

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДІВ МАШИН ІЗ ЗУБЧАСТИМИ РЕДУКТОРАМИ**О. Г. Маслов, Ю. С. Саленко, Д. Г. Єгоров, Р. А. Вакуленко**

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

вул. Першотравнева, 20, 39600, м. Кременчук, Україна. E-mail: salenko.yulia75@gmail.com

В. Л. Дятловська

ТОВ Науково-виробниче підприємство «Тангстен»

вул. Героїв України, 37/5, м. Світловодськ, 27500, Україна.

Описано кінематичну схему редукторного приводу технологічної машини при робочому режимі виконання технологічного процесу. Позначені моменти інерції електродвигуна, рухомих елементів редуктора, робочого органу і з'єднувальних муфт. Наведено закон зміни моменту сил опору у вигляді суми постійного і змінного моментів сил опору. Змінний момент сил опору представлений у вигляді пульсуючої синусоїдальної функції, яка розкладена в ряд Фур'є. Для спрощення отриманої складної динамічної системи, вона була представлена у вигляді двох, більш простих, еквівалентних динамічних систем, приведених відповідно до вхідного і до вихідного валів зубчастого редуктора. Показана динамічна модель, яка утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до двох мас на вхідному валу редуктора, з'єднаних жорстким валопроводом, на які діють рушійний момент і приведений момент сил опору. Розглянуто сталий рух динамічної системи при дії моментів рушійних сил і змінних моментів сил опору, представлених у вигляді постійної і змінної складової у вигляді ряду Фур'є. Складені рівняння крутильних коливань для кожної маси двомасної динамічної системи, які потім трансформовані в рівняння, що описує закручування вхідного валу зубчастого редуктора при динамічному навантаженні. Визначена функціональна залежність, що описує кут закручування вхідного валу зубчастого редуктора при крутильних коливаннях даної динамічної системи. Показана динамічна модель, утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до двох мас на вихідному валу редуктора, з'єднаних жорстким валопроводом, на які діють наведений рушійний момент і момент сил опору. Складені рівняння крутильних коливань для кожної маси двомасної динамічної системи, які потім трансформовані в рівняння, що описує закручування вихідного валу зубчастого редуктора при динамічному навантаженні. Визначена функціональна залежність, що описує кут закручування вихідного валу зубчастого редуктора при крутильних коливаннях даної динамічної системи. Показано, що величина виникаючих динамічних навантажень в редукторному приводі технологічної машини істотно залежить від змінних моментів рушійних сил і опорів, моментів інерції рухомих мас, кутових швидкостей обертання валів редуктора, кутових частот вимушених коливань і частот власних коливань динамічної системи. Виникаючі реальні навантаження в редукторному приводі при дії змінних сил опору істотно перевищують величину розрахункових статичних навантажень. Наведено рекомендації, які необхідно враховувати при розробці редукторного приводу технологічної машини.

Ключові слова: привід, зубчастий редуктор, крутильні коливання, динамічна модель**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН С ЗУБЧАТЫМИ РЕДУКТОРАМИ****А. Г. Маслов, Ю. С. Саленко, Д. Г. Егоров, Р. А. Вакуленко**

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

ул. Первомайская, 20, 39600, м. Кременчуг, Украина. E-mail: salenko.yulia75@gmail.com

В. Л. Дятловская

ООО Научно-производственное предприятие «Тангстен»

ул. Героев Украины, 37/5, г. Светловодск, 27500, Украина.

Описана кинематическая схема редукторного привода технологической машины при рабочем режиме выполнения технологического процесса. Для упрощения полученной сложной динамической системы, она была представлена в виде двух, более простых, эквивалентных динамических систем, приведенных соответственно к входному и к выходному валам зубчатого редуктора. Показана динамическая модель, образованная в результате приведения инерционных масс всей системы к двум массам на входном валу редуктора, соединенных жестким валопроводом, на которые действуют движущий момент и приведенный момент сил сопротивления. Составлены уравнения крутильных колебаний для каждой массы двухмассной динамической системы при установившемся движении, которые затем трансформированы в уравнение, описывающее закручивание входного вала зубчатого редуктора при динамической нагрузке. Определена функциональная зависимость, описывающая угол закручивания входного вала зубчатого редуктора при крутильных колебаниях рассматриваемой динамической системы. Исследована динамическая модель, образованная в результате приведения инерционных масс всей системы к двум массам на выходном валу редуктора, соединенных жестким валопроводом, на которые действуют приведенный движущий момент и момент сил сопротивления. Определена функциональная зависимость, описывающая угол закручивания выходного вала зубчатого редуктора при крутильных колебаниях рассматриваемой динамической системы. Приведены рекомендации, которые необходимо учитывать при разработке редукторного привода технологической машины.

Ключевые слова: привод, зубчатый редуктор, крутильные колебания, динамическая модель

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. В даний час для визначення основних параметрів зубчастих передач редукторного приводу, відповідно до діючих стандартів використовують статистичні методи розрахунків стандартів (ISO 6336 [1], DIN 3990 [2], ГОСТ 21354-87 [3]), а динамічні навантаження враховують через коефіцієнт динамічності, що залежить від частоти обертання коліс і точності їх виготовлення [4]. Для редукторного приводу технологічних машин такий підхід не дозволяє врахувати розрахунковим шляхом ефективність застосування технічних рішень, спрямованих на зниження динамічних навантажень, що виникають при робочих режимах виконання технологічних процесів. Одним з основних критеріїв працездатності розроблюваного редукторного приводу з зубчастими колесами є втомна міцність його основних вузлів і деталей, на яку істотний вплив роблять динамічні навантаження, що виникають в результаті пересполучення в зубчастих передачах [5, 6], дії змінних сил опору на вихідному валу редуктора при робочих режимах виконання технологічних процесів [7, 8, 9], а також при запуску редуктора під навантаженням і гальмуванні. Основною метою справжніх теоретичних досліджень є визначення динамічних навантажень в редукторно-

му приводі технологічної машини, що виникають в результаті дії змінних сил опору при виконанні робочого режиму.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Для визначення динамічних навантажень, що діють в зубчастому редукторному приводі технологічної машини при робочому режимі виконання технологічного процесу розглянемо його кінематичну схему, представлену на рис. 1. На цій схемі прийняті наступні позначення: J_1 – момент інерції ротора електродвигуна; J_2 – момент інерції сполучної муфти; J_3 – момент інерції вхідного валу редуктора; J_4 і J_5 – моменти інерції відповідно ведучого і веденого зубчастих коліс редуктора; J_6 – момент інерції вихідного валу редуктора; J_7 – момент інерції жорсткої сполучної муфти; J_8 – наведений момент інерції робочого органу технологічної машини; ω_1 і ω_2 – кутові швидкості вхідного і вихідного валів редуктора відповідно; M_{d1} – момент рушійних сил; M_{s1} – момент сил опору.

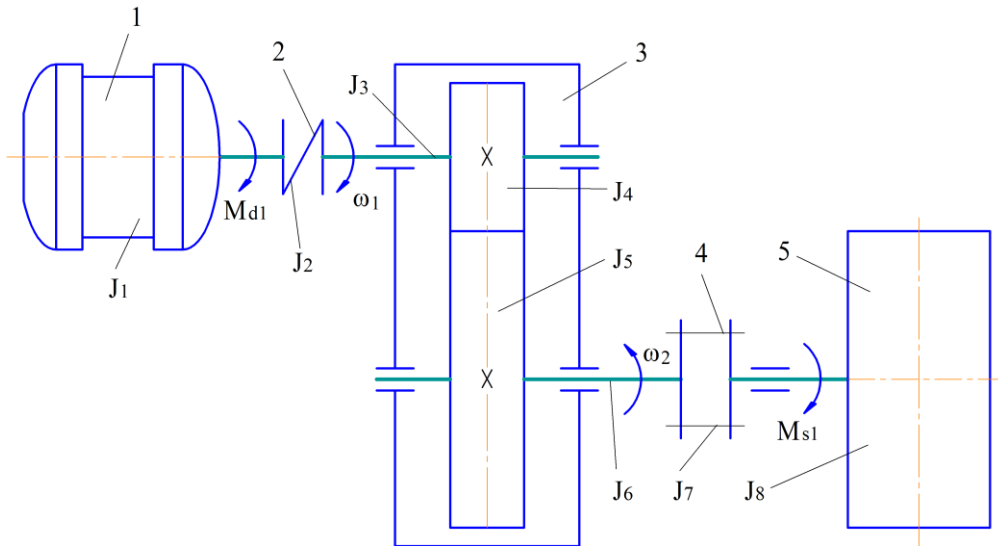


Рисунок 1 – Кінематична схема редукторного приводу:

1 – електродвигун; 2 – муфта, що з’єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора; 3 – одноступінчастий зубчастий редуктор; 4 – жорстка муфта, що з’єднує вихідний вал редуктора з валом приводу робочого органу технологічної машини; 5 – робочий орган технологічної машини.

Момент сил опору M_s можна представити як суму (рис. 2) постійного і змінного моментів сил опору. Момент сил опору можна представити у вигляді такої функції:

$$M_s = M_{s1} + (M_{s2} - M_{s1})|\sin \omega t|. \quad (1)$$

Розкладемо змінний момент сил опору в ряд Фур’є, тобто

$$(M_{s2} - M_{s1})|\sin \omega t| = \frac{2(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} \left[\frac{\cos 2\omega t}{1 \cdot 3} + \frac{\cos 4\omega t}{3 \cdot 5} + \frac{\cos 6\omega t}{5 \cdot 7} + \dots \right] =$$

$$= \frac{2(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}.$$

Використовуючи вирази (1) і (2), знайдемо спільну момент сил опору в наступному вигляді:

$$M_s = \frac{2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}}{\pi} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1} \quad (3)$$

З метою спрощення отриманої складної динамічної системи представимо її у вигляді двох, більш простих, еквівалентних динамічних систем, приведених відповідно до вхідного і до вихідного валів зубчастого редуктора. На рис. 3 показана динамічна модель у вигляді двохмасної системи, утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до вхідного валу редуктора. При цьому будемо розглядати тільки усталений рух динамічної системи, яке може бути описано наступною системою рівнянь:

$$J_{01} \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + k_1 (\theta_1 - \theta_2) = M_{d1}; \quad (4)$$

$$J_{02} \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} - k_1 (\theta_1 - \theta_2) = -M_{sp}, \quad (5)$$

де J_{01} – приведений момент інерції мас до кінця вхідного валу редуктора,

$$J_{01} = J_1 + J_2 + J_3; \quad (6)$$

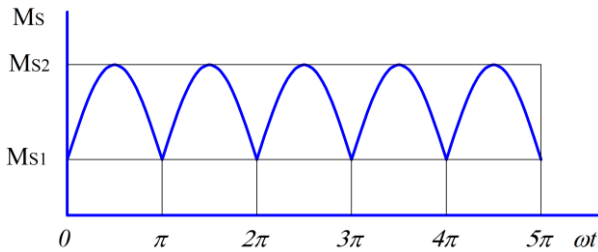


Рисунок 2 – Крива зміни моментів сил опору на приводному валу робочого органу.

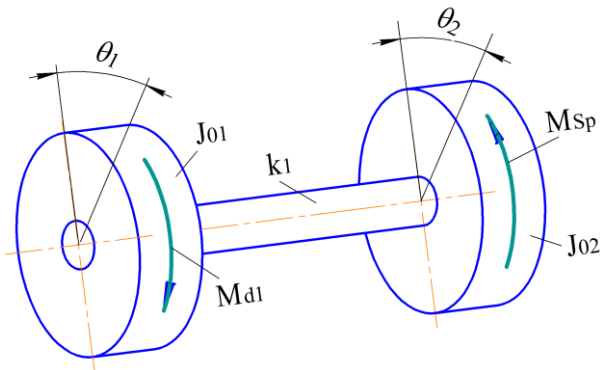


Рисунок 3 – Двохмасна динамічна модель, утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до вхідного валу редуктора

J_{02} – приведений момент інерції мас до шестерні на вхідному валу редуктора,

$$J_{02} = J_4 + (J_5 + J_6 + J_7 + J_8) \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}; \quad (7)$$

θ_1 – кут повороту маси з наведеним моментом інерції; θ_2 – кут повороту маси з приведеним моментом інерції J_{02} ; k_1 – коефіцієнт крутильної жорсткості на вхідному валу редуктора; M_{sp} – приведений момент сил опору,

$$M_{sp} = \frac{[2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}]\omega_2}{\pi\omega_1} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})\omega_2}{\pi\omega_1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (8)$$

M_{d1} – момент рушійних сил.

При усталеному русі момент рушійних сил M_{d1} дорівнює приведеному моменту сил опору M_{sp} , тобто

$$M_{d1} = M_{sp}. \quad (9)$$

Використовуючи вирази (8) і (9), перетворимо рівняння (4) і (5), що описують крутильні коливання розглянутої динамічної системи, до наступного вигляду:

$$J_{01} \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + k_1 (\theta_1 - \theta_2) = \frac{[2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}]\omega_2}{\pi\omega_1} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})\omega_2}{\pi\omega_1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}; \quad (10)$$

$$J_{02} \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} - k_1 (\theta_1 - \theta_2) = -\frac{[2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}]\omega_2}{\pi\omega_1} + \frac{4(M_{s2} - M_{s1})\omega_2}{\pi\omega_1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (11)$$

Розділивши всі члени виразу (10) на J_{01} і вирази (11) на J_{02} , і зробивши певні перетворення, отримаємо систему рівнянь, що описує крутильні коливання динамічної системи, в наступному вигляді:

$$\frac{d^2 \theta_1}{dt^2} + \frac{k_1}{J_{01}} (\theta_1 - \theta_2) = q_{11} - q_{21} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}; \quad (12)$$

$$\frac{d^2 \theta_2}{dt^2} - \frac{k_1}{J_{02}} (\theta_1 - \theta_2) = -q_{12} + q_{22} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (13)$$

де q_{11} , q_{12} , q_{21} , q_{22} – питомі моменти сил опору,

$$q_{11} = \frac{[2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}]\omega_2}{\pi\omega_1 J_{01}}; \quad (14)$$

$$q_{12} = \frac{[2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}]\omega_2}{\pi\omega_1 J_{02}}; \quad (15)$$

$$q_{21} = \frac{4(M_{s2} - M_{s1})\omega_2}{\pi\omega_1 J_{01}}; \quad (16)$$

$$q_{22} = \frac{4(M_{s2} - M_{s1})\omega_2}{\pi\omega_1 J_{02}}. \quad (17)$$

Віднімемо рівняння (13) з рівняння (12) і отримаємо рівняння в наступному вигляді:

$$\frac{d^2 \theta_1}{dt^2} - \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + \left(\frac{k_1}{J_{01}} + \frac{k_1}{J_{02}}\right) (\theta_1 - \theta_2) = (q_{11} + q_{12}) - (q_{21} + q_{22}) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (18)$$

Введемо до виразу (18) позначення

$$\psi_1 = \theta_1 - \theta_2, \quad (19)$$

та отримаємо рівняння, що описує закручування вхідного валу зубчастого редуктора:

$$\frac{d^2\psi_1}{dt^2} + p_{01}^2\psi_1 = q_1 - q_2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}, \quad (20)$$

де ψ_1 – кут закручування вхідного валу редуктора; - частота власних коливань системи,

$$p_{01} = \sqrt{\frac{k_1(J_{01} + J_{02})}{J_{01}J_{02}}}; \quad (21)$$

$$q_1 = q_{11} + q_{12}; \quad q_2 = q_{21} + q_{22}. \quad (22)$$

Для вирішення рівняння (20), введемо в нього наступну функцію:

$$\psi_1 = \psi_{01} + \frac{q_1}{p_{01}^2} \quad (23)$$

і отримаємо

$$\frac{d^2\psi_{01}}{dt^2} + p_{01}^2\psi_{01} = -q_2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (24)$$

Використовуючи рішення рівняння (24) і вираз (23), знайдемо розв'язок рівняння (20) в наступному вигляді:

$$\psi_1 = \frac{q_1}{p_{01}^2} - q_2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{(4n^2 - 1)[p_{01}^2 - (2n\omega)^2]}. \quad (25)$$

Таким чином, визначена функціональна залежність, що описує кут закручування вхідного валу редуктора при крутильних коливаннях розглянутої динамічної системи. На рис. 4 показана динамічна модель у вигляді двохмасної системи, утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до вихідного валу редуктора. При цьому будемо також розглядати тільки усталений рух динамічної системи, яке може бути описано наступною системою рівнянь:

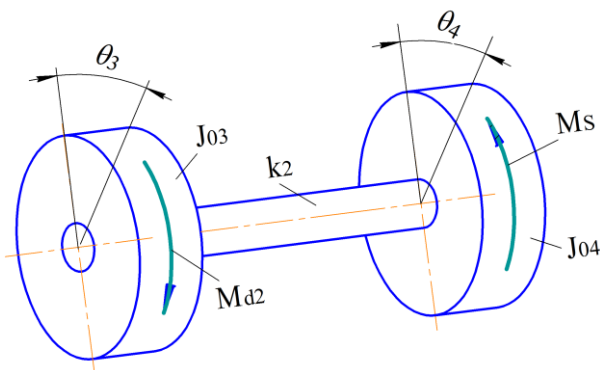


Рисунок 4 – Двохмасна динамічна модель, утворена в результаті приведення інерційних мас всієї системи до вихідного валу редуктора

$$J_{03} \frac{d^2\theta_3}{dt^2} + k_2(\theta_3 - \theta_4) = M_{d2}; \quad (26)$$

$$J_{04} \frac{d^2\theta_4}{dt^2} - k_2(\theta_3 - \theta_4) = -M_s, \quad (27)$$

де J_{03} – приведений момент інерції мас до веденого зубчастого колеса на вихідному валу редуктора,

$$J_{03} = (J_1 + J_2 + J_3 + J_4) \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} + J_5; \quad (28)$$

J_{04} – приведений момент інерції мас до кінця вихідного валу редуктора,

$$J_{04} = J_6 + J_7 + J_8; \quad (29)$$

θ_3 – кут повороту маси з приведеним моментом інерції J_{03} ; θ_4 – кут повороту маси з приведеним моментом інерції J_{04} ; k_2 – коефіцієнт жорсткості на вихідному валу редуктора; M_s – приведений момент сил опору, який визначається залежністю (3); M_{d2} – момент рушійних сил.

При усталеному русі момент рушійних сил дорівнює приведеному моменту сил опору, тобто

$$M_{d2} = M_s. \quad (30)$$

Використовуючи вирази (3) і (30), перетворимо рівняння (26) і (27), що описують крутильні коливання даної динамічної системи, (рис. 4) до наступного вигляду:

$$J_{03} \frac{d^2\theta_3}{dt^2} + k_2(\theta_3 - \theta_4) = \frac{2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}}{\pi} - \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}; \quad (31)$$

$$J_{04} \frac{d^2\theta_4}{dt^2} - k_1(\theta_3 - \theta_4) = -\frac{2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}}{\pi} + \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}. \quad (32)$$

Розділивши всі члени виразу (31) на J_{03} і вирази (32) на J_{04} , і зробивши певні перетворення, отримаємо систему рівнянь, що описує крутильні коливання динамічної системи, в наступному вигляді:

$$\frac{d^2\theta_3}{dt^2} + \frac{k_2}{J_{03}}(\theta_3 - \theta_4) = q_{31} - q_{41} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}; \quad (33)$$

$$\frac{d^2\theta_4}{dt^2} - \frac{k_2}{J_{04}}(\theta_3 - \theta_4) = -q_{32} + q_{42} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}, \quad (34)$$

де q_{31} , q_{32} , q_{41} , q_{42} – питомі моменти сил опору,

$$q_{31} = \frac{2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}}{\pi J_{03}}; \quad (35)$$

$$q_{32} = \frac{2M_{s2} + (\pi - 2)M_{s1}}{\pi J_{04}}; \quad (36)$$

$$q_{41} = \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi J_{03}}; \quad (37)$$

$$q_{42} = \frac{4(M_{s2} - M_{s1})}{\pi J_{02}}. \quad (38)$$

Віднімаючи рівняння (34) з рівняння (33), отримаємо нове рівняння в наступному вигляді:

$$\frac{d^2\psi_2}{dt^2} + p_{02}^2\psi_2 = q_3 - q_4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{4n^2 - 1}, \quad (39)$$

де ψ_2 – кут закручування вихідного валу редуктора,

$$\psi_2 = \theta_3 - \theta_4, \quad (40)$$

p_{02} – частота власних коливань системи,

$$p_{02} = \sqrt{\frac{k_2(J_{03} + J_{04})}{J_{03}J_{04}}}; \quad (41)$$

$$q_3 = q_{31} + q_{32}; \quad q_4 = q_{41} + q_{42}. \quad (43)$$

Рішення рівняння (39) можна представити в наступному вигляді:

$$\psi_2 = \frac{q_3}{p_{02}^2} - q_4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{(4n^2 - 1)[p_{02}^2 - (2n\omega)^2]}. \quad (44)$$

Величину навантажень, що виникають в редукторному приводі можна визначити з наступних виражень:

$$T_1 = k_1\psi_1, \quad T_2 = k_2\psi_2, \quad (45)$$

де T_1, T_2 – крутні моменти, що діють відповідно на вхідному і вихідному валах редуктора.

З аналізу отриманих залежностей видно, що величина динамічних навантажень, що виникають в редукторному приводі технологічної машини істотно залежить від змінних моментів рушійних сил і опорів, моментів інерції рухомих мас, кутових швидкостей обертання валів редуктора, кутових частот вимушених коливань і частот власних коливань динамічної системи. Виникаючі реальні навантаження в редукторному приводі при дії змінних сил опору істотно перевищують величину розрахункових статичних навантажень. Несприятлива робота для приводу буде спостерігатися, коли виконується умова, при якому динамічна складова навантажень перевищує величину статичних складових, тобто

$$q_2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{(4n^2 - 1)[p_{01}^2 - (2n\omega)^2]} > \frac{q_1}{p_{01}^2}; \quad (46)$$

$$q_4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(2n\omega t)}{(4n^2 - 1)[p_{02}^2 - (2n\omega)^2]} > \frac{q_3}{p_{02}^2}. \quad (47)$$

У цьому випадку буде спостерігатися розкриття стиків в зубчастому зачепленні, що призведе до ударів в зубчастому зачепленні, виникненню додаткового шуму і перш за все тимчасовому виходу редуктора з ладу. Найбільш небезпечні випадки, коли частоти власних коливань системи збігаються з частотою вимушених коливань однієї з гармонік:

$$p_{01}^2 - (2n\omega)^2 \approx 0; \quad (48)$$

$$p_{02}^2 - (2n\omega)^2 \approx 0, \quad (49)$$

що призведе до резонансного явища і різкого збільшення навантаження на цій гармоніці.

Тому при розробці редукторного приводу необхідно вибрати такі параметри, щоб виключити різке зростання динамічних навантажень на одній з гармонік, яке спостерігається при виконанні умов (48) і (49).

ВИСНОВКИ. В результаті проведених теоретичних досліджень, отримані залежності, які дозволяють визначити величину навантажень, що виникають в редукторному приводі в процесі роботи технологічної машини, оцінити внесок кожної динамічної складової на навантаження привода, розробити рекомендації по використанню редукторних приводів, а також визначити основні параметри редукторних приводів із зубчастими колесами при новому проектуванні в залежності від основних параметрів технологічної машини.

ЛИТЕРАТУРА

1. ISO 6336-6:2006/Cor 1:2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load. Afnor publ., 2006. 2 p.
2. DIN 3990-2:1987-12. Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance. 1987.
3. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Москва, Изд-во стандартов, 1989. 129 с.
4. Калинин Д. В. Динамический анализ зубчатой передачи. Известия МГТУ «МАМИ», 2015, № 3(25), т. 4, С. 84 – 93.
5. Kahraman, A., Blankenship G. W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters // Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME. 1997. V. 64, Iss. 1. Pp. 217-226.
6. Parker R. G., Vijayakar S. M., Imajo T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons // Journal of Sound and Vibration. 2000. V. 273, Iss. 3. Pp. 435-455.
7. Курушин М. И., Балякин В. Б., Курушин А. М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором. *Известия СНЦ РАН*. 2014. Т. 16, № 4(1). С. 132-136.
8. Кожаринов Е. В. Калинин Д. В., Панов С. А. Бифуркационные процессы в зубчатых передачах // Международный форум двигателестроения: матер. научн.- тех. конгресса по двигателям. М.: 2014. С. 97-99.
9. Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей. А. Г. Маслов, А. Ф. Иткин, Ю. С. Саленко. Кременчуг: ЧП Щербатых А.В., 2014. 324 с.

RESEARCH OF DRIVES OF MACHINES WITH GEAR REDUCERS

A. Maslov, Yu. Salenko, D. Egorov, R. Vakulenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: salenko.yulia75@gmail.com

V. Diatlovska

Scientific Production Association "Tungsten"

vul. Heroes Ukraine, 37/5, Svitlovodsk, 27500, Ukraine.

Purpose. The main purpose of this theoretical research is to determine the dynamic loads in the gear drive of a technological machine that arise as a result of the action of variable resistance forces when performing the operating mode. **Methodology.** The kinematic scheme of the gear drive of a technological machine in the operating mode of the technological process is described. The moments of inertia of the electric motor, the movable elements of the gearbox, the working body and the connecting couplings are indicated. The law of change of the moment of resistance forces in the form of the sum of constant and variable moments of resistance forces is given. The variable moment of the resistance forces is represented as a pulsating sinusoidal function, which is decomposed into a Fourier series. To simplify the resulting complex dynamic system, it was presented in the form of two, simpler, equivalent dynamic systems, reduced respectively to the input and output shafts of the gear reducer. A dynamic model is shown, formed as a result of bringing the inertial masses of the entire system to two masses on the input shaft of the gearbox, connected by a rigid shaft line, which are affected by the driving moment and the reduced moment of the drag forces. The steady-state motion of a dynamical system under the action of moments of driving forces and variable moments of resistance forces, represented as a constant and variable component in the form of a Fourier series, is considered. The equations of torsional vibrations for each mass of a two-mass dynamic system are compiled, which are then transformed into an equation describing the twisting of the input shaft of a gear reducer under dynamic load. A dynamic model is shown, formed as a result of bringing the inertial masses of the entire system to two masses on the output shaft of the gearbox, connected by a rigid shaft line, which are affected by the reduced driving moment and the moment of drag forces. The equations of torsional vibrations for each mass of a two-mass dynamic system are compiled, which are then transformed into an equation describing the twisting of the output shaft of a gear reducer under dynamic load. **Results.** The functional dependences describing the angle of twisting of the input and output shafts of a gear reducer under torsional vibrations of the considered dynamic system are found. **Originality.** It is shown that the magnitude of dynamic loads that occur in the gear drive of a technological machine significantly depends on the variable moments of driving forces and resistances, moments of inertia of moving masses, angular speeds of rotation of the gearbox shafts, angular frequencies of forced vibrations and natural frequencies of the dynamic system. The resulting real loads in the gear drive under the action of variable resistance forces significantly exceed the value of the calculated static loads. **The practical value.** Recommendations are given that should be taken into account in the process of developing a gear drive of a technological machine with variable resistance forces that change according to a certain law.

Key words: drive, gear reducer, torsional vibrations, dynamic model.

REFERENCES

1. ISO 6336-6:2006/Cor 1:2007. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load. Afnor publ., 2006.
2. DIN 3990-2:1987-12. Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance. 1987.
3. GOST 21354-87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evol'ventnye vneshnego zatsepleniia. Raschet na prochnost'* [GOST 21354-87. The cylindrical evolvent gears of external gearing. Strength calculation]. Moscow, Standartinform publ., 1989. 129 p.
4. Kalinin, D. V. (2015), *Dinamicheskii analiz zubchatoi peredachi* [Dynamic analysis of gear pair]. Izvestiia MGTU «MAMI» [Izvestiya MGTU «MAMI»], no. 3(25), vol. 4, pp. 84-93.
5. Kahraman, A., Blankenship, G. W. (1997), Experiments on nonlinear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters // Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME. V. 64, Iss. 1, pp. 217-226.
6. Parker, R. G., Vijayakar, S. M., Imajo, T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons // Journal of Sound and Vibration. 2000. V. 273, Iss. 3, pp. 435-455.
7. Kurushin, M. I., Balyakin, V. B., Kurushin, A. M. (2014), *Eksperimentalnyye issledovaniya prichin vozbuzhdeniya kolebaniy elementov turbovintovogo dvigatelya s differentsialnym reduktorom* [Experimental investigation of the courses of vibration excitation of elements of gas turbine engines with a differential reduction gearbox] // Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN. V. 16, no. 4(1), pp. 132-136. (In Russ.)
8. Kozharinov, Ye. V., Kalinin, D. V., Panov, S. A. (2014), *Bifurkatsionnyye protsessy v zubchatykh peredachakh* [Bifurcation processes in gear systems]// International Forum of Propulsion Engineering: Proceedings of a scientific and technical conference on engines. Moscow: pp. 97-99. (In Russ.)
9. Maslov, A. G., Itkin, A. F., Salenko, Y. S. (2014), *Vibratsionnyye mashiny dlya prigotovleniya i uplotneniya betonnykh smesey* [Vibrating machines for the preparation and compaction of concrete mixes], PP Cherbatykh, Kremenchug, Ukraine.

Стаття надійшла 20.11.2020.