

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В СТРІЧЦІ І РОЛИКАХ У МОМЕНТ ПУСКУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ РОЛИКІВ

Мета. Метою даної роботи є зменшення витрат на ремонти, міжремонтне обслуговування конвеєрів, а також своєчасне виявлення і заміна зношених роликів стрічкового конвеєра.

Методи дослідження. Запропонований метод діагностики стану роликів і стрічки ґрунтується на експрес-аналізі динамічних навантажень, що виникають в електроприводі в пусковому режимі, оцінці енерговитрат на ці процеси при порожньому конвеєрі.

Наукова новизна. Оцінка динамічних характеристик конвеєра робиться шляхом моделювання залежностей, що зв'язують швидкості, шлях переміщення стрічки на головних і допоміжних барабанах, роликів, динамічне зусилля в стрічці з величиною і характером зміни рушійного зусилля, що розвивається електроприводом під час діагностики і при еталонних випробуваннях. Діагностика по запропонованому методу робиться в період часу, коли по черзі залучаються до обертання роликів вантажної гілки конвеєра. У момент початку обертання стрічкою хвостового барабана буде отримана повна інформаційна картина стану елементів вантажної гілки, що обертаються, а можливість діагностики за цим методом припиниться.

Практична значимість. Розглянута методика діагностики дозволить своєчасно виявляти і замінювати зношені роликів, зменшить час обслуговування і витрати на діагностику стану і зберігання роликів.

Результати. Своєчасне виявлення зношених та несправних роликів, їх заміна на працездатні роликів дозволить зекономити матеріальні ресурси на транспортування вантажів, попередити та уникнути аварійних станів стрічки та її ушкоджень, зменшити складські запаси запчастин та необґрунтовані витрати коштів на їх придбання та зберігання.

Ключові слова: конвеєр, ролик, барабан, стрічка, діагностика, привод, моделювання.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Згідно з наявними даними статистики відмов механічного устаткування конвеєрів, найбільша доля (56-65%) доводиться на відмови роликів і роликкоопор.

Роликів конвеєра, призначеного для транспортування скельних порід, виходять з ладу через 2-3 роки експлуатації. Потреба в роликів тільки для вантажної гілки конвеєра завдовжки 500 м за цей період складає приблизно 1,5 тис. штук. Загальна протяжність конвеєрних ліній на кар'єрах рудних родовищ і подрібнювальних фабрик складає 20-30 км. При цьому середньорічна потреба в роликів складає 5-7,5 тис. штук. Для мінімізації складських запасів і своєчасної закупівлі роликів потрібно завчасне визначення об'ємів і часу виходу їх з ладу.

Крім того, не своєчасна заміна роликів або мастила підшипників призводить до підвищеного опору руху стрічки і, як наслідок, зайвих витрат електроенергії. Вихід з ладу роликів також може привести до ушкодження (поріз, розрив, стирання, займання і так далі) стрічки – найдорожчої частини конвеєра.

Аналіз досліджень і публікацій. Відомі роботи [6-8], в яких використовувався аналіз енергетичних параметрів приводу конвеєра для оцінки опору руху стрічки, залежного від стану роликів, але оцінка підшипників давалася для усіх роликів в цілому. При цьому неможливо було відокремити дефекти підшипників роликів і барабанів, роликів вантажної гілки і роликів не навантаженої частини конвеєра.

Багато робіт було присвячено дослідженню впливу різних окремих чинників на опір руху стрічки. Авторами не робилася оцінка міри впливу кожного з них на загальний стан роликів при спільній їх дії.

Постановка завдання. Дослідження динамічних та усталених процесів дії множинних чинників на стан роликів. Оцінка міри впливу кожної зі збудованих дій для тих або інших умов експлуатації конвеєрних установок, і визначення характеру дій, спрямованих на усунення цих поломок.

Дана стаття присвячена розробці методів діагностики стану роликів вантажної гілки стрічкових конвеєрів, працюючих в тяжких умовах рудних кар'єрів і подрібнювальних фабрик. Діагностика ґрунтована на використанні спектру сигналів контролю навантаження під час пуску порожнього конвеєра. При цьому порівнюється поточне значення навантаження приводу конвеєра на холостому ході з аварійним або перед аварійним значенням і робиться висновок про поточний стан роликів.

Для визначення аварійного стану конкретного ролика робляться виміри спектру навантаження при пуску конвеєра і фільтром вибирається частота для аналізу процесів, що відбуваються на одному погонному метрі.

Викладення матеріалу та результати. Під час пуску стрічкового конвеєра тягове зусилля збільшується у міру залучення до руху стрічки і роликкоопор. Його зміна підпорядкована фізичним законам, що описують динамічні процеси в стрічці і роликкоопорах.

Оскільки стрічка є об'єктом з безперервно розподіленою масою, замість звичайних диференціальних рівнянь, що описують процеси в системах з декількома ступенями свободи, застосуємо диференціальні рівняння в частинних похідних [12-13].

При аналізі подовжніх коливань стрічки вважатимемо, що її поперечні перерізи залишаються плоскими і що частки стрічки не здійснюють поперечних рухів і переміщуються тільки в подовжньому напрямі (рис. 1а).

Нехай u - подовжнє переміщення довільного перерізу стрічки при коливаннях. Це переміщення залежить від місця розташування перерізу в недеформованій стрічці (координати x) і від часу t . Таким чином, $u=u(x, t)$ є функція двох змінних; її визначення і є основним завданням. Переміщення нескінченно близького (з координатою $x+dx$) перерізу дорівнює $u+(\partial u/\partial x)dx$, і, отже, абсолютне подовження нескінченно малого елемента dx дорівнює $(\partial u/\partial x) dx$, (рис. 1б), а відносне подовження $\varepsilon=\partial u/\partial x$.

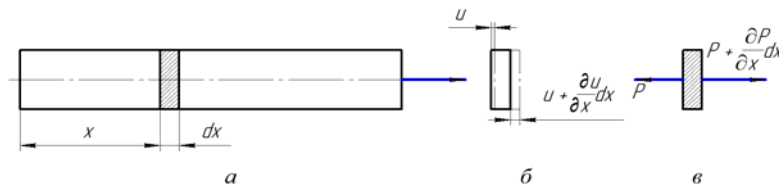


Рис. 1. Схема стрічки та руху її поперечного перетину

Відповідно до цього подовжня сила в перерізі з координатою x може бути записана у вигляді

$$P = EF\varepsilon = EF \frac{\partial u}{\partial x}, \quad (1)$$

де E - модуль пружності матеріалу стрічки; F - площа її поперечного перерізу; EF - жорсткість стрічки при розтягуванні-стискуванні.

Сила P також є функцією тих же аргументів - координати x і часу t .

Для складання диференційного рівняння розглянемо елемент стрічки, розташований між двома нескінченно близькими перерізами. До лівої грані елемента (рис. 1в) прикладена сила P , а до правої - сила $P + (\partial P/\partial x)dx$. Якщо позначити через ρ щільність матеріалу стрічки, то маса даного елемента складає ρFdx . Тому рівняння руху в проекції на вісь x набирає вигляду

$$-P + \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) = \rho F dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2},$$

або

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Враховуючи вираз (1) і приймаючи, що $F=\text{const}$, отримуємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{\partial \left(EF \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{\partial x} = EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Rightarrow \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Rightarrow \\ c_{cm}^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

де

$$c_{cm}^2 = E / \rho. \quad (4)$$

Частинне рішення рівняння (3), згідно методу Фур'є, має вигляд

$$u(x, t) = X(x) \cdot T(t), \quad (5)$$

тобто переміщення u можна представити у вигляді добутку двох функцій, кожна з яких залежить тільки від одного аргументу: перша - від x , друга, - від t .

Підставивши вираз (5) в формулу (3), отримаємо рівняння

$$c_{cm}^2 d^2 X \cdot T = d^2 T \cdot X \Leftrightarrow$$

$$c_{cm}^2 \frac{d^2 X}{X} = \frac{d^2 T}{T},$$

у якому ліва частина залежить тільки від x , а права - тільки від t . Для тотожного виконання цієї рівності (при будь-яких x і t) необхідно, щоб кожна з частин була рівна постійній, яку позначимо - p^2

$$c_{cm}^2 \frac{d^2 X}{X} = -p^2; \quad \frac{d^2 T}{T} = -p^2.$$

Звідси слідує два рівняння

$$d^2 X + \frac{p^2}{c_{cm}^2} X = 0; \quad (6)$$

$$d^2 T + \frac{p^2}{T} = 0, \quad (7)$$

Рівняння (7) має рішення

$$T = A \sin(pt + \alpha), \quad (8)$$

що вказує на коливальний характер процесу. При цьому величина p має сенс частоти вільних коливань, α - зсув фаз; A - const.

Рівняння (6) має рішення

$$X = C \sin(px/c_{cm}) + D \cos(px/c_{cm}), \quad (9)$$

і визначає власну форму коливань. Тут C і D - const.

Частотне рівняння (8), що визначає величину p , складається шляхом використання граничних умов. Через те, що це рівняння трансцендентне і має нескінченне число коренів, число власних частот нескінченне, причому кожному значенню частоти p_n відповідає своя функція $T_n(t)$, визначувана залежністю (8), і своя функція $X_n(x)$, визначувана залежністю (9).

Повне рішення рівняння (3) отримаємо шляхом накладення усіх частинних рішень (5)

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x) \cdot T_n(t), \quad (10)$$

Через час Δt_1 після пуску перша ділянка стрічки l_{p1} (рис. 2) від точки зчеплення з тяговим барабаном до точки зчеплення з першою роликоопорою розтягнеться на гранично допустиме для цієї ділянки подовження $\Delta l_1 = \int (\partial u / \partial x) dx$. При цьому потужність, витрачена приводом, буде рівна

$$\Delta N_1 = \Delta M_{\text{тяг}} \Delta \omega_{\bar{\phi}}, \quad (11)$$

де $\Delta M_{\text{тяг}}$ - частка моменту тягових сил на барабані; $\omega_{\bar{\phi}}$ - кутова швидкість обертання барабана.

$$\omega_{\bar{\phi}} = d\varphi_{\bar{\phi}} / dt,$$

де $\varphi_{\bar{\phi}}$ - кут повороту барабана.

Через час Δt_1 убік, протилежний до руху стрічки, почне діяти сила опору обертанню першої роликоопори, яка дорівнює

$$P_1 = \frac{M_{on1}}{r},$$

де M_{on1} - момент опору обертанню першої роликоопори, r - радіус прикладення сили (радіус роликоопори).

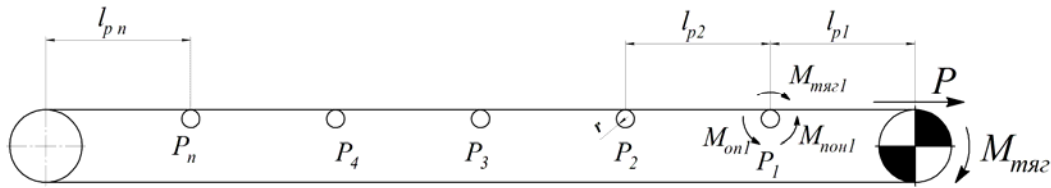


Рис. 2 Схема стрічкового конвеєра: P_1, P_2, \dots, P_n - роликкоопори вантажної гілки; $M_{мяз}$ - момент тягових сил на барабані; $M_{мяз1}$ - момент тягових сил, прикладених до рношої роликкоопори відносно осі повороту; $M_{нон1}$ - поновлюючий момент; $M_{он1}$ - момент опору обертанню першої роликкоопори

Момент опору обертанню роликкоопори дорівнює нулю, якщо опора знаходиться в стані спокою, і набуває свого максимального значення при рівномірному обертанні роликів. Отже, під час зрушення роликів він міняє своє значення від нуля до максимуму за час Δt_2 , протягом якого кутова швидкість ролика збільшується від нуля (стан спокою) до максимальної кутової швидкості. Остання може бути обчислена за виразом

$$\omega = d\varphi/dt,$$

де φ - кут повороту ролика.

Через те, що ролик здійснює обертальний рух, для опису процесів, що відбуваються з його масою, застосуємо диференціальне рівняння обертального руху твердого тіла під дією вимушеної сили і з урахуванням сил опору, пропорційних першому ступеню швидкості обертання

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{мяз1} - M_{нон1} - M_{он1}, \quad (12)$$

де I - момент інерції роликкоопори відносно осі повороту; φ - кут повороту роликкоопори; $M_{мяз1}$ - момент тягових сил, прикладених до першої роликкоопори відносно осі повороту; $M_{нон1}$ - поновлюючий момент, що прагне повернути систему першої роликкоопори в стан рівноваги; $M_{он1}$ - момент опору обертанню першої роликкоопори

$$M_{нон1} = -c_p \cdot \varphi; \quad (13)$$

$$M_{он1} = -K \frac{d\varphi}{dt}. \quad (14)$$

де c_p - коефіцієнт жорсткості роликкоопори при поворотах ролика; K - коефіцієнт пропорційності.

Підставляючи вирази (13) і (14) в рівняння (12), отримаємо

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{мяз1} - c_p \varphi - K \frac{d\varphi}{dt},$$

або

$$M_{мяз} = I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c_p \varphi + K \frac{d\varphi}{dt}. \quad (15)$$

Через час Δt_2 , коли момент опору обертанню роликкоопори зростає до максимального значення, станеться зрушення першої роликкоопори і подальше її рівномірне обертання після згасання крутильних коливань, викликаних процесами зрушення. Сила опору обертанню першої роликкоопори буде здолана постійно зростаючим тяговим зусиллям приводу. При цьому почнуться подовжні коливання в стрічці, викликані зворотною хвилею тягового зусилля. Перша ділянка стрічки l_{p1} (рис. 2), яка розтягувалася від намотування на барабан, почне стискуватися, а частина стрічки між першою і другою роликкооперами l_{p2} почне розтягуватися подібно до того, як розтягувалася перша ділянка стрічки до зрушення першої роликкоопори. Подовжні коливання в стрічці описуються рівнянням (3). Через дисипацію енергії ці коливання згаснуть за час Δt_3 .

Через час $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$ процес повториться знову, з тією лише різницею, що розтягуватися буде вже друга ділянка стрічки l_p і зрушуватись буде друга роликкоопера. Витрачатися на ці процеси, що циклічно повторюються, будуть вже проміжки часу $\Delta t_{1(2)} + \Delta t_{2(2)} + \Delta t_{3(2)}$. При цьому активна потужність, яку ми вимірюємо, витрачена приводом на корисну роботу, збільшиться на величину ΔN і стане рівною

$$N = \Delta N_1 + \Delta N_2.$$

Зростання потужності триватиме до залучення до руху усієї вантажної гілки конвеєра

$$N = \sum_{i=1}^m \Delta N_i.$$

За умови, що усі ділянки стрічки розтягуються однаково, не мають ушкоджень, усі ролик-опори справні і мають однаковий момент опору обертанню, аналогічні проміжки часу будуть рівні між собою

$$\Delta t_1 = \Delta t_{1(2)} = \dots = \Delta t_{1(n)};$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_{2(2)} = \dots = \Delta t_{2(n)};$$

$$\Delta t_3 = \Delta t_{3(2)} = \dots = \Delta t_{3(n)}.$$

Але в разі ушкоджень стрічки, часткової або повної зупинки ролик-опори відповідні періоди часу відрізнятимуться від еталонних (замірених після ремонту). Це збільшення можна буде відстежити по збільшенню активної потужності приводу.

Для визначення аварійного стану конкретного ролика й аналізу процесів, що відбуваються на одному погонному метрі стрічки, робляться виміри спектру навантаження при пуску конвеєра. При цьому фільтром вибирається частота

$$f = v_e / l_p$$

де v_e - швидкість фронту хвилі зусилля в стрічці; l_p - відстань між ролик-опорами.

За збільшенням амплітуди сигналу цієї ділянки спектру через розраховані вище проміжки часу і на підставі порівняння еталонних сигналів активної потужності експериментальних осцилограм визначається міра аварійності кожного ролика.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Розглянута методика діагностики дозволить своєчасно виявляти і замінювати зношені ролики, зменшить час обслуговування і витрати на діагностику стану і зберігання роликів.

Перспектива дослідження буде спрямована на розвиток предикативної діагностики. Для цього, кожен вимірний сигнал потужності записується в пам'ять і за алгоритмом регресійного аналізу методом планування експерименту визначається термін виходу з ладу роликів.

Список літератури

1. Назаренко В.М. Режимы работы автоматизированных ленточных конвейеров рудоподготовительного производства: Диссертация доктора технических наук: 05.13.07, 05.05.06/ИГТМ. – Дн-ск, 1990. – 455 с.
2. Назаренко В.М., Сокотнюк Ю.А. Передаточные функции ленточного конвейера как объекта регулирования // Известия ВУЗов. Электромеханика. – 1986. – №1. – с. 110-114.
3. Сокотнюк Ю.А. Система автоматического управления наклонным ленточным конвейером: Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.13.07/ДГИ – Дн-ск, 1987. – 16 с.
4. Назаренко В.М., Кондратенко М.М. Система діагностування стану ролик-опор конвеєрів: шляхи вирішення // Вісник КТУ. – 2004. – №4. – с. 77-79.
5. Economic evaluation of efficiency of investments into energy-saving controlled electric drives of conveyers of mining and processing works. Krutov, G., Savitskyi, A.I., 2014, Metallurgical and Mining Industry, No.6, p.78-81.
6. Пілецький В.Г. Обґрунтування інструментального діагностування технічного стану шахтних стрічкових конвеєрів: Дис. канд. тех. наук: 05.05.06/НГАУ – Дн-ск, 1999. – 115 с.
7. Л.И. Ефименко, М.П. Тиханский Долговечность опорных конструкций ленточных конвейеров с регулируемым приводом // - Вісник Криворізького технічного університету, 2012. – Вип. 30. - С. 168-171.
8. Чермалых А.В., Пермяков В.Н., Майданский И.Я., Иржавский А.С. Исследование технологических режимов работы конвейерной установки с частотно-регулируемым электроприводом. Проблемы энергоресурсосбережения в электротехнических системах. Наука, освіта і практика. Наукове видання. – Кременчук: КрНУ, 2015. – Вип. 1/2015 (3). – С. 68-70.
9. Кондратенко М.Н. Оценка технического состояния тяговых роликов ленточных конвейеров // Сборник научных трудов национальной горной академии Украины. – Дн-ск, 2001. – №11. т. 2. – С. 99-102
10. Кондратенко М.Н. Обзор систем диагностики ролик-опор ленточных конвейеров // Разраб. рудных месторожд., 2003. – Кривой Рог, КТУ. - Вып. 83. – С.143-149.
11. Кондратенко М.М., Савицкий О.И. Система автоматизованого контролю стану ролик-опор конвеєра // Вісник Криворізького технічного університету, 2006. – Кривий Ріг. – Вип.15. – С. 147-150.
12. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / Панкратов С.А. – М.: Машиностроение, 1967. – 447 с.
13. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г.Пановко. – 4-е изд. перераб. и доп. – Л.: Политехника. 1990. – 272 с.
14. Шендеров А.И., Емельянов О.А., Один И.М. Надежность и производительность комплексов горнотранспортного оборудования. – М.: Недра, 1976. – 247с.
15. Запенин И.В., Бельфер В.Е., Селищев Ю.А. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров. – М.: Недра, 1969. – 56 с.
16. Ленточные конвейеры в горной промышленности / В.А. Дьяков, Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев и др. – М., Недра, 1982, 349с.
17. Спиваковский А.О., Потапов М.Г., Приседский Г.В. Карьерный конвейерный транспорт. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., Недра, 1979. 264 с.