



УКРАЇНА

(19) UA (11) 79859 (13) C2
(51) МПК (2006)
B21B 28/00
G01N 3/56
G01M 7/02 (2007.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(54) СПОСІБ ДІАГНОСТИКИ ЗНОСУ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЙ ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ

1

(21) а200508854
(22) 19.09.2005
(24) 25.07.2007
(46) 25.07.2007, Бюл. №11, 2007р.
(72) Большаков Вадим Іванович, Крот Павло Вікторівич, Коренной Володимир Віталійович, Соловйов Кирило Володимирович, Далічук Анатолій Пантелійович
(73) Інститут чорної металургії НАН України
(56) UA 70137, 15.09.2004
SU 576526, 15.10.1977
SU 979655, 07.12.1982

2

RU 2087889, 20.08.1997
RU 2157983, 20.10.2000
(57) Спосіб діагностики зносу елементів трансмісій прокатних клітей, який полягає у періодичному вимірі вібрації в період наростання моменту навантаження в лінії головного приводу прокатних станів, який **відрізняється** тим, що визначають амплітуди і фази коливань на власних частотах усієї крутильної системи трансмісії, і абсолютні величини зносу окремих вузлів обчислюють за різницею обмірюваних параметрів коливань і розрахованих на лінійній моделі без зазорів.

Винахід відноситься до галузі технічної експлуатації машин, а саме до способів діагностування зносу елементів трансмісій, і може бути використаним на прокатних станах для їх технічного обслуговування за фактичним зносом головної лінії приводу клітей.

Відомий спосіб діагностики зносу механізмів, який полягає в безпосередньому вимірі величини зносу (зазору) контактуючих елементів трансмісії. У відомому способі здійснюють вимір зносу (зазорів) після часткового або повного розбирання машин (редукторів, муфт і ін.) [1].

Недолік відомого способу полягає в тому, що він має велику трудомісткість і сприяє порушенню прироблених поверхонь деталей та викликає зменшення загального ресурсу машин.

Відомий спосіб діагностики зносу і кутових зазорів у цілому усієї трансмісії кліті прокатного стану. У відомому способі на торцях двох кінцевих елементів трансмісії прокатної кліті (двигун і робочий валок) установлюють два сельсини, що мають гальванічний зв'язок між собою. Величину зносу (сумарного кутового зазору) усієї трансмісії визначають за різницею сигналом сельсинів [2].

Недолік відомого способу полягає в тому, що для його застосування на окремих елементах трансмісії необхідна наявність торців валів, доступних для монтажу датчиків кутового положення (сельсинів або інших). У рядних трансмісіях біль-

шості машин такі місця, крім кінцевих елементів, відсутні або опорні підшипники валів мають захисні кришки на торцях, які не дозволяють установити під час експлуатації датчики і визначити знос кожного з елементів трансмісії.

Відомий спосіб визначення зазорів в елементах головного приводу прокатної кліті під час її роботи, що включає вимір за допомогою двох оптичних датчиків поточного кутового положення суміжних елементів трансмісії, наприклад, валкової муфти і голівки шпинделя лінії приводу прокатної кліті, порівняння різниці їхніх значень при навантаженні і холостому ході машини [3].

Недолік відомого способу полягає в тому, що для його здійснення протягом тривалого часу експлуатації необхідно після кожної заміни вузлів виконати установку і юстирування прецизійних оптичних датчиків. Виконання цих операцій має обмеження за часом простою і по конструкції вузлів устаткування, що не дозволяє в реальних умовах роботи здійснити поточний контроль (моніторинг) зносу елементів трансмісії машин, наприклад, головних ліній приводу безперервних прокатних станів.

Відомий спосіб діагностики зносу елементів трансмісій машин, який полягає у вимірі вібрації при сталих режимах навантажень і постійній швидкості, визначенні амплітуди спектра на кінематичних частотах окремих вузлів механізму [4]. Вимір

(13) C2

(11) 79859

(19) UA

сигналу вібрації здійснюють на підшипникових опорах валів трансмісії.

Недолік відомого способу полягає в тому, що на основі аналізу амплітуди спектра вібрації на кінематичних частотах окремих вузлів машин можна визначити тільки окремі дефекти й ушкодження поверхні зубів, підшипників (зовнішні, внутрішні кільця, сепаратор, тіла кочення) і деякі інші. Відомий спосіб не дозволяє визначити кутові зазори крутильної системи трансмісії, наприклад, головної лінії приводу прокатної кліті, обумовлені зносом контактуючих елементів, оскільки при навантаженні обертаючим моментом усі зазори замкнуті і себе ніяк не виявляють, а при холостому ході вони знаходяться у випадковому положенні (напіввідчинені). Тому відомий спосіб несприйнятливий до зносу (кутовим зазорам) між елементами трансмісії, що передають обертаючий момент від двигуна до робочого органа (робочим валком у прокатних станах). Крім того, датчики вібрації необхідно встановлювати безпосередньо на опорах кожного з елементів трансмісії, що має певні обмеження під час експлуатації машин, особливо на ділянці шпindelельних з'єднань безперервних прокатних станів.

Іншим недоліком відомого способу, що впливає на точність визначення зносу, є необхідність завдання нормального (еталонного) рівня сигналу на кінематичних частотах коливань. Для серійних машин еталонний рівень визначають по групі однотипних механізмів або на цілком новій машині після прироблення на постійній швидкості і рівні навантаження. Визначення зносу відомим способом виконують на підставі зміни амплітуди спектра сигналів на кінематичних частотах у порівнянні з декількома попередніми вимірами. У прокатних станах коливання швидкості приводу, наприклад за командами автоматичної системи керування, і випадкові зміни навантаження (моменту прокатки на валках за рахунок зміни сил тертя у осередку деформації) не дозволяють застосувати відомий спосіб діагностики в несталих режимах роботи. Істотні відмінності конструктивних параметрів трансмісій прокатних станів і режимів їхніх навантажень, не дозволяють одержати достовірний еталонний рівень сигналу для визначення абсолютних величин зносу в окремих клітках. Граничні середні рівні вібрації (по всій смузі частот) для прокатних станів не стандартизовані.

Найбільш близьким до способу, що заявляється, за технічною сутністю і результатом, що досягається, є спосіб визначення технічного стану устаткування крутильної системи лінії головного приводу прокатної кліті [5], за яким періодично вимірюють, щонайменше у двох точках лінії приводу, значущий вібропараметр, зв'язаний з технічним станом лінії приводу, вимірювання здійснюють у період захоплення заготовки валками, при цьому визначають час запізнювання реакції ділянок лінії приводу на ударне навантаження, що діє на валки і прокатну кліть під час захоплення заготовки валками, і за часом запізнювання встановлюють технічний стан лінії приводу.

Недоліками відомого способу є наступні.

1. Час запізнювання ділянок лінії приводу на ударний імпульс залежить не тільки від їхнього зносу, але й від характеру зростання навантаження на валках під час захоплення металу. Чим коротший час зростання та більше значення моменту крутильного навантаження на валках, тим швидше зростають моменти на інших ділянках ліній приводу та швидше закриваються зазори. Тому, враховуючи великий діапазон зміни часів зростання та значень моментів навантаження у прокатних клітках на різному сортаменті металу (до $\pm 50\%$ від середнього значення навантаження), похибка визначення діагностичного параметру (часу запізнювання) для різних ділянок лінії приводу буде значно перевищувати його інформативні зміни від зносу самого обладнання. Тому статистична обробка даних вимірювань дає середні значення часів запізнювання для деяких параметрів навантаження, а не значення зносу ділянок лінії приводу під час вимірювань.

2. У прикладі реалізації відомого способу наведені дані, які підтверджують можливість діагностики за сигналами вібрації переважно шпindelельної ділянки лінії приводу, де відбувається значно швидший і більший знос бронзових вкладишів (70-80% від сумарного зносу лінії приводу), тому інформативні зміни часу запізнювання можуть бути більшими у порівнянні з їх статистичним розкидом. Але визначення зносу вкладишів може бути здійснено значно простіше прямим виміром візуально або щупами навіть без розбирання шпindelелів. Більш значну проблему складає визначення зносу закритих зубцюватих муфт та зачеплень у редукторах.

3. Таким чином, відомий спосіб дозволяє діагностувати тільки великий і швидкий знос (зазори) шпindelелів. Але зазори у шпindelелях залежать не тільки від зносу деталей, але й від настройки системи їхнього врівноваження (пружного, ричажного або гідравлічного типу). Оскільки зусилля системи врівноваження шпindelелів має змінне значення за рахунок опускання або піднімання робочих валків під час зміни сортаменту металу, то без урахування цього фактору ніякими статистичними методами неможливо виділити ту частину часу запізнювання, яка пов'язана зі зносом самих шпindelелів.

4. Крім того, стандартні апаратні і програмні засоби вібродіагностики не дозволяють реалізувати відомий спосіб, що потребує розробки або спеціального пристрою, або програми обробки даних вимірювання для визначення часу запізнювання.

Завдання, розв'язуване передбачуваним винаходом, полягає у визначенні зносу (кутових зазорів) в окремих елементах трансмісії машин, наприклад, лінії головного приводу прокатної кліті стандартними методами за амплітудними і фазовими спектрами сигналів вібрації на опорах валів. Зміни амплітуди та фази коливань (вібрації) на декількох власних частотах усієї крутильної системи кліті більш чутливі до зазорів саме в муфтах та редукторах, а не тільки у шпindelелях. Розрахунок амплітуди та фази за лінійною моделлю без зазорів дозволяє отримати еталон для порівняння вимірюваних даних вібрації.

Вирішення поставленого завдання досягається тим, що вимірюють вібрацію в період наростання моменту навантаження в лінії головного приводу прокатних станів, визначають амплітуди і фази коливань на власних частотах усієї крутильної системи трансмісії, обчислюють абсолютні величини зносу окремих вузлів за різницею обмірюваних параметрів коливань і розрахованих на лінійній моделі без зазорів.

Технічний результат, одержуваний при вирішенні поставленого завдання, полягає в можливості здійснити поточний контроль (моніторинг) стану устаткування і його технічну експлуатацію з урахуванням фактичного зносу.

Порівняння способу, що заявляється, із прототипом показує, що запропонований спосіб відрізняється тим, що визначають амплітуди і фази коливань на власних частотах усієї крутильної системи трансмісії, обчислюють абсолютні величини зносу окремих вузлів за різницею обмірюваних параметрів коливань і розрахованих на лінійній моделі без зазорів.

Таким чином, спосіб, що заявляється, відповідає критерієві "новизна".

При вивченні інших відомих технічних рішень у даній галузі і суміжних галузях техніки, ознаки, що відрізняють винахід, що заявляється, від прототипу, не були виявлені. Таким чином, технічне рішення, що заявляється, відповідає критерієві "винахідницький рівень".

Сутність запропонованого винаходу пояснюється кресленнями, де на Фіг.1 приведена розрахункова схема лінії головного приводу кліті квартостана гарячої прокатки. На Фіг.2, 3 приведені амплітудна і фазова частотні характеристики обмірюваного сигналу вібрації. На Фіг.4, 5 приведені амплітудна і фазова частотні характеристики сигналу вібрації, отриманого на лінійній моделі без зазорів. На Фіг.6, 7 приведені графіки залежності амплітуди і фази коливань на власних частотах крутильної системи від зносу в шпindelному зчленуванні, на Фіг.8, 9 - від зносу в зацепленні шестеренної кліті.

Запропонований спосіб здійснюють таким чином.

На опорах одного з валів трансмісії прокатної кліті встановлюють датчики вібрації. Вимірюють вібрацію в період наростання моменту навантаження на робочому органі машини (моменту прокатки на робочих валках), визначають амплітуду і фазу коливань на власних частотах усієї крутильної системи. Проводять розрахунок коливань на лінійній моделі без зазорів з демпфіруванням, установленим за даними вимірів. Обчислюють абсолютні величини зносу за різницею обмірюваних параметрів коливань і розрахованих на лінійній моделі без зазорів.

Сутність способу, що заявляється, полягає в наступному.

У прокатних станах знос суміжних елементів трансмісій таких, як хвостовик робочого валка, муфта, лопата, бронзові вкладиші шпindelів, зубчастих передач редукторів викликає появу кутових зазорів. Під час холостого ходу зазори розмикаються, а після початку наростання

навантаження на робочому органі машини (моменту прокатки на валках при захопленні металу) швидко замикаються. Відкриті кутові зазори обумовлюють нелінійність характеристики жорсткості в елементах трансмісії (пружних зв'язках) зі зносом, що приводить до значного збільшення амплітуди ударних навантажень.

У період наростання навантаження на робочому органі машини (під час захоплення металу валками) у трансмісії, наприклад, головного приводу кліті прокатного стану, формується обертаючий момент на власних частотах усієї крутильної системи. Реакція (крутильне навантаження і вібрація на опорах) кожного наступного елемента трансмісії на ударний вплив у крутильній системі залежить від обумовлених конструкцією вузлів співвідношення жорсткості пружних зв'язків і моментів інерції, кількості попередніх елементів у напрямку від робочого органа до двигуна і їхнього зносу (кутових зазорів). При цьому, чим більше знос (кутові зазори), тим більше амплітуда і зсув фаз коливань на власних частотах крутильної системи. Таким чином, амплітуда і зсув фаз коливань на власних частотах є діагностичними ознаками, що залежать від зносу елементів крутильної системи лінії головного приводу.

Зі збільшенням зносу в окремих елементах трансмісії амплітуда і зсув фаз коливань змінюються на різних власних частотах по-різному. Тому алгоритм діагностики зносу (кутових зазорів) будується в залежності від конструкції кожної конкретної трансмісії, місця виміру вібрації по лінії приводу й елемента трансмісії, знос якого необхідно визначити.

Частоти власних коливань крутильної системи трансмісії машини визначають відомими методами за кресленнями вузлів і уточнюють експериментально. Експериментально встановлено, що амплітуди коливань на власних частотах крутильної системи прокатної кліті можуть бути визначені за сигналами вібрації на опорах валів трансмісії. Під час експлуатації трансмісії власні частоти не змінюються, тому що жорсткість пружних зв'язків і моменти інерції мас, що обертаються, практично постійні (при переточуванні робочих або опорних валків). Тому запропонований спосіб має велику перешкодозахищеність у порівнянні з відомим способом.

Збіг однієї або декількох кінематичних частот машини з власними частотами крутильної системи може вносити перешкоду при визначенні зносу за зміною амплітуди і фази коливань на власній частоті запропонованим способом. При такому збігу деякі власні частоти можуть бути виключені з розгляду, а діагностику проводять на інших власних частотах (за кількістю пружних зв'язків на схемі трансмісії). Крім того, такий збіг вимагає зміну конструкції трансмісії або робочої швидкості приводу, тому, що можливі резонансні коливання на власній частоті небезпечні для трансмісії.

Виконуючи поточні виміри (моніторинг), установлюють тенденцію зміни амплітуди і зсув фаз коливань на власних частотах крутильної системи і по цій тенденції прогнозують знос елементів трансмісії і приймають рішення про терміни техні-

чного обслуговування машини, тобто обслуговують її за фактичним зносом.

Приклад реалізації способу, що заявляється.

Випробовували спосіб в промислових умовах на безперервному стані гарячої прокатки. Лінія приводу прокатної кліти складається з електродвигуна 1, проміжного вала 2 з муфтами, редуктора з вхідним валом 3 і вихідним колесом 4, корінної муфти 5, шестеренної кліти з нижнім 6 і верхнім 7 валами, нижнього 8 і верхнього 9 шпинделів, нижнього 10 і верхнього 11 комплектів робочого й опорного валків.

Визначили власні частоти всієї крутильної системи відомими методами за кресленнями вузлів трансмісії й уточнили їх експериментально. Частоти мають величини - 12, 15, 20, 34, 55, 81 Гц. Установили датчик вібрації на опорі вхідного вала редуктора 3 з боку приводу 1. Виконали періодичні виміри вібрації на опорі вхідного вала 3 редуктора при захопленні металу валками і визначили амплітудні і фазові частотні характеристики сигналу вібрації. Збільшення зносу (кутових зазорів) у шпиндельних зчленуваннях за час спостереження (1 місяць) походило від мінімального монтажного (менш 0.5 мм) до, максимального, що допускається за правилами технічної експлуатації - 6 мм. За цей період спостерігався також знос зачеплення шестеренної кліти в інтервалі 0...0.6 мм.

Установили за даними вимірів рівень демпфірування (коефіцієнт загасання дорівнює 6-8) на власних частотах усієї крутильної системи. Виконали розрахунок коливань на лінійній моделі без зазорів при встановленому рівні демпфірування в лінії приводу. Визначили розрахунковим шляхом амплітуди і зсув фаз коливань у крутильній системі на проміжному валу 2 при відсутності зазорів.

Установили, що амплітуда і зсув фаз найбільш істотно змінювалися на власній частоті в 20 Гц. Це означає, що параметри коливань на цій власній частоті є діагностичними ознаками для визначення зносу елементів шпинделів і шестеренної кліти при вимірі вібрації на вхідному валу редуктора. Знос інших елементів або вимір вібрації в інших місцях трансмісії викликає зміну амплітуди і фази на інших власних частотах.

За даними вимірів встановлено, що власні частоти всієї крутильної системи виявляються в

будь-якому місці трансмісії, тому вимір сигналів можна виконати в найбільш придатному для цього місці, наприклад на опорах редуктора, а не біля кожного елемента, як потрібно у відомому способі.

Наявність загальних властивостей нелінійних систем із зазорами у вигляді різких змін (біфуркацій) амплітуди або фази коливань на власних частотах при незначних змінах параметрів у деяких діапазонах (зазор більш 0.5 мм) дозволяє розпізнавати знос для будь-яких схем трансмісій і місць виміру коливань.

Як впливає з вищесказаного, спосіб, що заявляється, забезпечує вирішення поставленого завдання, яке полягає у визначенні зносу (кутових зазорів) в окремих елементах трансмісії машин, наприклад, лінії головного приводу прокатної кліти за сигналами вібрації на опорах валів, що дозволяє здійснити поточний контроль (моніторинг) стану устаткування і його технічну експлуатацію з урахуванням фактичного зносу.

Джерела інформації, прийняті до уваги при складанні заявки:

1. Правила технической эксплуатации механического оборудования непрерывных широкополосных станов горячей прокатки. ВНИИМЕХЧЕРМЕТ, Днепропетровск, 1982г.

2. Снижение угловых зазоров и динамических нагрузок при захвате металла валками / С.Л. Кочарь, Б.А. Поляков, А.Д. Белянский и др. // Черная металлургия. Бюлл. научно-техн. информ. - 1979. - №2. - С.42-43.

3. Устройство для диагностики состояния соединенных валов прокатных станов / В.Д.Плахтин, Л.И. Данилов, С.А. Москвитин // Черная металлургия. Бюлл. научно-техн. информ. - 1982. - №20. - С.45.

4. Генкин М.Ф., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М. Машиностроение, 1987. - 288с.

5. Патент Украины №70137 А, G 01M 7/00. Спосіб визначення технічного стану устаткування крутильної системи лінії головного приводу прокатної кліти. Публікація відомостей про видачу патенту (деклараційного патенту): 15.09.2004. Бюлетень №9, 2004.

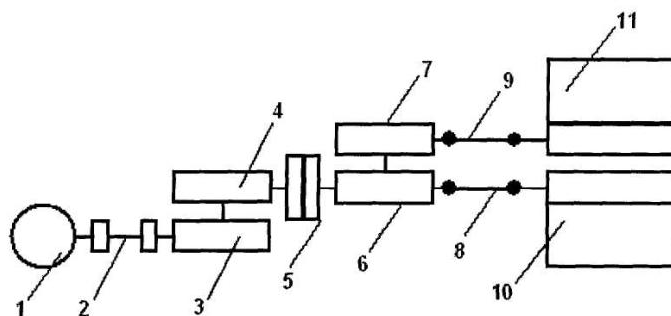


Fig. 1

