

УДК 621.358.42

Н.А. Рубінець, Н.І. Хомик, к.т.н., доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ПРУТКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

N.A. Rybines, N.I. Khumox, Ph.D., Assoc. Prof.

THE DETERMINATION OF THE OPERATING LIFE OF ROD TRANSPORTER

Підвищення надійності та довговічності сучасних механічних систем, зокрема сільськогосподарських машин, можна досягнути механікою деформівного твердого тіла на основі теоретичних та експериментальних досліджень процесів руйнування матеріалів, а також фундаментальними дослідженнями трибоконтатної взаємодії, що опираються на втомну теорію зношування. Такі дослідження є важливим додатковим засобом, який дозволяє коректніше оцінити очікуваний запас міцності і ресурсні можливості конструкції, вибрати найбільш доцільний матеріал та оптимальні конструктивні рішення окремих деталей і вузлів, розробити практичні рекомендації для запобігання втомному руйнуванню і продовженню терміну експлуатації машин.

Для розв'язку практичної триботехнічної задачі, як, наприклад, оцінки зношування головок прутків полотен транспортерів, у яких тяговим органом є втулково-роликівий ланцюг, необхідно, базуючись на відомих фундаментальних положеннях моделей зношування, побудувати математичну модель оцінки довговічності даної трибосистеми. У розглядуваному спряженні спостерігається тертя ковзання, а, наведені у літературі [1] результати трибологічних досліджень підтверджують, що найбільш поширеним для такого тертя є механізм втомного руйнування. Повторні навантаження, викликані особливостями фрикційного контакту, приводять до росту чи розвитку наявних у матеріалі недосконалостей структури, появи дефектів типу тріщин, які після закінчення періоду докритичного росту з'єднуються, а це сприяє утворенню частинок зношування.

Пруткові транспортери, поздовжні і вивантажувальні, є одними із важливих робочих органів коренезбиральних машин, здійснюють транспортування і сепарацію коренів. Під час виконання технологічного процесу полотно транспортера має певний натяг, що спричиняє контактний тиск поверхні отворів ланок з'єднання на поверхню головки прутка. Це, а також обертання головки прутка в отворах ланок з'єднання при руху полотна приводить до зношування головки прутка, що може привести до виходу головок прутка з кріплень і порушення технологічних властивостей полотна транспортера. Для попередження такої ситуації і забезпечення належної роботи транспортера необхідно визначити час стирання головки, тобто ресурс прутка.

Розрахункова модель для визначення часу T стирання головки прутка до моменту її виходу із отворів кріплення – це система, у якій головка прутка і ланка з'єднання ланцюга виступають як трибосистема циліндричного спряження. Експериментальному дослідженню зношуванню матеріалів при терті присвячено багато робіт українських і зарубіжних вчених. Через складність процесу зношування не завжди є можливим використати напрацьовані відомості для достовірного прогнозування зношування чи довговічності вузлів тертя. Тому експериментальне дослідження зношування як фактора, що обґрунтовано відображає процес тертя для вибраних зовнішніх умов, матеріалів пари тертя, їх стану, є актуальним і необхідним.

При експериментальному дослідженні зношування визначають різні його характеристики. Для реальної оцінки зносостійкості матеріалів досліджуваної пари тертя найбільш придатними є відносні характеристики зношування, які дозволяють інтегрально врахувати сукупність факторів, що діють під час зношування. Для повного опису процесу зношування доцільним є використання функції зносостійкості [1]

Для експериментального визначення факторів, що реалізуються у процесі зношування, використовують силові схеми тертя, при яких можна достатньо просто знайти будь-яку із кількісних характеристик зношування.

При виборі силової схеми тертя враховуємо можливість створення стаціонарних умов тертя протягом досліду, тобто постійності кінетичних і геометричних параметрів пари тертя, що дозволяє функції зносостійкості $\Phi(\tau)$ обґрунтовано виступати характеристикою зносостійкості спряженої пари матеріалів.

Вивчення зносостійкості матеріалів досліджуваного трибоспряження головка прутка-ланка з'єднання при сухому терті і визначення функції зносостійкості у даному випадку виконують за силовою схемою тертя вкладиш-диск.

Для розрахункової моделі визначення ресурсу головки прутка необхідно зробити такі припущення [2]:

- поверхня головки стирається рівномірно на всьому контурі;
- за один цикл проходження полотна головка прутка робить один оберт;
- сила N є незначною, тому ділянка контакту є малою.

Виходячи з прийнятих припущень, отримано [2], що:

Для досліджуваної пари тертя характерним є широко поширений вид зношування – абразивне зношування, тобто руйнування поверхонь відбувається під впливом твердих частинок, що присутні у зоні тертя. Частинки, що вільно переміщуються у зоні тертя впливають на матеріали пари різним способом, що залежить від їх форми, ступеня закріпленості, твердості частинок і основного металу, навантаженості контакту.

Абразивне зношування вільними частинками може відбуватися мікрорізнанням однієї поверхні абразивними частинками шаржованими в іншу або у результаті втомних процесів, викликаних пружним переддеформуванням матеріалів абразивними частинками, що перекочуються чи закріплені у зоні тертя. З аналізу абразивного зношування випливає, що мікрорізнання, як правило, супутній процес, у значній мірі абразивне зношування – це втомний процес.

Експериментальне дослідження зношування матеріалів проведено при контактних напруженнях τ , набагато менших $\tau^{(B)}$, границі міцності на зріз, тобто деформації тіл залишаються пружними, тому для апроксимації експериментальних значень $\Phi(\tau_j)$, яка описує неповну діаграму зносостійкості матеріалів, використана залежність [1]

$$\Phi(\tau) = \frac{B\tau_0^m}{(\tau - \tau_0)^m}, \quad (1)$$

де τ_0 , m , B – характеристики зношування розглядуваної пари матеріалів, які визначаються експериментально.

Для прийнятих умов дослідження дані для τ_0 , B , m , отримані на основі методу найменших квадратів. Їх визначали за відомою методикою [1] для пари сталь 35 – сталь 35 в умовах дії піщано-глинистого абразивного середовища, що відповідає технологічним умовам роботи транспортера. У результаті отримано, що $B = 4,21 \cdot 10^5$, $\tau_0 = 0,1$ МПа, $m = 0,66$.

Література:

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наукова думка, 1991. – 158 с.
2. Хомик Н.І. Розрахункова модель для оцінки зношування головок прутків полотна транспортера //Машинознавство. – 2002. – №12. – С.49–51.