

Таблиця 14.1. Алгоритм і приклад розрахунку сальника з м'якою набивкою

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Товщина набивки S_i	В машинобудуванні $S_i = (1,5...2,5)\sqrt{d_a}$, мм S_i 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	$h_o = (6...8)S_i$	$h_o = (6...8)0,019 = 0,114...0,152$ м Приймаємо $h_o = 0,133$ м
3.	Висота фонаря h_δ	$h_\delta = (1,5...2)S_i$	$h_\delta = (1,5...2)0,019 = 0,0285...0,038$ м Приймаємо $h_\delta = 0,033$ м
4.	Повна глибина розточки сальникової камери з урахуванням встановлення фонарного кільця і забезпечення напрямку натискної втулки	$H_c = h_o + h_\delta + 2S_i$	$H_c = 0,133 + 0,033 + 2 \cdot 0,019 = 0,204$ м

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Довжина циліндричної частини натискної втулки $h_{\hat{a}}$	$h_{\hat{a}} = (0,4 \dots 0,5) h_o$	$h_{\hat{a}} = (0,4 \dots 0,5) 0,133 = 0,0532 \dots 0,0665$ м Приймаємо $h_{\hat{a}} = 0,06$ м
6.	Величина зазору між валом і натискною втулкою Δ	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) d_{\hat{a}}; 8 \cdot 10^{-4} i \right\}$	$\Delta = \min \left\{ \left(\frac{1}{200} \dots \frac{1}{250} \right) 0,068; 8 \cdot 10^{-4} i \right\} =$ $= \min \left\{ (0,000272 \dots 0,00034); 8 \cdot 10^{-4} i \right\}$ Приймаємо $\Delta = 0,0003$ м
7.	Внутрішній діаметр сальникової камери D	$D = d_{\hat{a}} + 2S_i$	$D = 0,068 + 2 \cdot 0,019 = 0,106$ м
8.	Допустиме напруження різьби болтів (шпильок) $[\sigma]_{\delta}$	З умови тривалої експлуатації різьби болтів (шпильок) $[\sigma]_{\delta} = 25-35$ МПа. При $p \geq 3$ МПа приймається більше значення	Через те, що $p = 4$ МПа, приймаємо $[\sigma]_{\delta} = 35$ МПа

Продовження табл. 14.1

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Внутрішній діаметр різьби болтів (шпильок) d_p	$d_p = \sqrt{\frac{3(D^2 - d_a^2)p}{n_a[\sigma]_\delta}}$	$d_p = \sqrt{\frac{3(0,106^2 - 0,068^2)4}{8 \cdot 35}} = 0,0168 \text{ м}$ Вибираємо діаметр болтів (шпильок) $d_o = 0,018 \text{ м}$
10.	Висота фланця натискної втулки	$h_n = 1,25d_o$	$h_n = 1,25 \cdot 0,018 = 0,0225 \text{ м}$
11.	Робочий тиск p_i^1 натискної втулки	Орієнтовно $p_i^1 = (2...2,5)p$	$p_i^1 = (2...2,5)4 = 8...10 \text{ МПа}$ Приймаємо $p_n^1 = 9 \text{ МПа}$
12.	Коефіцієнт K_I	K_I знаходиться за графіком (рис. 3.1 додатка 3) залежно від матеріалу набивки і тиску натискної втулки	Для азбестової просоченої прокладки АП і тиску $p_n^1 = 9 \text{ МПа}$: $K_I = 0,8$
13.	Коефіцієнт усадки K_y	$K_y = \min\{1; (1,1...1,2)K_1\} S_i \text{ для } S_i < 0,016 \text{ м};$ $K_y = K_1 \text{ якщо } S_i = (0,016...0,019) \text{ м};$ $K_y = (0,8...0,9)K_1 \text{ якщо } S_i > 0,019 \text{ м};$	Приймаємо $K_y = K_1 = 0,8$ для $S_i = 0,019 \text{ м}$

14.	Висота набивки у робочому стані h_p	$h_p = K_y h_o$	$h_p = 0,8 \cdot 0,133 = 0,1064 \text{ м}$
14.	Тиск герметичності $p_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i}$	$p_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i} = 0,3 \text{ МПа} \quad \text{якщо} \quad \delta < 0,3 \text{ МПа} ;$ $p_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i} = p \quad \text{якщо} \quad \delta \geq 0,3 \text{ МПа}$	$p_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i} = p = 4 \text{ МПа}$
15.	Зусилля затягування шпильок F_{ξ}	$F_{\xi} = \frac{\pi(D^2 - d_{\bar{a}}^2)p_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i}}{4k} e^{\frac{2kf_c h_p}{2S_i}}$	$F_{\xi} = \frac{3,14(0,106^2 - 0,068^2)4}{4 \cdot 1} e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,0140 \cdot 0,1064}{2 \cdot 0,019}} = 0,02244 \text{ МН}$
80 16.	Коефіцієнт кінетичного тертя між валом і набивкою $f_{\bar{e}\bar{e}i}$	$f_{\bar{e}\bar{e}i}$ знаходиться за графіком (рис. И.1 додатка И) залежно від матеріалу набивки і тиску середовища	Для азбестової просоченої прокладки АП і тиску середовища $p = 4 \text{ МПа} : f_{\bar{e}\bar{e}i} = 0,01$
17.	Сила тертя між набивкою і валом $F_{\bar{\delta}\bar{\delta}}$	$F_{\bar{\delta}\bar{\delta}} = \frac{\pi d_{\bar{a}} S_i \delta_{\bar{a}\bar{a}\bar{\delta}i} f_{\bar{e}\bar{e}i}}{2kf_c} \left(e^{\frac{2kf_c h_p}{S_i}} - 1 \right)$	$F_{\bar{\delta}\bar{\delta}} = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,019 \cdot 4 \cdot 0,01}{2 \cdot 1 \cdot 0,014} \left(e^{\frac{2 \cdot 1 \cdot 0,0140 \cdot 0,1064}{0,019}} - 1 \right) = 9,81 \cdot 10^{-4} \text{ МН}$
18.	Кутова швидкість обертання валу ω	$\omega = 2\pi n$	$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,5 = 9,42 \text{ 1/с}$
18.	Втрати потужності на подолання сил тертя у сальнику N_c	$N_c = \frac{F_{\bar{\delta}\bar{\delta}} \omega d_d}{2}$	$N_c = \frac{981 \cdot 9,42 \cdot 0,068}{2} = 314 \text{ Вт}$