

Таблиця 1. Результати расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения частоты колебаний

№ п/п	Частота колебаний Ω_{12}	Амплитуда колебаний	Показатель m	Срок службы
1	Ω	$\sigma_i = \text{const}$	3	T_0
2	0.75Ω			$1.33T_0$
3	0.7Ω			$1.43T_0$

Таблиця 2. Результаты расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения амплитуды колебаний

№ п/п	Частота колебаний Ω_{12}	Амплитуда колебаний	Показатель m	Срок службы
1	$\Omega = \text{const}$	σ_i	3	T_0
2		$0.8\sigma_i$	4	$2.44T_0$
3		$0.8\sigma_i$	5	$3.05T_0$

Так, даже незначительное снижение амплитуды момента в упругом звене на 20% при показателе кривой выносливости $m = 3$ дает увеличение срока службы в 1.95 раза (уже для $m = 4$ срок службы механических элементов увеличивается в 2.44 раза, $m = 5$ – в 3 раза соответственно). Конструирование механической передачи с уменьшением частоты на 20% дает увеличение срока службы лишь в 1.25 раза. При этом следует помнить о прочностных резервах механической передачи, т.к. снижение Ω достигается уменьшением жесткости.

Литература

- 1 Динамика крупных машин: под ред. В. И. Соколовского. – М.: Машиностроение, 1969. – 512 с.
- 2 Выдрин В. Н. Динамика прокатных станов / Выдрин В. Н. – Свердловск: Металлургиздат, 1960. – 255 с.
- 3 Дружинин Н. Н. Непрерывные станы, как объект автоматизации / Дружинин Н. Н. – М.: Металлургия, 1967. – 250 с.
- 4 Смирнов В. В. Механика приводов прокатных станов / В. В. Смирнов, Р. А. Яковлев. – М.: Металлургия, 1977. – 216 с.



УДК 621.787:620.178.162

Ігор Гурей, професор; Тетяна Гурей

Національний університет «Львівська політехніка», 79013, м. Львів, вул. С Бандери, 12

ВПЛИВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПАЛЬЦІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ КОНВЕЙЄРІВ

Ihor Hurey; Tetyana Hurey

THE INFLUENCE OF SURFACE HARDNING OF PINS ON THE LONGEVITY OF HAULING CHAINS OF CONVEYORS

It is show that the friction strengthening essentially increases the conveyors chain durability. Thus, under friction without lubrication the wear-resistance of a pair of 40HN2MA and 40HN2MA steel increases more than in 8 times after friction strengthening as compare with non-strengthening one. Only one part of pair, more technological, was strengthened. Experimental industrial control showed that the strengthened axes wear-resistance was less in more than 4 times and that of plates more than 2 times as compared with parts of the industrial conveyors chain.

Довговічність ланцюгів конвеєрів має суттєве значення для машинобудування і лімітується в основному зносом деталей шарніру. Низька їх довговічність призводить до великих затрат на їх виготовлення і до простоїв конвеєрів, пов'язаних з їх ремонтом. Тому підвищення зносостійкості шарнірів є важливою і актуальною задачею.

Об'ємне гартування підвищує зносостійкість деталей шарнірів в 2...3 рази, а цементация та нітроцементация при дослідженні пари тертя в абразивному, масляно-абразивному середовищах, та при терті без змащування підвищує довговічність ланцюгів до 5 та 10 разів відповідно [1]. Не дивлячись на значне підвищення довговічності деталей шарнірів ланцюгів, цементация та нітроцементация не знайшли широкого застосування для підвищення довговічності конвеєрних ланцюгів. Ці методи працездатності, дороговартісні і вимагають спеціального, громіздкого обладнання. Вони з успіхом використовуються для дрібносерійного виробництва.

Для ефективного підвищення працездатності деталей шарнірів ланцюгів було запропоновано метод поверхневого зміцнення деталей, а саме фрикційне зміцнення пальців ланцюгів.

Фрикційна обробка відноситься до методів поверхневого зміцнення з використанням висококонцентрованих джерел енергії. Концентрований потік теплової енергії створюється в зоні контакту деталі і зміцнювального інструмента-диска за рахунок тертя останнього з великою швидкістю (60...70 м/с). Поверхневі шари деталі нагріваються до температур вище точки фазових перетворень зі швидкістю $10^5 \dots 10^6$ К/с, при цьому в зоні контакту проходить інтенсивне зсувне деформування. Далі проходить швидкісне охолодження поверхневого шару металу ($10^4 \dots 10^5$ К/с) за рахунок відводу тепла вглиб деталі. Такі температурно-силові параметри, які виникають в зоні контакту деталі і інструменту, сприяють утворенню в поверхневих шарах деталі специфічного структурно-напруженого стану металу – білих шарів. Білі шари представляють собою високодисперсний мартенсит, залишковий аустеніт та високодисперсні карбіди. Твердість білих шарів перевищує твердість цементованого шару. Крім того, білі шари мають при високій твердості і підвищену в'язкість [2, 3].

Пальці і пластини ланцюга конвеєра типу УГН-100Р, в основному, виготовляються зі сталі 40ХН2МА. В процесі експлуатації конвеєра деталі шарніру ланцюга не змащуються. Тертя без змащування є дуже жорстким режимом зношування. При цьому найбільш чітко виявляються властивості матеріалів, пов'язані з їх опором зношуванню. Відбувається безпосередня взаємодія контактуючих поверхонь.

Лабораторні дослідження зносостійкості пар тертя проводили на установці МІ-1М по схемі кільце - вкладиш при терті без змащування. Кільце і вкладиш виготовляли зі сталі 40ХН2МА. Експерименти проводили при швидкості тертя 0,33 м/с і питомому навантаженні - 1 МПа. За критерій зношування приймали втрату маси зразків після певного етапу досліджень, яку визначали зважуванням на аналітичній вазі марки ВЛА-200Г-М з точністю $\pm 0,2$ мг.

Проведені дослідження показують, що в процесі фрикційного зміцнення зразків зі сталі 40ХН2МА в загартованому і середньовідпущеному стані (HRC 35...38) та в стані поставки (HB 220) в поверхневих шарах формуються білі шари товщиною 150...180 мкм та 100...120 мкм відповідно. Твердість білого шару становила 8,1...8,3 ГПа.

Дослідження показали, що не зміцнені зразки зі сталі 40ХН2МА в стані поставки при терті без змащування майже непрацездатні. Так, через 20...30 хв після початку досліджень починається схоплювання з виривом металу, проходить інтенсивне зношування металу (рис. 1). Зразки загартовані і середньовідпущені більш довговічні, але величина зношування як кілець, так і вкладишів більше ніж у 8 разів вище ніж фрикційно зміцнених.

Експериментально встановлено, що фрикційне зміцнення суттєво підвищує зносостійкість пари тертя. Так, зразки, виготовлені зі сталі 40ХН2МА в стані поставки і фрикційно зміцнені при вказаних умовах тертя працюють нормально. Величина зношування їх більша лише на 40-50% у порівнянні з загартованими і фрикційно зміцненими. У той же час вона набагато менша (більше, ніж у 5 разів), ніж загартованих і незміцнених. Характер зношування незміцненого вкладиша аналогічний як і кільця. При цьому слід відмітити, що зміцнювали лише кільце (більш технологічну деталь пари тертя), а вкладиш був незміцнений. Якщо використовувати обидві деталі пари тертя зміцнені, то ефект зміцнення нівелюється.

При фрикційному зміцненні структурний стан вихідного металу незначно впливає на працездатність пари тертя.

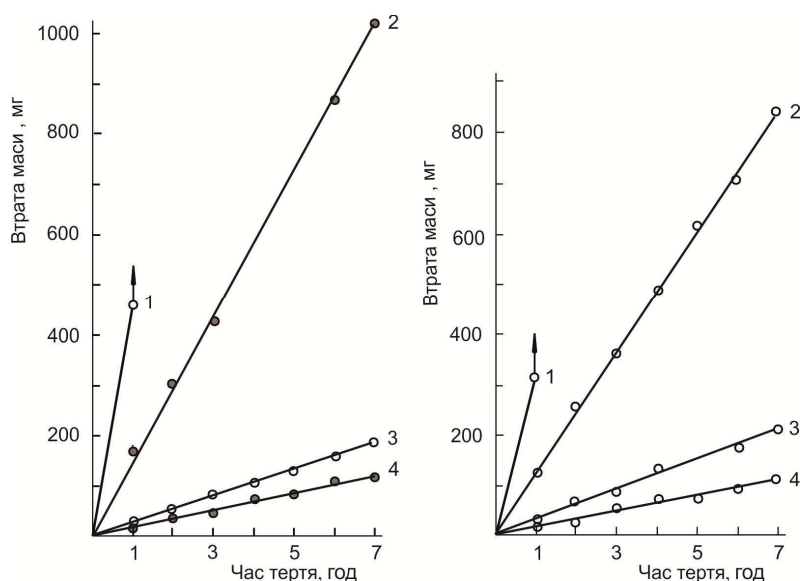


Рисунок 1. Кінетика зношування пари сталь 40XN2MA - сталь 40XN2MA при терті без змащування (а - кільце; б - вкладиш; $v = 0,33$ м/с; $P = 1,0$ МПа): 1 - стан поставки; 2 - гартування і середній відпуск; 3 - стан поставки з фрикційним зміцненням; 4 - гартування і середній відпуск з фрикційним зміцненням.

Дослідно-промислова перевірка показала, що фрикційне зміцнення є простим і ефективним технологічним методом підвищення працездатності ланцюгів конвеєрів. Експериментальний ланцюг був зібраний зі фрикційно зміцнених пальців і пластин, виготовлених за заводською технологією. З'єднувальні пластини в обох випадках були виготовлені за заводською технологією (незміцнені). Вказаний ланцюг поставили на конвеєр типу УГН-100Р вантажопідйомністю 1,6 кН. При складанні ланцюга пальці змастили солідолом. У процесі роботи деталі шарніру ланцюга не змащувались. Конвеєр працював в одну зміну зі швидкістю 0,3 м/с під навантаженням 1,6 кН протягом 6 місяців.

Контрольні заміри зношування проводили через кожні 200 годин, а повний демонтаж ланцюга і повний замір розмірів пальців і з'єднувальних пластин - через 1000 годин роботи. На основі заміру розмірів пальців і пластин встановлено, що величина зношування зміцнених пальців була меншою більше, ніж у 4 рази, ніж не зміцнених, виготовлених за заводською технологією. Величина зношування з'єднувальних пластин, які працювали в парі зі зміцненими пальцями, також зменшилась більше ніж у 2 рази. Характерно відмітити, що величина зношування зміцнених пальців і не зміцнених пластин, які працювали в парі, після 1000 годин роботи мала стабільну величину 0,15...0,30 мм (на діаметр). У той же час величина зношування не зміцнених пальців і пластин, які працювали в парі, досягала 0,4...2,5 мм.

Для впровадження технології фрикційного зміцнення пальців ланцюгів для масового виробництва розроблений і виготовлений верстат-автомат, на базі безцентрово-шліфувального верстату моделі ЗМ184. Замість абразивних кругів були встановлені металеві круги. Робоча ширина зміцнювального інструмента-диска забезпечувала зміцнення відразу всієї робочої поверхні пальця без поперечної подачі. Для автоматичного завантаження пальців у зону зміцнення верстат додатково обладнаний вібраційним бункерно-завантажувальним пристроєм з механізмом орієнтації і лотком-накопичувачем. Завантажування пальців у зону зміцнення, утримання їх на робочій позиції і наступне їх вивантаження після зміцнення здійснювалось з допомогою "мальтійського" механізму. На робочій позиції пальці затискалися у механізмі примусового обертання, який забезпечував рівномірність зміцнення по всій контактуючій поверхні пальця. Після зміцнення з допомогою виштовхувача, пальці попадали в тару для зберігання. У зону зміцнення подавали у великій кількості технологічне середовище.

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с. 3. Гурей І.В. Характеристики зміцненого шару після фрикційного оброблення // Машинознавство. – 2004. – № 5. – С. 35-39.



УДК 621.43.044

Степан Немий, доцент; Ярослав Данило; Богдан Сологуб, доцент
Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, м. Львів, 790013

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧАХ ПРИВОДА
ДОПОМІЖНИХ АГРЕГАТІВ АВТОБУСІВ**

Stepan Nyemyu; Yaroslav Danylo; Bohdan Solohub

FINDINGS OF DYNAMIK LOAD INTO BELT DRIVE PERIPHERALS UNITS OF BUSES

The results of analysis of dynamic load shaft units and belt drive generating of moving engine resilient suspension has given.

Надійність допоміжних агрегатів автобусів (генератори, вентилятори системи охолодження, компресори і генератори кондиціонерів тощо) у значній мірі визначається довговічністю підшипників валів та пасових передач їх привода. Особливістю пасових передач приводів допоміжних агрегатів автобусів є те що енергетичне джерело привода – двигун і приводимий агрегат установлені незалежно один від одного на каркасі автобуса. У цьому випадку вал агрегату, зв'язаний приводними пасами із шківом колінчатого валу двигуна, зазнає додаткових динамічних навантажень, спричинених коливаннями двигуна на пружній підвісці. Крім цього відбуваються періодичні збільшення натягу пасів, що призводить до зменшення їх ресурсу.

Метою даної роботи є дослідження особливостей навантаження підшипників автобусних допоміжних агрегатів та пасів їх привода.

При рушанні з місця і розгоні на двигун діють зовнішні сили і моменти зі сторони трансмісії. При переїзді через дорожні нерівності двигун зазнає кінематичного збурення від каркасу автобуса. Крім цього, значно впливають на навантаження валів агрегатів і приводних пасів переміщення двигуна в поперечній площині, у протилежну від агрегату сторону, під дією відцентрових сил, що виникають при повороті автобуса.

При кінематичному збуренні двигуна моментом $T(t)$, що змінюється за довільним законом, рівняння коливань в поперечній площині, по осях вертикальній Z і поперечній Y [2]:

$$\begin{aligned} m_d \ddot{z} + k_z z + m_d \ddot{z}_k(t) &= 0; \\ m_d \ddot{y} + k_y y + m_d \ddot{y}_k(t) &= 0, \end{aligned}$$

де m_d – маса двигуна; z, y – переміщення двигуна по осях Z, Y ; \ddot{z}, \ddot{y} – прискорення двигуна по осях Z, Y ; k_z, k_y – жорсткість підвіски двигуна у вертикальному і поперечному напрямках; $\ddot{z}_k(t), \ddot{y}_k(t)$ – прискорення каркасу автобуса по осях Z, Y , що змінюються за довільним законом протягом часу t .

У загальному випадку, переміщення двигуна по осі Z [2]:

$$z(t) = 2z_{cr} \sin \omega_z \pi \tau \sin \omega_z (t - 0,5\tau),$$