19. *Точность вращения радиальных цилиндрических роликовых подшипников при статической нагрузке: Пер. с англ. / Куракаре И., Тамура Х., Сукока А., Фуката С. // Детали машин. Экспресс–информ. – 1989. – №35. – Реф. 84. С. 1-16.*
20. *Чуб Е.Ф. Рконструкция и эксплуатация опор с подшипниками качения: Справочник. – М.: Машиностроение. – 1987. – 365 с.*
21. *Дальский А.М., Кулешова З.Г. Сборка высокоточных соединений в машиностроении.– М.: Машиностроение. – 1988. – 304 с.*

УДК 621.646.99:539.313

Т.Б.Юзьків, к.т.н., Ю.В. Гуцуляк, к.т.н.
(Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)
Л.І.Гурняк, к.т.н. (НУ "Львівська політехніка")

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ МІЦНІСТЮ І ЖОРСТКІСТЮ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ВИГОТОВЛЕНИХ У ВИГЛЯДІ ТОНКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК

Запропонована інженерна методика розрахунку ущільнюючих елементів малої жорсткості у вигляді коротких тонкостінних оболонок. Одержані результати дають можливість виконувати проектний розрахунок таких елементів в порівняно простій формі , без використання додаткових теоретичних або довідкових матеріалів.

Технічне переоснащення та інтенсифікація промислового виробництва нерозривно пов'язані із проблемами герметизації. В першу чергу це стосується хімічної, енергетичної, газової промисловості, авіаційної та космічної техніки, де розгерметизація часто приводить до екстремальних ситуацій. Зокрема у випадках використання в пневмогідросистемах вибухонебезпечних або легкозаймистих речовин забезпечення герметичності є обов'язковою умовою пожежної безпеки.

Робота в умовах підвищеного тиску, високих або наднизьких температур, коли застосування еластичних матеріалів для ущільнення зон контакту неможливе, вимагає особливих конструкцій ущільнюючих елементів , переважно малої жорсткості [1], [2], [3]. Їх ефективне практичне застосування можливе тільки після детального проектного розрахунку з метою забезпечення необхідного ресурсу міцності при мінімально можливій жорсткості. Поставлена задача розв'язується на підставі порівняно складної для інженерної практики теорії тонких оболонок. Тому виникає необхідність довести розв'язок до конкретних рекомендацій і розрахункових формул для визначення оптимальних геометричних параметрів ущільнюючих елементів. Відомі дослідження в даному напрямку ,наприклад [4], стосуються переважно визначення зусилля герметизації.

У зв'язку з рядом конструктивних, технологічних та експлуатаційних переваг найчастіше застосовуються ущільнюючі елементи малої жорсткості у вигляді коротких тонкостінних циліндричних оболонок. На рис.1 показана розрахункова схема такого елемента для одного з можливих варіантів застосування.

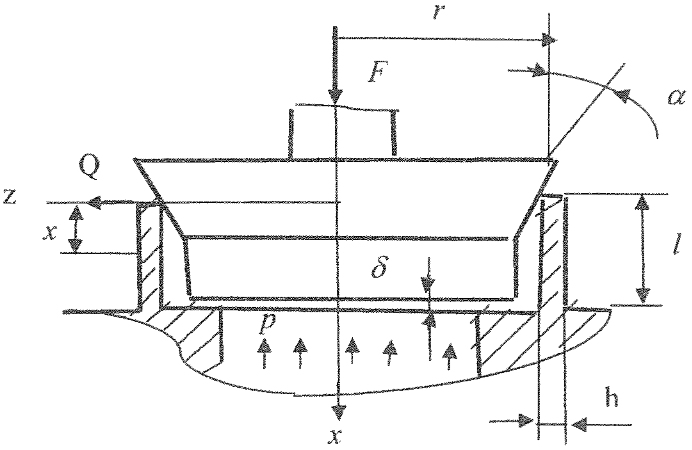

Рис.1. Розрахункова схема

Для його розрахунку скористаємося диференціальним рівнянням осесиметричної деформації циліндричної оболонки [5]:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\mu T_x}{Dr} + \frac{p}{D}, \tag{1}$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 h^2}}$; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$; w; – радіальне переміщення точки серединної поверхні, r – середній радіус оболонки, h – товщина стінки, x – координата точки в напрямку поздовжньої осі, T_x – нормальна осьова сила в перерізі оболонки, p – тиск на стінку обдлонки, E – модуль пружності матеріалу, μ – коефіцієнт Пуассона.

Для коротких оболонок [5] рівняння (1) запишемо у вигляді:

$$w = (w_0 - \overline{w}_0)K_0 + \frac{1}{\beta}\vartheta_0 K_1 + \frac{1}{D\beta^2} M_{x0} K_2 + \frac{1}{D\beta^2} Q_0 K_3 + \overline{w}\ , \tag{2}$$

де $K_0, K_1, K_{2,} K_3$ – функції А.І. Крилова, $w_0, \vartheta_0, \mathrm{M}_{x0}, \mathrm{Q}_0$ – початкові параметри, до яких належать відповідно радіальне переміщення, кут повороту нормалі, згинальний момент та поперечна сила при $x = 0$, $\overline{w}$ – окремий розв'язок рівняння, $\overline{w}_0$ – значення окремого розв'язку при $x = 0$.

Послідовне диференціювання виразу (2) з врахуванням співвідношень між функціями А. І. Крилова дозволяє визначити:

$$\vartheta = -4\beta(w_0 - \overline{w}_0)K_3 + \nu_0 K_0 + \frac{1}{D\beta} M_{x0} K_1 + \frac{1}{D\beta^2} Q_0 K_2;$$

$$M_x = -4D\beta^2(w_0 - \overline{w}_0)K_2 - 4D\beta\vartheta_0 K_3 + M_{x0}K_0 + \frac{1}{\beta} Q_0 K_1; \tag{3}$$

$$Q=-4D\beta^3(w_0-\bar{w}_0)K_1-4D\beta^2\vartheta_0K_2-4\beta M_{x0}K_3+Q_0K_0;$$

де ϑ, M_x, Q - відповідно, кут повороту нормалі, згинальний момент та поперечна сила при довільному x в межах довжини оболонки.

При $x=0$ згинальний момент $M_{x0}=0$, а поперечна сила Q_0 є сумою двох складових, одна з яких спричинена силою герметизації F, а друга – тиском середовища p:

$$Q_0=\frac{F}{2\pi r}ctg(\alpha+\psi)\pm\psi_{21}\frac{pr^2}{Eh}D\beta^2, \tag{4}$$

де α – кут конусності ущільнюючої поверхні, яка взаємодіє із оболонкою (рис.1), ψ – кут тертя, ψ_{21} - функція, яка залежить від βl [6], l - довжина оболонки.

Два інші початкові параметри знайдемо з системи рівнянь, складених на основі граничних умов при $x=l$:

$$(w_0-\overline{w}_0)K_0-\frac{1}{\beta}\vartheta_0K_1=\frac{1}{D\beta^3}Q_0K_3-\overline{w},$$

$$4\beta(\mathrm{w}_0-\overline{w}_0)K_3+\vartheta_0K_0=-\frac{1}{D\beta^2}Q_0K_2. \tag{5}$$

Враховуючи, що отримані із системи (5) співвідношення між функціями А.І. Крилова є залежними від βl функціями $\varphi_1,\psi_1,\varphi_{17},\psi_{17}$ [6],

$$\frac{K_1K_2-K_3K_0}{K_0^2-4K_1K_2}=\varphi_1;\quad \frac{4K_3}{K_0^2+4K_1K_3}=\psi_{17};\quad \frac{K_0K_2+4K_3^2}{K_0^2+4K_1K_3}=\psi_1;\quad \frac{K_0}{K_0^2+4K_1K_3}=1-\varphi_{17},$$

розв'язок системи (5) представимо у вигляді :

$$w_0-\overline{w}_0=-\frac{1}{D\beta^3}Q_0\varphi_1-\overline{w}(1-\varphi_{17});\quad \vartheta_0=-\frac{1}{D\beta^2}Q_0\psi_1+\psi_{17}\beta\overline{w}. \tag{6}$$

Одержаний розв'язок системи (5) дозволяє записати вирази (2), (3) у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
&w=\frac{Q_0}{D\beta^3}(\varphi_1K_0-\psi_1K_1+K_3)-\overline{w}(K_0-\varphi_{17}K_0+\psi_{17}K_1-1);\\
&\vartheta=\frac{Q_0}{D\beta^2}(-4\varphi_1K_3-\psi_1K_0+K_2)-\beta\overline{w}(4K_3-4K_3\varphi_{17}+\psi_{17}K_0);\\
&M_x=\frac{Q_0}{\beta}(-4\varphi_1K_2+4\psi_1K_3+K_1)+D\beta^2\overline{w}(4K_2-4K_2\varphi_{17}+4\psi_{17}K_3);\\
&Q=Q_0(-4\varphi_1K_1+4\psi_1K_2+K_0)+D\beta^3\overline{w}(4K_1-4K_1\varphi_{17}+4\psi_{17}K_2),
\end{aligned} \tag{7}$$

де при рівномірному розподілі тиску p на стінки оболонки

$$\overline{w} = (p - \frac{\mu T_x}{r})\frac{r^2}{Eh}.$$

Виберемо тепер величину βl такою, щоб забезпечити максимальну податливість оболонки при мінімальній її довжині і максимальну здатність до самоущільнення у випадку дії тиску у відповідному напрямку. Скористаємось для цього формулою (4), а також першою з формул (7), яка при $x = 0$ набуває вигляду

$$w\Big|_{x=0} = \frac{Q_0}{D\beta^3}\varphi_1 + \overline{w}\varphi_{17}.$$

Як видно з формул, оболонка матиме максимальну податливість і здатність до самоущільнення, коли функції φ_1, φ_{17} і ψ_{21} досягнуть найбільшого значення. З іншого боку, аналіз графічних залежностей функцій φ_1, φ_{17} і ψ_{21} від βl βl [6] показує, що функції φ_{17} і ψ_{21} мають максимум при βl =2,365, а функція φ_1 досягає при цьому значення, яке майже не змінюється при дальшому збільшенні βl. Це дозволяє вважати найбільш вигідним співвідношення між геометричними розмірами оболонки, яке відповідає βl =2,365.

Якщо визначити функції φ_1, ψ_1, φ_{17} і ψ_{17} при такому значенні βl, то формули (7) матимуть вигляд:

$$w = -\frac{Q_0}{D\beta^3}\xi_1 - \overline{w}\,\nu_1; \qquad \vartheta = \frac{Q_0}{D\beta^2}\xi_2 - \beta w\,\nu_2;$$

$$M_x = \frac{Q_0}{\beta}\xi_3 - 4D\beta^2\overline{w}\,\nu_3; \qquad Q = Q_0\xi_4 - 4D\beta^3\overline{w}\,\nu_4, \tag{8}$$

де ξ_1, ξ_2, ξ_3, ξ_4, ν_1, ν_2, ν_3, ν_4, – функції, які залежать від βx.

З функціями А.І. Крилова вони зв'язані залежностями

$$\xi_1 = 0.491K_0 - 0.482K_2 + K_3; \qquad \xi_2 = -1.964K_3 - 0.482K_0 + K_2;$$
$$\xi_3 = -1.964K_2 + 1.930K_3 + K_1; \qquad \xi_4 = -1.964K_1 + 1.930K_2 + K_0;$$
$$\nu_1 = -0.261K_0 + 0.513K_1 - 1; \qquad \nu_2 = -1.044K_3 - 0.513K_0;$$
$$\nu_3 = -0.261K_2 + 0.513K_3; \qquad \nu_4 = -0.261K_1 + 0.513K_2.$$

Для полегшення практичного застосування формул (8) значення функцій ξ_1, ξ_2, ξ_3, ξ_4, ν_1, ν_2, ν_3, ν_4 в потрібних межах зміни βx наведені в таблиці 1.

Формули (8) дозволяють без особливих зусиль визначити величини усіх параметрів, необхідних для оцінки напружено-деформованого стану в довільному перерізі ущільнюючого елемента.

Таблиця 1. Значення функцій ξ_1, ξ_2, ξ_3, ξ_4, ν_1, ν_2, ν_3, ν_4

βx	ξ_1	ξ_2	ξ_3	ξ_4	ν_1	ν_2	ν_3	ν_4
0,0	0,5000	-0,5000	0,0000	1,0000	-1,2500	-0,5000	0,0000	0,0000
0,2	0,3958	-0,4644	0,1632	0,6455	-1,1583	-0,5142	-0,0045	-0,0419
0,4	0,3069	-0,4209	0,2631	0,3651	-1,0548	-0,5219	-0,0154	-0,0632
0,6	0,2284	-0,3625	0,3138	0,1519	-0,9489	-0,5394	-0,0284	-0,0637
0,8	0,1623	-0,2978	0,3278	-0,0031	-0,8384	-0,5669	-0,0394	-0,0425
1,0	0,1092	-0,2331	0,3157	-0,1106	-0,7216	-0,6008	-0,0439	-0,0013
1,2	0,0687	-0,1728	0,2860	-0,1806	-0,5980	-0,6342	-0,0373	0,0692
1,4	0,0396	-0,1197	0,2453	-0,2227	-0,4687	-0,6562	-0,0145	0,1624
1,6	0,0202	-0,0755	0,1982	-0,2456	-0,3373	-0,6519	0,0294	0,2819
1,8	0,0097	-0,0411	0,1473	-0,2563	-0,2109	-0,6021	0,0999	0,4247
2,0	0,0031	-0,0171	0,0961	-0,2603	-0,1010	-0,4836	0,2019	0,5964
2,2	0,0012	-0,0037	0,0433	-0,2616	-0,0238	-0,2694	0,3397	0,7846
2,4	0,0009	-0,0008	-0,0084	-0,2623	-0,0016	-0,0704	0,5164	0,9832

Для оцінки міцності скористаємося формулами для напружень в контурних точках циліндричної оболонки [5]:

$$\sigma_x^+ = -\frac{T_x}{h} + \frac{6M_x}{h^2}; \quad \sigma_\varphi^+ = \frac{T_\varphi}{h} + \frac{6M_\varphi}{h^2}; \quad \sigma_x^- = -\frac{T_x}{h} - \frac{6M_x}{h^2}; \quad \sigma_\varphi^- = \frac{T_\varphi}{h} - \frac{6M_\varphi}{h^2}, \tag{9}$$

де σ_x^+, σ_φ^+ – відповідно нормальні напруження в поздовжньому і тангенціальному напрямках в точках внутрішнього контуру; σ_x^-, σ_φ^- – такі ж напруження в точках зовнішнього контуру; T_φ, M_φ – нормальна сила та згинальний момент у тангенціальному напрямку.

Враховуючи, що

$$M_\varphi = \mu M_x; \qquad T_x = \frac{F}{2\pi r}; \qquad T_\varphi = pr + \frac{Ehw}{r},$$

за формулами (9) можна знайти напруження в довільному перерізі оболонки.

Якщо скористатися енергетичною теорією міцності, то вираз для визначення еквівалентних напружень матиме вигляд

$$\sigma_{екв}^\pm = \left\{ \frac{36M_x^2}{h^4}\left(1-\mu+\mu^2\right) \mp \frac{6M_x}{h^3}\left[T_x(2-\mu) - T_\varphi(2\mu-1)\right] + \frac{1}{h^2}\left(T_x^2 + T_\varphi^2 + T_x T_\varphi\right) \right\}^{\frac{1}{2}},$$

де $\sigma_{екв}^\pm$ – еквівалентне напруження в точках внутрішнього та зовнішнього контурів ущільнюючого елемента.

Для забезпечення оптимального співвідношення його міцності і жорсткості необхідно, щоб при мінімальній товщині оболонки виконувалась умова

$$\max_{0 \le X \ge 1} \sigma_{екв}^\pm = [\sigma] \tag{10}$$

де $[\sigma]$ – допустима величина напруження для матеріалу ущільнюючого елемента.

Підібрати товщину оболонки, при якій буде забезпечуватися умова (10), зручно за ітераційною формулою

$$h^{(n+1)} = h^{(n)}\sqrt{\frac{\max\limits_{0\le X\ge 1}\sigma_{екв}^{(n)}}{[\sigma]}}\,.$$

Одержані залежності дозволяють виконувати проектний розрахунок ущільнюючих елементів у вигляді циліндричних оболонок в порівняно простій формі без додаткових теоретичних або довідкових матеріалів. Забезпечення необхідної міцності при мінімальній жорсткості дає змогу максимально використати ефект податливості ущільнюючого елемента для надійної герметизації ущільнення, компенсації відхилень форми та розміщення ущільнюючих поверхонь, амортизації динамічних навантажень.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Кармугин Б.В., Кисель В.Л., Лазебник А.Г. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры. – Киев: Техника, 1980. – 295 с.*
2. *А.с. 1613779 (СССР); Разъемное соединение трубопроводов / Л.И. Гурняк, Д.Ю. Мочернюк – опубл. 15.12.90, Бюл. №46.*
3. *А.с. 642552 (СССР); Уплотняющее устройство клапана / Л.И. Гурняк, Г.Г. Стратиневский – опубл. 15.01.79, Бюл. №2.*
4. *Кричкер И.Р., Мендельсон Д.А. Вопросы расчета затвора с тонкостенным цилиндрическим обтюратором. – В кн.: Арматуростроение. Л.: ЦКБА, 1977, с.13-19.*
5. *Бояришинов С.В. Основы строительной механики. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.*
6. *Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Йосилевич– М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.*

УДК 629.7.067.8: 614.842.6

В.С. Бабенко, к.т.н.; Є.С. Базілєв (Філія Академії наук пожежної безпеки України)

ВИКОРИСТАННЯ ПРОЦЕСУ РЕКУПЕРАЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ

Стаття розглядає деякі напрямки вирішення проблеми евакуації людей під час екстремальних ситуацій у будівлях підвищеної поверховості. З цією метою досить перспективними для використання на практиці є канатно-спускові пристрої, але жоден з них на сьогоднішній день не має тієї властивості, що, по закінченню спуску людини на рівень землі, він самостійно повертається на вихідну позицію – відповідний поверх висотної будівлі. Представники Філії Академії наук пожежної безпеки України по південно-східному регіону (м. Дніпропетровськ) проводять роботи над принципово новою системою евакуації із багатоповерхових будівель "інерційним парашутом", що може використовуватись під час спуску людей багаторазово і значно мобільніше за інші канатно-спускові рятувальні пристрої.

Дана стаття розглядає досить важливу і актуальну проблему, що є загальною для всіх країн світу, - проблему евакуації людей під час екстремальних ситуацій у будівлях підвище-