

УДК 621.83.062.6

М.І. Субботіна, канд. техн. наук, Одес. нац. акад.
харчових технологій

ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ З МЕТОЮ ВИЗНАЧЕННЯ МЕЖ ЗАСТОСУВАННЯ ІМПУЛЬСНИХ РЕДУКТОРІВ ІЗ МЕХАНІЗМОМ ВІЛЬНОГО ХОДУ

М.І. Субботіна. Чисельні дослідження динамічної моделі з метою визначення меж застосування імпульсних редукторів із механізмом вільного ходу. На підставі аналізу динаміки імпульсного редуктора з перетворюючим важільним механізмом і механізмом вільного ходу (МВХ) виконано чисельні дослідження взаємозв'язку геометричних і інерційних характеристик редуктора. Установлено параметри, при яких через піддатливість МВХ імпульсні редуктори на високих передаточних відношеннях припиняють функціонування.

М.И. Субботина. Численные исследования динамической модели с целью определения границ применения импульсных редукторов с механизмом свободного хода. На основании анализа динамики импульсного редуктора с преобразующим рычажным механизмом и механизмом свободного хода (МСХ) выполнены численные исследования взаимосвязи геометрических и инерционных характеристик редуктора. Установлены параметры, при которых ввиду податливости МСХ импульсные редукторы на высоких передаточных отношениях прекращают функционирование.

M.I. Subbotina. Numerical investigations of the dynamic model with the aim of determining the application borders of pulse reduction gears with a free-wheeling mechanism. On the basis of analysing the dynamics of the pulse reduction gear with the transforming lever motion mechanism and a free-wheeling mechanism (FWM), the numerical investigations of interaction of the reductor geometrical and inertial characteristics have been carried out. The parameters, under which impulse reductors, at high transmissive ratio, stop functioning due to compliance of FWM, have been determined.

Дослідження показали, що піддатливість механізму вільного ходу (МВХ) впливає на передаточне відношення як основну характеристику імпульсного редуктора у значній мірі [1...3]. При високих передаточних відношеннях деформація ланок МВХ може призвести до зупинки вихідного вала редуктора, при цьому редуктор припиняє функціонування.

Найбільший кут ξ_{\max} відносного повороту ведучої і веденої обойм МВХ при заклинюванні залежить не тільки від конструкції МВХ, але й від інерційних характеристик конструкції редуктора, від зовнішніх силових чинників. Проведений наближеними методами аналіз двомасової динамічної моделі імпульсного редуктора, до складу якого входить важільний перетворюючий механізм [1], дав можливість одержати вираз

$$\xi_{\max} = \frac{4\omega_n^3 r R (\operatorname{tg}\beta_3 - \beta_3)}{\pi p^3 \sqrt{1 - R^2}}, \quad (1)$$

де r, R — довжини ланок механізму відносно стояка,

p — частота вільних коливань веденої системи, $p = \sqrt{A/I_2}$,

A — жорсткість МВХ,

I_2 — момент інерції веденої підсистеми, яка складається з веденої ланки МВХ і виконавчого механізму, приведеного до веденої ланки МВХ,

$$\operatorname{tg}\beta_3 = \frac{\pi p}{2\omega_n^3 k} \left(\frac{T_c}{I_2} + k\omega_n^2 \right),$$

k — коефіцієнт, $k = rR/\sqrt{1-R^2}$ для кулісного механізму $OABC$ (рис. 1),

T_c — момент зовнішніх сил, приведений до вихідної ланки редуктора,

ω_n — номінальна кутова швидкість ведучої ланки.

З урахуванням піддатливості МВХ передаточне відношення імпульсного редуктора

$$u_n = 2\pi/(\Phi_{\max} - \xi_{\max}), \quad (2)$$

де Φ_{\max} — кут повороту вихідної ланки перетворюючого механізму за цикл,

$$\Phi_{\max} = \arcsin(\sqrt{n^2 + 4rR} - n);$$

$$n = (R - r)\sqrt{1 - (R + r)^2}.$$

При використанні залежностей (1) і (2) стає можливим визначення передаточного відношення імпульсного редуктора з урахуванням піддатливості МВХ.

Для кулісного механізму одержана розрахункова формула у вигляді [2] (див. рисунок 1)

$$u_n = \frac{\pi}{s_2 \left(s_3 \arctg \left(\frac{1}{s_3} \left(1 + \frac{T_c}{s_2 A} \right) \right) - 1 \right) + 0,5s_1 - \frac{T_c}{A}}, \quad (3)$$

де $s_1 = \arcsin(r + R) + \arcsin(r - R)$;

$$s_2 = \frac{r\omega_n^2 R}{p^2 \sqrt{1 - R^2}};$$

$$s_3 = \frac{2\omega_n}{\pi p}.$$

Вираз (3) дозволяє виконати чисельні дослідження динамічної моделі імпульсного редуктора з метою визначення граничних значень параметрів, при яких можливе функціонування редуктора.

При заданих R і передаточному відношенні u_T (середньому за цикл) кулісного механізму виконується проектний розрахунок розмірів механізму: визначається r методом Больцано із рівняння $u_T = 2\pi/(\arcsin(R + r) - \arcsin(R - r))$.

При відомих r , ω_n , I_2 , A , T_c , з рівняння (3) знаходиться передаточне відношення u_n з урахуванням піддатливості МВХ. Варіюючи величини A , ω_n , T_c , у результаті розрахунку отримується залежність $u_n = u_n(T_c)$ для МВХ різної жорсткості при різних середніх за цикл передаточних відношеннях редуктора.

Для проведення чисельного експерименту складений алгоритм розрахунку передаточного відношення. Вихідними даними виступають параметри привода: потужність $P_d = 3$ квт, $\omega_n = 97,5$ рад/с, $I_1 = 0,014$ кг·м², $A = 2980$ Н·м/рад (МВХ МН 3-61). Розрахунки виконані при значеннях параметрів редуктора, що перебувають у таких інтервалах: $\omega_n \in [50...125]$ рад/с; $T_c \in [5...125]$ Н·м; $I_2 \in [0,01...0,3]$ кг·м² для $u_T \in [25...200]$. Досліджено величину передаточного відношення для МВХ із різною піддатливістю $A \in [400...10000]$ Н·м/рад.

Результати розрахунків можна подати у вигляді графіків (див. рисунки 2...5), з яких випливає, що зі збільшенням навантаження на веденому валу редуктора передаточне відношення в порівнянні із заданим збільшується (див. рисунок 2). Це пояснюється збільшенням деформації МВХ при зростанні навантаження. МВХ більшої піддатливості істотно змінюють передаточне відношення u . Для МВХ із $A = 2980$ Н·м/рад при навантаженні $T_c = 50$ Н·м і при $u_T = 25$ передаточне відношення редуктора збільшується в 1,2 разу, при $u_T = 100$ — в 2,3 разу.

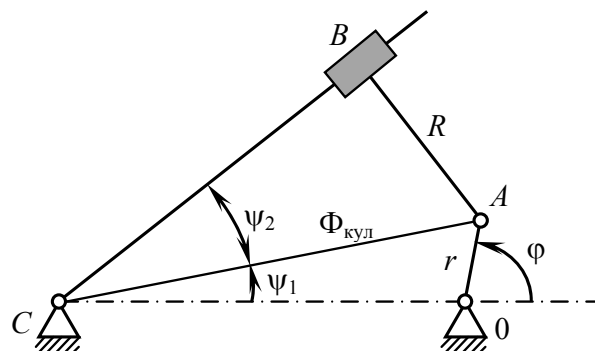


Рис. 1. Схема кривошипно-кулісного механізму

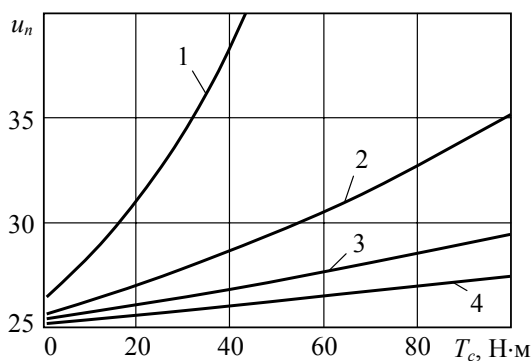


Рис. 2. Зміна передаточного відношення $u_n = u_n(T_c)$ при $I_2=0,07 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_n=97,5 \text{ рад/с}$; $u_T=25$; $A=1000$ (1); 2980 (2); 5800 (3); 10000 Н·м/рад (4)

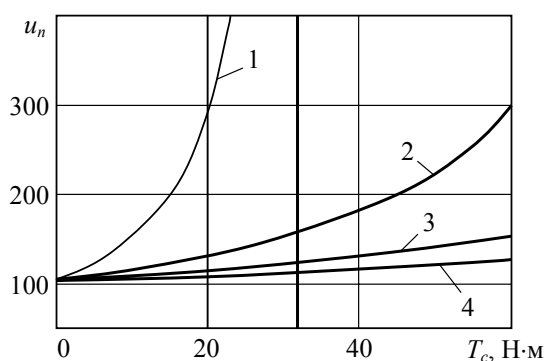


Рис. 3. Зміна передаточного відношення $u_n = u_n(T_c)$ при $I_2=0,07 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_n=97,5 \text{ рад/с}$; $u_T=100$; $A=1000$ (1); 2980 (2); 5800 (3); 10000 Н·м/рад (4)

При збільшенні навантаження, починаючи з деякого значення T_c , відбувається різке зростання u_n , тобто настає останов веденого вала. Чисельний аналіз показав, що для передаточних відношень до 30 можлива робота редуктора при T_c до 150 Н·м, для передаточних відношень понад 100 передача руху можлива при навантаженні до (60...80) Н·м. Для МВХ із $A=2980 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$ при $\omega_n=97,5 \text{ рад/с}$ і $u_T=200$ функціонування редуктора можливе при навантаженнях на веденому валу не більше 30 Н·м (див. рисунки 3 і 4).

При змінах частоти обертання двигуна спостерігається стабільна тенденція також до зростання u (див. рисунки 4 і 5).

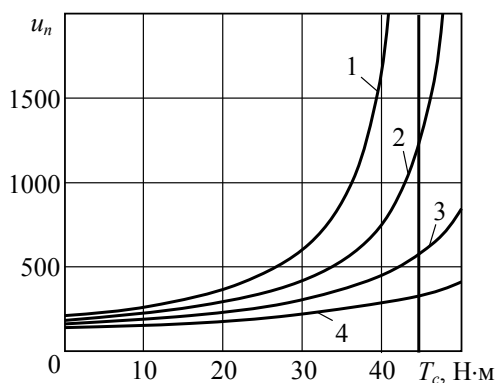


Рис. 4. Зміна передаточного відношення $u_n = u_n(T_c)$ при $A=2980 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $I_2=0,07 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_n=97,5 \text{ рад/с}$; $u_T=200$ (1); 175 (2); 150 (3); 125 (4)

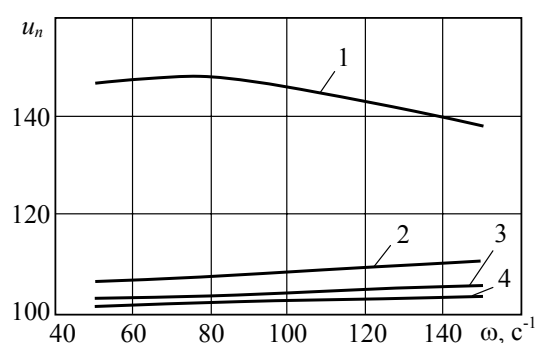


Рис. 5. Зміна передаточного відношення $u_n = u_n(\omega_n)$ при $u_T=25$; $I_2=0,07 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $T_c=5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $A=550$ (1); 2980 (2); 5800 (3); 10000 Н·м/рад (4)

При збільшенні ω_n від 50 до 100 рад/с ($A=2980 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $T_c=5 \text{ Н}\cdot\text{м}$) передаточне відношення редуктора зростає на 1,2 і 6,5 % для $u_T=25$ і $u_T=100$, відповідно. Якщо жорсткість МВХ менше 600 Н·м/рад, при збільшенні ω_n відтворюється зростання u (див. рисунок 5).

Чисельні дослідження динамічної моделі імпульсного редуктора, виконані за допомогою отриманого наближеними методами виразу (3), показують вагомий вплив жорсткості МВХ на характеристики редуктора. Наведена методика, в якій існує зв'язок між геометричними і інерційними характеристиками редукторів, дозволяє проводити чисельний аналіз з метою визначення граничних значень параметрів, при яких можливе функціонування редуктора. Така оцінка параметрів зручна і на етапі проектування, і в період експлуатації імпульсних редукторів.

Література

1. Субботіна, М.І. Розрахунок імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності механізму вільного ходу / М.І. Субботіна // Вісн. технол. ун-ту Поділля. — Хмельницький, 2004. — № 1, ч. 1: Технічні науки. — С. 33 — 37.

2. Субботіна, М.І. Динамічне дослідження впливу жорсткості механізму вільного ходу на основні характеристики імпульсного редуктора при зміні експлуатаційних умов / М.І. Субботіна // Наук. пр. / ОНАХТ. — Одеса, 2008. — Вип. 34, т. 1. — С. 275 — 279.
3. Архангельский, Г.В. Импульсные редукторы / Г.В. Архангельский. — Одесса: Наука и техника, 2009. — 76 с.

Рецензент д-р. техн. наук, проф. Одес. нац. акад. харч. технологій Архангельський Г.В.

Надійшла до редакції 12 лютого 2010 р.