
DOI: <https://doi.org/10.15407/emodel.42.06.091>
УДК 621.01: 62-251: 62-762

С.С. Шевченко, канд. техн. наук
Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України
Україна, 03164, Київ-164, вул. Генерала Наумова, 15
e-mail: s.shevchenko@united.productions

Моделі процесів функціонування сальникових ущільнень для вдосконалення механізмів герметизації

Розроблено моделі механізму герметизації для сальникових ущільнень з радіально деформованим і радіально рухомим корпусом та торцевих сальникових ущільнень, що характеризують основні особливості їх роботи. Визначено напрямки удосконалення конструкції ущільнення, які усувають нерівномірність контактного тиску набивки на вал. Запропоновано аналітичні залежності для розрахунку нових конструкцій ущільнень. Наведено приклад промислової експлуатації вдосконаленої конструкції сальникового ущільнення.

К л ю ч о в і с л о в а: фізична модель, механізм герметизації, контактний тиск.

Технічний рівень сучасних ущільнень зростає у зв'язку з підвищенням вимог експлуатації, які обмежують або виключають зовнішній витік середовища, що герметизується. З урахуванням масштабів експлуатованого насосного обладнання витіки через ущільнення ведуть до значних втрат енергії, хімічних і харчових продуктів, прісної води тощо. Великі кошти витрачаються на знешкодження та утилізацію протікання середовищ, що перекачуються. Найважливішою вимогою є підвищення надійності та ресурсу ущільнень, особливо з урахуванням зростання одиничної потужності устаткування, автоматизації безперервних технологічних процесів, коли вимушені простої у зв'язку з відмовою ущільнень зумовлюють великі економічні втрати, які перевищують витрати безпосередньо на ущільнення. В той же час, заміна ущільнень і їх ремонт вимагають значного ресурсу висококваліфікованої ручної праці і дорогих матеріалів. Для насосного обладнання, особливо для ущільнень валів динамічних насосів, це підтверджується досвідом експлуатації, де до 70 % відмов відбувається через вихід з ладу ущільнень.

© Шевченко С.С., 2020

Сальникові ущільнення працюють в найширшому діапазоні тисків і швидкостей ковзання серед інших типів контактних ущільнень. Сальникове ущільнення є вузлом з регульованим витокком, тобто перевищення рівня витокку може бути виправлено переміщенням натискного пристрою без розбирання насоса. Оскільки збільшення витокку визначається відносно постійним в часі зносом пари тертя, можливість раптових відмов такої конструкції невелика. Це дуже важливо, тому що дозволяє при правильній експлуатації виключити раптовий аварійний витік. Заміна пакету сальникової набивки не вимагає демонтажу насоса і зазвичай відмовою насоса не вважається. Ресурс вузла визначається гранично допустимим зносом захисної втулки вала, для заміни якої потрібні демонтаж і розбирання насоса. Таким чином, сальникове ущільнення є регульованим і періодично поновлюваним в процесі експлуатації вузлом, що в поєднанні з традиційною конструкцією і відносно низькою ціною зумовлює його широке застосування.

Механізм герметизації в сальникових ущільненнях. Незважаючи на те, що сальникове ущільнення є однією з найстаріших і простих за виконанням конструкцій, механізм його герметизуючої дії є досить складним і вивчається відносно недавно.

Стандартне одинарне сальникове ущільнення являє собою кільцеву камеру в корпусі 1, обмежену поверхнею вала 2 і заповнену набиванням 3, що стискається в осьовому напрямку втулкою 4 і тиском герметизованої рідини (рис. 1). Для досягнення необхідної герметичності потрібно, щоб контактний тиск хоча б на частині довжини пакета набивання перевищував тиск ущільнюваної рідини. Чим більше це перевищення, тим менше протікання, але тим більше тертя набивки по валу, температура контакту, швидкість зношування набивання і поверхні вала. Отже, підвищення герметичності зумовлює неминуче зниження ресурсу ущільнення, а основним фактором, що визначає герметичність і ресурс, є контактний тиск набивання на вал.

Задача визначення оптимального співвідношення між герметичністю і ресурсом не має однозначного вирішення. У кожному конкретному випадку зусилля зтяжки, а отже, і робота ущільнення, залежать від досвіду і інтуїції обслуговуючого персоналу. Саме така невизначеність є основним недоліком традиційних сальникових ущільнень.

Для пошуку ефективних способів усунення зазначених недоліків розглянемо сучасні уявлення про механізм герметизації в сальникових ущільненнях. Епюра контактного тиску, зображена на рис. 1, б, встановлюється одразу після стиснення набивання втулкою і змінюється внаслідок релаксації напружень та повзучості пружно-в'язкого матеріалу набивки, якщо ущільнюваний тиск не перевищує приблизно 0,4 МПа, а зу-

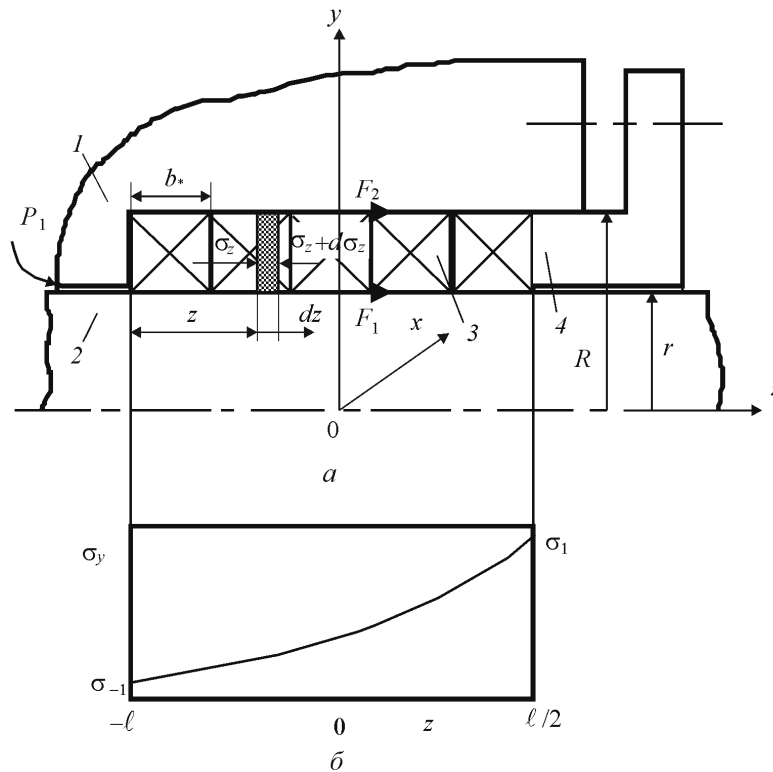


Рис. 1. Схема сальникового ущільнення (а) і зміни контактного тиску по довжині пакета набивання (б)

силля стиснення створює на внутрішніх кільцях радіальну напругу більшу, ніж тиск, що ущільнюється. Коли ця умова не виконується, внутрішні кільця набивання віджимаються від вала тиском рідини. В результаті між валом і набиванням утворюється зазор, який звужується до виходу та поширюється приблизно на 3/4 довжини пакета. На вихідній ділянці набивка контактує з валом, і ця ділянка виконує основну роль герметизатора, оскільки на ньому дроселюється велика частина ущільнюваного тиску. У цьому випадку розподіл контактного тиску істотно відрізняється від епюри, зображеної на рис. 1, б.

Відсутність теорії, що задовільно пояснює механізм герметизації і дозволяє отримати аналітичні залежності контактного тиску, моменту тертя і витоків від герметизованого тиску та конструкції ущільнення, зумовила розвиток чисто експериментального підходу до цієї проблеми. В основу експериментів покладено вимірювання температурних полів і теплового балансу вузла, визначення втрат на тертя, а також ресурсні випробування для оцінки закономірностей зношування і герметичності.

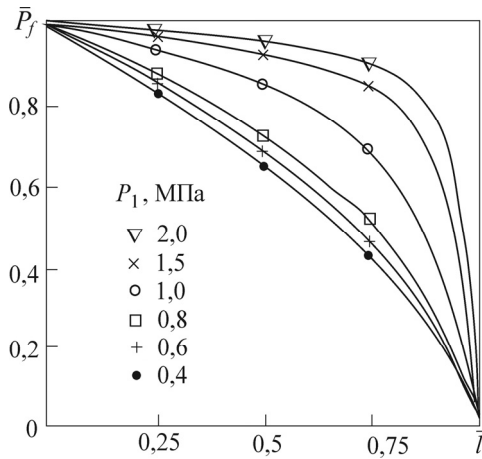


Рис. 2. Графіки розподілу тиску рідини по довжині контакту в стандартному ущільненні.

На рис. 2 показано розподіл тиску рідини в контакті залежно від перепаду тисків в діапазоні 0,4—2,0 МПа при нормальній роботі вузла. Як показали результати експериментів, розподіл тиску рідини по довжині ущільнення не суттєво залежить від початкового розподілу контактного тиску набивання, створеного натискним механізмом, і визначається тільки величиною тиску герметизованої рідини [1]. При збільшенні тиску герметизованої рідини в ущільненні виділяється дві послідовно розташованих ділянки. З боку рідини є ділянка, на якій тиск рідини в зазорі змінюється не істотно. Набивання на цій ділянці або не створює великих контактних тисків, або повністю відтиснує від вала. На другій ділянці, довжина якої зменшується по мірі зростання тиску рідини, відбувається основне дроселювання тиску рідини. На цій ділянці створюються максимальні контактні тиски набивання на вал, які перевищують тиск середовища, що ущільнюється. Характер розподілу тиску рідини на цій ділянці схожий з розподілом тиску рідини в сальниковому ущільненні при низькому тиску.

Таким чином, логічно формується модель механізму герметизації сальникового ущільнення як поєднання двох послідовно розташованих гідравлічних опорів: передвключеного опору, аналогічного щілинному дроселю, і контактного ущільнення, де відбувається безпосередня герметизація вала. При цьому передвключена ділянка, що знаходиться під дією практично повного тиску герметизованої рідини, створює значні напруги в пакеті набивання. При деформації останнього створюються контактні напруги на робочій ділянці. Величина цих напруг визначається тиском герметизованої рідини, фізико-механічними властивостями і розмірами набивання. Суттєве значення має форма опорних поверхонь і схема прикладання навантаження, що визначається конструкцією вузла.

Значення контактних напружень на робочій ділянці можуть бути рівними або перевищувати тиск рідини перед ущільненням. Механізм витoku при цьому буде аналогічний механізму витoku через сальниковий герметизатор при низькому тиску. Контакт набивання з валом є сумою мікроучастків, на яких створюються контактні тиски, що розділяють мікроділянки, заповнені рідиною. Поява в контакті системи лабіринтних

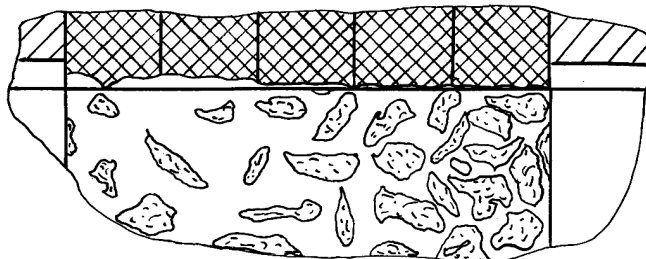


Рис. 3. Якісне уявлення структури контакту сальникової набивки з поверхнею вала

каналів, по яких відбувається витік, визначається нещільністю в структурі набивання, биттям вала, місцевими термогідролічними ефектами та іншими чинниками. Перетин цих каналів зменшується при збільшенні контактної тиску. Фізично найближча до даного механізму дроселювання фільтрація рідини — через певний шар пористого тіла [2]. У загальному вигляді за рівнянням нерозривності фільтраційного потоку може бути визначено витік.

У моделі сальникового ущільнення фільтруючим шаром є поверхня набивання, що контактує з валом. Висота його мікронерівностей визначається структурою плетіння і діаметром волокон плетених сальникових набивок. Даний механізм герметизації дозволяє пояснити основні особливості роботи ущільнення і є базою для аналітичного дослідження (рис. 3). Довговічність сальникового ущільнення визначається комплексом пов'язаних між собою параметрів. Серед параметрів, що характеризують процес герметизації, найбільшою мірою впливають на довговічність набивання величина і розподіл контактної тиску на вал і умови змазування.

Сальникові ущільнення з радіально деформованим корпусом. Нерівномірність контактної тиску набивання на вал усувається в ущільненні з корпусом, що деформується, в якому тиск вирівнюється не тільки по довжині, але і по колу (рис. 4). У корпусі сальника 1, який складається з консольних пластинок 3 (пелюсток), зроблено повздовжні розрізи 2. Радіальні напруження, що виникають в набиванні 4 при його осьовому стисненні, згинають пластинки 3, згинальна жорсткість яких зменшується по мірі віддалення від дна корпусу. Внаслідок цього кільця набивання розвантажуються. Максимальні прогини пластинок виникають на їх вільних кінцях, тому розвантаження кілець набивки зростає при наближенні до натискної втулки 5. Відтак, знімається пік напружень в зовнішніх кільцях, характерний для традиційної конструкції сальника.

Розподіл тиску по довжині пакета набивання визначається за умови спільності радіальних деформацій набивання $u(z)$ і консольних пласти-

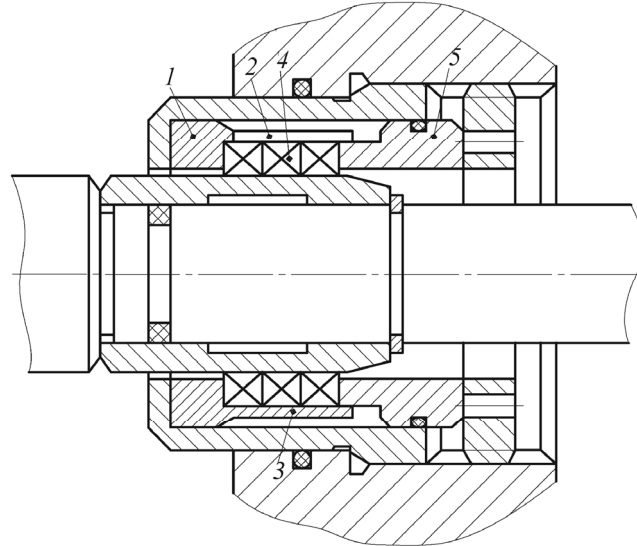


Рис. 4. Схема ущільнення з деформованим корпусом

нок $w(z) = u(z)$. Профіль їх осевого перерізу можна підібрати так, щоб контактний тиск зберігав постійне значення або змінювався по наперед заданому закону [3].

Вирішимо задачу вибору такого осевого профілю пелюсток, при якому забезпечується сталість контактної тиску набивання по довжині пакета. За рівнянням осевої рівноваги елементарного кільця набивки за умови $R = R_0 + u(z)$, $dR = du(z)$, нехтуючи величинами порядку u^2 у порівнянні з одиницею, отримуємо закон зміни тиску по довжині пакету на набивки:

$$\sigma_y = \sigma_{-1} \exp \int_{-1}^{\bar{z}} \Phi(\bar{z}) d\bar{z},$$

де

$$\Phi(\bar{z}) = kn \left[f_1 + \frac{r}{R_0} f_2 + \frac{u}{R_0} f_1 - \frac{2}{kl} \frac{du}{d\bar{z}} \right] / \left(1 + \frac{r}{R_0} + 2u \right). \quad (1)$$

Тиск залишається постійним, якщо вираз (1) дорівнює нулю, тобто, якщо

$$\frac{du}{d\bar{z}} - f_1 \frac{kl}{2R_0} u = \frac{kl}{2} \left(f_1 + \frac{r}{R_0} f_2 \right).$$

Розв'язок цього рівняння за граничної умови $\bar{z} = -1$, $u = 0$ має вигляд

$$u(\bar{z}) = [R_0(f_1 + f_2 r / R_0) / f_1] \{ \exp[(f_1 kl / 2R_0)(1 + \bar{z})] - 1 \}. \quad (2)$$

Розглядаючи окрему пелюстку як жорстко защемлену балочку змінної товщини, запишемо рівняння вигину:

$$\frac{d^2 u}{d\bar{z}^2} = \frac{l^2}{4} \frac{M}{E_* I}, \quad (3)$$

де $M = \frac{cl^2}{8} \sigma_{-1} (1 - \bar{z})^2$, $I = \frac{ch^3}{12}$. Підставивши в рівняння (3) другу похідну виразу (2), отримаємо рівняння, за допомогою якого знайдемо закон зміни товщини пелюстки, що забезпечує сталість контактної тиску по довжині пакета набивання:

$$h = h_0 \chi(\bar{z}), \quad h_0 = \left[\frac{3l^2 R_0 \sigma_{-1}}{2f_1(f_1 + f_2 r / R_0) E_* k^2 e^a} \right]^{1/3},$$

$$\chi(\bar{z}) = (1 - \bar{z})^{2/3} e^{-\alpha \bar{z}/3},$$

де $\alpha = f_1 kl / 2R_0$; E_* — модуль пружності матеріалу сальникової коробки; h_0 — товщина пелюстки в його середній частині ($\bar{z} = 0$).

Оскільки в реальних конструкціях $\alpha \leq 0,05$, зміна товщини приблизно пропорційна $(1 - \bar{z})^{2/3}$, тобто змінюється за плавною параболою. В кореневому перерізі ($\bar{z} = -1$) товщина пелюстки $h_{-1} = h_0 2^{2/3} e^{\alpha/3} \approx 1,6h_0$. На практиці параболічний профіль пелюстки достатньо замінити прямолінійним, провівши пряму через точки $h_1(\bar{z} = -1)$ і $h_0(\bar{z} = 0)$.

Деформований корпус вирівнює тиск не тільки по довжині, але і частково по колу, тому що при неспівосності вала і пружного корпусу останній відтворює неосесиметричні деформації, розвантажуючи області з підвищеним контактним тиском. Важливою перевагою цього ущільнення є те, що у порівнянні з іншими конструкціями пружний корпус реагує на сумарні нерівномірності тиску, обумовлені як силами тертя, так і тиском ущільнюваної рідини. У сальникових ущільненнях з постійним по довжині пакета набивання тиском на вал втрати потужності на тертя зменшуються. Тому їх ресурс в порівнянні з ущільненнями традиційної конструкції збільшується.

Сальникові ущільнення з радіально-рухомим корпусом. Досвід експлуатації сальникових ущільнень свідчить, що їх ресурс значною мірою знижується через перекося і биття вала. Це пояснюється тим, що пакет набивання має велику радіальну жорсткість, і навіть малі радіальні деформації супроводжуються різким збільшенням контактних тисків. Тому вирівнювання контактних тисків не тільки по довжині пакета набивання, але і по колу, є суттєвим резервом підвищення ресурсу.

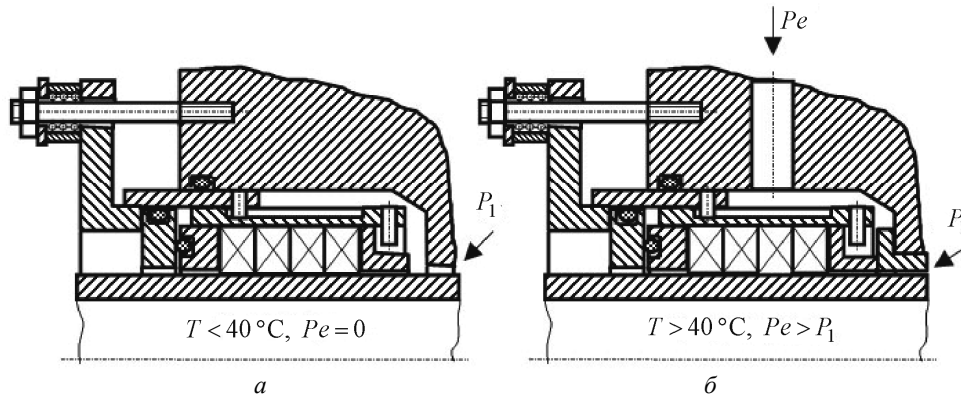


Рис. 5. Схеми сальникових ущільнень з радіально рухомим корпусом (а) і з системою промивки (б)

Новим кроком у вдосконаленні конструкцій сальникових ущільнень є ущільнення з радіально рухомим щодо вала пакетом набивання (рис. 5, а). Аксіально-рухома сальникова коробка, що забезпечує вирівнювання тиску по довжині, разом з набиванням і обмежувальними кільцями має свободу радіальних переміщень. Тому під дією зусиль від нерівномірного по колу контактного тиску весь вузол прагне зайняти концентричне щодо валу положення, при якому усувається осьова асиметрія контактних тисків.

У насосах, що перекачують забруднені рідини, внутрішнє обмежувальне кільце можна використовувати для промивання ущільнення, тобто видалення твердих частинок, що накопичуються на вході в зону тертя набивки (рис. 5, б). Крім того, площа навантаження внутрішнього кільця і пружини забезпечує самопідтискання набивання. Пружини між гайками і натисною втулкою розміщують в тарованих по довжині циліндрах, що запобігають надмірному обтисненню набивки при монтажі.

Умовою самоцентрування сальникової коробки є перевищення радіальної центруючої сили і моменту відповідно над сумарною силою тертя на торцевих контактних поясах обмежувальних кілець і над перекидаючим моментом сил тертя. За умов самоцентрування $F_{y0} \geq F_R$, $M_{x0} \geq M_{Rx}$ знаходимо мінімальні значення відносного ексцентриситету ε_* і параметра перекосу θ_* , при яких сальникова коробка під дією центруючих сили F_{y0} і моменту M_{x0} починає відстежувати радіальні і кутові зміщення вала:

$$\varepsilon_* = 2f(1 + R/r) \frac{k_1 b_* p_1}{klE} (1 - \nu^2)(1 - \kappa k / 2k_1),$$

$$\theta_* = 3f(1 + R/r) \frac{\kappa b_* L p_1}{l^2 E} (1 - \nu^2).$$

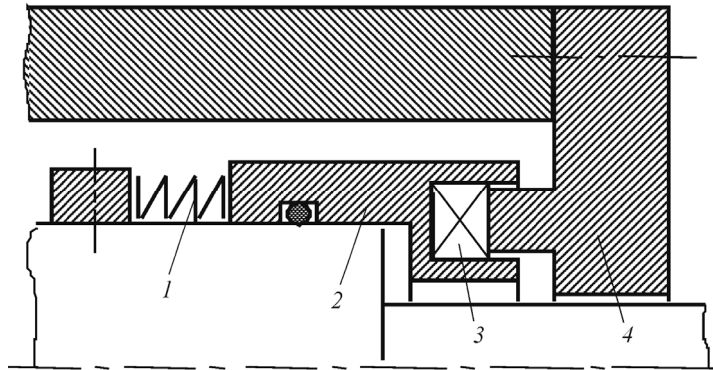


Рис. 6. Схема торцевого сальникового ущільнення

Таким чином, радіальна рухливість запобігає появі областей відриву набивання від вала і утворення плям контакту зі збільшеним тиском.

Торцові сальникові ущільнення. Найрадикальнішою зміною конструкції стандартного сальникового ущільнення при введенні постійного тиску на набивання є перехід до торцевого сальникового ущільнення (рис. 6). Така конструкція, звісно, має переваги торцевого ущільнення: автоматизм роботи, визначеність навантажень в контакт, хороший тепловідвід. Це дозволяє компенсувати недоліки торцевого механічного ущільнення, а саме ускладненість конструкції та необхідність компенсації биття, неспівосності і перекосів [4].

Торцовий сальник є механічним торцевим ущільненням, в якому одне з ущільнюючих кілець замінено сальниковим набиванням [5]. Герметизація досягається внаслідок торцевого підтискання кільця сальникової набивки 3, розташованого в аксіально рухомій втулці 2, до опорної деталі 4. Як і в механічних торцевих ущільненнях, попереднє стиснення здійснюється пружним елементом 1, а в процесі роботи для цього використовується тиск ущільнюваного середовища, що дозволяє забезпечити оптимальний контактний тиск на розрахунковому режимі за допомогою відповідного коефіцієнта навантаження. При розробці торцевих сальників можна використовувати всі кращі конструктивні рішення, накопичені практикою механічних торцевих ущільнень. Отже, торцові сальники можуть успішно поєднувати в собі переваги механічних торцевих ущільнень з простотою і порівняно низькою вартістю сальникових.

Розглянемо найважливіші особливості торцевих сальникових ущільнень. Пару тертя, як і в радіальних сальниках, утворюють тверда металева і м'яка пружно-пластична (кільце сальникової набивки) поверхні. У радіальних сальниках поверхні тертя циліндричні; обертається тверда теплопровідна поверхня (вал або захисна втулка), сальникова набивка,

що має погану теплопровідність, нерухома. У торцовому сальнику поверхні тертя є плоскими (кільцеві пояски). Обертатися може, як і в механічних торцових ущільненнях, тверда і м'яка поверхня.

У радіальних сальниках при передачі зусилля стиснення від натискної втулки на внутрішні кільця набивання потрібно долати наростаючі до натискної втулки сили тертя по корпусу і по валу. Через це радіальна напруга в набиванні (контактний тиск) вже при її монтажі змінюється по довжині пакета за експоненціальним законом. У торцовому сальнику використовується зазвичай одне кільце набивання і вплив сили тертя на контактний тиск дуже малий. В процесі роботи ущільнення набивка відтісняється від відповідної металевої поверхні тиском середовища. При цьому утворюється конфузорний зазор, довжина якого пропорційна відношенню тиску, що ущільнюється, до тиску попереднього стиснення набивання. Поза зазором на ділянці безпосереднього контакту набивання з відповідною поверхнею підвищується контактний тиск, і ця ділянка виконує роль герметизатора. Витоки обумовлені здебільшого фільтраційним плином через мікролабіринти в парі тертя.

У торцовому сальнику опорне кільце (металеву теплопровідну і плоску поверхню тертя) можна робити необертним, що полегшує вирішення завдань тепловідведення і вирівнювання контактного тиску в дроселюючому зазорі. Зменшена площа тертя і кращий відвід тепла дозволяють торцовим сальникам надійно працювати з більш високими показниками навантаженості, з малими, близькими до крапельних, витоками і з підвищеним, у порівнянні з радіальними сальниками, ресурсом. Істотно поліпшені теплові характеристики дозволяють створювати уніфіковані патронного типу конструкції торцових сальників для широкого діапазону робочих параметрів.

У радіальних ущільненнях при необхідності підведення охолоджуючого або запірною середовища пакет набивання ліхтарним кільцем поділяють на два рівні. Так можна робити дворівневими (з радіальним або осьовим розташуванням рівнів) торцові сальники. Порівняно з радіальними ущільненнями торцові сальники потребують у 50—100 разів меншої витрати набивання, тому що замість пакета використовується одне кільце, а ресурс його збільшується. Оскільки одною з контактних поверхонь є м'яка набивка, відпадають вимоги прецизійної обробки пар тертя, обов'язкові для механічних торцових ущільнень, для яких допустима неплоскостність не більше 0,9 мкм. Працездатність механічних торцових ущільнень порушується силовими і температурними деформаціями пари тертя, навіть якщо їх величина лежить в межах 1—3 мкм, а торцові сальники не чутливі до пружних деформацій елементів конструкції. Як і в механічних торцових ущільненнях, опорне кільце і (або) втулка з наби-

ванням мають свободу осьових і кутових переміщень, здатних компенсувати технологічні та експлуатаційні неспівосності.

Ресурс механічних торцевих ущільнень визначається, перш за все, матеріалами пари тертя. Ущільнювальні кільця виготовляють з твердих сплавів, мінералокераміки, надтвердих композитів на основі вуглецю. Обробка надтвердих матеріалів — складний технологічний процес, що вимагає зазвичай використання алмазного інструменту. Антифрикційне просочення набивання в торцевих сальниках зменшує швидкість зношування опорного кільця і може бути виготовлено із звичайних конструкційних сталей.

Ресурс радіальних сальників здебільшого визначається зносом вала, який не може бути ефективно компенсований поперечною деформацією набивання. У торцовому сальнику знос опорного кільця не впливає на герметичність вузла, а величина зносу практично не лімітується. Заміна пошкодженого механічного торцевого ущільнення потребує від'єднання насоса від приводу, а це порушує центрування агрегату. У торцовому сальнику зношується кільце ущільнювача, яке згорнуто з відрізка набивання і витягується або закладається в кільцеву камеру сальникової втулки l (див. рис. 6) після від'єднання кришки 5.

Механічні торцеві ущільнення є прецезійними вузлами, тому їх ремонт, монтаж, налагодження та обслуговування можуть виконуватися лише висококваліфікованим технічним персоналом. Для торцевих сальників всі ці операції значно спрощено. За техніко-економічними показниками (протікання, ресурс, втрати на тертя, витрата набивання) торцеві сальники перевершують радіальні, а їх вартість і експлуатаційні витрати значно нижче, ніж механічних торцевих ущільнень.

В процесі роботи ущільнення набивка відтісняється від відповідної металевої поверхні тиском середовища. При цьому утворюється конфузорний зазор. Поза зазором, на ділянці безпосереднього контакту набивання з відповідною поверхнею, підвищується контактний тиск, і ця ділянка виконує основну герметизуючу роль. З огляду на різноманітність набивань, рідин, що ущільнюються, і умов експлуатації будемо шукати наближене рішення задачі про розподіл тиску в контактній парі. При побудові розрахункової моделі вибір спрощують припущення, які повинні обмежуватися вимогою не спотворювати якісну картину розподілу тисків [6].

Розглянемо схему навантаження кільця набивання торцевого сальникового ущільнення (рис. 7). Набивка розглядається як попередньо стисле пружне тіло. Зовнішнє навантаження набивання проводиться в два етапи: попереднє стиснення силою пружних елементів F_{10} під час установки ущільнення в насос і кінцеве навантаження силою тиску

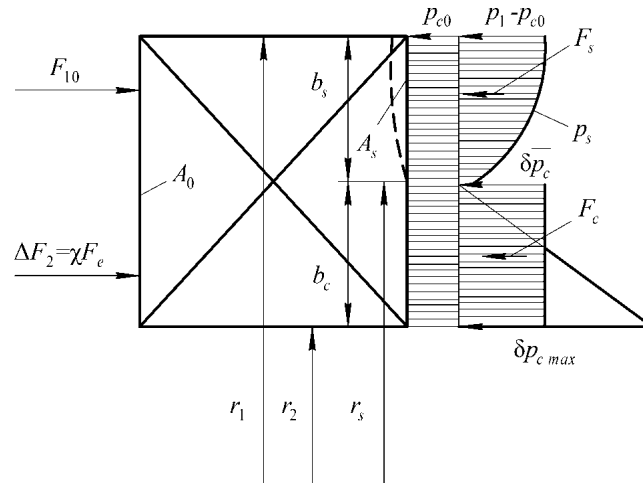


Рис. 7. Схема навантажень

ущільнюваної рідини. Сила F_{10} створює попередній контактний тиск $p_{c0} = F_{10} / A_0$. За умови спільності осьових деформацій пружних елементів і набивання визначаємо ту частину сили ΔF_2 тиску ущільнюваної рідини $F_e = p_1 A_e$, яка передається на набивання і врівноважується силою гідростатичного тиску F_s в зазорі і силою F_c додаткового контактного тиску:

$$\Delta F_2 = \chi F_e = F_s + F_c, \quad (4)$$

де $\chi = k_2 / (k_1 + k_2)$ — коефіцієнт передачі, або коефіцієнт основного навантаження, що показує, яка частина зовнішньої сили F_e передається на набивання; k_1 і k_2 — коефіцієнти жорсткості пружних елементів і набивання. Після обчислення сили F_s із (4) знаходимо силу контактного тиску F_c , яка виникає на площі безпосереднього контакту.

Гідростатичний тиск у зазорі визначаємо через спільний розв'язок рівняння осьової деформації набивання і рівняння напірного радіального плинну. Деформація або величина зазору визначається за формулою

$$h(r) = b (p_s - p_{c0}) / E. \quad (5)$$

Отже, якщо не враховувати наявності мікроканалів, наявність зазору можлива лише в разі, коли тиск на вході в ущільнення p_1 перевищує контактний тиск p_{c0} , обумовлений силою попереднього стиснення набивання.

Протікання радіальної напірної течії через плоский кільцевий канал з зазором h і довжиною dr , на якому дроселюється тиск, можна описати формулою Хагена—Пуазейля $Q = \frac{\pi h^3 r}{6\mu dr} dp_s$. Враховуючи (5), отримуємо диференціальне рівняння

$$Q \frac{dr}{r} = \frac{\pi E b^3}{6\mu} \left(\frac{p_s - p_{c0}}{E} \right)^3 \frac{dp_s}{E} \quad (6)$$

з граничними умовами $r = r_1, p_s = p_1, r = r_s, p_s = p_{c0}$ (рідина, що ущільнюється, підводиться з боку зовнішнього радіуса). Після інтегрування в (6) отримаємо

$$Q \frac{24\mu}{\pi E b^3} \ln \frac{r_1}{r} = \psi_1^4 - \psi^4, \quad (7)$$

$$Q \frac{24\mu}{\pi E b^3} \ln \frac{r_1}{r_s} = \psi_1^4, \quad (8)$$

де $\psi = (p_s - p_{c0})/E$, $\psi_1 = (p_1 - p_{c0})/E$. Із (8) знаходимо витрати, якщо відома довжина зазору (радіус r_s),

$$Q = \frac{\pi E b^3}{24\mu \ln \frac{r_1}{r_s}} \psi_1^4,$$

або за встановленими витратами визначаємо довжину зазору:

$$r_s = r_1 \left(1 + \frac{\pi E b^3}{24\mu Q} \psi_1^4 \right)^{-1}.$$

Виключивши витрати з формул (7), (8) і розділивши (7) на (8), отримуємо закон розподілу тиску в зазорі:

$$\psi = \psi_1 \left(1 - \ln \frac{r}{r_1} / \ln \frac{r_s}{r_1} \right)^{1/4}.$$

Оскільки відношення радіусів під знаками логарифмів близьке до одиниці, в розкладанні логарифмів в ряд збережемо лише лінійні члени: $\ln r/r_1 \cong r/r_1 - 1$. Тоді формула для розподілу тиску набуває більш зручного для інтегрування вигляду:

$$\delta p_s = p_s - p_{c0} = E \psi_1 \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}, \quad (9)$$

де $b_s = r_1 - r_s$ — ширина кільцевої смужки, на якій утворюється зазор між набиванням і опорним кільцем. Підставивши отримане значення тиску в формулу (5), знайдемо закон зміни зазору по радіусу:

$$h(r) = b \frac{p_1 - p_{c0}}{E} \left(\frac{r - r_s}{b_s} \right)^{1/4}.$$

Після інтегрування по зазору тиску (9) отримаємо формулу гідростатичної сили F_s , що частково врівноважує зовнішнє навантаження $\Delta F_2 = \chi F_e$:

$$F_s = 1,6\pi r_s b_s (p_1 - p_{c0}) \left(1 + \frac{5 b_s}{9 r_s} + \frac{5 r_m}{4 r_s} \frac{p_{c0}}{p_1 - p_{c0}} \right).$$

Тепер за умови рівноваги (4) можна знайти додаткову силу F_c контактного тиску, що діє на кільцевому поясі $b_c = r_s - r_2$ контакту набивання з опорним кільцем, $F_c = \chi F_e - F_s$, і додатковий середній контактний тиск $\delta \bar{p}_c = F_c / \pi (r_s^2 - r_2^2)$. Після деяких перетворень приведемо останній вираз до вигляду

$$\delta \bar{p}_c = \frac{p_1}{1 - \alpha} \left[k\chi - 0,8\alpha \left(1 - \frac{p_{c0}}{p_1} \right) \right], \quad (10)$$

де $\alpha = A_s / A_0$, $A_s = 2\pi r_s b_s$, $k = A_e / A_0$. Сумарний контактний тиск в набиванні на площині безпосереднього контакту $\bar{p}_c = p_{c0} + \delta \bar{p}_c$. Формула (10) дозволяє оцінити величину додаткового контактного тиску і його нерівномірність, а також дає якісне уявлення про вплив основних параметрів ущільнення на умови його роботи.

Нерівномірність контактного тиску по радіусу, обумовлена відтискуванням набивки на вхідній ділянці рідиною, що ущільнюється, викликає передчасний знос перевантажених областей. Тому для торцевих сальників завдання вирівнювання контактного тиску по ширині ущільнюючого паска зберігає актуальність.

За отриманими результатами можна обчислити втрати потужності на тертя в контактній парі на ділянці безпосереднього контакту:

$$N_c = N_{c0} \left[1 + \frac{p_1}{p_{c0}} (k\chi - 0,8\alpha) - 0,2\alpha \right], \quad (11)$$

$$N_{c0} = 0,5\pi f p_{c0} \omega b (r_1 + r_2) (r_s + r_2).$$

Потужність рідинного тертя на порядок менше втрат на ділянці контакту. При частоті обертання ротора $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ і коефіцієнті тертя $f = 0,02$ за формулою (11) отримуємо $N_c = 0,478 \text{ кВт}$. Зазначимо, що в радіальному сальнику з тими ж параметрами з трьома кільцями набивання розрахункові втрати потужності на тертя становлять $2,15 \text{ кВт}$, тобто в $4,5$ рази перевищують втрати в торцовому сальнику.

Значна економія енергії — ще одна важлива перевага торцових сальників. Отримані результати дають якісне уявлення про те, що відбувається на поверхні тертя набивки, і дозволяють більш обґрунтовано підходити до розробки надійних і економічних ущільнень.

Приклад промислового застосування вдосконаленої конструкції.

Приклад практичної реалізації ідеї самоцентрування з вирівнюванням контактної поверхні по довжині сальникового ущільнення конденсатних насосів атомних електростанцій наведено у роботі [7]. Промислові випробування і досвід експлуатації таких ущільнень засвідчили, що в порівнянні з традиційною конструкцією протікання зменшилися у $8\text{—}10$ разів, водночас ресурс зріс в $4\text{—}6$ разів. При цьому досягнуто економію у набиванні та трудових витратах на обслуговування і ремонт: ущільнення надійно працюють без заміни набивання протягом всього періоду між плановими попереджувальними ремонтами. Зменшення протікання не тільки зумовило значну економію дорогого хімічно чистого конденсату, а й дозволило зменшити забрудненість станційних приміщень радіоактивними аерозолями. Досягнуто також позитивний побічний ефект: внаслідок зменшення випаровування з ущільнень припинилося обводнення масла в підшипнику, в результаті збільшився його ресурс, підвищилася надійність всього насосного агрегату, отримано економію дефіцитного турбінного масла.

Висновки

Запропонована модель процесів механізму герметизації сальникових ущільнень як поєднання двох послідовно розташованих гідравлічних опорів свідчить про те, що механізм герметизації визначається напружено-деформованим станом набивання під дією зовнішнього навантаження і тиску в зазорі. Визначені на основі цієї моделі напрямки удосконалення конструкції сальникових ущільнень дозволяють усунути основні їх недоліки на етапі проектування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Gaft J.Z., Krivonogov V.G., Petushkov V.A. Investigation into the mechanism of sealing in shafts stuffing boxes. // *Wear*, 1989, Vol. 132, pp. 39—48.
2. Горохова И.Г., Новикова Л.А., Каштанов В.С. Усовершенствование модели фильтрационного движения жидкости через щелевой зазор торцового уплотнения// Тезисы докл. Всес. научн.-техн. совещания «Пути повышения надежности и унификации уплотнений роторов центробежных насосов и компрессоров». М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979, с. 8—9.
3. Shevchenko S.S. Gland packings with pliant casings // *Chem. Petrol. Eng.*, 1989, Vol. 25, pp.118—121.
4. Gaft J.S., Marzinkovski W. Auswertung der Radial- und Winkelsteifheit der Stopfbuchsichtungen. Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen. XI Dichtungskolloquium. Vulkan-Verlag, Essen, Germany, 1999, pp. 212—222.
5. Gaft J.Z., Golubev A.I. Investigation of face seal gland for pump shaft. / Proc. Of the tenth conference on fluid machinery. Budapest, 1995, GTE, pp. 91—97.
6. Гафт Я.З., Загорюлько А.В. Исследование механизма герметизации и определение контактных давлений в торцовых сальниковых уплотнениях //Тр. IX Межд. науч.-техн. конф. «ГЕРВИКОН-99», т. 1. Сумы: Ризоцентр СумГУ, 1999, с. 175—183.
7. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация. /Под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы: Изд-во «Университетская книга», 2018, 472 с.
8. Шевченко С.С. Насосы АЭС: монтаж, эксплуатация, обслуживание, ремонт. Сумы: Изд-во «Университетская книга», 2019, 196 с.

Отримано 30.10.2020

REFERENCES

1. Gaft, J.Z., Krivonogov, V.G., Petushkov, V.A. (1989), "Investigation into the mechanism of sealing in shafts stuffing boxes", *Wear*, Vol. 132, pp. 39-48.
2. Gorokhova, I.G., Novikova, L.A., Kashtanov, V.S. (1979), "Improvement of the model of the filtration movement of liquid through the slotted gap of the mechanical seal", *Tezisy dokladov. Vsesoyuznoye nauchno-tekhnicheskoye soveshchaniye "Puti povysheniya na-dezhnosti i unifikatsii uplotneniy rotorov tsentrobezhnykh nasosov i kompressorov"* [Abstracts of reports. All-union scientific and technical meetings "Ways of increasing the reliability and unification of the seals of rotors of centrifugal pumps and compressors"], Moscow, TsINTIkhimneftemash, pp. 8-9.
3. Shevchenko, S.S. (1989), "Gland packings with pliant casings", *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 25, pp. 118-121.
4. Gaft, J.S., Marzinkovski, W. (1999), "Auswertung der Radial- und Winkelsteifheit der Stopfbuchsichtungen", *Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen. XI Dichtungskolloquium*, Vulkan-Verlag, Essen, Germany, pp. 212-222.
5. Gaft, J.Z., Golubev, A.I. (1995), "Investigation of face seal gland for pump shaft", *Proceedings of the 10th conference on fluid machinery*, Budapest, GTE, pp. 91-97.
6. Gaft, Ya.Z., Zagorulko, A.V. (1999), "Investigation of the sealing mechanism and determination of contact pressures in mechanical gland seals", *Proceedings of the IX International Scientific and Technical Conference "GERVIKON-99"*, Vol. 1, Sumy, Rizotsentr SumGU, pp. 175-183.

7. Martsinkovsky, V.A., Shevchenko, S.S. (2018), *Nasosy atomnykh elektrostantsiy: raschet, konstruirovaniye, ekspluatatsiya* [Pumps of nuclear power plants: calculation, design, operation], Universitetskaya kniga, Sumy, Ukraine.
8. Shevchenko, S.S. (2019), *Nasosy AES: montazh, ekspluatatsiya, obsluzhivaniye i remont* [NPP pumps: Installation, operation, maintenance and repair], Universitetskaya kniga, Sumy, Ukraine.

Received 30.10.2020

S.S. Shevchenko

MODELS OF PACKING SEALS FUNCTIONING PROCESSES
FOR IMPROVING SEALING MECHANISMS

Models of stuffing box seals sealing mechanism with radially deformed and radially movable body and face packing seals have been developed, which characterize the main features of their work. The courses of design improvements which eliminate unevenness of contact pressure of a packing on a shaft are set. Analytical dependences for computation of new seal designs are offered. An example of industrial operation of an improved packing seal design is given.

Keywords: physical model, sealing mechanism, contact pressure.

ШЕВЧЕНКО Сергій Станіславович, канд. техн. наук, докторант Інституту проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України. У 1984 році закінчив Сумську філію Харківського політехнічного інституту. Область наукових досліджень — проблеми гермомеханіки з використанням досягнень трибомеханіки, теорії пружності, теорії коливань гідрогазодинаміки, теорії оптимізації гідродинамічних систем.