

спільні конструктивні особливості:

1. Сполучення, у яких відносний рух дотичних поверхонь не передбачено конструкцією вузла (полумуфта-вал, болт-втулка і ін.).

2. Сполучення, у яких відносний рух передбачено конструктивно (пружні елементи).

Для першої групи основну небезпеку становлять втомні руйнування в ре-док Фреттинг, з яких менш небезпечною є втрата посадки, а для другої - знижуються позитивних властивостей муфти, з подальшим руйнуванням пружних елементів.

Аналізу конструктивних особливостей пружних муфт, основних причин виникнення Ф-К а також вивчення відомих методів боротьби з нею, дозволяють виявити резерви для підвищення надійності і довговічності гнучких елементів. Цього можна досягти за рахунок зміни якісних параметрів їх поверхневих шарів шляхом нанесення корозійно-ностойких мастильних матеріалів.

З метою поліпшення експлуатаційних властивостей пластичних мастил в них вводять по-поверхневі-активні речовини, порошкові метали їх оксиди і т. Д. Металеві по-Рошко і пудра алюмінію, заліза, золота, срібла, міді, свинцю, бронзи, латуні та ін. послабшають шаят в антифрикційних змащеннях протизадирні і протизносні властивості. Такі мастильні матеріали, отримали назву металлоплакирующих.

При використанні металлоплакирующих мастильних матеріалів реалізується ефект неізнашівності, який проявляється в тому, що на деталях, що труться в процесі роботи вузлів тертя може сформіроваться тонка, що важко піддається окисленню, захисна сі-стема, що самовідновлюється металева плівка з введених в мастильні матеріали присадок. Товщина плівки складає від декількох атомних шарів до 1-2 мкм.

Підвищена ефективність металлоплакирующих мастильних матеріалів обумовлена наступними факторами: наявністю контакту поверхонь тертя через пластічнодеформі-ючий м'який і тонкий шар металу; більшої реалізацією ефекту Ребіндера; переносом частинок зносу з однієї поверхні тертя на іншу і зміст частинок в зоні кон-такту електричним полем.

Відомий спосіб захисту гнучких елементів пружних муфт від Ф-К, який відрізняється тим, що на поверхню пружних елементів в місцях найбільшого прояву Ф-К наноситься покриття, що складається з парафіну з додаванням порошку міді або її сплавів. При нанесенні плакують мастильних матеріалів відбувається «зашпаклевиваніє» Мікронерівності-стей поверхні заготовок і збільшення площі їх фактичного контакту, а також знижуються коефіцієнта тертя, що в кінцевому підсумку значно знижує силу тертя і як результат руйнування і знос контактуючих поверхонь.

УДК 621. 833.38

*Павлов О.Г., ст. викладач, Сумський національний аграрний університет*

### **ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ**

Енергетичні втрати черв'ячних редукторів перевищують втрати редукторів із циліндричними передачами на 10-20 %. У той же час у порівнянні із циліндричними передачами черв'ячні редуктори більш компактні й менш металомісткі при однакових передаточних числах. Тому зниження втрат на тертя в черв'ячних редукторах є актуальним як для проектних так і для експлуатуючих організацій. Вирішення цього завдання тісно пов'язане з підвищенням їх надійності, оскільки зниження механічних втрат дозволяє збільшувати навантажувальну здатність, а отже і надійність.

У маркуванні черв'ячних редукторів вказується крутний момент, що допускається, на вихідному валу, тобто вантажопідйомність редуктора, при якій забезпечується його нормативний ресурс. Перевищення значення номінального (допустимого) крутного моменту на вихідному валу редуктора може привести до зниження на 90 % нормативного ресурсу. Крім того, перевищення номінального моменту може привести до найнебезпечнішого виду відмови — заїданню.

Найбільш простим способом, що дозволяє без зміни конструкції підвищити стійкість редуктора до зазначених видів відмов і його енергозберігаючі можливості, є застосування сучасних мастильних матеріалів і їх правильний вибір. Для адекватної оцінки можливих змін необхідна відповідна експериментальна методика, яка б підтвердила їх.

Коефіцієнт  $\eta$  редуктора складається з коефіцієнтів, що характеризують роботу його вузлів, у тому числі підшипників. Оскільки абсолютні значення цих показників становлять частки відсотка від загальних енергетичних втрат і при роботі практично не змінюються, то ККД черв'ячного зачеплення можна визначити по формулі

$$\eta = T_2 / (uT_1), \quad (1)$$

де  $T_1$  і  $T_2$  – крутний момент відповідно на вхідному і вихідному валах редуктора,  $u$  — передаточне число редуктора.

Оскільки ККД є основним критерієм енергоефективності роботи черв'ячних редукторів, то для оцінки ККД черв'ячної передачі використовують підхід, що містить поняття кута тертя. Тоді ККД визначається формулою

$$\eta = \operatorname{tg}\gamma / (\gamma + \varphi), \quad (2)$$

де  $\gamma$  — кут нахилу гвинтової лінії черв'яка;  $\varphi$  — кут тертя, відповідний коефіцієнту тертя для даних матеріалів і мастила. Таким чином, коефіцієнт  $\eta$  обернено пропорційний коефіцієнту  $f$ .

Проведений аналіз публікацій свідчить, що для мінеральних мастил, номінальний момент збігається з величиною  $T_{2\text{оп}}$  (момент на тихохідному валу, відповідний екстремумам коефіцієнтів  $\eta$  і  $f$ ). Крім того з підвищенням якості мастильного матеріалу максимум ККД ( $\eta_{\text{max}}$ ) зрушується у бік збільшення моменту  $T_{2\text{оп}}$ . Це підтверджує припущення, що з підвищенням енергоефективності редуктора підвищується і його надійність.

Щодо застосування синтетичного мастильного матеріалу, то навантажувальна здатність редуктора підвищується на 20 %, а при додаванні до складу мінерального мастила спеціальних модифікаторів, навантажувальна здатність підвищується до 30 %. Відповідно, зростає й коефіцієнт корисної дії, за даними деяких наукових публікацій приріст складає  $\Delta\eta = +0,08$ .

Основним критерієм працездатності, а отже, показником надійності редуктора є допустиме навантаження, яке зіставляють зі значеннями моментів  $T_{2\text{оп}}$  на тихохідному валу, відповідних екстремумам ККД.

Тому можна зробити висновок: застосування сучасних мастильних матеріалів і їх вибір – два взаємозалежні фактори, що дозволяють підвищити енергоефективність і надійність черв'ячного редуктора.

УДК 621.65

*Горовий С. О., доцент кафедри охорони праці та фізики СНАУ*

## **РАДІАЛЬНО - КУТОВІ КОЛИВАННЯ РОТОРА КВАЗІБЕЗВАЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА**

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Значне розповсюдження відцентрових насосів в різних галузях промисловості потребує відпрацювання їх конструктивних схем з метою створення економічних та вібронадійних агрегатів.

За деякими даними на рахунок гідромеханічної системи „ротор-безконтактні ущільнення” відносять майже 70 % всіх аварій насосів, в які входять поломки роторів, заклинювання ротора в ущільненнях, знищення самих ущільнень та ін. [1].

Гідродинамічні сили в ущільненнях проточної частини можуть або викликати втрату ротором динамічної стійкості та призводити до руйнівних автоколивань ротора в ущільненнях, або, навпаки, стабілізувати обертальний рух ротора та суттєво зменшувати його вібраційну активність [2, 3].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз теоретичних робіт та багатьох дослідно-експериментальних матеріалів різних авторів дозволяє по новому оцінити безконтактних ущільнень відцентрових насосів, надавши їм функції головних безконтактних опор