}}{\pi(D + S_1)(S_1 - C)}$	—
86.	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 $\sigma_{0\text{мм}}^P$, МПа	$\sigma_{0\text{мм}}^P = \frac{0,785D^2p + F \pm \frac{4[M]}{D + S_0}}{\pi(D + S_0)(S_0 - C)}$	$\sigma_{0\text{мм}}^P = \frac{0,785 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 + 0 \pm 0}{3,14(2,2 + 0,018)(0,018 - 0,0012)} = 17,535 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
87.	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	$\sigma_{0mo}^P = \frac{pD}{2(S_0 - c)}$	$\sigma_{0mo}^P = \frac{0,54 \cdot 2,2}{2(0,018 - 0,0012)} = 35,36 \text{ МПа}$
120 88.	Радіальне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах σ_R^P , МПа	$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0) M^P}{\lambda h^2 l_0 D}$	$\sigma_R^P = \frac{(1,33 \cdot 0,91 \cdot 0,086 + 0,199)}{0,961 \cdot 0,086^2 \cdot 0,199 \cdot 2,2} 0,1397 = 13,607 \text{ МПа}$
89.	Окружне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах σ_T^P , МПа	$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P.$	$\sigma_T^P = \frac{22,69 \cdot 0,1397}{0,086^2 \cdot 2,2} - 11,63 \cdot 13,607 = 36,56 \text{ МПа}$
90.	Окружне напруження у кільці вільного фланця в робочих умовах σ_K^P , МПа	$\sigma_K^P = \frac{\beta_Y M_K^P}{h_K^2 D_K}$	—

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
91.	Коефіцієнт K_T	Коефіцієнт $K_T = 1,3$ при розрахунку з урахуванням обмеженості температурних деформацій. При розрахунку без врахування обмеженості температурних деформацій $K_T = 1$.	$K_T = 1,3$
92.	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 $K = 0,9$
121 93.	Допустиме напруження за розрахункової температури $[\sigma]$, МПа	$[\sigma]$ визначають за табл. Д.1 Додатка Д	Для фланців зі сталі 09Г2С при $t_\phi = 144$ °С, товщині фланця $h > 32$ мм: $[\sigma] = 155$ МПа
94.	Допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень $[\sigma]_M$, МПа	При розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою: $[\sigma]_M = 1,5[\sigma].$ При розрахункових температурах, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $[\sigma]_M$ визначають за формулою: $[\sigma]_M = [\sigma].$	$[\sigma]_M = 1,5 \cdot 155 = 232,5$ МПа

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
95.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_1 (рис. 4.10) при зтягуванні	$\max \left\{ \left \sigma_1^M + \sigma_R^M \right ; \left \sigma_1^M + \sigma_T^M \right \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_M$	–
96.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_1 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \left \sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_R^P \right ; \\ \left \sigma_1^P - \sigma_{1MM}^P + \sigma_T^P \right ; \\ \left \sigma_1^P + \sigma_{1MM}^P \right \end{array} \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_M$	–
122	97. 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> $[\sigma]_R = 1,4[\sigma].$	$[\sigma]_R = 3 \cdot 155 = 465 \text{ МПа}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
98.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 при затягуванні	$\sigma_0^M \leq 1,3[\sigma]_R.$	—
99.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з конічною втулкою в перерізі S_0 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \sigma_0^P \pm \sigma_{0MM}^P ; \\ 0,3\sigma_0^P \pm \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P ; \\ 0,7\sigma_0^P \pm (\sigma_{0MM}^P - \sigma_{0Mo}^P) \end{array} \right\} \leq 1,3[\sigma]_R$	—
100.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 при затягуванні	$\max \left\{ \sigma_0^M + \sigma_R^M ; \sigma_0^M + \sigma_T^M \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0,$ де $[\sigma]_0 = [\sigma]_M$	$\max \left\{ 146,97 + 8,54 ; 146,97 + 22,98 \right\} \leq 1 \cdot 1,3 \cdot 232,5$ $169,95 \text{ МПа} < 302,25 \text{ МПа}$ Умова статичної міцності при затягуванні виконується
101.	Умова статичної міцності приварних встик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 в робочих умовах	$\max \left\{ \begin{array}{l} \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_R^P ; \\ \sigma_0^P - \sigma_{0MM}^P + \sigma_T^P ; \\ \sigma_0^P + \sigma_{0MM}^P \end{array} \right\} \leq K_S K_T [\sigma]_0$	$\max \left\{ \begin{array}{l} 234,12 - 17,535 + 13,607 ; \\ 234,12 - 17,535 + 36,56 ; \\ 234,12 + 17,535 \end{array} \right\} \leq 1 \cdot 1,3 \cdot 232,5$ $253,145 \text{ МПа} < 302,205 \text{ МПа}$ Умова статичної міцності в робочих умовах виконується

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
102.	Умова міцності для фланців всіх типів в перерізі S_0	$\max\{ \sigma_{0MO}^P ; \sigma_{0MM}^P \} \leq [\sigma]$	$\max\{35,36; 17,535\} \leq 155$ 35,36 МПа < 155 МПа Умова міцності виконується
103.	Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців при затягуванні	$\max\{ \sigma_R^M ; \sigma_T^M \} \leq K_T [\sigma]$.	$\max\{8,54; 22,98\} \leq 1,3 \cdot 155$ 22,98 МПа < 201,5 МПа Умова статичної міцності при затягуванні виконується
104.	Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах	$\max\{ \sigma_R^P ; \sigma_T^P \} \leq K_T [\sigma]$.	$\max\{13,607; 36,56\} \leq 1,3 \cdot 155$ 36,56 МПа < 201,5 МПа Умова статичної міцності в робочих умовах виконується
105.	Умова статичної міцності для кілець вільних фланців при затягуванні	$\sigma_K^M \leq K_T [\sigma]_K^{20}$.	—
106.	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			
107.	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
108.	Допустимий кут повороту приварного в стик фланця $[\Theta]$	$[\Theta] = 0,006$ рад. при $D \leq 400$ мм, $[\Theta] = 0,013$ рад. при $D > 2000$ 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 $[\Theta] = 0,013$ рад.	$[\Theta] = 0,013$ рад.
109.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при розрахунковій температурі E , МПа	E визначається за табл. Е.1 Додатка Е	Для фланців зі сталі 09Г2С при розрахунковій температурі $t_\phi = 144$ °С: $E = 1,87 \cdot 10^5$ МПа
110.	Перевірка умови герметичності приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах	$\Theta = M^p y_\phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\Theta [\Theta]$	$\Theta = 0,1397 \cdot 0,0406 \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,866 \cdot 10^5} \leq 1 \cdot 0,013$ $0,006 < 0,013$ Умова герметичності фланця виконується

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
111.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного фланця при температурі 20 °С E_K^{20} , МПа	E_K^{20} визначається за табл. Е.1 Додатка Е	—
112.	Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу вільного фланця при розрахунковій температурі E_K , МПа	E_K визначається за табл. Е.1 Додатка Е	—
113.	Допустимий кут повороту кільця вільного фланця $[\Theta]_K$, рад.	Допустимий кут повороту кільця вільного фланця $[\Theta]_K = 0,02$	$[\Theta]_K = 0,02$
114.	Перевірка умови герметичності вільного фланця в робочих умовах	$\Theta = M_{K y_K}^p \frac{E_K^{20}}{E_K} \leq K_{\Theta} [\Theta]_K$	—

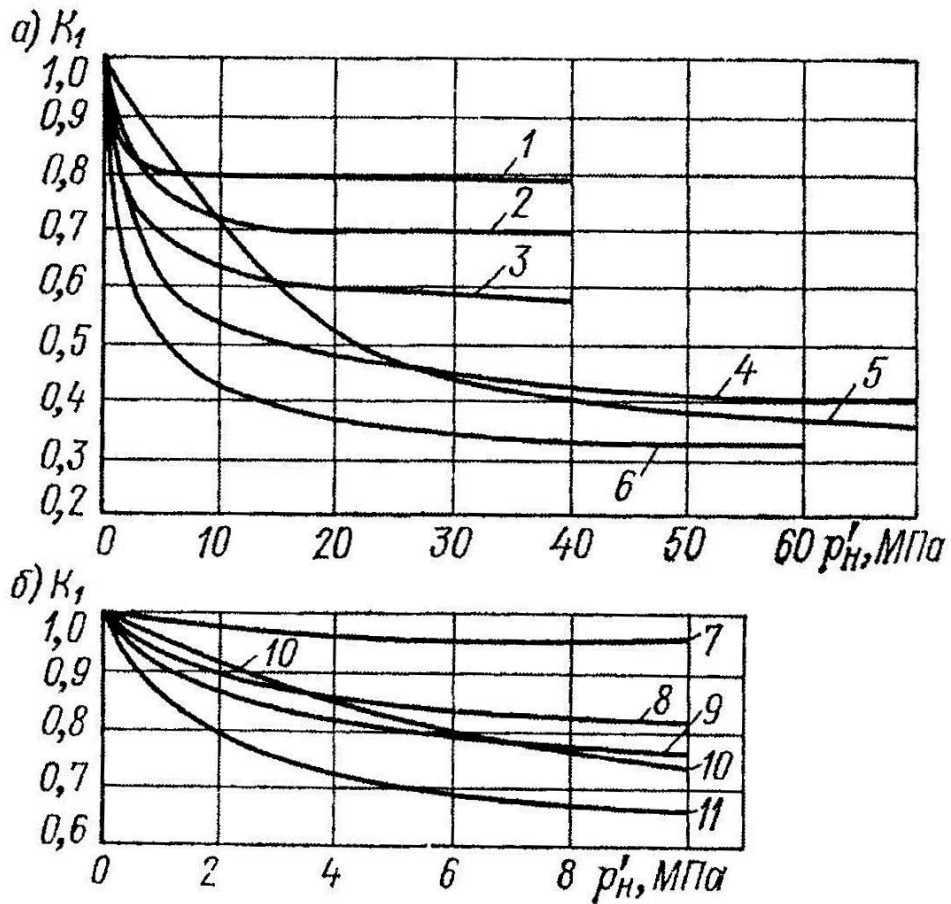
Додаток А. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок)

Таблиця А1. Номінальні допустимі напруження для болтів (шпильок)

Розрахунок за температура болтів (шпильок), °С	Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок), МПа							
	Марки матеріалу							
	35, 40	12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	45Х14Н14В2М	20Х13	35Х, 40Х, 30ХА, 37Х12Н6Г8МБФ, 20ХН3А	30ХМА	25Х1МФ	Алюмінієвий сплав Д16
20	130,0	110,0	160,0	195,0	230,0	230,0	238,0	83
100	126,0	105,0	150,0	182,0	230,0	230,0	227,0	80
200	120,0	98,0	150,0	165,0	225,0	200,0	217,0	76
250	107,0	95,0	144,0	158,0	222,0	182,0	210,0	—
300	97,0	90,0	139,0	150,0	222,0	174,0	199,0	—
350	86,0	86,0	128,0	147,0	185,0	166,0	185,0	—
375	80,0	85,0	128,0	146,0	175,0	166,0	180,0	—
400	75,0	83,0	128,0	145,0	160,0	166,0	175,0	—
425	68,0	82,0	125,0	143,0	156,0	161,0	168,0	—
450	—	80,0	123,0	142,0	—	156,0	161,0	—
475	—	79,0	120,0	140,0	—	—	132,0	—
500	—	78,0	118,0	—	—	—	73,0	—
510	—	75,0	117,0	—	—	—	62,0	—
520	—	73,0	116,0	—	—	—	—	—
530	—	70,0	115,0	—	—	—	—	—
540	—	65,0	114,0	—	—	—	—	—
550	—	63,0	113,0	—	—	—	—	—
600	—	56,0	—	—	—	—	—	—

Розрахункова температура болтів (шпильок), °С	Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок), МПа							
	Марки матеріалу							
	25Х2М1Ф	20Х1МФ1БР	18Х12БМБРФ	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 Б. Коефіцієнт K_I , який враховує усадку набивки

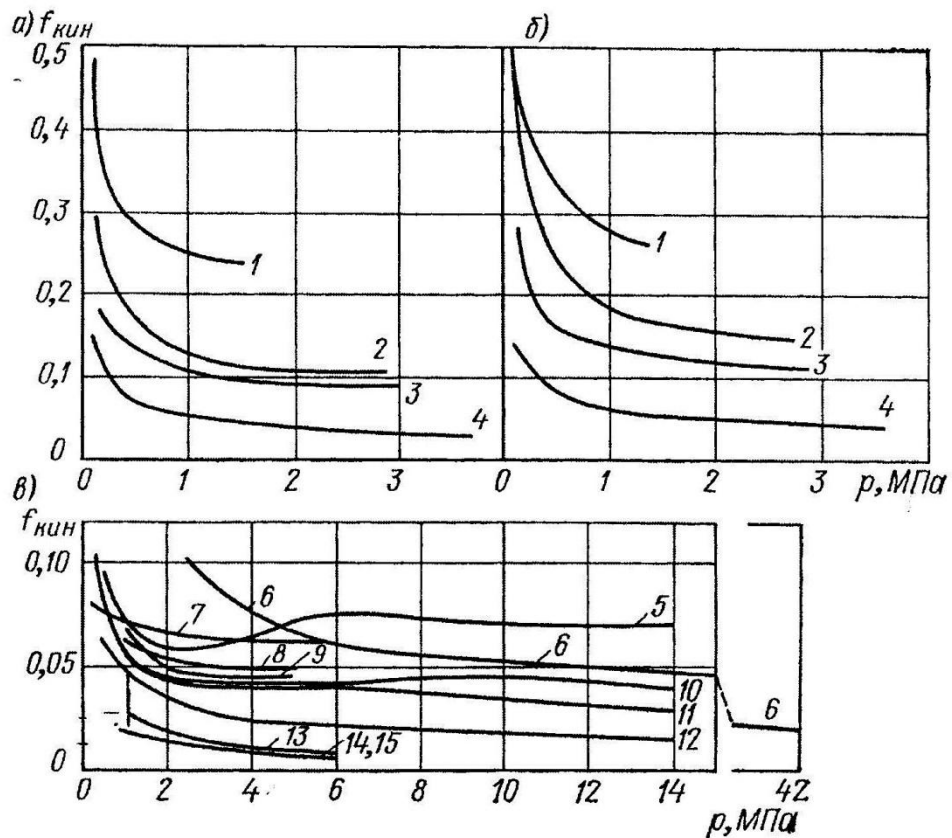


- 1 – азбестова просочена (АП) і азбестодротяна (АПР) набивки; 2 – бавовняна просочена набивка (ХБП); 3 – прядив'яна просочена набивка (ПП);
 4 – бавовняна суха набивка (ХБС); 5 – вентильна набивка (АПРПС);
 6 – азбестова суха набивка (АС); 7 – пластична набивка (ПН); 8 – набивка із стружки фторопласту-4 без змащення (Ф-4); 9 – фторопластографітова композиція (ФГ); 10 – азбестографітова композиція (АГ); 11 – азбестовий шнур (АШ)

Рис. Б.1. Залежність коефіцієнта K_I від тиску p_n^1 натискної втулки:

$$a - p_n^1 = 0 \dots 70 \text{ МПа}; \quad б - p_n^1 = 0 \dots 10 \text{ МПа}$$

Додаток В. Коефіцієнт кінетичного тертя між валом і набивкою $f_{кин}$



1 – азбестовий шнур (АШ); 2 – набивка із стружки фторопласту-4 без змащення (Ф-4); 3 – фторопластографітова композиція (ФГ); 4 – набивка із стружки фторопласту-4 зі змащенням (Ф-4с); 5 – бавовняна суха набивка (ХБС); 6 – вентиляна (АПРПС) і азбестова суха набивка (АС); 7 – азбестографітова композиція (АГ); 8, 10 – прядив’яна просочена набивка (ПП); 9, 11 – бавовняна просочена набивка (ХБП); 12, 13 – азбестова просочена набивка (АП); 14 – азбестодротяна набивка (АПР); 15 – пластична набивка (ПН)

Рис. В.1. Залежність коефіцієнта $f_{кин}$ від тиску середовища p :

$a - v = 0,05$ м/с, $p \leq 4$ МПа; $б - v = 0,35$ м/с, $p \leq 4$ МПа;

$в - v = 0,01$ м/с (криві 5-7, 10-12, 15) і $v = 2,76$ м/с (криві 8, 9, 13, 14),
 $p \leq 15$ МПа

Додаток Г. Фізичні і механічні властивості кріпильних матеріалів

Таблиця Г.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 15Х11МФ, 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 Г.2. Коефіцієнти лінійного розширення кріпильних матеріалів

Марка сталі або сплаву	Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_t \cdot 10^6, 1/^\circ\text{C}$ при температурі $t, ^\circ\text{C}$					
	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	–	–
20X13	10,4	10,9	11,4	11,8	–	–
14X17H2	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	–
35X, 40X, 38XA	13,4	13,3	–	14,8	–	–
20XH3A	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30XMA	12,3	12,6	12,9	13,9	–	14,4
25X1MФ	11,3	12,7	–	13,9	–	14,6
25X2M1Ф	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18X12BMБФР	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	–
37X12H8Г8МБФ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12X18H10Г, 10X17H13M2Г	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	–
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 Д. Допустимі напруження сталей

Властивості сталей подані за ГОСТ 34233.1–2017

Таблиця Д.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, 10Г2С 1						
	Товщина, мм															
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 160											
	Розрахунковий ресурс, год.															
	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	10 ⁵	2·10 ⁵	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 $R_T^{20} / 220$.

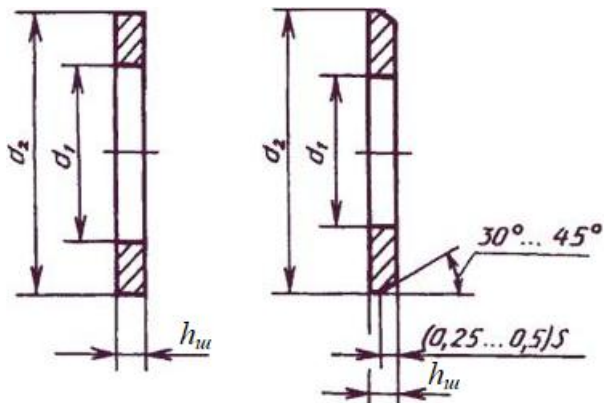
4. Для сталі марки 10Г2, якщо $R_{0,2}^{20} < 270$ МПа допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення $R_{0,2}^{20} / 270$.

Додаток Е. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу

Таблиця Е.1. Модулі поздовжньої пружності в умовах розтягу

Матеріал	Модуль поздовжньої пружності ($10^5 E$), 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 Ж. Шайби за ГОСТ 11371–78



а

б ($d \geq 5$ мм)

Рис. Ж.1. Шайби виконання 1 (а) і виконання 2 (б)

Таблиця Ж.1. Розміри шайб [15]

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		
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. Ж.1

Діаметр різьби кріпильної деталі d , мм	d_1 , мм		d_2 , мм	h_{uv} , мм
	Клас точності			
	С	А		
27,0	30,0	28,0	50,0	
30,0	33,0	31,0	56,0	
33,0	–	34,0	60,0	5,0
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

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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

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

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

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

5. ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1981-01-01]. Вид. офіц. М.: Изд-во стандартов, 1997. 38 с.

6. ГОСТ 6678-72. Манжеты резиновые уплотнительные для пневматических устройств. Технические условия: (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1974-01-01]. Вид. офіц. М.: Изд-во стандартов, 1998. 18 с.

7. ГОСТ 5152-84. Набивки сальниковые. Технические условия: (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1985-07-01]. Вид. офіц. М.: Изд-во стандартов, 2002. 18 с.

8. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи: учеб. пособие [для студентов вузов] /

Михалев М. Ф., Третьяков Н. П., Мильченко А. И., Злобин В. В.; под общ. ред. М. Ф. Михалева. Л.: Машиностроение, 1984. 301 с.

9. Орлов П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 3 книгах. М.: Машиностроение, 1977. Книга 3. 358 с.

10. РТМ 108.020.33-86. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчёт: – Л.: НПО ЦКТИ, 1988. 71 с.

11. ГОСТ 15180-86. Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1988-01-01]. Вид. офіц. М.: Изд-во стандартов, 1993. 23 с.

12. ГОСТ 12815-80. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на Ру от 0,1 до 20,0 МПа (от 1 до 200 кгс/кв. см). Типы. Присоединительные размеры и размеры уплотнительных поверхностей. (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1983-01-01]. Вид. офіц. М.: Изд-во стандартов, 2003. 29 с.

13. ГОСТ 34233.4-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 2018-08-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2018. 41 с.

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

15. ГОСТ 11371-78. Шайбы. Технические условия (Межгосударственный стандарт). [Чинний від 1979-01-01]. Вид. офіц. М.: Стандартиформ, 2006. 5 с.