

### Список посилань

1. Експериментальні дослідження високошвидкісного фрезерування кулачків розподільчого вала на модернізованому верстаті ВЗ208Ф4 / Кальченко В.І., Кальченко В.В., Венжега В.І., Винник В.О., Скляр В.М., Кальченко Д.В. // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – Том 31 (70). – №3. – 2020. – Частина 1. – С.19-30.
2. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков. / Решетов Д.Н., Портман В.Т. – Москва, 1986. – 336 с.
3. Родин П.Р. Основы формообразования поверхностей резанием. / П.Р. Родин. – Киев: Вища школа, 1977. – 192 с.

УДК 621.9-1/-9

**Качанова М.В., аспірантка,  
Нешта А.О., канд. техн. наук, ст. викладач,  
Дегтярьов І.М., канд. техн. наук, ст. викладач,  
Самардак М.П.**

Сумський державний університет, m.kachanova@tmvi.sumdu.edu.ua

### ОСОБЛИВОСТІ СКЛАДАННЯ НАСОСІВ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПУ В ДРІБНОСЕРІЙНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

У наш час все більшої популярності почали набувати насоси вертикального типу завдяки своїй компактності, надійності в роботі та значному терміну експлуатації.

Нижня опора ротору насосу вертикального компонування, як правило, являє собою підшипник ковзання, а верхня – кочення. Для правильної роботи нижньої опори при складанні насосу має бути створений певний зазор між розточкою вкладишу підшипника та ротором насосу, що буде забезпечувати відсутність контакту металу по металу в процесі обертання ротору [1].

Загалом, як відомо, ротор будь-якого насосу складається з певної кількості секцій, що і визначає типорозмір самого агрегату. Можна представити секцію, як окремий «елементарний» насос, що складається з робочого колеса та напрямного апарату. Через те, що у потужних насосах кількість таких секцій варіюється від 6 до 12, то відповідно габаритні розміри та кількість ланок у розмірному ланцюгу суттєво збільшується. Відповідно накопичується похибка на замикальну ланку, якою є зазор між торцем останньої секції та торцем підшипника. Даний зазор має бути рівномірним по довжині контакту цих деталей [2].

На практиці практично завжди після випробувань вертикальних насосів з'являються «плями контакту» на підшипниках, так як при складанні насосу відсутній контроль паралельності вісей ротора та втулки нижнього підшипника, яка дозволила б забезпечити рівномірність розподілу зазору по довжині контакту. Цей торцевий зазор залежить від допуску циліндричної посадки з'єднання секцій.

При розмірах секцій великогабаритних насосів 600÷800 мм для забезпечення складання дана посадка виконується з посадкою Н/н. Відповідно до цього дійсні розміри секцій мають велику фактичну розбіжність. У результаті цього похибка в діаметральному плані значно впливає на величину контакту в осьовому напрямку, що й призводить до нерівномірності «плями контакту» в підшипнику, якщо відсутнє ручне доопрацювання на етапі фінішного складання.

Дану проблему можливо вирішити шляхом контролю процесу складання насосів вертикального компонування, при якому повинна вводитися компенсуюча ланка в підшипниковому вузлі та сформульована чітка вимога до взаємного розміщення базової поверхні під установку корпусу підшипника відповідно до осі обертання ротора.

У виробничих умовах були спроби встановлення сферичної опори в нижній частині насоса, але не відбувався контроль положення втулки підшипника та ротора. Тому під час запуску насоса втулка не приймала свого необхідного положення.

#### Список посилань

1. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник [Текст] / Кондусь В. Ю., Котенко О. І. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.
2. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций [Текст] / Марцинковский В.А., Ворона П.М. – М: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

УДК 539.3

**Бабенко А.Є., докт. техн. наук, професор,  
Боронко О.О., докт. техн. наук, професор,  
Трубачев С.І., канд. техн. наук, доцент,  
Лавренко Я.І., канд. техн. наук, доцент**

Національний технічний університет України «КПІ ім. І.Сікорського», [strubachev@i.ua](mailto:strubachev@i.ua)

### ОГЛЯД ТЕХНІЧНИХ ТЕОРІЙ ВНУТРІШНЬОГО ТЕРТЯ

Врахування внутрішнього тертя має велике значення в інженерній практиці. Завдяки ньому відбувається згасання вільних коливань, обмеження амплітуд резонансних коливань, зниження напружень при ударних навантаженнях, перерозподіл напружень у місцях концентрації їх. Тому питанню дослідження внутрішнього тертя в твердих тілах приділяється велика увага [1].

Відношення роботи сили тертя (необоротно поглиненої енергії)  $\Delta W$  за один цикл деформування до потенціальної енергії  $W$  відповідної амплітуді деформації за той же цикл, характеризується коефіцієнтом поглинання  $\psi$  (питомим розсіюванням енергії):

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}. \quad (1)$$

На практиці для вимірювання різних ефектів внутрішнього тертя застосовують і інші характеристики: логарифмічний декремент коливань  $\delta$ , добротність системи  $Q$ , затухання  $\gamma$  (коефіцієнт внутрішнього тертя)

$$\psi = 2\delta = \frac{2\pi}{Q} = 2\pi\gamma. \quad (2)$$

Ці характеристики зберігають свою силу для будь-якого виду напруженого стану. Хоча експериментальним вивченням внутрішнього тертя почали займатися давно (1784 р.), перша гіпотеза була висловлена значно пізніше (в 1865 р.) англійським фізиком Кельвіном.

Кельвін (Томсон) пояснював внутрішнє тертя в твердих тілах їх в'язкістю. На підставі цієї гіпотези в 1890-1892 рр. В. Фойгт запропонував наступну залежність між нормальним напруженням  $\sigma_{11}$  і відносною деформацією  $\varepsilon_{11}$ :

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} + \gamma E \dot{\varepsilon}_{11}, \quad (3)$$

де  $E$  – модуль Юнга,

$\gamma$  – коефіцієнт в'язкого внутрішнього тертя,

$\dot{\varepsilon}_{11}$  – швидкість деформації.

З тих пір гіпотеза Кельвіна-Фойгта отримала широке поширення в прикладній теорії коливань з огляду на її простоту (лінійний вид). Невідповідність гіпотези Кельвіна-Фойгта експерименту змусило вчених уточнювати теорію внутрішнього тертя. Так, у 1932 р. Бок, а