

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ВІБРАЦІЙ РЕДУКТОРІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

О.І. Стефанишин

ЦБВО ВАТ "Укрнафта", 79760, Львівська обл., м. Борислав, вул. Шевченка 77-а,
тел. (03248) 41144, e-mail: s o i 2 0 0 5 . 6 7 @ r a m b l e r . r u

Визначено допустимі рівні вібрацій редукторів штангової свердловинної насосної установки (ШСНУ) та значення віброшвидкості спрацьованого редуктора з метою порівняння із значеннями галузевих стандартів. Динаміка зубчастих передач визначається резонансним станом у системі між вимушеними коливаннями, тому під час зміни частоти обертання редуктора завжди можливе співпадіння частот збудження з частотою власних коливань, що призводить до руйнування елементів коліс і вузла загалом. Для передач з похилими і шевронними зубами рівень вібрації від циклічних помилок зацеплення значно нижчий, ніж у передачах з прямозубими колесами. Прагнення зменшити масу і розміри коліс призводить до створення ажурних форм їх тіла і зменшення частот власних коливань диска і обода, в результаті чого зростає можливість виникнення резонансних коливань диска і обода колеса внаслідок впливу кінематичного збудження через похибки в зацепленні або силового збудження. Точне визначення ще на стадії проектування резонансних режимів та зниження їх інтенсивності є ефективним способом підвищення надійності роботи передач відносно зниження динамічних явищ і підвищення несучої здатності зубчастих передач. Після ремонту, виготовлення та у ході експлуатації редуктора необхідно реєструвати вібрацію обладнання з метою визначення технічного стану редуктора. Отримані в результаті розрахунку допустимі значення віброшвидкості добре узгоджуються з експериментальними та мають досить низький рівень порівняно з рекомендованими стандартами.

Ключові слова: вібрація, віброшвидкість, давач, прискорення, редуктор, свердловина, верстат-гойдалка

Определены допустимые уровни вибраций редукторов штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ) и значения виброскорости изношенного редуктора для сравнения со значениями отраслевых стандартов. Динамика зубчатых передач определяется резонансным состоянием в системе между вынужденными колебаниями, потому при изменении оборотов редуктора всегда возможно совпадение частот возбуждения с частотой собственных колебаний, что практически приводит к разрушению в элементах конструкции колес и узла в целом. Для передач с косыми и шевронными зубами уровень вибрации от циклических ошибок зацепления значительно ниже, чем в передачах с прямозубыми колесами. Стремление уменьшить массу и размеры колес приводит к созданию ажурных форм их тела и уменьшению частот собственных колебаний диска и обода, в результате чего возрастает риск возникновения резонансных колебаний диска и обода колеса при кинематическом возбуждении по причине погрешности в зацеплении или силового возбуждения. Точное определение еще на стадии проектирования резонансных режимов и снижения их интенсивности является эффективным способом повышения надежности работы передач относительно снижения динамических явлений и повышения несущей способности зубчатых передач. После ремонта, изготовления и при эксплуатации редуктора необходимо регистрировать вибрацию оборудования, так как она характеризует его состояние, и негативно влияет как на сам редуктор, так и на другое оборудование, работающее в паре с ним, и на здоровье обслуживающего персонала. Полученные при расчете допустимые значения виброскорости хорошо согласовываются с экспериментальными значениями и имеют достаточно низкий уровень по сравнению с рекомендациями стандартов.

Ключевые слова: вибрация, виброскорость, датчик, ускорение, редуктор, скважина, станок-качалка

The put and decided task is in determination of possible levels of vibrations of reducing gears of the pumping unit (SHSNU). The defined values of vibrovelocity of the worked reducing gear are for comparing to the values of industry standards. Dynamics of gearings determined the resonance consisting of the system between the forced vibrations, that is why during the change of turns of reducing gear coinciding of frequencies of excitation with frequency of eigentones is always possible, that practically results in the elements of construction of wheels and knot on the whole. For transmissions with slanting and chevron teeth level of vibration from the cyclic errors of hooking considerably below, than in transmissions with right wheels. . Aspiration to decrease mass and sizes of wheels results in creation of delicate forms of their body diminishing of frequencies of eigentones of disk and rim, as a result of what possibility of origin of resonance vibrations of disk and rim of wheel grows during influence of kinematics excitation through errors in hooking or power excitation. Exact determination yet on the stage of planning of the resonance modes and decline of their intensity is the effective method of increase of reliability of work of transmissions in a relation in relation to the decline of the dynamic phenomena and increase of bearing properties of gearings. After repair, making and in the process of exploitation of reducing gear it is necessary to register the vibration of equipment, so as it characterizes his state, and negatively influences on a reducing gear and on other equipment which works in a pair with him, and also on a health auxiliary personnel. The legitimate values of vibrovelocity are got as a result of calculation well conform to the experimental values and have a low enough level as compared to recommendations of standards.

Keywords: vibration, vibrovelocity, transducer, acceleration, gear reducer, well, pumping unit

Актуальність проблеми

Коливання в зубчастих передачах призводять до збільшення контактних напружень та напружень згину зубів коліс, а також до втомного руйнування валів. Внаслідок коливань у матеріалі вінців зубчастих коліс виникають напруження згину, що призводить до їх втомного руйнування та виходу з ладу передачі. Вихід з ладу редуктора як важливої складової ШСНУ є причиною виникнення аварійної ситуації на свердловині, що вимагає певних матеріальних витрат.

Виділення невирішених частин проблеми

Розв'язок цієї задачі повинен задовольняти ряд суперечливих вимог: з одного боку, використання вібродіагностики для попередження аварійних ситуацій є ефективним способом визначення технічного стану машини, з іншого боку, допустимі рівні вібрації, які рекомендуються галузевими стандартами, не можуть використовуватися для редукторів ШСНУ, оскільки проведені вимірювання показують значно нижчі значення.

Постановка задачі досліджень

Особливо необхідно визначити конкретні значення допустимих вібрацій редукторів верстатів-гойдалок.

Також виникає необхідність у визначенні віброшвидкості спрацьованого редуктора для порівняння із значеннями галузевих стандартів.

Основний матеріал дослідження

Точне визначення ще на стадії проектування резонансних режимів, динамічних амплітуд вібрацій для цих режимів і зниження їх інтенсивності є ефективним способом підвищення надійності роботи передач стосовно зниження динамічних явищ і підвищення несучої здатності зубчастих передач.

В процесі випробовування виготовлених або відремонтованих редукторів необхідно реєструвати вібрацію обладнання, оскільки вона характеризує його стан та негативно впливає на сам редуктор та на інше обладнання, яке працює в парі з ним, а також на здоров'я обслуговуючого персоналу. Норми на допустимі вібрації регламентують галузеві стандарти та технічні умови [1-4]. Результати стендових вібраційних обстежень (рис.1) можуть служити діагностичною ознакою якості виконаного ремонту редуктора, а періодичний контроль технічного стану редуктора в промислових умовах уможливить його діагностування та дасть підстави для зняття його з подальшої експлуатації з метою виконання капітального ремонту.

Вібрація, яка виникає внаслідок похибки виготовлення і збирання, має значний вплив на несучу здатність гідродинамічної масляної плівки. Розглядаючи динамічні процеси в зубчастій передачі, слід вказати на особливий різно-

вид збудження і резонансні коливання, які в більшості випадків недооцінюють під час проектування і не враховують у розрахунках. Динаміка зубчастих передач визначається резонансним станом у системі між вимушеними коливаннями. Під час зміни обертів редуктора завжди можливе співпадіння частот збудження з частотою власних коливань. Таке співпадіння частот і довготривала робота передачі на цих режимах призводить до руйнування елементів конструкції коліс і вузла загалом.

Найбільш інтенсивні механічні коливання виникають у передачах з прямозубими колесами від циклічних помилок зачеплення. Для передач з похилими і шевронними зубами рівень вібрації від тих самих помилок зачеплення значно нижчий. Зближення зубчастих коліс понад допустимі межі може також стати джерелом збудження коливань.

Прагнення зменшити масу і розміри коліс призводить до створення ажурних форм їх тіла і зменшення частот власних коливань диска і обода. В результаті зростає ймовірність виникнення резонансних коливань диска і обода колеса під час впливу кінематичного збудження через похибки в зачепленні або силового збудження.

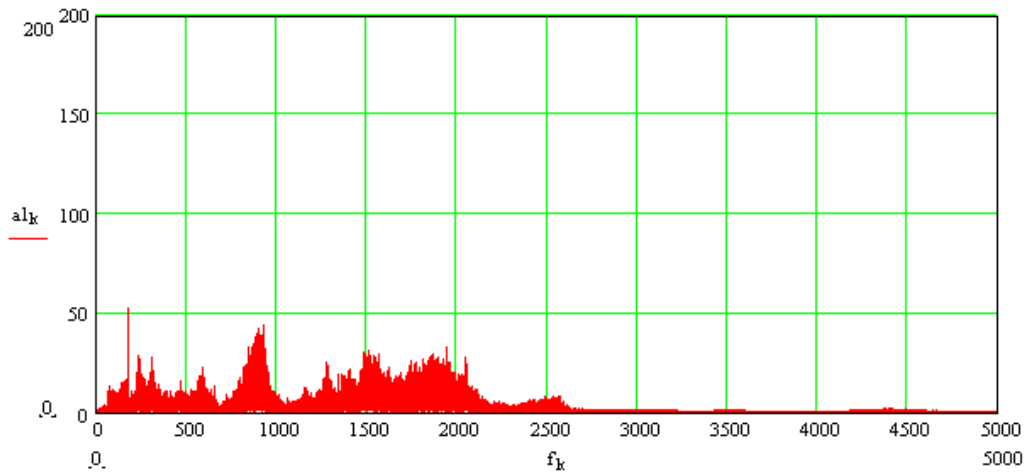
Висота зубця частоти на спектрі залежить від багатьох чинників, основними з яких є:

- якість виготовлення зубчастої пари;
- якість, рівень та чистота мастильного матеріалу;
- навантаження зубчастої пари крутним моментом, який передається від електродвигуна до виконавчого механізму.

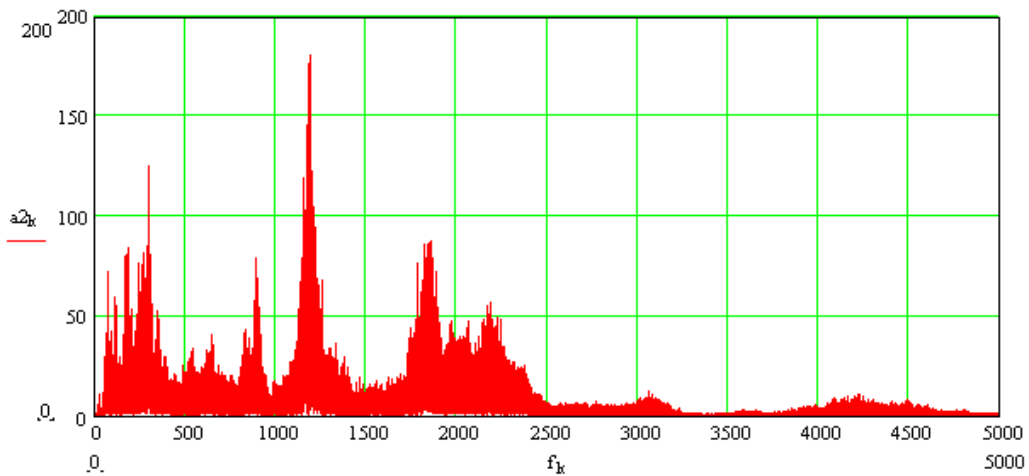
У випадку зношених редукторів (рис.2) спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено, на частоту обертання проміжного валу. Як відомо [4], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів).

Зсув по частоті між основним піком зубозачеплення і боковою гармонікою вказує на те, яке із зубчастих коліс має дефект. Якщо зсув рівний оберненій частоті вхідного вала – дефект знаходиться на цьому валу. Зсув, рівний оберненій частоті вихідного вала, свідчить про наявність дефекту на ньому. Інколи мають місце бокові смуги від двох валів; при цьому найбільш дефектним буде той вал, бокові гармоніки якого матимуть більшу амплітуду.

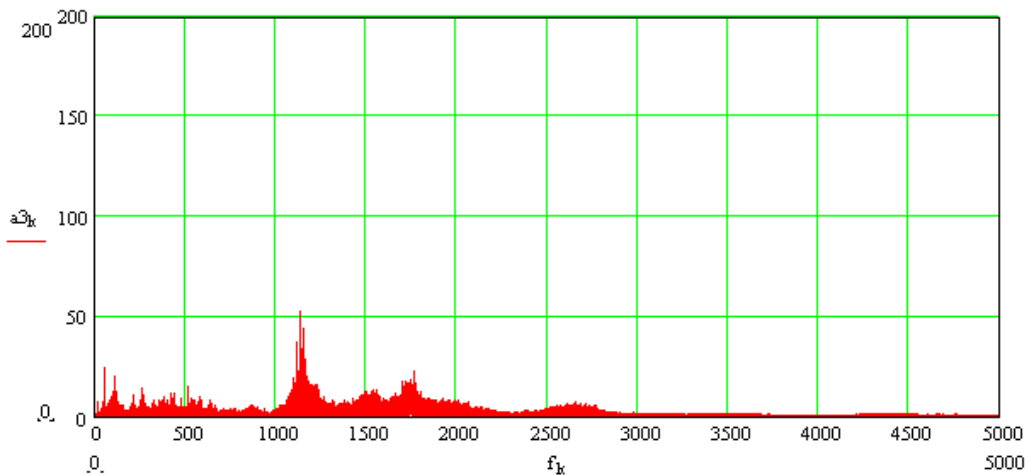
Бокові гармоніки в спектрі вібрації зубчастої пари виникають через дві причини. По-перше, під час проходження дефекту через зону контакту зубів спостерігається різке зростання амплітуди вібросигналу. Цей імпульс у вібросигналі повторюється через час, пропорційний одному обертуну шестерні з дефектним зубом. По-друге, під час проходження дефекту через зону контакту зубів вихідного вала, що обертається, спостерігається короткочасне пригальмування, а відтак таке ж прискорення. В іншому випадку спочатку може спостерігатися приско-



а)



б)



в)

а – R-55 (св. №40-Д), після ремонту; б – R-55 (св. №246-Д), зношений;
в – Ц2НШ-750Б (св. №58-ПД), зношений

Рисунок 1 – Спектри вібрації редукторів СШНУ

рення, а потім – гальмування. На спектрі в обох випадках виникають бокові (здебільшого симетричні) зубці поблизу частоти зубозачеплення, зсунутих на частоту повторення такого процесу. Якщо бокові гармоніки справа і зліва різ-

няться за амплітудою, це свідчить про різну інтенсивність процесів гальмування і прискорення в момент проходження дефекту через зону контакту зубів передачі.

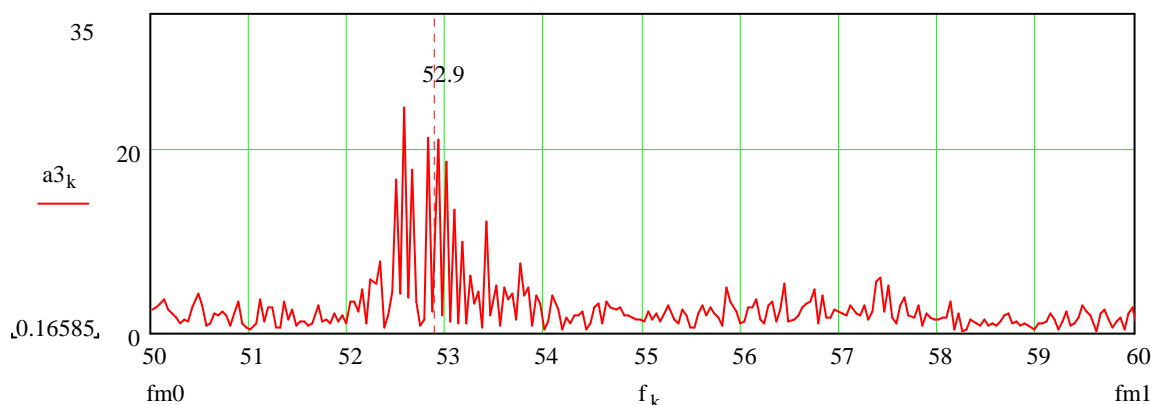


Рисунок 2 – Спектри вібросигналів на частоті зубозачеплення редуктора Ц2НШ750Б (частота зубозачеплення колеса – 52,9 Гц)

Якщо дефект знаходиться на вхідному валу, то процес проходження дефекту через зону зубозачеплення відбувається через один оберт цього вала, а зсув бокових гармонік відносно гармоніки зубозачеплення пропорційний оберненій частоті вхідного вала. Якщо дефект знаходиться на вихідному валу, зсув бокових гармонік дорівнюватиме оберненій частоті вихідного вала.

На перших етапах розвитку дефектів зубозачеплення частота зубозачеплення і бокові гармоніки, які є синхронними компонентами, містять практично всю потужність вібросигналу. За час свого розвитку дефект стає більш нестаціонарним, розподілений за частотою, виникає багато процесів, які ведуть до «розмитості» потужності вібросигналу на спектрі в проміжках між частотою зубозачеплення і боковими гармоніками. У вібросигналі починають переважають асинхронні компоненти.

Виникає ситуація, коли синхронні компоненти не ростуть, а додаткова потужність від дефекту концентрується в асинхронних гармоніках. Це відбувається до того часу, поки асинхронні гармоніки не зрівняються за амплітудою із синхронними. Це відбудеться в момент повної деградації зубчастої пари, коли замість процесів тертя в зубчастому sprzęженні, виникатимуть лише динамічні удари.

Можливість визначення технічного стану механізмів має виключно важливе практичне значення для розрахунку раціональних термінів та об'ємів ремонтів. Найбільш інформативним методом визначення технічного стану є контроль вібрацій. При цьому особливого значення набуває нормування, тобто визначення допустимих амплітуд вібрацій. В більшості випадків послуговуються рекомендаціями стандартів (наприклад, ГОСТ ІСО 8579-2-2002). Однак для редукторів ШСНУ рекомендовані ГОСТами допустимі рівні вібрації використовуватися не можуть. Так, наприклад, допустимий рівень вібрації для редуктора РН-2300 ШСНУ СКН5, що приводиться електродвигуном потужністю 12 кВт, згідно ГОСТ ІСО 8579-2-2002 складає 8,3 мм/с, що явно неприпустимо.

Вібрації, що виникають в механізмі, передаються на корпус редуктора через підшипни-

ковий вузол. Результати проведених вимірювань свідчать, що дефекти підшипників вхідного вала призводять до збільшення вібрацій лише до рівня 2,9 мм/с. Очевидно, що допустимі значення в цьому випадку повинні бути значно нижчими, що вказує на необхідність визначення допустимого рівня вібрацій для редукторів верстатів-гойдалок.

При цьому необхідно враховувати такі особливості редукторів:

- здебільшого велика маса і габарити;
- вплив на його стан інших складових ШСНУ;

- відносно мала маса обертових елементів порівняно з масою корпусу.

Розглянемо опору вала як частину корпусу редуктора. Елементи опорного вузла утворюють механічну систему (рис. 3), що складається з:

- вала з насадженими на нього зубчастими колесами, що обертається і є джерелом поліграфічної вібрації;

- підшипника кочення, який володіє пружними властивостями та передає вібраційні коливання на корпус;

- опори (частина корпусу редуктора), призначеної для затухання механічних коливань та фіксації положення вала.

Працездатність даної системи здебільшого визначається безвідмовністю роботи підшипників кочення. Дана система приведена до математичної двомасової моделі з двома ступенями вільності (рис. 3). В цій моделі вал масою m_1 навантажений періодичною силою $P_0 \sin \omega t$, яка виникає під впливом, дефектів, технологічних та динамічних навантажень, та встановлений на підшипнику кочення жорсткістю C_1 на опорі масою m_2 жорсткістю C_2 . Спростуємо модель, нехтуючи демфуванням підшипника та опори: $b_1 = b_2 = 0$.

В результаті необхідно визначити механічні коливання опори y_2 , викликані силами, що діють з кутовою швидкістю ω . Застосовуючи метод Лагранжа, отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned} m_1 y_1 + C_1 (y_1 - y_2) &= P_0 \sin \omega t \\ m_2 y_2 - C_2 (y_1 - y_2) + C_2 y_2 &= 0, \end{aligned}$$

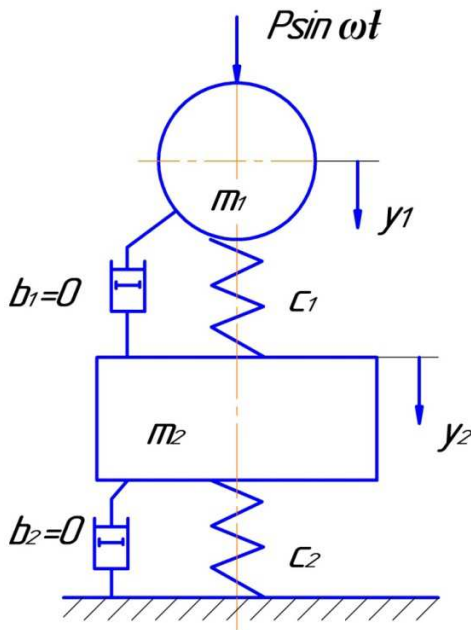


Рисунок 3 – Математична модель опори

звідки

$$y_2 = \frac{P_0 C_1}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}$$

За результатами розрахунку визначаємо допустимі норми вібрації конкретного редуктора. Розрахунок не є складним - найбільш трудомістким етапом є визначення вихідних даних.

Покажемо розрахунок допустимих вібрацій на прикладі підшипників вихідного вала редуктора РН-2300. Маса частини вхідного вала для даного редуктора становить $m_1 = 48$ кг; маса опори визначена як маса частини корпусу, на яку опирається вал – $m_2 = 50$ кг, кутова швидкість обертання вала $\omega = 6,04$ с⁻¹.

Допустиме навантаження P_0 приймається рівним динамічній вантажопідймальності $C_{дин}$ підшипника 2312:

$$P_0 = C_{дин} = 123 \text{ кН.}$$

Жорсткість підшипника визначаємо, виходячи із пружної деформації підшипника. Радіальна жорсткість для даного підшипника:

$$C_1 = \frac{F_r}{\delta_r},$$

де: F_r – радіальне навантаження на опору, Н;

δ_r – радіальна деформація підшипника під навантаженням, мкм.

$$\text{Тут } \delta_r = \delta_{r'} + \delta_{r''},$$

де: $\delta_{r'}$ – радіальна деформація в контактній найбільш навантаженому тілі з доріжкою кочення, мкм;

$\delta_{r''}$ – радіальна деформація в контактній кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу з попереднім натягом, мкм.

$$\delta_{r'} = \beta \delta_{r_0}$$

δ_{r_0} – радіальна деформація в контактній найбільш навантаженому тілі кочення при нульовому зазорі.

Для визначення δ_{r_0} визначаємо радіальне навантаження:

$$F_r = F_t \frac{\text{tg} \lambda}{\cos \beta},$$

де: F_t – колове навантаження, Н;

$\lambda = 20^\circ$; $\beta = 24^\circ 43'$ – кут нахилу зуба.

Визначимо колове навантаження:

$$F_t = 2M / d_1,$$

де: M – крутний момент на приводному валу, Нм; d_1 – діаметр приводного вала, м.

$$M = \frac{M_1}{U}$$

M_1 – крутний момент на тихохідному валу, Нм; $U = 37,18$ – передаточне відношення редуктора;

$$M = \frac{40 \cdot 10^3}{37,18} = 10,76 \text{ Нм;}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10,76}{0,06} = 358,7 \text{ Н;}$$

$$F_r = 358,7 \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 24^\circ 34'} = 143,5 \text{ Н.}$$

Із номограми [7, рисунок 3б, стор.210]:

$$\frac{Fr}{i \cdot z} = \frac{143,5}{1 \cdot 13} = 1,1; \quad L = 18 \text{ мм,}$$

отримаємо

$$\delta_{r_0} = 2,2 \text{ мкм.}$$

Тут: β_1 – коефіцієнт, який враховує величину натягу або зазора, визначається за графіком (рис. 4[7]) залежно від g_r / δ_{r_0} ; $g_r = 2,5$ мкм – попередній натяг; $z = 13$ – кількість роликів підшипника; i – кількість рядів роликів; L – довжина ролика підшипника, мм.

$$g_r / \delta_{r_0} = 2,5 / 2,2 = 1,1.$$

Згідно графіка (рис.4 [7]) – $\beta_1 = 0,4$,

$$\delta_{r''} = \frac{4Fr \cdot \hat{e}}{\pi dB} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де: $\kappa = 0,005-0,025$ мм³/кг; D – зовнішній діаметр підшипника, мм; d – внутрішній діаметр підшипника, мм; B – ширина підшипника, мм;

$$D = 130 \text{ мм, } d = 60 \text{ мм, } B = 31 \text{ мм;}$$

$$\delta_{r''} = \frac{4 \cdot 143,5 \cdot 0,02}{\pi \cdot 60 \cdot 31} \left(1 + \frac{60}{130}\right) = 0,2 \text{ мкм;}$$

$$\delta_{r'} = 0,4 \cdot 2,2 = 0,9 \text{ мкм;}$$

$$\delta_r = 0,9 + 0,2 = 1,1 \text{ мкм.}$$

Тоді жорсткість підшипника:

$$C_1 = \frac{143,5}{1,1} = 130,45 \text{ Н/мкм} = 0,13 \cdot 10^9 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість опори визначаємо за загальними формулами опору матеріалів:

$$C_2 = 8,25 \cdot 10^9 \text{ Н/м.}$$

За таких умов вібропереміщення опори складає:

$$y_2 = 1,45 \cdot 10^{-9} \text{ м.}$$

Враховуючи основний вплив першої гармоніки та переходячи від амплітудного до середньоквадратичного значення віброшвидкості, отримаємо:

$$V_r = \frac{y_2 \omega}{2\sqrt{2}} = 3,1 \text{ мм/с.}$$

Отримані допустимі значення добре узгоджуються з експериментальними та мають більш низький рівень порівняно з рекомендаціями стандартів.

Висновки

1. Динаміка зубчастих передач визначається резонансним станом у системі між вимушеними коливаннями, тому під час зміни обертів редуктора завжди можливе співпадіння частот збудження з частотою власних коливань, що призводить до руйнування елементів конструкції коліс і вузла загалом.

2. Для передач з похилими і шевронними зубами рівень вібрації від циклічних помилок зачеплення значно нижчий, ніж у передачах з прямозубими колесами.

3. Прагнення зменшити масу і розміри коліс призводить до створення ажурних форм їх тіла і зменшення частот власних коливань диска і обода, в результаті чого зростає ймовірність виникнення резонансних коливань диска і обода колеса під впливом кінематичного збудження через похибки в зачепленні або внаслідок силового збудження.

4. Точне визначення ще на стадії проектування резонансних режимів та зниження їх інтенсивності є ефективним способом підвищення надійності роботи передач стосовно зниження динамічних явищ і підвищення несучої здатності зубчастих передач.

5. Після ремонту, виготовлення та в процесі експлуатації редуктора необхідно реєструвати вібрацію обладнання з метою визначення його технічного стану.

6. Отримані в результаті розрахунку допустимі значення віброшвидкості добре узгоджуються з експериментальними значеннями та мають досить низький рівень порівняно з рекомендованими стандартами.

1 Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1-5 (ISO 10816).

2 Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1-5 (ISO 7919).

3 ГОСТ ЕАСС Колеса зубчастые. Виды повреждений. Классификация и описание. Комитет по стандартизации, метрологии и сертификации при Совете Министров Республики Беларусь. И-Маш – 36 с.

4 Русов В. А. Спектральная вибродиагностика. – 1996 // www.vibrocenter.ru/book.htm

5 Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах: ред.совет: В.Н.Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. Измерения и испытания; под ред. М.Д.Генкина. – 496 с., ил.

6 Бандура В.В. Дослідження вібростану глибинно-насосних штангових установок // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – Вип.36. – Т.8. – С.301-310.

7 Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: справочник / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. – М.: Машиностроение, 1975. – 575 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 03.03.11

Рекомендована до друку професором Лисканичем М.В.