

РОЗДІЛ «МЕХАНІКА. МАШИНОБУДУВАННЯ»

УДК 621.791.9(75)

РЕЙДЕРМАН Ю.І., к.т.н., доцент
ЧЕРЕДНИК Є.О., ст. викладач
НОСОВ Д.Г., к.т.н., доцент
ТАБЕРКО Л.М., інженер

Дніпродзержинський державний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ ПОКАЗНИКА ТВЕРДОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТАЛЕЙ

Вступ. Особливості термічного циклу дугового зварювання обумовлюють неоднорідність механічних властивостей навіть при з'єднанні з низьколегованою сталлю. Невелика неоднорідність механічних властивостей характерна для зони термічного впливу зварного шва. Практика будови і експлуатації оболонкових конструкцій показала, що неоднорідність механічних властивостей в зоні термічного впливу від зварювання часто ставала причиною передчасного руйнування конструкції при її експлуатації. Питанням працездатності зварного з'єднання в різних конструкціях, усадки зварного шва, розподілу залишкової напруги в зварному шві, розподілу механічних властивостей у зварному шві і зоні термічного впливу приділяється велика увага.

Міцність зварних з'єднань багато в чому залежить від марки зварюваної сталі, від напруженого стану, робочого середовища, способу зварювання і так далі.

Дані про механічні властивості різних ділянок зони термічного впливу при статичному розтягуванні зразків у літературі відсутні. Тому для виявлення механічних властивостей зварного шва найбільш прийнятний зараз метод вимірювання твердості.

Вимірюючи твердість різних ділянок зони термічного впливу, В.В.Шеверницький [5] встановив, що відмінність за твердістю для вуглецевої сталі в порівнянні з основним металом складає більше 25%, а для низьколегованих сталей ця відмінність може досягати 40%. При достатній пластичності такі шви можуть задовольняти умові міцності [1, 7].

Для визначення межі міцності і пластичності Марковец М.П. та Аброськин П.К. пропонують метод [2], заснований на вимірюванні твердості за Бринеллем, який вони застосували на сталях перлітного класу. За згаданою методикою Марковця М.П. межа плинності ($\sigma_{0,2}$) визначається за твердістю $H_{0,2}$, коли кулька діаметром 10 мм залишає відбиток діаметром 0,9 мм. В цьому випадку у відбитку створюються залишкові деформації на рівні 0,2%, що співпадає з деформацією при розтягуванні з напругою $\sigma_{0,2}$. Це є необхідною умовою для встановлення зв'язку між цими залежностями [3]. Межа міцності визначається при втискуванні кульки діаметром 2,5 мм під навантаженням 187,5 кг. Фізичне обґрунтування для встановлення зв'язку між σ_b і НВ детально викладені в роботах [3, 6].

Питанню про розподіл твердості в поперечному перетині зварного з'єднання із сталі типу СП-28 після загального гартування і відпускання приділили увагу Степанов А.А. і Куркін С.А. [4, 5] при вивченні конструктивної міцності і надійності тонкостінних судин із згаданої сталі.

Постановка задачі. Визначення межі міцності має на увазі прикладання до зразка навантаження, що руйнує його, і фіксацію цього навантаження. Разом з цим визначення твердості виконується без руйнування нормованого зразка для випробування. Методи Віккерса і Бринелля – одні з основних методів визначення твердості.

Випробувальна лабораторія зазвичай має в розпорядженні складену шляхом експериментів перевідну таблицю, за допомогою якої можна за показниками твердості

визначити межу міцності матеріалу. Таким чином, в результаті проби на твердість вдається визначити показники міцності матеріалу, не руйнуючи деталі, використовуючи цю перевідну таблицю.

Постає задача розробки альтернативного способу визначення межі міцності матеріалу, без використання перевідних таблиць за допомогою розрахункової формули для досліджуваних сталей. Спосіб опирається на визначення твердості матеріалу і розрахунок межі міцності.

Результати роботи. Досліджено наступні сталі: вуглецева, хромансиль, хромо-нікелева, хромомолібденова, хромиста. Результати досліджень відображені на рис.1. За даними дослідження дійшли висновку, що вказані механічні характеристики сталей пов'язані між собою, тому їх значення можуть бути знайдені розрахунковим шляхом на основі даних про твердість за допомогою формул, отриманих для конкретного матеріалу і, зрештою, зведені в загальну формулу для цих сталей.

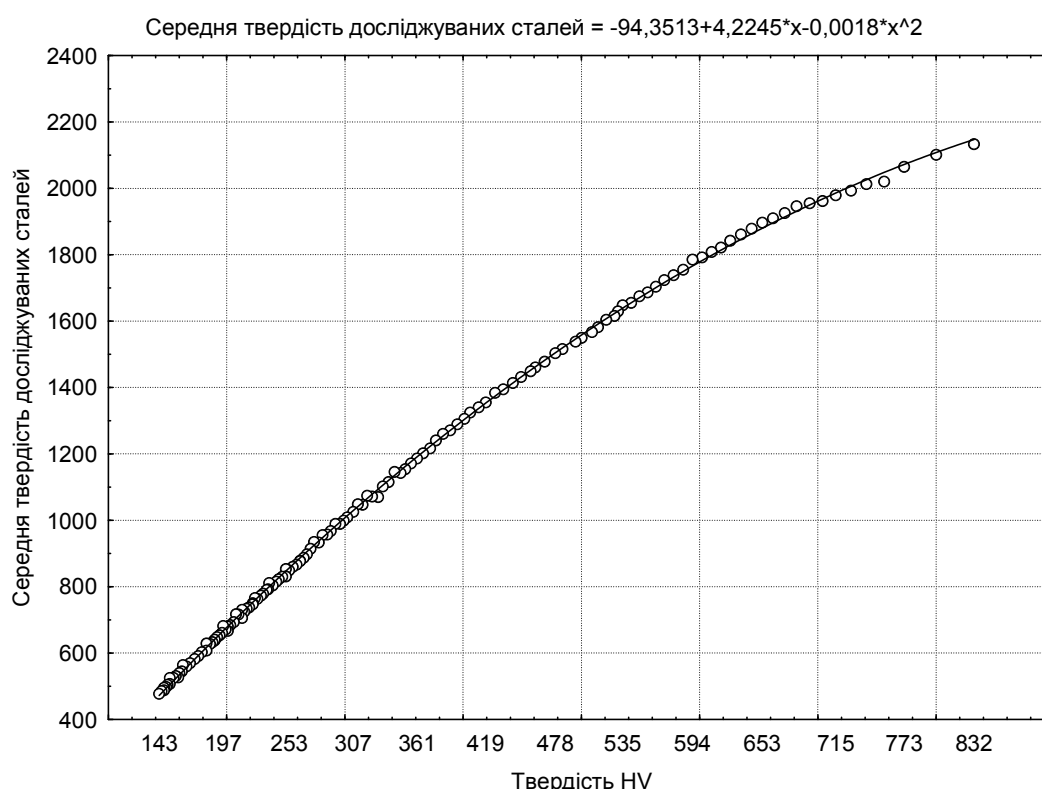


Рисунок 1 – Графік залежності міцності від твердості за Бринеллем для вуглецевої, хромансиль, хромо-нікелевої, хромомолібденової, хромистої сталей

Для переведення одиниць твердості зі шкали Бринелля (при умові $\varnothing 10$ мм, $P=3000$ кг) у шкалу Віккерса можна використовувати отриману формулу за результатами досліджень:

$$HV = 61,5429 + 0,1442 \cdot \dot{I} B + 0,0041 \cdot \dot{I} B^2 - 8,280110^{-6} \cdot \dot{I} B^3 + 7,1149 \cdot \dot{I} B^4, \quad (1)$$

де HV – твердість матеріалу за Бринеллем, МПа.

Межа міцності вуглецевої (2), хромансиль (3), хромо-нікелевої (4), хромомолібденової (5), хромистої сталей (6) пов'язана з твердістю за Віккерсом наступними виразами:

$$\ddot{I} \ddot{I}_y = -68,6793 + 4,241 \cdot \dot{I} V - 0,0018 \cdot \dot{I} V^2, \quad \dot{I} \ddot{I} \grave{a}; \quad (2)$$

$$\ddot{I} \ddot{I}_{CrMnSi} = -155,9098 + 4,4545 \cdot \dot{I} V - 0,0019 \cdot \dot{I} V^2, \dot{I} \ddot{I} \grave{a}; \quad (3)$$

$$\ddot{I} \ddot{I}_{CrNi} = -66,8021 + 4,0202 \cdot \dot{I} V - 0,0017 \cdot \dot{I} V^2, \dot{I} \ddot{I} \grave{a}; \quad (4)$$

$$\ddot{I} \ddot{I}_{CrMo} = -61,8084 + 3,8759 \cdot \dot{I} V - 0,0016 \cdot \dot{I} V^2, \dot{I} \ddot{I} \grave{a}; \quad (5)$$

$$\ddot{I} \ddot{I}_{CrMi} = -72,07 + 4,1534 \cdot \dot{I} V - 0,0017 \cdot \dot{I} V^2, \dot{I} \ddot{I} \grave{a}, \quad (6)$$

де $ПП$ – межа міцності, МПа.

Середнє значення межі міцності для вуглецевої, хромансильо, хромонікелевої, хромомолібденової, хромистої сталей описується наступним виразом:

$$\ddot{I} \ddot{I}_{\grave{a}\grave{a}\grave{a}} = -94,3513 + 4,2245 \cdot \dot{I} V - 0,0018 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{I} V^2, \dot{I} \ddot{I} \grave{a}. \quad (7)$$

де HV – твердість матеріалу за Віккерсом, МПа.

Конкретним зразкам конструкційних матеріалів, а також виконаним з них виробам властива індивідуальність міцнісних і пружних характеристик. Розкид їх значень для різних зразків, виконаних з одного і того ж матеріалу, обумовлений статистичною природою міцності твердих тіл, відмінністю структур зовні однакових зразків. Таким чином, при вимірюванні твердості за Бринеллем безпосередньо самого виробу можна визначити з точністю до 95% межу міцності цього матеріалу, не руйнуючи при цьому самого виробу.

Цей спосіб також може бути використаний для визначення межі міцності металу зварного шва за його твердістю.

В результаті проведених вимірів твердості по товщині зварного шва в напрямі від внутрішньої поверхні до зовнішньої було встановлено, що твердість по товщині оболонки постійна. Це дозволило спростити вимірювання твердості по довжині утворюючої циліндрової оболонки.

Схема виміру твердості наведена на рис.2.

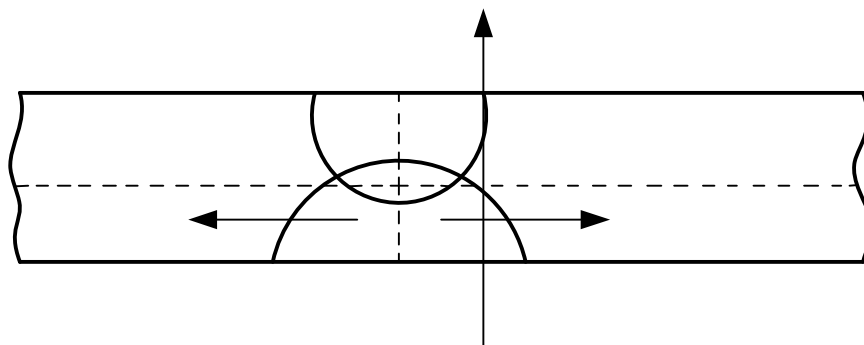


Рисунок 2 – Схема розташування точок виміру твердості

Для відпрацювання механічних властивостей металу зварного шва останній піддавався різному місцевому індукційному відпуску.

За результатами виміру твердості зразків, вирізаних з імітаторів оболонки, побудовані графіки (рис.3).

На рис.3, а наведено розподіл твердості по перетину зварного шва і зони термічного впливу для тих зразків, що не піддавалися місцевому індукційному відпуску після зварювання. На рис.3, б – те ж саме, але після відпуску при 200°C.

На рис.3 видно, що твердість на відстані 7-8 мм в обидві сторони від центра зварного шва постійна і складає від 51 до 52 одиниць HRC, потім на ділянці на відстані 5 мм настає різкий провал по твердості до 40,5 одиниць HRC, після чого йде наростан-

ня твердості до початкової і вже на відстані 20...25 мм від центра зварного шва твердість досягає рівня твердості основного металу (51,5 HRC).

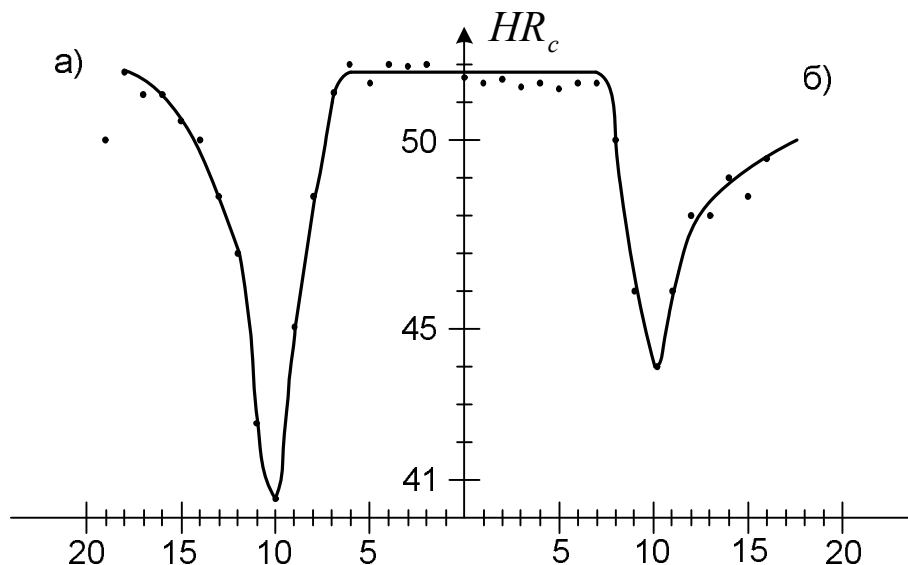


Рисунок 3 – Розподіл твердості по перетину зварного шва

Наявність провалів по твердості по обидві сторони від центра зварного шва можна розцінювати як наявність надрізів (концентраторів), заповнених металом, що має інші фізико-механічні властивості в порівнянні з початковим.

Наявність виявлених провалів по твердості дуже сильно знижує рівномірність роботи металу конструкції, оскільки залишкова напруга тут буде в кілька разів вищою, що може призводити до появи тріщин. Потрапляючи в зону дії навіть незначних вигинаючих навантажень, такий шов може призвести до передчасного руйнування конструкції.

Висновки. Розроблено і апробовано методику знаходження механічних властивостей зварних з'єднань неруйнівним способом за результатами вимірювання твердості. Таким чином:

1) для кількісної оцінки механічних властивостей різних зон зварного з'єднання доцільно застосовувати прискорені методи, засновані на вимірюванні характеристик твердості.

2) облік зміцнення металу дозволяє досить надійно оцінити його міцнісні й пластичні властивості за характеристиками твердості при вдавненні сферичного ідентифікатора.

ЛІТЕРАТУРА

1. Даревский В.М. Решение некоторых вопросов теории цилиндрической оболочки / Даревский В.М. – К.: Техніка, 1952. – 44 с.
2. Куркин С.А. О прочности сварных сосудов из высокопрочной стали / С.А.Куркин, В.Ф.Лукиянов // Сварочное производство. – 1967. – № 9. – С.50-51.
3. Марковец М.П. Построение диаграмм истинных напряжений по твердости и технологической пробе / М.П. Марковец // Журнал технической физики. – 1949. – Вып. 3. – С.48-51.
4. Степанов А.А. Конструирование, прочность и надежность тонкостенных сосудов из стали СП-28 после исправления дефектов в сварных швах / А.А.Степанов, С.А.Куркин // Сварочное производство. – 1970. – № 12. – С.37-38.

5. Шеверницкий В.В. Статическая прочность сварных соединений из малоуглеродистой стали / Шеверницкий В.В. – К.: АН УССР, 1951. – 111с.
6. Gaubo M. Determination of the conditions of stress relieving of welded assembly / M.Gaubo // Welding Journal. – 1963. – V.42. – P.48-56.
7. Horst R. Zur statischen Festigkeit von Kehlnahtverbindungen des höherfesten Stahls st 45/60 / R. Horst. – 1969. – H.8 (Schweistechnik DDR).

Надійшла до редколегії 11.10.2011.

УДК 621.643.412:539.4.001.24

НІКІФОРЯК І.Г., студент
РИЧКА Т.М., студент
РЕЙДЕРМАН Ю.І., к.т.н., доцент
МАКАРЕНКО П.П., інженер
ЧЕРЕДНИК Є.О., ст. викладач

Дніпродзержинський державний технічний університет

ПРО РОЗРАХУНОК ФЛАНЦЕВИХ З'ЄДНАНЬ З КОНТАКТОМ ПО ВСІЙ ПРИВАЛОЧНІЙ ПОВЕРХНІ

Вступ. Для з'єднань, які ущільнюють рідке та газоподібне середовища, часто застосовують прокладки, розміщені в пазу кришки або корпусу ємності [1]. Торці такого фланцевого з'єднання щільно затиснені один з одним. Герметичність створюється стисненням прокладки між кришкою та корпусом при затягуванні болтів.

Постановка задачі. Для з'ясування механізму роботи таких фланцевих з'єднань піддавалися навантаженню внутрішнім тиском з'єднання, фланці яких зображені на рис.1. Як показав дослід, при розрахунку подібних фланцевих з'єднань необхідно розрізнити дві стадії навантаження: розкриття тарілок фланців ще не пройшло; почалося розкриття стику. Величина тиску, при якому настає розкриття стику, визначається згідно з роботою [2]. Дана робота присвячена вивченню питання визначення напружено-деформованого стану в елементах фланцевого з'єднання в другій стадії навантаження.

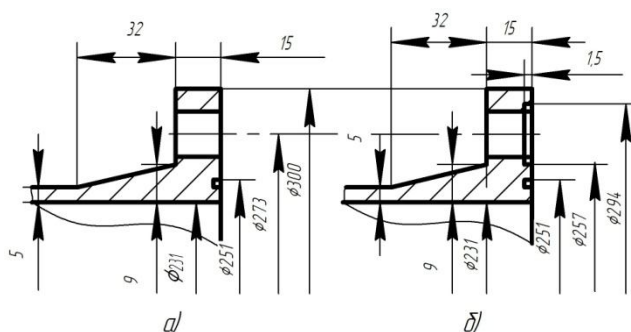


Рисунок 1 – Фланці з'єднань, які підлягають випробуванню

Результати роботи. Експериментальним шляхом встановлено, що механізм роботи фланцевих з'єднань, що досліджуються, після початку розкриття стику однаковий. Це дало можливість припустити, що в другій стадії навантаження контактні поверхні обертаються на деякий кут відносно один одного та контакт тарілок здійснюється по зовнішньому діаметру тарілки фланця. При цьому болти з'єднання розтягуються осьовою силою N та згинаються моментом M_6 . Повне робоче зусилля в болті

$$N = \frac{Q_3}{1-\chi} + \frac{h_1}{l_\delta} E_\delta F_\delta (\theta_1 + \theta_2), \quad (1)$$

де Q_3 – зусилля попередньої затяжки болта, Н; χ – коефіцієнт основного навантаження [2]; h_1 – відстань від осі болта до поверхні по зовнішньому діаметру тарілки фланця, м; E_δ – модуль пружності матеріалу болта, Па; F_δ – площа поперечного перерізу, м²; l_δ – розрахункова довжина болта, м; Q_1 та Q_2 – кути повороту відповідно лівої та правої тарілок фланців, рад.

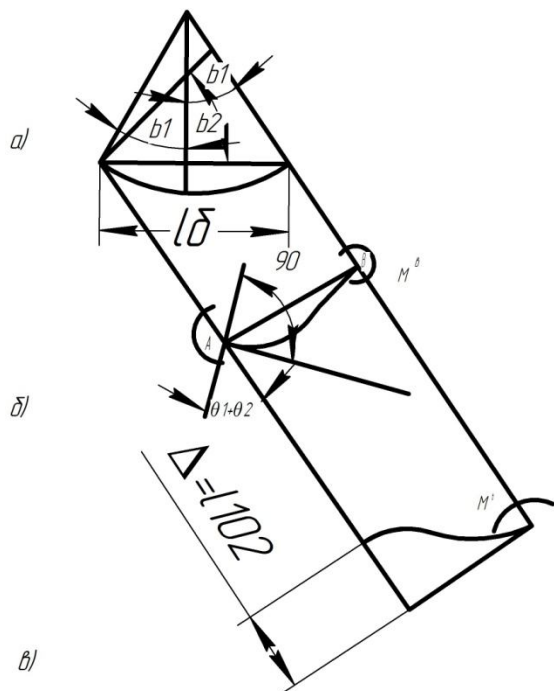


Рисунок 2 – Розрахункова схема згинання болта

У виразі (1) перший член є сумою зусилля попередньої затяжки болта та навантаження, викликаного симетричним деформуванням з'єднання до початку розкриття стику. Другий член враховує додаткове навантаження в результаті повороту перерізу фланця після розкриття стику.

Згинаючий момент M_δ є результатом зміщення лінії дії сили N від осі болта. Для визначення M_δ представимо схему згинання болта (рис.2, а) як суму двох схем (рис.2, б, в), що відповідають балці, обидва кінця якої затиснені. При повороті затисненого кінця А на кут $Q_1 + Q_2$ та зміщення лівої опори на величину $\Delta = l_1 Q_2$ без повороту кінців балки відносно один одного (де l_1 – величина розходження тарілок по болтовому колу) максимальний сумарний згинаючий момент болта та поперечна реакція дорівнюють [3]:

$$M_\delta^A = \frac{4E_\delta J_\delta}{l_\delta} (\theta_1 + \theta_2) - \frac{6E_\delta J_\delta}{l_\delta} \theta_2$$

$$Q_\delta = -\frac{6E_\delta J_\delta}{l_\delta^2} (\theta_1 + \theta_2) + \frac{12E_\delta J_\delta}{l_\delta^2} \theta_2,$$

де J_δ – момент інерції перерізу болта, м⁴.

Зміщення гайки не відбувається, якщо сила тертя гайки об тарілку фланця, яка заважає цьому зміщенню, буде більшою від поперечної реакції Q_δ . При цьому значення мінімально допустимого коефіцієнта тертя гайки об тарілку буде

$$\mu_{\min} = \frac{Q_\delta}{N}.$$

Оскільки величина коефіцієнта тертя в звичайних випадках більша 0,15, а значення μ_{\min} дуже малі [4], то гайка при навантаженні фланцевого з'єднання внутрішнім тиском не зміститься відносно тарілки. На останню будуть передаватися від болта тільки навантаження N та M_δ , що відповідає прийнятій розрахунковій схемі, наведений на рис.3.

На цій схемі прийняті наступні позначення сил, діючих на фланцеве з'єднання: p – внутрішній тиск, Па; S – осьова сила, рівномірно розподілена по поверхні циліндричної оболонки радіуса r_1 , Н; N та M – рівномірно розподілені по болтовому колу сила та момент, Н, Н·м; P_k – зусилля контакту, що виникає при взаємному повороті тарілок фланців, Н; X та M – крайові поперечна сила та згинаючий момент, Н, Н·м.

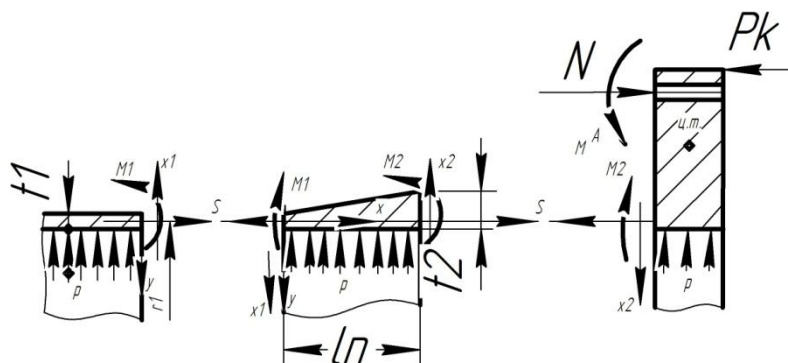


Рисунок 3 – Розрахункова схема елементів фланцевого з'єднання

Перш, ніж перейти до складання рівнянь нерозривності, дослідимо детальніше конічний перехід, який є короткою циліндричною оболонкою змінної товщини, навантаженої внутрішнім тиском. С.П.Тимошенко [5] розглядає подібну оболонку у випадку, коли сила $S=0$, а середній радіус оболонки постійний. А.А.Волошин [6] наближено розповсюджує рішення С.П.Тимошенко і на оболонки зі змінним середнім радіусом.

Напишемо диференціальне рівняння для конічного переходу, прийнявши $S = \frac{pr_1}{2}$:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(t^3 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)t}{r_1^2} y + \frac{12(1-\mu^2) \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) p}{E} = 0, \quad (2)$$

де x та y – осьове та радіальне переміщення оболонки, додатній напрямком яких показано на рис.3; t – змінна товщина конічного переходу, м; μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу оболонок та тарілки фланців.

Власним інтегралом цього рівняння буде

$$y = -\frac{r_1 P}{1 + \alpha \xi}, \quad (3)$$

де $P = \frac{(2-\mu)r_1 p}{2t_1 E}$; $\alpha = \frac{t_2 - t_1}{t_1}$; $\xi = \frac{x}{l_n}$;

t_1 та t_2 – відповідно найбільша та найменша товщина конічного переходу, м; l_n – довжина конічного переходу, м.

Щоб отримати повне розв'язання рівняння (2), знайдемо розв'язання однорідного рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(t^3 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)t}{r_1^2} y = 0 \quad (4)$$

та до цього рівняння додамо власний інтеграл (3).

Виразимо величину t у вигляді функції $t = (t_2 - t_1)\varphi$, де

$$\varphi = \frac{x}{l_n} + \frac{t_1}{t_2 - t_1}.$$

Очевидно, рівняння (4) може бути представлено у вигляді:

$$\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{d^2}{d\varphi^2} \left(\varphi^3 \frac{d^2 y}{d\varphi^2} \right) + \frac{12(1-\mu^2)l_n^4}{r_1^2 (t_2 - t_1)^2} y = 0. \quad (5)$$

Принцип розв'язання рівняння (5) співпадає з розв'язанням, даним в роботі [5].

Для визначення постійних інтегрування, які входять в розв'язання диференціальних рівнянь, напишемо граничні умови, зведені в табл.1 [7], де y_1 – радіальне переміщення оболонки з постійною товщиною стінки; y', y'', y''' та y'_1, y''_1, y'''_1 – послідовні похідні відповідно від y та y_1 ; Δ_1 – радіальне переміщення тарілки фланця; D_1 та D_2 – циліндричні жорсткості відповідно вузького та широкого перерізів конічного переходу.

Таблиця 1 – Граничні умови

Граничні умови	В з'єднанні конічного переходу з циліндричною оболонкою при $x=0$	В з'єднанні конічного переходу з тарілкою фланця при $x=l_n$
Радіальні переміщення однакові	$y=y_1$	$y=\Delta_1$
Поворот перерізів однаковий	$y'=y'_1$	$y'=\theta_1$
Моменти однакові	$-D_1 y'' = -D_2 y''_1$	$-D_2 y'' = M_2$
Сили, що перерізають, однакові	$-D_1 \left(\frac{3\alpha}{l_n} y'' + y''' \right) - \frac{\alpha t_1 r_1 p}{4l_n} = -D y'''_1$;	$-D_2 \left[\frac{3\alpha}{l_n (1+\alpha)} y'' + y''' \right] - \frac{\alpha t_1 r_1 p}{4l_n} = -X_2$;
	$D_1 = \frac{Et_1^3}{12(1-\mu^2)}$	$D_2 = \frac{Et_2^3}{12(1-\mu^2)}$

Для знаходження Δ_1 та θ_1 фланець розглядався як жорстке кільце, скручене навколо центра тяжіння системою сил, прикладених, як показано на рис.4.

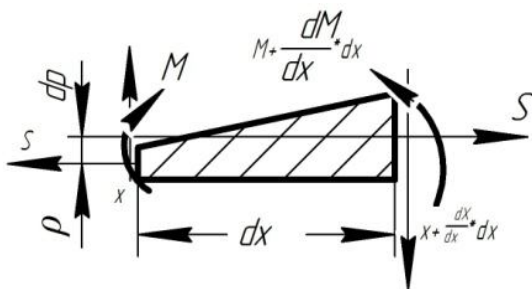


Рисунок 4 – До розрахунку сили, що перерізає, в перехідній ділянці

Таке припущення, як виходить з роботи [6], допустиме, якщо величина відношення зовнішнього діаметра тарілки до внутрішнього менша 2.

В останній граничній умові (рівняння зрізу) член $\frac{\alpha t_1 r_1 p}{4l_n}$ враховує момент вздовж осі конічної ділянки, що виникає внаслідок радіальної зміни середнього діаметра на цій ділянці.

Покажемо, як визначались величини поперечної сили, які входять в граничні умови.

Для цього розглянемо рівновагу елемента довжиною dx , який вирізано з перехідної ділянки:

$$Spd\rho + Mp - X\rho dx - M\rho - \rho \frac{dM}{dx} = 0; \tag{6}$$

де $\rho = r_1 + \frac{(t_2 - t_1)}{2l_n}$ – середній радіус конічного переходу, який змінюється, м;

$$M = -\frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} y''; \quad t = \frac{(t_2 - t_1)x}{l_n} + t_1;$$

$$\frac{dM}{dx} = -\frac{3Et^2}{12(1-\mu^2)} \frac{(t_2 - t_1)}{l_n} y'' - \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} y'''.$$

Після перетворень вираз (6) приймає наступний вигляд:

$$X = \frac{-\rho\rho(t_2 - t_1)}{2l_n} - \frac{3Et^2}{12(1-\mu^2)} \frac{(t_2 - t_1)}{l_n} y'' - \frac{Et^2}{12(1-\mu^2)} y'''. \quad (7)$$

Після підстановки у вираз (7) $x=0, t=t_1, \rho=r_1$ або $x=l_n, t=t_2, \rho=r_1$ отримаємо значення поперечної сили X_1 та X_2 на вузькому та широкому торцях кінцевого переходу.

Рівнянням (7), як і диференціальним рівнянням (2), дається узагальнена залежність між згинаючим моментом та силою, що перерізає.

Підставивши в рівняння, яке виражає граничні умови, значення, що входять до нього, отримаємо вісім рівнянь нерозривності з вісьмома невідомими (шість постійних інтегрування та величини X_2 та M_2). Після визначення невідомих знаходимо N та M_6 , а потім визначаємо напруження в кінцевому переході.

Сумарна напруга в осьовому напрямку

$$\sigma_1 = \frac{r_1\rho}{2t} \pm \frac{Et}{2(1-\mu^2)} \frac{d^2y}{dx^2}, \quad (8)$$

де $\frac{r_1\rho}{2t} = \sigma_{1m}$ – мембранна напруга в осьовому напрямку, Па.

Мембранна напруга в тангенціальному напрямку може бути визначена зі звичайного співвідношення для двовісно напруженого пружного матеріалу:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_{2m}}{E} - \mu \frac{\sigma_{1m}}{E},$$

де σ_{2m} – мембранна напруга в тангенціальному напрямку, Па; ε_t – тангенціальна деформація.

Оскільки $\varepsilon_t = -\frac{y}{r_1}$

та $\sigma_{1m} = \frac{r_1\rho}{2t}$,

маємо $\sigma_{2m} = -\frac{Ey}{r_1} + \mu \frac{r_1\rho}{2t}$.

Сумарна тангенціальна напруга в кінцевому переході

$$\sigma_2 = -\frac{Ey}{r_1} + \mu \frac{r_1\rho}{2t} \pm \mu \frac{Et}{2(1-\mu^2)} \frac{d^2y}{dx^2}, \quad (9)$$

або, враховуючи рівність (8),

$$\sigma_2 = -\frac{Ey}{r_1} + \mu\sigma_1.$$

У виразах (8) та (9) знак плюс береться при визначенні напруг у внутрішній поверхні, а знак мінус – у зовнішній.

Максимальне напруження в болтах визначається за формулою

$$\sigma_6 = \frac{N}{F_6} + \frac{M_6 r_6}{J_6}.$$

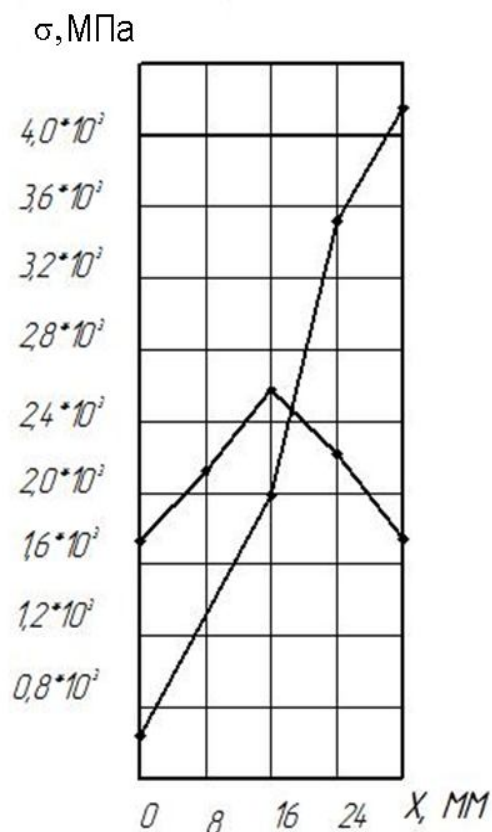


Рисунок 5 – Порівняння розрахункових та експериментальних напруг

Таким чином, розрахунок напруженого стану елементів фланцевого з'єднання із застосуванням методу, що розглядається, проводиться в наступній послідовності. Припускаючи заданими розміри з'єднання, величину розрахункового тиску та зусилля зтягу, складають рівняння нерозривності, розв'язуючи які визначають постійні інтегрування та невідомі X_2 та M_2 . Потім знаходять величини $y, \frac{dy}{dx}, \frac{d^2y}{dx^2}$ в перерізах, що розглядаються, кінцічного переходу та вираховують напруження в кінцічному переході та болтах¹.

Висновки. Порівняння результатів розрахунку з'єднання, розміри якого показані на рис.1, а, з експериментальними даними при його навантаженні $p=12$ МПа наведені на рис.5 у вигляді розрахункових кривих, які показують, що в останніх перерізах розрахункові напруги добре узгоджуються з експериментальними. Деякий незбіг розрахункових та дослідних напруг може бути пояснено наявністю закруглення.

ЛІТЕРАТУРА

1. Корндров Б.А. Техника высоких давлений в химии / Корндров Б.А. – М.: Госхимиздат, 1952. – 231с.
2. Биргер И.А. Определение податливости промежуточных деталей резьбового соединения / И.А.Биргер // Вестник машиностроения. – 1961. – №5. – С.17-20.
3. Румянцев О.В. Теория расчета фланцевых соединений / Румянцев О.В. // Труды НИИХиммаша. – 1958. – №5. – С.10-15.
4. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки / Тимошенко С.П. – М.: Гостехиздат, 1988. – 205с.
5. Волошин А.А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов / Волошин А.А. – Л.: Судпромгиз, 1959. – 255с.
6. Rodabaugh E.C., Atterbury T.I. «Trans. of ASME», Series B. – 1962. – №3. – С.48-56.

Надійшла до редколегії 23.12.2011.

¹ В статті не проводяться кінцеві розрахункові формули через їх громіздкість

Днепродзержинский государственный технический университет

МЕХАНИЗМ ИЗНОСА СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОСНОВАНИЙ И СРЕДНИХ ПЕРЕМЫЧЕК ДЕТАЛЕЙ КОНИЧЕСКИХ ТРИБОУЗЛОВ

Введение. Согласно работам Костецкого в автоматизированных системах перспективным направлением является использование конических трибоузлов, которые обеспечивают: 1) компенсацию износа в узлах, через которые проходит рабочая среда (щелочь, кислоты и т.д.); 2) равномерный износ конических сопряжений за все время эксплуатации; 3) отсутствие влияния износа и способа компенсации зазора в трибоузлах на технологические процессы всей установки.

Согласно работе [1] из всех видов отказов оборудования транспортно-загрузочной системы (ТЗС) на долю роторного питателя высокого давления (ПВД) приходится 80%, а в самом роторном ПВД 95% всех отказов приходится на выполнение технологической операции компенсации критического зазора (ККЗ). ККЗ выполняется оператором вручную при осевом перемещении конического ротора вглубь конического корпуса. При уменьшении зазора в роторном ПВД конической трибосистемы (КТС) происходят сложные триботехнические процессы, которые мало освещены в технической литературе.

Постановка задачи. В работе [1] описаны конические трибоузлы, через конические поверхности которых осуществляются: 1) загрузка, выгрузка и перемещение щелочи и древесной щепы через 40% их боковых поверхностей; 2) обеспечение запорных функций, прохождения протечек щелочи и формирование гидроударов на 50%; 3) сохранение постоянной конусности на 10% поверхности оснований и средних перемычек ротора и корпуса. Из перечисленных функций конических трибоузлов рассмотрим, какие процессы и какой механизм износа происходят на 10% оснований и средних перемычках ротора и корпуса и которые обеспечивают надежность компенсации зазора за все время эксплуатации.

Целью исследования является установление механизма износа конических сопряжений в процессе трения в контактном пространстве фрикционных пар оснований и средних перемычек ротора и корпуса.

Результаты работы. Объектом исследования были выбраны конические роторные питатели шведской фирмы Камюр, которые осуществляют непрерывно, в течение года, транспортирование и загрузку варочного котла древесной щепой под высоким давлением.

Известно [1], что на долю оснований и средних перемычек ротора и корпуса приходится от 10 до 20% всех рабочих конических сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса роторного питателя установки Камюр. Они имеют зеркальную, полированную поверхность. Таким образом, в основе механизма износа оснований и средних перемычек ротора и корпуса лежат физические процессы полирования деталей. Рассмотрим их применительно к исследуемым деталям конических трибоузлов.

Полирование металлов – окончательная операция обработки, предназначенная для: 1) улучшения чистоты поверхности; 2) увеличения срока службы; 3) повышения точности деталей; 4) уменьшения шероховатости.

Существуют три способа полировки:

1) механический – выполняется с помощью абразивных зерен при закрепленном или незакрепленном (свободном) их состоянии; 2) полирование давлением – осуществляется за счет пластического деформирования поверхностного слоя; 3) электролитическое полирование. Первый способ полностью подходит и объясняет механизм износа оснований и средних перемычек ротора и корпуса.

Методи полирования с помощью абразивов: 1) эластичными кругами; 2) абразивными лентами; 3) струей абразивной жидкости; 4) во вращающихся барабанах; 5) вибробарабанах и 6) виброконтейнерах. В нашем случае подходит третий метод полирования – с применением струи абразивной жидкости. Вместо струи жидкости используется суспензия, состоящая из щелочи и абразивных частиц, нагнетаемых в зазор между ротором и корпусом под действием гидроударов.

Задачей процесса полирования является устранение: 1) следов предыдущей обработки и 2) поверхностных неровностей (штрихов, царапин, неглубоких раковин). В нашем случае имеет место износ – уменьшение диаметральных размеров ротора и корпуса.

Объем снимаемого металла при полировании составляет 0,01-0,03 мм (10-30 МКМ). В нашем случае суммарная величина снимаемого материала между компенсациями зазора в роторном питателе достигает 30 МКМ.

Чистота поверхности после износа оснований и средних перемычек ротора и корпуса (при полировании) достигает 10-12 классов.

При полировании «глянцеванием» снимаемый слой измеряется в долях микрона. Инструментом служат фетровые или хлопчатобумажные круги, на которые нанесен слой пасты. Исходная шероховатость поверхности деталей 10-11-го классов при глянцевании достигает чистоты поверхности на 1-2 класса выше.

Основание и средние перемычки ротора и корпуса (ОСПРиК) на отдельных участках имеют зеркальную поверхность. Обычно зеркальную поверхность можно получить при полировании деталей пастой из окиси хрома, крокуса или трепела.

Известно, что полированием обрабатывают любые стали и сплавы различной твердости: от алюминия до закаленной стали и чугуна и от нержавеющей стали до золота и платины. Известно, что шлифованная поверхность рассеивает падающий на нее свет в разные стороны. Полированная поверхность больше отражает свет. Зеркальная поверхность отражает направленный свет. Зерновая поверхность не имеет шероховатостей и царапин.

Различают черновое (предварительное) и чистовое (окончательное) полирование. Черновое полирование осуществляется свободными абразивными мелкозернистыми порошками или мягкими эластичными кругами и лентами с нанесенными на них тонкими полировальными пастами.

Чистовое полирование осуществляется свободными мелкозернистыми абразивными порошками. Этот процесс имеет место в рассматриваемых конических трибоузлах.

С учетом изложенного можно раскрыть механизмы процесса износа (полирования) оснований и средних перемычек ротора и корпуса: 1) механический – сьем микронеровностей с поверхностного слоя; 2) физический – основным фактором износа (полировки) считают температуру плавления и теплопроводность и 3) химический – сьем оксидных пленок, непрерывно образующихся под действием окружающей среды.

Процесс износа ОСПРиК представляет собой комплекс механических, физических и химических явлений, которые тесно переплетены и взаимосвязаны и отдельно изменяются в большую или меньшую стороны в зависимости от рода используемых материалов, режимов обработки под действием гидроударов и внешней среды.

Износ (полирование) ротора и корпуса из нержавеющей стали из-за её низкой теплопроводности, сравнительно высокой вязкости и твердости является наиболее трудоемкой операцией для любого метода.

В качестве полируемых материалов используются естественные материалы: крокус, мел, венская известь, тальк, диатомит, трепель и т.д. и искусственные материалы: окись железа и окись хрома. В роторных питателях при изнашивании ОСПР и К используется гидросмесь, в состав которой входят песок, гравий, шлам, глина, ржавчина и т.д.

С другой стороны износ ОСПРiК можно рассматривать как гидрополирование – полирование струей абразивной жидкости (ПСАЖ) – или абразивно-жидкостную обработку, представляющую процесс, при котором протечки щелочной суспензии под действием гидроударов (струя абразивной суспензии, вырывающаяся из сопла с большой скоростью) направляются на изнашиваемые поверхности. Находящееся во взвешенном состоянии твердое абразивное зерно под давлением в несколько МПа (атмосфер) приобретает достаточную силу и, ударяясь о деталь, оставляет на ней неглубокие микровмятины и срезает гребешки шероховатости, создает наклеп поверхностного слоя металла. Чистота поверхности достигает 10-го класса.

Износ (гидрополирование) характеризуется рядом факторов: 1) составом абразивных частиц; 2) составом жидкости; 3) концентрацией абразивных частиц; 4) силой и скоростью действия абразивных частиц; 5) величиной и длиной зазора, 6) углом атаки; 7) величиной и скоростью гидроударов и 8) продолжительностью износа.

Механизм износа (техпроцесс гидрополирования) зависит от: 1) абразивного материала; 2) зернистости; 3) состава; 4) концентрации; 5) размера зазора; 6) давления; 7) угла стола; 8) времени; 9) размера абразивных зерен.

Кварцевый песок применяется при очистных операциях. Основой абразивной суспензии является вода, в нашем случае – щелочь.

Износ ОСПРiК можно представить как вибрационное полирование деталей. В питателе под действием гидроударов имеет место величина, частота и амплитуда колебательного движения.

В данном случае в роторном питателе совмещается вращательное и колебательное движение ротора. Рассмотрим подробно виды движения, имеющие место в роторном питателе:

1) вращательное движение ротора. Частота вращения ротора 3...8 мин. Обуславливает износ при трении-скольжении;

2) осевое перемещение ротора на величину прижима (100 мм) ротора за все время эксплуатации (один год). Обуславливает циклическое трение скольжение;

3) возвратно-поступательное колебание (перемещение) ротора – вибрация ротора под действием гидроударов. Амплитуда колебаний 2 мм. Число колебаний 0,8...2,12 кол/сек. Обуславливает трение скольжение;

4) вибрация зазора между соответствующими основаниями и средними перемычками ротора и корпуса под действием гидроударов. Амплитуда колебаний 50 МКМ. Число колебаний 0,8...2,12 кол/сек. Обуславливает абразивный и ударно-гидроабразивный износ;

5) колебательное движение абразивной суспензии в зазоре между основаниями и средними перемычками ротора и корпуса под действием гидроударов. Обуславливает износ механический, физический и химический.

Существуют различные виды механического изнашивания в роторном питателе:

- абразивное (когда твердые продукты износа – пыль и другие, – попадая в питатель, вызывают интенсивное изнашивание поверхностей трения деталей);

- усталостное (следствие повторяющегося деформирования микрообъемов материала, из-за которого возникают трещины и происходит отделение частиц); типичным представителем усталостного изнашивания является питтинг, возникающий при нарушении выполнения технологии компенсации зазора в питателе;

- коррозионно-механическое (возникает в результате механического воздействия на трущиеся поверхности, сопровождаемого химическим или электрическим взаимодействием материала со средой. Коррозионные разрушения в этом случае развиваются при воздействии на трущиеся поверхности таких агрессивных веществ, как щелочь или перегретый пар).

При изнашивании в процессе работы деталей питателя КТС могут возникать следующие явления:

- *схватывание* при трении (прихват) – явление местного соединения двух твердых тел, происходящее при трении вследствие действия молекулярных сил и возникающее при нарушении режима компенсации зазора;
- *перенос материала* – явление при трении твердых тел, состоящее в том, что материал одного тела соединяется с другим и, отрываясь от первого, остается на поверхности второго, в результате чего происходит заклинивание ротора в корпусе;
- *заедание* – процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания и переноса материала (заедание может завершиться прекращением относительного движения). Заклинивание ротора относительно корпуса становится следствием схватывания, как правило, на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса из-за нарушения жидкостного трения. Возникающее при этом повышение температуры приводит к выплавлению антифрикционного сплава (монель-металла) втулки корпуса. При этом антифрикционный слой заполняет зазор между трущейся поверхностью ротора и втулки корпуса, что и приводит к заклиниванию ротора относительно корпуса;
- *задир* – повреждение поверхности трения в виде широких и глубоких борозд в направлении скольжения. Задиры на основаниях ротора и корпуса возникают при нарушении режима компенсации зазора;
- *царапание* – образование углублений на поверхности в направлении скольжения при воздействии выступов тела или твердых частиц;
- *отслаивание* – отделение с поверхности трения частиц материала в форме чешуек при усталостном изнашивании;
- *выкрашивание* – образование ямок на поверхности трения в результате отделения частиц материала при усталостном изнашивании;
- *приработка* – процесс изменения геометрии поверхностей трения и физико-механических свойств поверхностных слоев материала в начальный период трения, обычно проявляющийся при постоянных внешних условиях в уменьшении силы трения, температуры и интенсивности изнашивания;
- *трение скольжения* с продольным поперечным перемещением вращающейся детали с одновременным изменением зазора.

Выводы. 1. В деталях конических трибосистем имеет место новый вид износа – трение скольжения с продольным осевым колебанием вращающейся конической детали – трение движения двух соприкасающихся конических тел при одновременном трении скольжения и осевом колебании конической детали относительно неподвижной конической детали, – обуславливающий изменение зазора за период колебания в зоне контакта.

2. При компенсации критического зазора имеет место граничное трение между основаниями и средними перемычками ротора и корпуса, которое сопровождается заклиниванием, схватыванием и заеданием ротора относительно корпуса с последующим снятием питателя с эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Нечаев Г.И., Камель Г.И. – Луганск: изд-во Восточноукр. нац. ун-та им. В.Даля, 2005. – 392с.

Поступила в редколлегию 05.12.2011.

Днепродзержинский государственный технический университет

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗНОСА НА СОПРЯГАЕМЫХ ДЕТАЛЯХ КОНИЧЕСКОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ

Введение. В автоматизированных системах химической, металлургической и целлюлозно-бумажной промышленности широко используются конические трибосистемы (КТС), которые обеспечивают надежность выполнения всех технологических процессов. Высокая надежность, удобство и простота компенсации износа и равномерный износ является основой их дальнейшего широкого распространения в промышленности. В технической литературе [1, 2] приводятся исследования об условиях эксплуатации, конструкции, технологии ремонта и восстановления конических трибосистем на примере роторных питателей высокого давления (ПВД) типа Камюр.

Постановка задачи. Однако вопросы установления связи между функциональными характеристиками, которые выполняет КТС, и видами износа, которым подвергаются сопрягаемые конические поверхности, в литературных источниках не освещаются.

Целью исследований является: 1) прохождение декомпозиции функциональных характеристик на сопрягаемых поверхностях КТС; 2) установление видов износа на участках сопрягаемых поверхностей КТС и 3) выявление связей того или иного вида износа с выполнением функциональных характеристик КТС.

Результаты работы. Исследования проводились на роторных ПВД шведской фирмы Камюр, которые эксплуатируются на ряде предприятий России, Украины и Болгарии.

На рис.1 приведена схема декомпозиции функциональных признаков и видов износа на сопрягаемых поверхностях КТС, а на рис.2 – схема условной разбивки рабочей поверхности ротора на характерные участки. Все сопрягаемые конические поверхности условно можно разделить на три группы участков: I-я группа – 40% всех поверхностей окон сквозных карманов ротора и корпуса, через которые осуществляется загрузка и выгрузка гидросмеси; II-я группа – 50% – это рабочие поверхности ротора и корпуса, которые обеспечивают запорные функции в изолированных, взаимно перпендикулярных карманах в каждой секции и III – 10% поверхности ротора обеспечивают запорные функции между секциями. Рассмотрим эти функции подробно.

Рассмотрим, каким видам износа подвергаются поверхности, которые определяются по известным формулам [1, 2]. Вся поверхность корпуса и ротора соприкасаются со щелочным раствором гидросмеси при температуре 120°, что приводит к коррозионному разрушению всех его поверхностей (рис.3). Под действием протечек щелочи происходит гидроабразивный износ рабочих поверхностей корпуса и ротора (рис.4) между окнами и основаниями и средними перемычками ротора и корпуса. Величина износа по длине окружности неравномерная. У окон ротора она на порядок выше, чем в средней части, и определяется режимом протечек щелочи и концентрацией абразивных частиц в щелочи. В области сит между передними кромками вращающегося ротора попадает и срезается древесная щепка. В зависимости от режущих углов срезание щепы может быть эффективным (износ режущих кромок на роторе приведен на рис.5) и неэффективным (растет интенсивность износа кромок ротора и сит). Чем меньше режущие углы кромок ротора и сит, тем хуже происходит срезание щепы, и большее количество щепы попадает в зазор с последующей ее деформацией. Передние кромки ротора до его середины (рис.6) подвергаются абразивному износу за счет деформации, смятия и скольжения деформированной после срезания щепы и абразивных частиц, со-

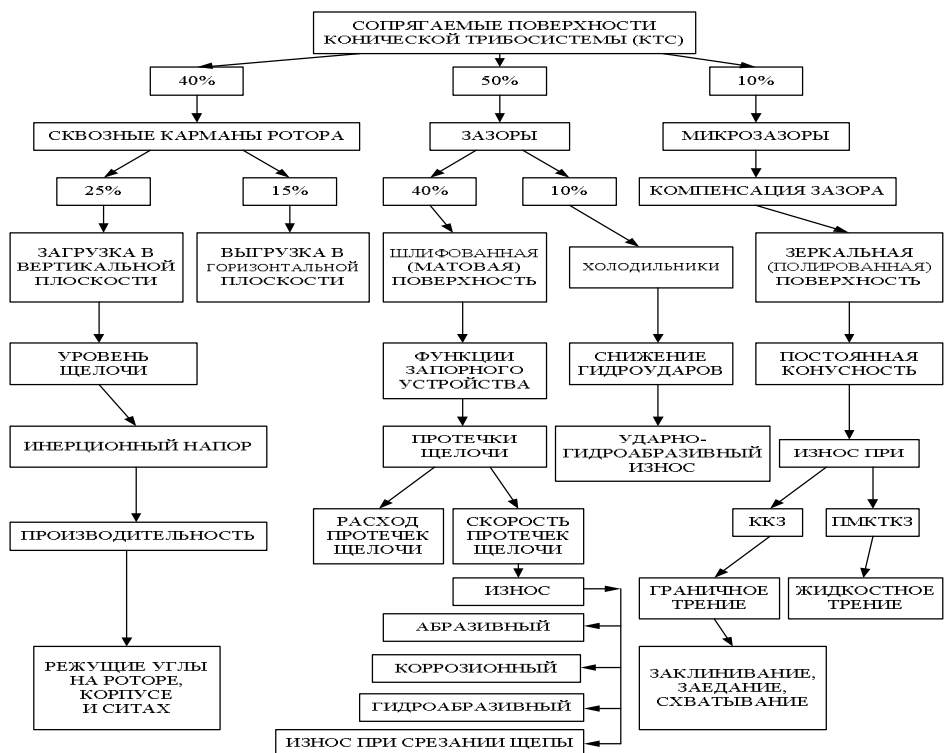
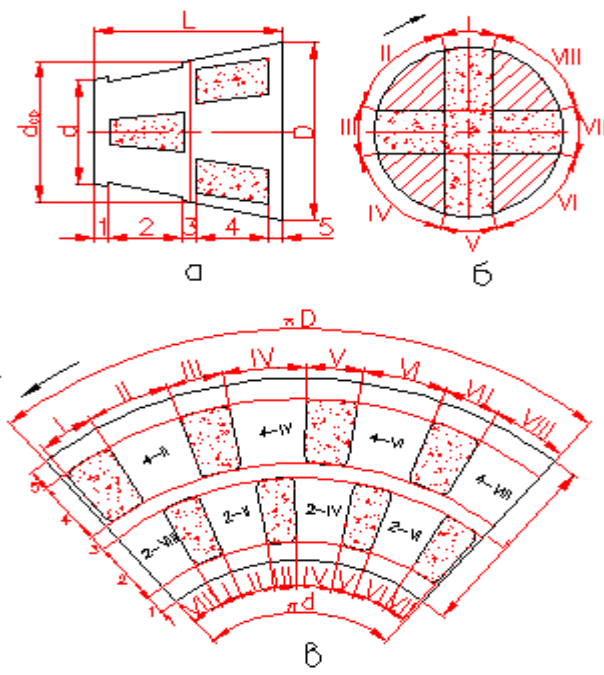


Рисунок 1 – Физические процессы, происходящие на рабочих конических сопрягаемых поверхностях ротора и корпуса конической трибосистемы



а – продольное сечение; б – поперечное сечение;
 в– развёртка конической поверхности ротора;
 2–II; 2–IV.... 4–II; 4–IV....4–VIII–окна ротора;
 1, 3 и 5 – основания и средняя перемычка ротора;
 d, D – меньшее и большее основание ротора

Рисунок 2 – Условная разбивка рабочей конической поверхности ротора на характерные участки

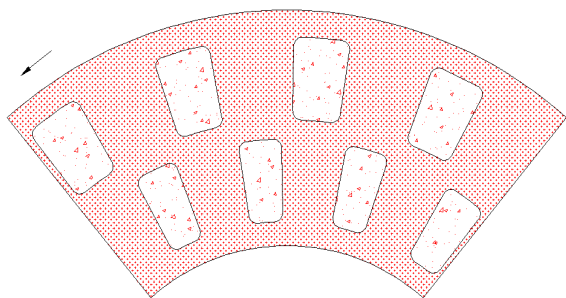


Рисунок 3 – Коррозионный износ конической поверхности ротора

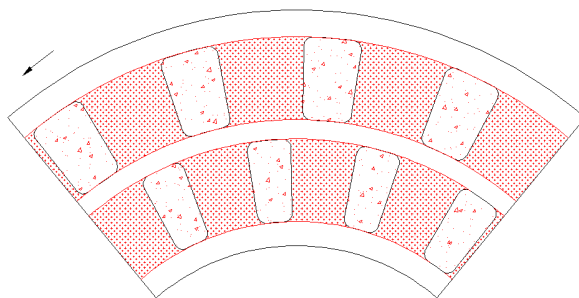


Рисунок 4 – Гидроабразивный износ (при наличии абразива в щелочи) ротора

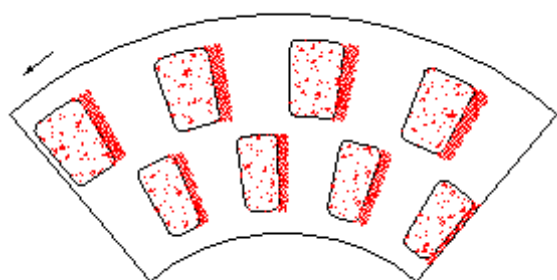


Рисунок 5 – Абразивный износ при срезании щепы (передние кромки ротора)

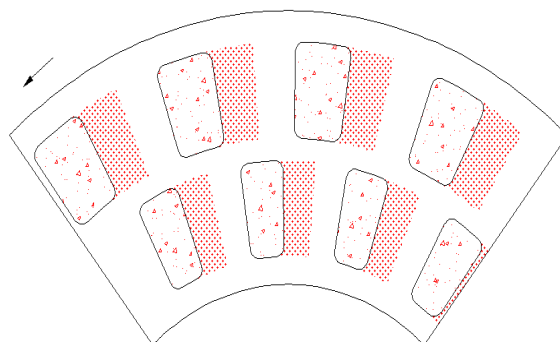


Рисунок 6 – Абразивный износ при деформации щепы и абразивных частиц, соизмеримых с величиной зазора

измеримых с величиной зазора. На 10% поверхности ротора происходит сброс давления в кармане ротора, что сопровождается ударно-гидроабразивным видом износа (рис.7). Величина износа зависит от концентрации абразивных частиц в щелочи. Природа образования гидроударов описана в работе [2].

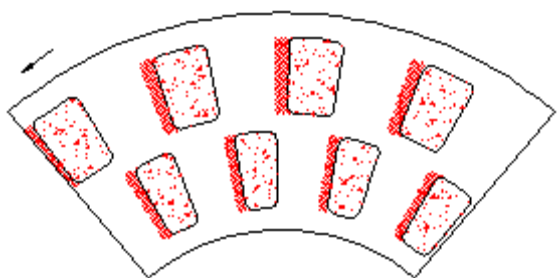


Рисунок 7 – Ударно-гидроабразивный износ (при наличии абразива в щелочи)

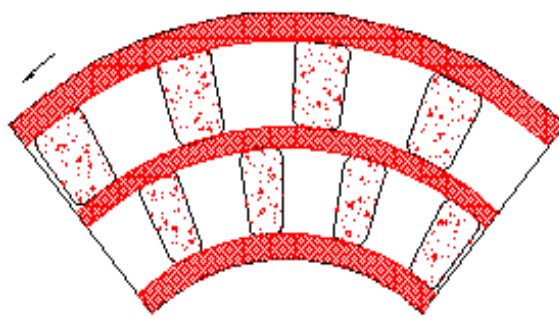


Рисунок 8 – Граничное трение (заклинивание, схватывание, заедание) при ККЗ и ПМКТКЗ

I-я группа. В этой группе на 25% поверхности осуществляется загрузка карманов ротора в горизонтальной плоскости. При повороте кармана ротора на 90° в вертикальной плоскости происходит выгрузка щепы. Производительность загрузки гидросмеси в карманы ротора зависит от: 1) уровня щелочи в питательной трубе (ПТ); 2) инерционного напора щелочи в ПТ и 3) величины режущих углов на роторе корпусе и ситах.

II-я группа. 50% этих поверхностей выполняют функции запорного устройства между взаимно перпендикулярными карманами вращающегося ротора. Эти поверхности отделяют область высокого давления варочного котла (1,2 МПа) от области низкого давления ПТ(0,15 МПа). Между участками 2–I; 2–III ... 4–VII вращающегося ротора и неподвижного корпуса под действием избыточного давления щелочи (1,2 МПа) через зазоры неизбежно протекание щелочи, скорость и расход которой определяются по известным формулам [1, 2].

III-я группа. 10% этих поверхностей (рис.1, 8) занимают основание и средние перемычки ротора и корпуса. На этих участках поверхность зеркальная (полированная), характерная для износа в микрозазорах. Эти участки сохраняют постоянную конусность и на этих поверхностях имеет место износ (рис.8); при граничном трении осуществляется компенсация критического зазора (ККЗ) или износ, при жидкостном трении – принудительная микротолчковая компенсация зазора (ПМКТКЗ). При ККЗ на основаниях и средней перемычке ротора и корпуса (рис.1, 8) имеют место заклинивание, схватывание и заедание ротора относительно корпуса, которые приводят к снятию питателя с эксплуатации.

Выводы. На основании проведенных исследований:

- 1 – установлены функциональные признаки, которые имеют место на сопрягаемых поверхностях конических трибосистем;
- 2 – сделаны количественная и качественная оценки видов износа на рабочих поверхностях ротора и корпуса;
- 3 – установлено влияние функциональных параметров конической трибосистемы на характер и виды износа на рабочих конических поверхностях ротора и корпуса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Нечаев Г.И. Повышение производительности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.

Поступила в редколлегию 05.12.2011.

УДК 676.163.022

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор

Днепропетровский государственный технический университет

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРУБНОЙ ТРАНСПОРТНО-ЗАГРУЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ УСТАНОВКИ ТИПА КАМЮР

Введение. В своей работе [1] Костецкий Б.Н. прогнозировал большое будущее использованию конических трибосистем в автоматизированных системах благодаря равномерному износу сопрягаемых конических поверхностей, корпус которых неподвижен, а ротор вращается в нем; наличию возможности компенсировать зазор между деталями конических трибосистем (КТС), образовавшийся в результате изнашивания.

Постановка задачи. В химической промышленности для транспортирования гидросмеси (30% древесного сырья и 70% щелочи с температурой 160°C) широко используются конические питатели шведской фирмы Камюр, которых в мире находится более 500 установок и которые вырабатывают более 85% целлюлозы, идущей на производство писчей бумаги, картона, пороха, клея и исходного сырья для химической промышленности.

Надежная работа роторных питателей транспортно-загрузочной системы (ТЗС) связана с состоянием поверхности сопрягаемых деталей и наличием сложных разнородных по своей сути физических процессов, которые протекают на поверхностях трения, и влиянием на эти процессы большого количества взаимосвязанных факторов, значения которых могут изменяться как во времени, так и по поверхности контакта. Отсутствие информации о взаимосвязи внешних факторов и их влиянии на эксплуатационную надежность деталей питателей КТС затормозили процессы познания закономерностей износа узлов трения КТС на стадии проектировок, эксплуатации, изготовления или ремонта [2].

Обзор литературных источников показал отсутствие анализа внешних факторов, имеющих место при эксплуатации и ремонте деталей питателя КТС.

Целью работы является описание конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров, влияющих на надежность и долговечность конических роторных питателей ТЗС.

Результаты работы. Рассмотрим систему регулирования уровня щелочи, концентрацию гидросмеси в верхней части варочного котла и особенности физических процессов, происходящих в питательной трубе.

Ротор не вращается. Работают две трассы циркуляции – щелочи низкого давления (ЦЩНД) и щелочи высокого давления (ЦЩВД) – в автономном режиме по скрещивающимся трассам сквозных карманов двухсекционного ротора [2, 3].

Расход и скорость щелочи в трассах ЦЩНД и ЦЩВД имеют постоянные значения для любого положения ротора и определяются производительностью насоса циркуляции щелочи. Это объясняется тем, что согласно проведенным кинематическим расчетам с последующей математической обработкой установлено, что площади сопряжений окон корпуса и окон сквозных карманов в каждой секции ротора подчиняются закону гармонических колебаний (колебания происходят по отнулевому циклу с определенной амплитудой; периодом, частотой и собственной частотой колебаний). Следовательно, расход и скорость щелочи через эти сопряжения тоже будут изменяться по закону гармонических колебаний только со своей амплитудой, периодом и частотой колебаний [2].

В процессе работы питателя необходимо установить оптимальные соотношения между частотой вращения ротора и скоростью поступления щелочи в карманы ротора. Из рис.1 видно, что дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса для двух секций (графики 1 и 2) изменяются по синусоидальному отнулевому закону в пределах нуля и 45°. Средний дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса (график 3) представляет линейную зависимость с отклонениями от 43 до 45° и есть величина постоянная в течение оборота.

Следовательно, и площадь окон карманов ротора и окон загрузки корпуса есть величина постоянная и определяется по формуле

$$S_1 = L \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_1 / 2), \quad (1)$$

где S_1 – средняя площадь сопряжения ротора и окон загрузки корпуса, м²;

d_{cp} – средний диаметр ротора, м;

α_1 – средний дуговой градус сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса, град.

Определим скорость щелочной среды в кармане ротора:

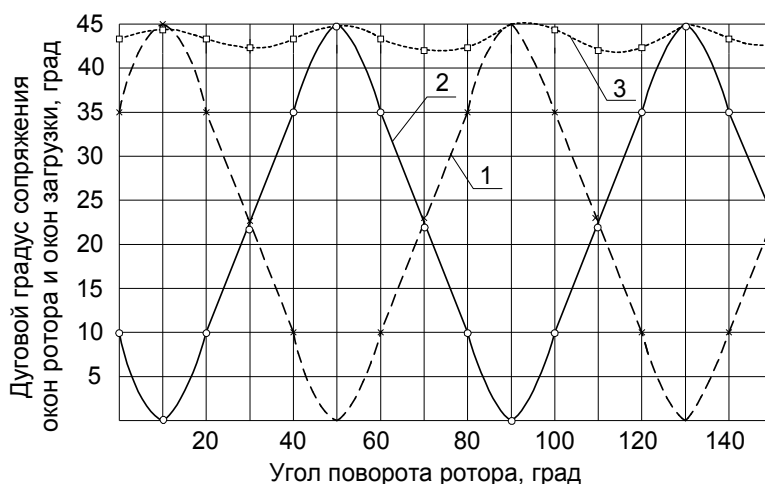
$$V_1 = Q / S_1, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где Q – производительность сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса, м³/с.

Время загрузки кармана ротора щепой

$$t_1 = d_{cp} / V_1, \quad (3)$$

где t_1 – среднее время загрузки (перемещение щелочи) в кармане ротора, с.



1 и 2 – карманы секции 1 и 2 ротора;
3 – суммарное значение дугового градуса для двух сечений

Рисунок 1 – Зависимость дугового градуса сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса при повороте ротора

Время сопряжения окон ротора и окон загрузки корпуса определяем из условия вращения ротора для трех значений: 3, 5 и 8 мин., что соответствует продолжительности времени $t_2 = 4,3; 2,8$ и $1,64$ секунд.

Суммарная площадь сопряжений окон корпуса и окон сквозных карманов ротора есть величина постоянная. Это достигается потому, что сквозные окна ротора одной секции смещены относительно другой секции ротора на 45° .

Площадь сопряжения в поперечном сечении сквозных карманов движущегося ротора КТС есть величина постоянная, а ее площадь в любой момент времени определяется по формуле

$$S = S_1 + S_2 = L_1 \cdot l_1 + L_2 \cdot l_2 = \left(\frac{L_1 \pi d_{cp}}{360^\circ} \cdot \alpha_1 \right) + L_2 \frac{\pi d_{cp}}{360^\circ} + (\alpha_1 + 45^\circ), \quad (4)$$

где S, S_1 и S_2 – площади поперечного сечения двух секций, 1-й и 2-й, m^2 ;

$\alpha_1 = 45^\circ$ – угол сопряжения окон загрузки корпуса и окон карманов ротора в вертикальной плоскости, град;

$\alpha_1 + 45^\circ$ – угол поворота окон ротора второй секции, град.

Автономную работу двух трасс ЦЩНД и ЦЩВД обеспечивают запорные функции 50% конических сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса, через зазоры которых осуществляются протечки щелочи из варочного котла в питательную трубу. Для любого положения ротора длина зазора на любом из 4-х участков каждой секции корпуса изменяется по закону гармонических колебаний с амплитудой от $L_{мин}$ до $L_{мак}$ со своей частотой и периодом колебаний. Следовательно, и скорость, и расход протечек щелочи через зазоры будут подчиняться закону гармонических колебаний. Тогда средняя длина зазора, и средний расход, и скорость протечек щелочи на всех 8-и участках корпуса двух секций секторов будут величины постоянные, что и обеспечивает постоянный уровень щелочи в питательной трубе, в результате чего обеспечивается надежное регулирование и управление уровнем щелочи в питательной трубе.

Ротор вращается. При автономной работе двух трасс из каждой трассы через скрещивающиеся карманы вращающегося ротора происходит обмен определенных

объемов щелочи, величина которых зависит от частоты вращения ротора и колеблется от 20% ($n = 4 \text{ мин}^{-1}$) до 50% ($n = 8 \text{ мин}^{-1}$).

Количество щелочи, проходящей из одной трассы в другую и наоборот, изменяется от 20% до 50% и прямо пропорционально объему щепы, т.е. определяет производительность всей установки.

Для оценки загрузочной способности питателя вводится понятие кратности циркуляции щелочного раствора через сквозные карманы вращающегося ротора:

$$K = Q / VN, \quad (5)$$

где Q – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

V – объем кармана ротора, м^3 ;

N – частота вращения ротора, мин^{-1} .

При вращении ротора длина зазора на участках сопряжений в 1-й секции изменяется по закону гармонических колебаний – синусоидальному закону, а во второй секции – по косинусоидальному закону, но сдвинутому по фазе на 45° . Суммарная длина зазора на двух участках в разных секциях корпуса – величина постоянная, что и обуславливает постоянный расход протечек щелочи и обеспечивает постоянный уровень щелочи в питательной трубе.

Осуществляется подача щепы.

Технологический поток щепы поворачивается на 90° с вертикальной в горизонтальную плоскость, а концентрация щепы в гидросмеси изменяется по всей трассе от 100% до 30% и наоборот.

Для: 1) повышения производительности питателя; 2) повышения концентрации щепы в кармане ротора при загрузке; 3) снижения износа сит, ротора и корпуса и 4) облегчения прохождения срезанной щепы через диаметрально щели в ситах шириной 6-8 мм предложено ввести в питатель резательное устройство, состоящее из 7-и режущих кромок, располагающихся на роторе, ситах и корпусе.

При переходе кармана ротора с горизонтального положения в вертикальное в нем резко (более 10-и) возрастает давление, что сопровождается образованием гидроударов и вибраций в питателе. Рассмотрена теория образования гидроударов. В табл.1 приведены характеристики гидроударов (величина гидроудара, скорость распространения гидроудара и его продолжительность). Даны рекомендации по снижению гидроударов в питателе, что позволило увеличить надежность и долговечность ТЗС [3].

Осуществляется термическая подготовка щепы. В пропарочной камере в трубах на длине 12-16 метров трассы осуществляется пропаривание щепы при ее одновременном разогреве и вращении. Определены оптимальные режимы термической обработки щепы (скорость перемещения щепы, частота вращения шнека, температура пропаривания). При пропаривании щепы с ее поверхности удаляется скипидар и другие летучие соединения. Термическая обработка щепы позволяет совместить процесс транспортировки и техпроцесс термической подготовки щепы, что сокращает режим варки в варочном котле и качество получаемой целлюлозы [2, 3].

Анализ декомпозиции функций, выполняемых рабочими коническими поверхностями ротора и корпуса, показали, что: 1) на 40% конических поверхностей ротора и корпуса имеет место загрузка (25%) и выгрузка (15%); 2) на 50% поверхности ротора и корпуса выполняются запорные функции, т.е. отделяют область варочного котла от питательной трубы и 3) на 10% оснований и средних перемычек ротора и корпуса в процессе эксплуатации сохраняется конусность и осуществляется компенсация зазора. Эти 50% поверхности подвергаются интенсивному гидроабразивному износу за счет протечек щелочи, содержащей твердые частицы, а 10% – ударно-гидроабразивному износу при скольжении. Декомпозиция функций по коническим поверхностям деталей питателя позволяет установить оптимальные размеры ротора и корпуса [3,4].

Система регулирования уровня щелочи в питательной трубе. Из структурно-алгоритмической схемы и математической модели [2] была выявлена вспомогательная

отрицательная связь – регулируемая величина-уровень щелочи в питательной трубе. Установим составные элементы системы регулирования уровня щелочи в питательной трубе: уровень щелочи в питательной трубе – регулируемая величина; измерительное устройство для замера уровня щелочи в питательной трубе – радиоактивные датчики, световая и звуковая сигнализации; возмущающее воздействие – расход протечек щелочи из зазоров питателя от варочного котла в питательную трубу и регулирующий орган-механизм присадки ротора (уменьшает зазор в питателе).

Материальный баланс потоков щепы, щелочи и гидросмеси, поступающих и убывающих из питательной трубы: расход щепы постоянный и регулируется дозатором щепы; расход щелочи низкого давления постоянен и определяется законом гармонических колебаний в каждой секции карманов вращающегося ротора; расход гидросмеси, поступающей из питательной трубы в карманы вращающегося ротора, – постоянная величина и подчиняется гармоническим колебаниям, и расход протечек щелочи через зазоры в питателе подчиняется закону гармонических колебаний и изменяется в процессе эксплуатации.

Из всех перечисленных потоков щепы, щелочи и гидросмеси переменной величиной, зависящей от времени эксплуатации, является расход протечек щелочи, который в свою очередь зависит от величины зазора в 3-й степени [2]. В свою очередь, величина зазора зависит от износостойкости используемых материалов и от концентрации твердых частиц в щелочи. Исследования показали, что концентрация твердых частиц в щелочи зависит от объема привозной щепы. Наибольшая концентрация твердых частиц обнаружена в щелочи на Соломбальском комбинате, где в вагонах и автофургонах доставляется 100% щепы, наименьшая – на Братском комбинате, где привозится 5% технологической щепы. На каждом комбинате имеются циклоны для очистки щелочи. За сутки из циклона освобождается 100-120 кг твердых частиц (песок, глина, уголь, гравий, шлам и т.д.). Анализ качества очистки щелочи показал, что известные установки очищают 97-98% твердых частиц, с другой стороны, эти установки очищают только крупную фракцию. Неочищенными остаются твердые частицы размерами 10,15, и 50 МКМ. Поэтому в щелочи всегда имеются твердые частицы мелкой фракции, следовательно, всегда будет иметь место гидроабразивный износ.

Анализ состояния износа на рабочих поверхностях ротора и корпуса [2, 3, 4] показал, что 50% рабочих поверхностей подвергается интенсивному гидроабразивному износу больше на 50 МКМ, чем на 10% поверхностей оснований и средних перемычек ротора и корпуса. Даны рекомендации по выравниванию износа на всех участках корпуса и ротора.

Механизм присадки ротора. Для компенсации зазора в питателе используется механизм присадки ротора, который представляет собой винтовой механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное. При повороте маховика привода на два оборота (720°) происходит осевое перемещение ротора на 2мм (2000 МКМ) при конусности 1:20, величина зазора в питателе уменьшается на 50 МКМ [2, 3].

Анализ двух схем компенсации зазора. Компенсация критического зазора (ККЗ) – патологический режим эксплуатации, рекомендован фирмой Камюр и осуществляется один раз в неделю с уменьшением зазора на 50 МКМ. При ККЗ из-за того, что износ по образующей ротора неравномерный, то на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса имеет место граничное трение, которое сопровождается явлениями заклинивания, схватывания и заедания ротора относительно корпуса. Для облегчения процесса износа при граничном трении на этих участках производственники увеличили мощность двигателя вращения ротора с 8 квт до 50 квт. При этом начали разрушаться крепежные болты и цапфы ротора. При такой схеме компенсации более 95% всех внеплановых снятий с эксплуатации питателей происходило при выполнении компенсации критического зазора (ККЗ). Поэтому была предложена другая схема эксплуатации.

Принудительная микротолчковая схема компенсации зазора (ПМКТКЗ). ПМКТКЗ осуществляется один раз в сутки. Для уменьшения зазора в питателе на 5-6 МКМ необходимо повернуть маховик привода ротора на 90° , что равносильно перемещению ротора в осевом направлении на 250 МКМ. При этом на всех участках сопряжения ротора с корпусом имеет место жидкостное трение-скольжение и соизмеримая величина износа. На участках ротора и корпуса по секторам имеет место гидроабразивный износ, а на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса имеет место ударно-гидроабразивный износ под действием гидроударов (в зону трения нагнетается принудительно щелочь с мелкими твердыми частицами). При ПМКТКЗ сохраняется постоянный уровень щелочи в питательной трубе, что и обеспечивает надежную эксплуатацию питателя и всей ТЗС [2, 3,4].

Схема регулирования концентрации гидросмеси в верхней части варочного котла. Рассмотрим материальный баланс щепы, щелочи и гидросмеси в верхней части варочного котла: гидросмесь, поступающая в верхнюю часть варочного котла является возмущающим воздействием на концентрацию щепы в гидросмеси; нагрузка на привод шнека – регулируемая величина; приборы для замера нагрузки на привод шнека – измерительное устройство и регулирующее устройство – дозатор щепы. При возрастании концентрации щепы в гидросмеси в верхней части варочного котла возрастает нагрузка на привод шнека, при этом срабатывает сигнал на обмотке возбуждения, и двигатель механизма вращения дозатора щепы уменьшает свои обороты – замедляется подача гидросмеси в верхнюю часть варочного котла. При уменьшении нагрузки на привод шнека, соответственно, увеличивается подача щепы дозатором щепы. Такая схема позволяет поддерживать в верхней части варочного котла постоянную концентрацию щепы в гидросмеси.

Выводы. Для повышения надежности и долговечности гидравлической транспортно-загрузочной системы необходимо использовать все параметры:

1 – конструктивные (винтовой механизм присадки; оптимальные размеры окон в роторе, корпусе, оптимальные размеры питательной трубы и пропарочной камеры, оптимальные углы в резательном механизме и т.д.);

2 – технологические (обеспечение в процессе ремонта оптимальных режущих углов на роторе, ситах и корпусе; рекомендации по выбору материалов для изготовления и сварочных материалов при ремонте деталей роторных питателей с учетом режимов термообработки и мехобработки);

3 – эксплуатационные (принудительная микротолчковая компенсация зазора; оптимальная частота вращения ротора; постоянный расход и скорость циркуляции щелочи высокого и низкого давлений; регулирование уровня щелочи в питательной трубе).

ЛИТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.Н. Надежность и долговечность машин, техники / Б.Н.Костецкий., Н.Г.Носовский., Д.Н.Бершавский. – К., 1975. – 408 с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Из-во ВНУ им. В.Доля, 2005. – 392 с.
3. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987 – 160 с.
4. Камель Г.И. Снижение гидроударов по торцу вращающегося ротора Камюр / Г.И.Камель, А.Г.Яковлева // Сб. науч. тр.: строительство, материаловедение, машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА. – 2006. – Вып. 36, ч. 3. – С.29-33.
5. Камель Г.И. Рабочие параметры роторных питателей Камюр / Г.И.Камель // Бумажная промышленность. – 1989. – №7. – С.14-16.

Поступила в редколлегию 05.12.2011.