

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

СУББОТІНА МАРИНА ІВАНІВНА

УДК [621.83.062: 531.395].001.57

ДИНАМІКА І МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ІМПУЛЬСНИХ РЕДУКТОРІВ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Одеській національній академії харчових технологій.

Науковий керівник

доктор технічних наук, професор

Мальцев Василь Федорович,

Одеська національна академія харчових технологій

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Бірюков Борис Миколайович,

Одеський національний політехнічний університет,

професор кафедри технології конструкційних матеріалів

та матеріалознавства

кандидат технічних наук, доцент

Конопльов Анатолій Васильович,

Одеський національний морський університет,

доцент кафедри теорії механізмів і машин

і деталей машин

Провідна установа

Національний технічний університет України „КПІ”

Міністерства освіти і науки України,

кафедра технічної механіки, м. Київ

Захист відбудеться “1” жовтня 2004 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.052.02 в Одеському національному політехнічному університеті, м. Одеса, пр. Шевченка, 1.

З дисертацією можна ознайомитися в науковій бібліотеці Одеського національного політехнічного університету, м. Одеса, пр. Шевченка, 1.

Автореферат розісланий “ 20 ” серпня 2004 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради

Оборський Г.О.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Прогрес сучасного машинобудування зв'язаний з розробкою нових методів розрахунку, удосконалюванням засобів проектування і створенням нових конструкцій машин і устаткування. Розвиток теорії й основ проектування імпульсних редукторів, як представників перспективного сімейства інерційно-імпульсних систем, має важливе значення для поліпшення якісних характеристик і автоматизації різних технологічних процесів. Можливість одержання великих передаточних відношень і різних законів руху робочого органа, переривчастого і безперервного з заданою нерівномірністю руху, забезпечує імпульсним редукторам широке використання в різних галузях промисловості (у приводах металорізальних верстатів, будівництві, транспортних пристроях і ін.). Широта можливостей імпульсних редукторів з механізмом вільного ходу (МВХ) і недостатня вивченість процесів функціонування свідчать про необхідність дослідження динамічних властивостей і характеристик імпульсних редукторів і на базі отриманих результатів створення нових методів розрахунку і проектування, удосконалювання їх конструкцій.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана в рамках тематичних планів науково-технічних робіт кафедр деталі машин, механіки твердого тіла ОНАХТ. Робота відповідає державній науково-технічній програмі "Підвищення надійності і довговічності машин та конструкцій", а також Програмі Кабінету Міністрів "Україна - 2010" (проект 4 – "Технологічне та технічне оновлення виробництва").

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є створення комплексу науково-обґрунтованих методів динамічного аналізу систем імпульсних редукторів із МВХ і на їх основі визначення законів руху ведених ланок, найбільших динамічних навантажень на МВХ та розробка методики їх розрахунку і проектування.

Для досягнення мети були вирішені наступні задачі:

1. Виконати аналіз відомих конструкцій імпульсних редукторів і огляд теоретичних і експериментальних досліджень, визначити напрямки досліджень.
2. Установити вплив деформацій навантажених елементів передачі, розмірів ланок перетворюючого механізму (ПМ), інерційних і силових параметрів передачі на середнє передаточне відношення редуктора.
3. Дослідити динаміку повного циклу руху ланок редуктора з аналітичним зв'язком параметрів суміжних періодів циклу.
4. Розробити математичну модель імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності ланок.
5. Розробити математичну модель імпульсного редуктора з приводом від двигуна з коливним ротором.

6. Розробити методику розрахунку і проектування імпульсних передач з урахуванням пружності ланок.
7. Розробити алгоритм і програму чисельного рішення задач дослідження на ЕОМ.
8. Спроекувати експериментальний стенд і виконати експерименти з метою перевірки результатів теоретичних досліджень.

Об'єктом проведеного дослідження є динаміка імпульсного редуктора як механічної системи перемінної структури.

Предмет дослідження - імпульсні редуктори з механізмом вільного ходу.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на наступних методах: теорії пружності, теорії коливань, математичного аналізу, операційного числення, кінематичного і динамічного аналізу важільних механізмів, розрахунку роликів механізмів вільного ходу, моделювання електромеханічних систем, динамічного аналізу машинних агрегатів.

Використано чисельні методи рішення трансцендентних рівнянь і систем диференціальних рівнянь.

В основу експериментальних досліджень покладені методи дослідження механічних імпульсних передач, методи електричних вимірів кутових швидкостей, тензометрії; довірчі оцінки розраховані з використанням методів математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Удосконалено метод аналізу динаміки повного циклу руху ланок імпульсного редуктора, який виконується, на відміну від відомого графоаналітичного методу, аналітично.
2. Уперше встановлено в узагальненому аналітичному вигляді взаємозв'язок середнього передаточного відношення з параметрами робочої машини, розмірами ланок, кутовою швидкістю вхідного вала і пружністю МВХ.
3. Уперше в узагальненому вигляді визначено найбільші динамічні навантаження, які передає МВХ імпульсного редуктора з важільним перетворюючим механізмом.
4. Уперше розроблено метод визначення середнього передаточного відношення імпульсного редуктора з урахуванням деформацій навантажених елементів передач.
5. Уперше розроблена і проаналізована методом збурювань узагальнена математична модель імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом, що враховує пружність ланок.
6. Уперше запропонована математична модель і методами операційного числення отримані аналітичні вирази законів руху ланок імпульсного редуктора з приводом від електромагніту.
7. Уперше розроблена методика розрахунку і проектування імпульсного редуктора з урахуванням пружності ланок.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці:

- методів динамічного аналізу, які рекомендуються до використання при перевірочних і проектних інженерних розрахунках;
- методу визначення динамічних навантажень на найбільш навантажений елемент редуктора – MBX, який дозволив розробити і запатентувати нову конструкцію MBX підвищеної навантажувальної здатності;
- методики розрахунку і проектування імпульсних редукторів з урахуванням пружності ланок за заданим середнім передаточним відношенням і коефіцієнтом нерівномірності руху, що рекомендується до використання при проектуванні;
- готових до застосування алгоритму і програми розрахунку в MathCAD повного циклу руху ланок імпульсного редуктора будь-якого різновиду, які дозволяють визначити найбільші навантаження на MBX, закон руху ланок веденого вала, динамічні характеристики імпульсних редукторів. Застосовані в навчальному процесі; рекомендуються для використання у проектних організаціях.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні й експериментальні дослідження з теми дисертаційної роботи виконані автором самостійно [1,2,3,5,6,9,11] і разом з науковим керівником [4,7,8,10] і іншими співавторами. Особисто здобувачем розроблено:

аналітичний метод дослідження динаміки повного циклу руху ланок імпульсного редуктора зі зв'язком параметрів суміжних періодів циклу; алгоритм і програма розрахунку на ПЕОМ; математична модель і виконано в узагальненому вигляді аналіз імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності ланок; математичні моделі редуктора з приводом від коливального електропривода й отримане аналітичне рішення моделі редуктора з приводом від електромагніту; метод дослідження і на його основі проведений аналіз впливу на середнє передаточне відношення параметрів робочої машини, розмірів ланок, кутової швидкості вхідного вала і пружності MBX; визначено в узагальненому вигляді найбільший динамічний момент, який передає MBX імпульсного редуктора з важільним ПМ; на основі запропонованого методу визначені динамічні навантаження і виконано розрахунок на міцність і жорсткість елементів MBX нової конструкції; метод визначення і на його основі проведений аналіз середнього передаточного відношення імпульсного редуктора з урахуванням деформацій навантажених елементів передачі; в узагальненому вигляді наближеними методами аналітичні вирази функцій положення важільних механізмів і кути розмаху вихідних ланок; експериментальна установка, методика проведення експерименту, виконання й аналіз результатів експерименту; методика розрахунку і проектування імпульсного редуктора з урахуванням пружності ланок.

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися на VI, VII Всесоюзних науково-технічних

конференціях по керованих і автоматичних механічних приводах і передачах гнучким зв'язком (Одеса: ОТІХП. – 1980, 1986), III конференції по інерційно-імпульсних механізмах, приводах і пристроях (Челябінськ: Челябінський політехнічний інститут. – 1982), на II Всесоюзному з'їзді по теорії механізмів і машин (Одеса: Одеський політехнічний інститут. – 1982), на 50, 55, 60, 61, 62, 63 наукових конференціях Одеської національної академії харчових технологій (Одеса: ОТІХП. – 1990, 1995; ОДАХТ. – 2000, 2001, 2002, ОНАХТ. – 2003). Матеріали дисертаційної роботи доповідалися на наукових семінарах кафедр механіки твердого тіла і прикладної механіки ОНАХТ. Повний зміст дисертації повідомлений на об'єднаному засіданні кафедр механіки ОНАХТ, на об'єднаному засіданні кафедр Інституту машинобудування Одеського національного політехнічного університету.

Публікації. Основні положення і результати досліджень опубліковані в 18 роботах, з них 7 – статті в спеціальних журналах і збірниках наукових праць, 1 – патент на винахід, 10 – тези доповідей на наукових конференціях і з'їзді.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків і 4-х додатків на 25 сторінках. Повний обсяг – 182 сторінки, містить 91 рисунок, 5 таблиць і список використаних джерел з 135 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми роботи, мета, важливість і основні задачі; визначені наукова новизна і практична цінність отриманих результатів досліджень.

У **першому розділі** проведений огляд опублікованих робіт у досліджуваній галузі. З огляду впливає, що імпульсні передачі в даний час застосовуються в перспективних галузях техніки. У приводах пристроїв і машин, де пульсуючий рух сприяє поліпшенню показників технологічного процесу і якості продукції, їхнє застосування найбільш ефективно. Наприклад, при бетонуванні колон машинного залу Красноярської ГЕС щити переміщувалися за допомогою імпульсного редуктора з передаточним відношенням 6300 зі швидкістю 0,6 м/год., імпульсний редуктор у приводі клапана великого суднового дизеля забезпечує довговічність клапана понад 10000 годин.

У роботі виконаний огляд найбільш досконалих і оригінальних конструкцій редукторів з електроприводом обертального руху з ПМ. Широке застосування знайшли конструкції І.І.Порошина. Аналіз конструкцій показав, що найбільше розповсюдження одержали редуктори з електроприводом обертального руху і з кулісним механізмом. Вони випускаються як вузли загальномашинобудівного застосування, деякі з них випускаються закордонними фірмами в умовах спеціалізованого виробництва. Виконано огляд і класифікацію імпульсних редукторів із приводом від коливальних двигунів різних принципів дії. У роботі розглядаються конструктивні варіанти таких різновидів імпульсних редукторів. У зв'язку з розвитком європейських програм у

новій галузі – мехатроніки – відзначається перспективність приводів нерівномірного руху, серед яких особливо виділяється зазначений різновид імпульсних редукторів із MBX. Вони випускаються фірмами серійно для відносно невеликих потужностей. Їхні достоїнства дають підставу сказати, що такі редуктори знайдуть застосування і в нашій країні.

Головною складовою частиною імпульсного привода, яка значно відрізняє його від інших передач, є MBX. Розвиток досліджень передач зв'язано з розробкою питань динаміки руху і, зокрема, функціонування MBX і його основних елементів. Представлено аналіз стану досліджень імпульсних редукторів в Україні і за рубежом. Цим проблемам присвячені роботи А.Н.Куликова, А.А.Благодіра, М.П.Пилипенко, А.Ф.Торговицького, С.П.Баженова, А.І.Леонова, М.П.Горіна, В.І.Пожбелко, В.Е.Летопура, А.Є.Кроппа, Г.В.Архангельського й ін. Особливо вагомий внесок зроблений професором В.Ф.Мальцевим. В Україні дослідження MBX виконуються в Одесі, Донецьку, Тернополі, Львові. Б.Д.Білоусом проведені дослідження для п-маятникового віброперетворювача з MBX. За рубежом найбільша частина досліджень імпульсних редукторів проводилася К.Найн, Н.Реекен, J.Looman (Німеччина); D.Kohli, G.N.Sandor (США); D.Teodorescu (Румунія), ученими Франції, Японії. Стан питання з дослідження імпульсних передач дозволив зробити висновок, що дослідження найчастіше виконувалися стосовно до варіаторних приводів і частково можуть бути поширені на імпульсні редуктори. Задачі аналізу руху елементів імпульсних передач зважувалися в основному графоаналітичним методом. Дотепер відсутній аналітичний опис і алгоритм розрахунку повного циклу руху ланок імпульсного редуктора. Наявні дослідження були спрямовані в основному на вивчення динаміки циклічного руху, жорстких динамічних моделей, обґрунтування раціональних схем і конструкцій ПМ і MBX. Мало вивчені імпульсні системи з урахуванням пружності навантажених ланок. При динамічному дослідженні імпульсних передач враховувалася тільки пружність MBX, однак ступінь впливу пружності MBX не вивчався. Питання пружності інших навантажених ланок передачі не розглядалися, у той час як пружність ланок впливає на закони руху вихідного вала редуктора. Аналіз впливу силових факторів на характеристики імпульсного редуктора не проводився. Експериментальні дослідження імпульсних редукторів виконувалися в основному з метою вивчення функціонування елементів MBX. Питання дослідження динаміки імпульсних редукторів із приводом від двигуна коливального руху, їх розрахунку і проектування залишалися невіршеними.

В другому розділі розглянуті питання теоретичного дослідження динаміки руху ланок імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом і впливу пружності ланок механізмів на основні характеристики редуктора.

За допомогою наближених методів з використанням розкладань у ряди біноміальний і Маклорена вирішена задача визначення функцій положення кривошипно-кулісного механізму, коромислового механізму як замінювальних і просторового механізму універсального шарніра

Гука у вигляді "косого ключа Гука". У результаті аналізу отримано узагальнений вираз функції положення для трьох різновидів механізмів $\Phi(\varphi) = c_1 + c_2 \sin \varphi - c_3 \cos \varphi$, де c_1, c_2, c_3 – постійні, залежні від розмірів ланок механізму, знайдені для кожного механізму, φ – кут повороту вхідного вала. Для кожного механізму знайдені наближені вирази для визначення кута Φ_{max} розмаху вихідної ланки. Отриманий вид функції положення зручний при виконанні динамічного аналізу і для попередньої оцінки співвідношення максимального кута φ_{max} відносного повороту обійм МВХ і Φ_{max} при високих передаточних відношеннях, коли їхні величини можуть бути співмірні.

Розроблено метод визначення передаточного відношення імпульсних передач з урахуванням пружності навантажених елементів передачі. З урахуванням пружності середнє за цикл передаточне відношення імпульсного редуктора $u_n = 2 \cdot \pi / (\Phi_{max}^n - \xi_{max})$, де Φ_{max}^n – кут повороту вихідної ланки ПМ за цикл з урахуванням пружності елементів механізму. Метод визначення передаточного відношення імпульсної передачі, який пропонується, розглядається на прикладі найбільш розповсюдженої конструкції редуктора з кулісним механізмом (рис. 1). Кут

Рис. 1. Імпульсний редуктор з кулісним механізмом

розмаху куліси визначається як $\Phi_{max}^n = \Phi_{max} - \Delta\Phi$, зменшується на $\Delta\Phi = \Delta\Phi_1 + \Delta\Phi_2 + \Delta\Phi_3$, де $\Delta\Phi_1, \Delta\Phi_2, \Delta\Phi_3$ – зміни кута Φ відповідно в результаті деформації опор, внаслідок контактної деформації в місці зіткнення куліси й ексцентрика і радіальної деформації підшипника на ексцентрику, а також через згинання куліси. З геометричних співвідношень після перетворень отримано

$$\begin{aligned} \Delta\Phi_1 &= \arctg[(\sqrt{1 + 4 \cdot m \cdot (m + (\delta_o + \delta_c) / a) - 5m^2} - \sqrt{1 - m^2}) / 2m], \\ \Delta\Phi_2 &= \arctg \frac{(\delta_k + \delta_n) / a}{(1 + \operatorname{tg}^2 \Delta\Phi_1) \cdot \sqrt{1 - m^2} + m \cdot \operatorname{tg} \Delta\Phi_1}, \\ \Delta\Phi_3 &= \arctg \frac{F_r \cdot (a_1 + a_2)^3}{2 \cdot (a_1 + R_{MCX}) \cdot E \cdot I_\sigma} \left[2 \ln \frac{a_2}{a_1 + a_2} + \frac{2a_1^2 - a_2^2}{(a_1 + a_2)^2} + 1 \right], \end{aligned} \quad (3)$$

де δ_o, δ_c – деформації опор, δ_k, δ_n – деформації в місці контакту ланок, F_r – радіальне навантаження на підшипник ексцентрика, $m, a, a_1, a_2, I_\sigma, R_{MCX}$ – геометричні характеристики ланок редуктора, E – приведений модуль Юнга.

На підставі встановленого аналітичного взаємозв'язку передаточного відношення імпульсного редуктора з піддатливістю опор, деформаціями від згинання і контакту ланок

механізму досліджений вплив кожного з навантажених елементів на середнє передаточне відношення редуктора для ряду значень середніх передаточних відношень u при варіюванні навантажень на вихідному валу редуктора. Виконано порівняльний аналіз впливу піддатливості ланок для трьох різних конструкцій імпульсних редукторів з кулісним механізмом: імпульсного редуктора фірми Stieber & Nebelmeier, конструкції ОТХП і експериментальної установки. Аналіз показав вплив піддатливості кожної ланки на передаточне відношення редуктора у бік його збільшення і ступінь їхнього впливу (рис. 2). Піддатливість МВХ на передаточне відношення редуктора впливає найзначніше.

Рис. 2. Відносна зміна $\alpha = (u_n - u_T)/u_T$ передаточного відношення u_n редуктора з урахуванням пружності ланок при зростанні навантаження:
 1 – деформація опор; 2 – контактна деформація ексцентрика і куліси;
 3 – деформація куліси

При рішенні системи нелінійних диференціальних рівнянь руху редуктора наближеними методами обґрунтований ряд допущень і використане найбільш зручне представлення функції $\Phi(\psi)$ в узагальненому вигляді. Отримане рішення має вигляд

$$\xi(t) = \left(\frac{T_c}{A} + \frac{c_3 \cdot \omega_n^2}{p^2} \right) \cdot (1 - \cos(p \cdot t)) + \frac{2 \cdot c_3 \cdot \omega_n^3}{\pi \cdot p^2} \cdot \left(\frac{1}{p} \cdot \sin(p \cdot t) - t \right), \quad (4)$$

де ω_n – номінальна кутова швидкість ведучого вала, T_c – момент сил опору, I_2 – приведений до веденої ланки МВХ момент інерції веденої системи, який складається з веденої ланки МВХ і виконавчого механізму (ВМ), A – жорсткість МВХ, $p = \sqrt{A/I_2}$ – частота вільних коливань веденої системи. Час заклинювання МВХ: $t_3 = \frac{2 \cdot \beta}{p}$; $tg\beta = \frac{\pi \cdot p}{2 \cdot \omega^3 \cdot c_3} \cdot \left(\frac{T_c}{I_2} + c_3 \cdot \omega^2 \right)$. Максимальне значення

відносного кута повороту обойм МВХ для кожного з розглянутих перетворюючих механізмів $\xi_{\max} = \frac{4 \cdot \omega^3 \cdot c_3 \cdot (tg\beta - \beta)}{\pi \cdot p^3}$. Найбільший момент, що діє на ланки редуктора і МВХ, $T_{\max} = A \xi_{\max}$.

За допомогою виразу, отриманого для ξ_{\max} , визначається аналітичний взаємозв'язок передаточного відношення u_n (при $\Phi_{\max}^n = \Phi_{\max}$) з піддатливістю МВХ, кутовою швидкістю ω_n , розмірами ланок редуктора і параметрами робочої машини для різних важільних перетворюючих механізмів. Для імпульсного редуктора з кулісним механізмом з урахуванням пружності МВХ отримана залежність

$$u_n = \frac{\pi}{s_2 \cdot (s_3 \cdot \arctg\left(\frac{1}{s_3} \cdot \left(1 + \frac{T_c}{s_2 \cdot A}\right)\right) - 1) + 0.5 \cdot s_1 - \frac{T_c}{A}}, \quad (5)$$

де $s_1 = \arcsin(r + R) + \arcsin(r - R)$; $s_2 = \frac{r \cdot \omega_n^2 \cdot R}{p^2 \cdot \sqrt{1 - R^2}}$; $s_3 = \frac{2 \cdot \omega_n}{\pi \cdot p}$, r – відносна довжина кривошипа,

R – відносний розмір ексцентрика. Указаний взаємозв'язок дозволяє виконати проектний розрахунок r механізму при відомих інших параметрах редуктора за заданим передаточним відношенням з урахуванням пружності MBX.

Виконано дослідження характеру впливу кожного з параметрів u_n , T_c , A , I_2 на величину середнього за цикл передаточного відношення на прикладі редуктора з параметрами: потужність $P_\partial = 3$ кВт, I_1 – момент інерції, приведений до вала двигуна, який включає ротор двигуна, ПМ і ведучу ланку MBX, $I_1 = 0,014$ кг·м², $I_2 = 0,07$ кг·м², $A = 2980$ Н·м/рад, $\omega_n = 97,5$ рад/с при варіюванні в наступних інтервалах: $\omega_H \in [50 \div 150]$ рад/с; для теоретичних передаточних відношень $u_T \in [20 \div 200]$, $I_2 = 0,01 \div 0,3$ кг·м² при навантаженнях $T_c \in [5 \div 125]$ Н·м і впливу MBX із різною жорсткістю $A \in [400 \div 10000]$ Н·м/рад. Досліджено ступінь впливу кожного параметра при змінах навантажень і u_T (рис. 3) за допомогою MathCAD. Визначено параметри, при яких спостерігається зупинка веденого вала через піддатливість MBX, і області можливого функціонування імпульсного редуктора.

Рис.3. Передаточне відношення u_n редуктора ($u_T = 100$; $I_2 = 0,07$ кг·м²; $\omega_n = 97,5$ с⁻¹) з урахуванням пружності MBX при зміні жорсткості MBX і навантаження на вихідному валу

З метою динамічного дослідження з урахуванням піддатливості ланок складена узагальнена математична модель імпульсного редуктора, яка враховує пружність ланок ПМ і MBX. Як узагальнені координати обрані кут Φ , кут Φ_y повороту вхідної ланки MBX, кут ψ повороту вихідної ланки імпульсного редуктора. Приведена деформація ПМ: $\zeta = \Phi - \Phi_y$; деформація ланок MBX: $\xi = \Phi_y - \Phi$. Приведені моменти інерції: I_M – ведучої ланки MBX ($I_M = \text{const}$); $\tilde{I}_{PM}(\Phi)$ і $\tilde{I}_{BM}(\psi)$ – відповідно ланок ПМ, ротора двигуна, приведені до вихідної ланки механізму і ланок виконавчого механізму (BM), веденої ланки MBX, приведені до вихідної ланки редуктора ($\tilde{I}_{PM}(\Phi)$; $\tilde{I}_{BM}(\psi)$ – періодичні функції). Приведені моменти: рушійних сил – $T_\partial(\phi, \dot{\phi})$; сил опорів – $\tilde{T}_c(\psi, \dot{\psi})$. Включаючи динамічну характеристику двигуна і рівняння функції положення, рівняння руху машинного агрегату отримані у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь з перемінними коефіцієнтами

$$\left. \begin{aligned}
I_{ПМО} \cdot \ddot{\Phi} - T_{\delta}(\varphi, \dot{\varphi}) / \Phi' + c \cdot (\Phi - \Phi_y) + k \cdot (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_y) &= -\tilde{I}_{ПМ}(\Phi) \cdot \ddot{\Phi} - \frac{1}{2} \cdot [d\tilde{I}_{ПМ}(\Phi) / d\Phi] \cdot \dot{\Phi}^2 \\
I_M \cdot \ddot{\Phi}_y + k \cdot (-\dot{\Phi} + \dot{\Phi}_y) + c \cdot (-\Phi + \Phi_y) + A \cdot (\Phi_y - \psi) &= 0 \\
I_{ВМО} \cdot \ddot{\psi} - T_{c0}(\dot{\psi}) + A \cdot (-\Phi_y + \psi) &= -\tilde{I}_{ВМ}(\psi) \cdot \ddot{\psi} - \frac{1}{2} \cdot [d\tilde{I}_{ВМ}(\psi) / d\psi] \cdot \dot{\psi}^2 + \tilde{T}_c(\psi, \dot{\psi}) \\
\tau \cdot \dot{T}_{\delta} + T_{\delta} - T_{\delta 0}(\mathbf{u}_0, \dot{\varphi}) &= \tilde{T}_{\delta s}(\mathbf{u}_0, \varphi, \dot{\varphi})
\end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де c – приведена жорсткість ПМ; k – приведений коефіцієнт дисипації; $\tilde{T}_{\delta s}(\mathbf{u}_0, \varphi, \dot{\varphi})$ – статична характеристика двигуна, τ – стала часу двигуна; \mathbf{u}_0 – вектор вхідних параметрів двигуна.

Для пошуку рішення використаний метод послідовних наближень – метод збурювань, розроблений М.З.Коловським. З метою визначення закону руху визначене необхідне стаціонарне рішення системи диференціальних рівнянь (6). При використанні рішення системи, яка відповідає режиму рівномірного обертання вала двигуна, отримані рівняння, з яких можуть бути визначені статична деформація Δ_y ПМ, приведена до його вихідної ланки, і повна статична деформація Δ_m редуктора. Для виконання подальшого процесу послідовних наближень обрано одне зі стійких рішень системи. Необхідна і достатня умови стійкості можуть бути отримані при дослідженні системи рівнянь (6) у варіаціях для рішень, що відповідають режиму рівномірного обертання вала двигуна. Нелінійні функції $T_{c0}(\dot{\psi})$ і $T_{\delta 0}(\mathbf{u}_0, \dot{\varphi})$ лінеаризовані в околі стаціонарного рішення. Отримано систему лінійних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами:

$$\left. \begin{aligned}
I_{ПМО} \cdot \ddot{\eta}_1 - (\mu + T_0) / \Phi'(\omega_{10}t) + c \cdot (\eta_1 - \eta_2) + k \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) &= \\
= -\frac{1}{2} \cdot [d\tilde{I}_{ПМ}(\Phi(\omega_{10}t)) / d\Phi] \cdot \Phi'(\omega_{10} \cdot t) \cdot \omega_{10} &= L_{ПМ}(t); \\
I_M \cdot \ddot{\eta}_2 + c \cdot (\eta_2 - \eta_1) + k \cdot (\dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_1) + A \cdot (\eta_2 - \eta_3) &= 0; \\
I_{ВМО} \cdot \ddot{\eta}_3 - T_{c0}(\dot{\Phi}(\omega_{10} \cdot t)) + \beta \cdot \dot{\eta}_3 + A \cdot (\eta_3 - \eta_2) &= \\
= -\frac{1}{2} \cdot \{d\tilde{I}_{ВМ}[\Phi(\omega_{10} \cdot t) - \Delta_m] / d\psi\} \cdot \Phi'(\omega_{10} \cdot t) \cdot \omega_{10} + \\
+ \tilde{T}_c\{\Phi(\omega_{10} \cdot t) - \Delta_m, \Phi'(\omega_{10} \cdot t) \cdot \omega_{10}\} &= L_{ВМ}(t - \Delta_m / \omega_{10}); \\
\alpha \cdot \dot{\eta}_0 + \tau \cdot \dot{\mu} + \mu &= \tilde{T}_{\delta s}[\mathbf{u}_0, (\omega_{10} \cdot t), \omega_{10}] = L_{\delta}(t).
\end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Праві частини (7) містять збурювання $L_{ПМ}(t)$, $L_{ВМ}(t - \Delta_m / \omega_{10})$, $L_{\delta}(t)$ – періодичні функції, зв'язані зі змінністю приведенного моменту інерції ланок ПМ, ВМ і періодичністю $T_{\delta}(\psi)$ і $T_c(\psi)$. Динамічні деформації накладаються на основний рух ланок редуктора і виражаються як сума пружних гармонічних коливань. Динамічні помилки $\eta_1(t)$, $\eta_2(t)$, $\eta_3(t)$ по куту повороту ПМ, ведучої ланки МВХ і веденого вала редуктора відповідно, динамічна (перемінна) складова м рушійного моменту. На підставі (7) можливе одержання виразів для динамічних помилок у першому наближенні.

Особливістю імпульсних передач є змінність структури протягом циклу. Рівняння руху ведучої обойми МВХ при розклинюванні з урахуванням пружності перетворюючого механізму отримані у вигляді

$$\left. \begin{aligned} [I_{\text{пмо}} + \tilde{I}_{\text{пм}}(\Phi)] \cdot \ddot{\Phi} + \frac{1}{2} \cdot [d\tilde{I}_{\text{пм}}(\Phi) / d\Phi] \cdot \dot{\Phi}^2 &= T_{\delta}(\varphi, \dot{\varphi}) / \Phi' - c \cdot (\Phi - \Phi_y) - k \cdot (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_y) \\ I_{\text{м}} \cdot \ddot{\Phi}_y &= c \cdot (\Phi - \Phi_y) + k \cdot (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_y) \\ \tau \cdot \dot{T}_{\delta} + T_{\delta} &= T_{\delta 0}(\mathbf{u}, \dot{\varphi}) + \tilde{T}_{\delta s}(\mathbf{u}, \varphi, \dot{\varphi}) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

рівняння руху веденої ланки МВХ у випадку вибігу

$$[I_{\text{им0}} + \tilde{I}_{\text{им}}(\Psi)] \cdot \ddot{\Psi} + \frac{1}{2} [d\tilde{I}_{\text{им}}(\Psi) / d\Psi] \cdot \dot{\Psi}^2 = T_{c0}(\psi) + \tilde{T}_c(\Psi, \dot{\Psi}). \quad (9)$$

Виконано динамічний аналіз руху ланок імпульсного редуктора, у результаті якого пропонується аналітичне рішення задачі пошуку точок зміни структури в циклі руху. Основною умовою завершення періоду заклинювання при рішенні рівнянь (6) є умова $\xi \leq 0$, при цьому кут досягає ξ_{max} і крутний момент, що діє на ланки МВХ, максимальний. У період спільного руху обійм зміна величини кута відносного повороту обійм незначна і коливається поблизу значення ξ_{max} через зміну динамічних навантажень у процесі руху. При наявності вибігу час вибігу визначається в період спаду аналога швидкості $\dot{\Phi}_y$ з рівняння $\ddot{\Phi}_y(t) = \ddot{\psi}(t)$, де $\ddot{\Phi}_y$ і $\ddot{\psi}$ – функції аналогів кутових прискорень, обумовлені з (6) і (9) відповідно. Якщо вибіг веденого вала не відбувається, період спільного руху обійм описується системою рівнянь (6), ознакою закінчення робочого ходу при рішенні системи є умова $\dot{\Phi} = 0$. Значення змінних при рішенні (6) наприкінці робочого періоду руху вихідної ланки ПМ являють собою початкові значення для рівнянь (8). Якщо вибіг відбувся, то початковими значеннями для (8) є параметри вибігу веденого вала. У залежності від варіанта вибігу здійснюється пошук точки початку чергового циклу. Якщо час закінчення вибігу $t_{\text{кв}}$ з (9) менше часу $t_{\text{ц}}$ закінчення холостого ходу вихідної ланки ПМ, обумовлений з (8), то, як і при відсутності вибігу, часом $t_{\text{ц}}$ початку чергового циклу є точка закінчення холостого ходу. Якщо вибіг веденого вала продовжується після початку нового циклу ПМ, тобто $t_{\text{кв}} > t_{\text{ц}}$, то $t_{\text{ц}}$ є рішенням рівняння $\dot{\Phi}_y(t) = \dot{\psi}(t)$. Тут $\dot{\Phi}_y(t)$ і $\dot{\psi}(t)$ – функції аналогів кутових швидкостей, що визначаються з рівнянь (8) і (9) відповідно. Рішення $t_{\text{ц}}$ відшукується на інтервалі часу робочого ходу наступного циклу.

У третьому розділі проводиться вибір раціональних схем імпульсного редуктора з приводом від різних видів електродвигунів коливального руху.

Отримано систему диференціальних рівнянь динаміки імпульсного редуктора з приводом від асинхронного коливального двигуна з урахуванням попереднього рішення диференціальних

рівнянь електричної рівноваги двигуна при усталеному русі відносно струмів. Складено математичну модель динаміки імпульсного редуктора з приводом від синхронного двигуна коливального руху з постійною індуктивністю обмотки у вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа-Максвелла для електромеханічної системи у формі рівнянь Рауса. Як узагальнені координати приймаємо: θ – кут повороту ведучої обойми МВХ чи ротора двигуна, ξ і ϕ – магнітний потік. Математична модель динаміки редуктора з приводом від електромагніту з двома обмотками (перемінний і постійний струми) складена у формі диференціальних рівнянь Рауса з урахуванням параметрів якоря, магнітопроводу, електричного ланцюга і зміни магнітного потоку електромагніту. Динамічна модель імпульсного редуктора з приводом від електромагніту з коливним якорем (рис. 4) отримана у вигляді

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\theta} + A \cdot \xi + k_g \theta &= a_{я} \cdot \left(\alpha^2 + \frac{\beta^2}{2} - 2\alpha \cdot \beta \cdot \cos \omega_T t + \frac{\beta^2}{2} \cos 2\omega_T t \right) \\ I_2 (\ddot{\theta} - \ddot{\xi}) - A \cdot \xi &= -T_c \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де $a_{я}$, β , α – характеристики електромагніту; ω_T – частота живильної напруги, k_g – характеристика пружини.

Рис. 4. Схема імпульсного редуктора з приводом від електромагніту

Для заданої періодичної збурювальної дії система (10) вирішена методом операційного числення. При нульових початкових умовах отримані зображення реакцій системи. У результаті виконання зворотних перетворень Лапласа отримане наближене рішення системи рівнянь (10):

$$\begin{aligned} \theta(t) &= B_1 \cos \omega t + B_2 \cos 2\omega t + B_3 \cos \omega_1 t + B_4 \cos \omega_2 t + B_5, \\ \xi(t) &= C_1 \cos \omega t + C_2 \cos 2\omega t + C_3 \cos \omega_1 t + C_4 \cos \omega_2 t + C_5, \end{aligned}$$

де $\omega = \omega_T$; ω_1 і ω_2 – відповідно основна і друга гармоніки власних коливань системи,

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{k_g + A}{I_1} + \frac{A}{I_2} \mp \sqrt{\left(\frac{k_g + A}{I_1} - \frac{A}{I_2} \right)^2 + \frac{4A^2}{I_1 I_2}} \right];$$

B_i , C_i – коефіцієнти, що залежать у загальному випадку від ω , ω_1 , ω_2 , k_g , β , α , $a_{я}$, A , I_1 , I_2 , T_c . Отримано аналітичні вирази для усталеного руху і перехідного процесу. Амплітуди і фази коливань системи, а також характер перехідного процесу значною мірою залежать від початкових умов руху. Використання наближених методів рішення трансцендентного рівняння і розкладання функцій у ряд Маклорена дозволило визначити час заклинювання МВХ. Визначені кут $\xi_{\max} = \xi(t_3)$, максимальний пружний момент, переданий МВХ, закон зміни кутової швидкості $\psi(t)$ веденого вала.

У четвертому розділі проаналізовані результати випробувань експериментального зразка імпульсного редуктора, виконані з метою визначення достовірності результатів теоретичних досліджень, законів зміни кутових швидкостей і обертальних моментів на валах.

Спроекована і виготовлена експериментальна установка, яка складається з кривошипно-кулісного механізму і роликового MBX (МН-3-61, $A=2980$ Н м/рад) із приводом від електродвигуна постійного струму із застосуванням електричних дистанційних методів вимірювань, у тому числі тензометрії. Виконано обґрунтування вибору засобів вимірювань. В експерименті використані підсилювач, магазин опорів, світлопроменевий осцилограф, вимірювальні генераторні датчики дистанційного тахометра. Для реєстрації зміни кутової швидкості ведучого вала використаний уніполярний датчик. Для виміру кутової швидкості веденого вала застосовується спеціальний пристрій для малих швидкостей, що уявляє собою два тахогенератори постійного струму, ротори яких приводяться в обертання електродвигуном; при цьому один зі статорів нерухомий, інший закріплений на веденому валу. Тарування здійснювалося за допомогою електродвигуна постійного струму при використанні електронно-променевого осцилографа. Діаметр тензометричного вала і переріз тензобалки обрані так, щоб напруги в них склали не менше 0,06 ГПа. Застосовані тензодатчики ПБК і струмознімні пристрої. Експерименти виконані для ряду середніх передаточних відношень u_T : 25; 50; 75; 100. При встановленому середньому передаточному відношенні частота обертання ведучого вала варіювалася в діапазоні 20÷120 рад/с, момент опору на веденому валу – в інтервалі 0÷100 Н·м. Тарування здійснювалося до і після кожного дослідження. Розроблено методику проведення експерименту, виконана математична оцінка істинності вимірюваних величин. За результатами серії випробувань встановлено, що з надійністю 0,98 максимальна погрішність вимірів не перевищує 3,8%.

У результаті виконаних експериментів отримані осцилограми (рис. 5) зміни кутових швидкостей веденого вала редуктора і навантаження на валах. За результатами експерименту встановлені характеристики редуктора при наявності вибігу веденої обойми. Проаналізовано зміну коефіцієнта $\delta_{\text{нер}}^3$ нерівномірності руху веденого вала в залежності від кутової швидкості ведучого вала. З ростом моменту опору при всіх досліджуваних величинах передаточного відношення спостерігалися гальмування і зупинка веденого вала при коливній вхідній ланці MBX. Визначено характеристики редуктора в момент зупинки вихідного вала для ряду передаточних відношень експериментальної установки (рис. 6).

Виконано аналіз експериментальних значень передаточного відношення u^3 при змінах навантаження для різних кутових швидкостей і теоретичних значень u_T передаточного відношення.

Відзначено особливості зміни u^3 при різних частотах обертання ведучого вала.

Дійсне передаточне відношення редуктора при всіх досліджуваних частотах обертання, у

Рис. 5. Осцилограми руху ланок редуктора:

- 1 – кутова швидкість ведучого вала $\omega_1(t)$;
- 2 – обертаючий момент на ведучому валу $T_1(t)$;
- 3 – обертаючий момент на веденому валу $T_2(t)$;
- 4 – кутова швидкість веденого вала $\omega_2(t)$;
- $a - u_T=75, I_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, T_c=2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega_1=40 \text{ с}^{-1}$;
- $b - u_T=50, I_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, T_c=30 \text{ Н}\cdot\text{м}, \omega_1=50 \text{ с}^{-1}$

різних випадках руху веденого вала завжди більше теоретичного (рис. 7), що підтверджує результати теоретичного аналізу.

Рис. 6. Зміна середньої кутової швидкості $\omega_2(\omega_1)$ веденого вала при різних значеннях кутової швидкості ведучого вала редуктора ($u_T=100$)

При реєстрації миттєвих обертаючих моментів на валах визначені динамічні удари в системі редуктора і коливання зусиль у циклі. За отриманими осцилограмами виконаний якісний і кількісний аналіз динамічних навантажень у циклі.

Рис. 7. Передаточне відношення $u(u_T)$ редуктора при $I_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; T_c=30 \text{ Н}\cdot\text{м}; \omega_1=40 \text{ с}^{-1}$:

- теоретичні значення;
- - - розрахункові з урахуванням пружності МВХ;
- · · · експериментальні значення

У п'ятому розділі запропоновані методика розрахунку імпульсного редуктора з урахуванням пружності ланок за заданим середнім передаточним відношенням і коефіцієнтом нерівномірності обертання веденого вала; алгоритм розрахунку повного циклу руху ланок імпульсного редуктора.

Для синтезу прийняті вхідні дані: потужність P привода; ω_n ; середнє передаточне відношення u_{cp} ; коефіцієнт $\delta_{нєр}$ нерівномірності обертання веденого вала. Запропоновано методику розрахунку імпульсного редуктора на прикладі проектування редуктора з кулісним механізмом і роликівим МВХ, яка полягає у виборі конструкції МВХ; визначенні розмірів МВХ; діаметрів ведучого і веденого валів; визначенні відносних довжин ланок, довжини стойки. Виконано перевірку умови взаємоприйнятості розмірів ланок і визначений розмір куліси. Після виконання кінетостатичного аналізу важільного механізму, розрахунків на міцність валів і підшипників визначені деформації навантажених елементів ПМ, деформація МВХ, визначено середнє передаточне відношення u_n за цикл.

Розрахунок проводиться методом послідовних наближень за заданою відносною погрешністю ε : $(u_n - u_T)/u_T \leq \varepsilon$. Виконується уточнений розрахунок на міцність МВХ. Обчислення основної частини синтезу передачі виконується за допомогою ПЕОМ.

Математична модель імпульсного редуктора представлена як комплекс систем диференціальних рівнянь, які описують цикл руху ланок імпульсного редуктора. Для систем неоднорідних лінійних диференціальних рівнянь другого порядку задача Коші розв'язується чисельним методом (Рунге-Кутта). Складність рішення задачі полягає в необхідності: 1) правильного узгодження параметрів точності, максимального числа кроків і мінімальної довжини кроків; 2) передачі параметрів закінчення рішення кожної попередньої системи диференціальних рівнянь як початкових умов рішення наступної. Вибір методу рішення з постійним кроком дає можливість при правильно встановленому кроці одержання якісного і швидкого рішення і гладких графіків функцій. Розроблено алгоритм розрахунку математичної моделі і виконана блок-схема програми розрахунку, реалізована в MathCAD. Отримані чисельні рішення. На рис. 8, 9 представлені результати розрахунку редуктора з параметрами: $A=2980$ Н·м/рад; $I_1=0,014$ кг·м²; $I_2=0,2$ кг·м²; $T_c=2$ Н·м; $\omega_1=40$ с⁻¹.

Рис. 8. Зміна кутової швидкості ω_2 веденого вала за цикл

Рис. 9. Визначення найбільшого кута ξ_{\max} повороту обойм МВХ

Алгоритм передбачає визначення часу початку заклинювання МВХ, початку і закінчення вибігу веденої обойми, найбільшого кута ξ_{\max} відносного повороту обойм і найбільшого моменту, що передає МВХ; закону зміни кутів повороту, кутових швидкостей і прискорень валів редуктора.

ВИСНОВКИ

Запропоновано науково-обґрунтовані методи динамічного аналізу імпульсних редукторів, використання яких дозволяє поліпшити їхні основні характеристики й удосконалити конструкції; на основі запропонованих методів здійснена алгоритмізація перевірочних і проектних розрахунків.

1. На основі аналізу науково-технічних і патентних джерел виконано вибір перспективних конструктивних модифікацій імпульсних редукторів і сформульовані задачі дослідження.

2. Удосконалено метод дослідження коливальних процесів, які відбуваються в імпульсному редукторі, який дозволяє розрахувати закон руху веденого вала за повний цикл, що включає періоди заклинювання механізму вільного ходу, спільного руху обойм і можливого вибігу веденої обойми з аналітичним зв'язком параметрів суміжних періодів; визначити найбільші навантаження на МВХ; проводити дослідження, не створюючи фізичних моделей.

3. Установлено значимість впливу на передаточне відношення імпульсного редуктора частоти обертання ведучого вала, приведеного моменту інерції виконавчого механізму, навантаження на веденому валу і пружності MBX, що дає можливість визначити параметричні області функціонування імпульсних редукторів.

4. Визначений в узагальненому виді найбільший динамічний момент, за яким виконуються розрахунки на міцність і жорсткість MBX імпульсного редуктора з важільним перетворюючим механізмом.

5. Обґрунтовано теоретично і підтверджено експериментально вплив пружності ланок перетворюючого механізму на величину середнього передаточного відношення редуктора убік його збільшення і встановлений ступінь впливу піддатливості кожного навантаженого елемента на передаточне відношення для імпульсних редукторів з перетворюючими механізмами різної жорсткості.

6. Розроблено узагальнену математичну модель імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності ланок; виконано аналіз цієї моделі методом збурювань. На підставі аналізу з'являється можливість визначити динамічні деформації і дослідити ступінь динамічної навантаженості імпульсних редукторів.

7. Запропоновано математичні моделі імпульсних редукторів із приводом від двигуна коливального руху різного типу і для найбільш перспективної схеми редуктора з приводом від електромагніту методом операційного числення отримане рішення системи диференціальних рівнянь руху, що рекомендується до використання при проектуванні малогабаритних конструкцій імпульсних редукторів.

8. У діапазоні середніх передаточних відношень $u_T=25\div 75$ експериментальні значення вищі розрахункових з урахуванням пружності MBX на $1\div 6\%$ і на 10% і більші при $u_T > 75$, що викликано пружністю інших ланок передачі. Зіставлення графіків зміни передаточного відношення редуктора, отриманих розрахунком і експериментально, показує збіг характеру залежностей у всьому досліджуваному діапазоні параметрів. Розрахункові значення коефіцієнта нерівномірності руху нижчі експериментальних значень на $5\div 14\%$. Характер зміни $\delta_{\text{нер}}$, визначеного розрахунком і експериментально, збігається. Закон руху веденого вала, розрахований за допомогою розробленої програми, відповідає осцилограмам реального руху, що підтверджує достовірність розробленого алгоритму розрахунку.

9. Для досягнення необхідного передаточного відношення і нерівномірності руху вихідного вала імпульсного редуктора потрібно забезпечити компенсацію піддатливості ланок на етапі проектування. З цією метою рекомендується до використання методика розрахунку редуктора з урахуванням пружності ланок MBX і перетворюючого механізму.

10. Створені в результаті динамічного аналізу алгоритм і програма розрахунку імпульсного редуктора будь-якого різновиду, що дозволяють визначити найбільші навантаження на МВХ і закони руху ланок, використані в навчальному процесі і рекомендуються для застосування при конструюванні імпульсних редукторів проектними організаціями.

Результати роботи можуть бути поширені на варіаторний привід у режимі редукування.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ:

1. Субботіна М.І. Аналіз динамічної моделі імпульсного редуктора // Наукові праці / ОДАХТ. – О., 2001. – Вип. 22. – С. 230 – 235.
2. Субботіна М.І. Динамічне дослідження циклу руху ланок імпульсного редуктора // Наукові праці / ОНАХТ. – О., 2003. – Вип. 26. – С. 228 – 232.
3. Субботіна М.І. Розрахунок імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності механізму вільного ходу // Вісник технолог. ун-ту Поділля / Технологічний університет Поділля. – Хмельницький, 2004. – №1. – Ч.1: Технічні науки. – С. 33 – 37.
4. Мальцев В.Ф., Макаричева (Субботіна) М.И. Определение передаточного отношения импульсных передач с учетом податливости звеньев // Вестник машиностроения. – 1982. – №10. – С.11 – 13.
5. Макаричева (Субботіна) М.И. К динамике импульсного редуктора с приводом от двигателя с колеблющимся ротором // Бесступенчато-регулируемые передачи: Межвуз. сб. научн. тр.– Ярославль, 1982.– С. 84– 89.
6. Макаричева (Субботіна) М.И. Методика экспериментального исследования импульсного редуктора // Инерционно-импульсные системы: Межвуз.темат.сб.науч.тр. – Челябинск, 1983. – С. 80 – 83.
7. Мальцев В.Ф., Архангельский Г.В., Макаричева (Субботіна) М.И., Розум Ю.А. К расчету параметров рационального импульсивного редуктора // Детали машин: Респ. межведомств. науч.-техн. сб. – К., 1983. – Вып. 36. – С. 25 – 28.
8. Механизм свободного хода: Пат. 2002137 Рос. Федерации С 1, МКИ 5 F 16 D 41/06 / В.Ф. Мальцев, А.В. Мальцев, Д.А. Родионов, М.И. Субботіна (СССР) – № 5025717/27; Заявлено 04.02.92; Опубл. 30.10.93; Бюл. №39-40. – 4 с. ил.
9. Субботіна М.И. Комплексный анализ динамики импульсных передач посредством ЭВМ // Тез. докл. VII Всесоюз. науч.-техн. конф. по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью. – О., 1986. – Ч.1. – С. 137 – 139.
10. Субботіна М.И., Мальцев В.Ф. Анализ динамики движения импульсного редуктора // Науч.-техн. проблемы развития агропромышленного комплекса. Тез. докл. 50-ой науч.-практ. конф. ОТИПП им. М.В.Ломоносова. – О., 1990. – С. 174.

11. Субботина М.И. Анализ передаточного отношения импульсного редуктора с учетом податливости МСХ // Тез. докл. пятьдесят пятой науч. конф. ОНАПТ. – О., 1995. – С. 252.

Субботина М.И. Динамика і методика розрахунку імпульсних редукторів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. Одеський національний політехнічний університет, Одеса, 2004.

Робота присвячена дослідженням динаміки імпульсних редукторів з механізмом вільного ходу (МВХ), спрямованим на удосконалення їх проектування. Проаналізовано відомі конструкції імпульсних редукторів. Розроблено методи визначення передаточного відношення імпульсного редуктора з урахуванням пружності ланок перетворюючого механізму, МВХ, параметрів робочої машини і виконано дослідження ступеня впливу на його величину кожного з факторів. Запропоновано математичну модель імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності ланок і виконаний її аналіз. Запропоновано математичну модель імпульсного редуктора з коливальним електроприводом і отримане її аналітичне рішення. Виконано аналітичний опис динаміки повного циклу руху ланок імпульсного редуктора, алгоритм розрахунку динаміки імпульсних редукторів, а також імпульсних варіаторів у періоді редукування. Проведено експериментальні дослідження, які підтвердили адекватність отриманих результатів. Розроблена готова до використання програма, яка дозволяє розрахувати закон руху веденого вала за повний цикл, найбільші навантаження на МВХ і динамічні характеристики редуктора, а також проводити дослідження, не створюючи фізичних моделей. Розроблено методику розрахунку імпульсного редуктора з перетворюючим механізмом з урахуванням пружності ланок за заданим середнім передаточним відношенням редуктора і коефіцієнтом нерівномірності руху веденого вала, яка рекомендується до застосування.

Ключові слова: імпульсний редуктор; механізм вільного ходу; зміна швидкості; динаміка систем, які змінюються в часі; математична модель.

Субботина М.И. Динамика и методика расчета импульсных редукторов. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. Одесский национальный политехнический университет, Одесса, 2004.

Работа посвящена созданию комплекса научно-обоснованных методов динамического анализа системы импульсных редукторов с механизмом свободного хода (МСХ) и на их основе определение наибольших динамических нагрузок на МСХ, законов движения ведомых звеньев, разработки методики расчета и проектирования импульсных редукторов.

Проанализированы известные конструкции импульсных редукторов. В работе выполнен обзор наиболее совершенных и оригинальных конструкций редукторов с электроприводом

вращательного движения с преобразующим механизмом. Выполнен обзор и классификация импульсных редукторов с приводом от колебательных двигателей различных принципов действия, отмечается перспективность приводов с МСХ указанной разновидности. Представлен анализ состояния исследований импульсных редукторов в Украине и за рубежом.

Усовершенствован метод исследования колебательных процессов, происходящих в импульсном редукторе, позволяющий рассчитать закон движения ведомого вала за полный цикл, включающий периоды заклинивания механизма свободного хода, совместного движения обойм и возможного выбега ведомой обоймы с аналитической связью параметров смежных периодов. Разработаны готовые к использованию алгоритм и программа расчета на ПЭВМ в MathCAD динамики полного цикла движения звеньев импульсного редуктора, позволяющие рассчитать закон движения ведомого вала за полный цикл, наибольшие нагрузки на МСХ и динамические характеристики редуктора. Представляется возможным проводить исследования, не создавая физических моделей.

С помощью приближенных методов решена задача определения функций положения кривошипно-кулисного и коромыслового, как заменяющих преобразующих механизмов, и пространственного механизма универсального шарнира Гука (в виде “косого ключа Гука”) в обобщенном виде. Полученные выражения удобны при выполнении динамического анализа и для предварительной оценки соотношения максимального угла относительного поворота обойм МСХ и угла размаха выходного звена при высоких передаточных отношениях, когда их величины могут быть соизмеримы. Определено в обобщенном виде максимальное значение угла относительно поворота обойм МСХ и наибольший динамический момент, по которому выполняются расчеты на прочность и жесткость МСХ для любого из рассматриваемых рычажных преобразующих механизмов.

Разработан метод определения передаточного отношения импульсного редуктора с учетом упругости МСХ и параметров рабочей машины. Установлена значимость влияния на передаточное отношение импульсного редуктора частоты вращения ведущего вала, приведенного момента инерции исполнительного механизма, нагрузки на ведомом валу и упругости МСХ.

Разработан метод определения передаточного отношения импульсных передач с учетом податливости нагруженных элементов передачи. Установлена аналитическая взаимосвязь передаточного отношения импульсного редуктора с податливостью опор, контактной и изгибной деформациями звеньев преобразующего механизма. Исследовано влияние каждого нагруженного элемента на среднее передаточное отношение редуктора для ряда значений средних передаточных отношений при варьировании нагрузок на выходном валу редуктора. Выполнен сравнительный анализ влияния податливости звеньев для трех различных конструкций импульсных редукторов с кулисным механизмом.

Создана обобщенная математическая модель импульсного редуктора с преобразующим механизмом с учетом податливости звеньев, на основании анализа которой, выполненного методом возмущений, становится возможным определение динамических деформаций и исследование степени динамической нагруженности импульсных редукторов.

Предложены математические модели импульсного редуктора с приводом от двигателя колебательного движения различных типов и для наиболее перспективной схемы редуктора с приводом от электромагнита методом операционного исчисления получено решение системы дифференциальных уравнений движения, рекомендуемое к использованию при проектировании малогабаритных конструкций импульсных редукторов.

Проведены экспериментальные исследования импульсного редуктора с кулисным механизмом и роликовым МСХ, подтвердившие адекватность полученных результатов.

Разработана методика расчета импульсного редуктора с преобразующим механизмом с учетом упругости звеньев по заданному среднему передаточному отношению редуктора и коэффициенту неравномерности движения ведомого вала, рекомендуемая к применению.

Ключевые слова: импульсный редуктор; механизм свободного хода; изменение скорости; динамика систем, которые меняются во времени; математическая модель.

Subbotina M.I. Dynamics and methods of calculation of impulsive reducers. – Manuscript.

Thesis for a degree of Candidate of Engineering Sciences on speciality 05.02.02 – engineering science. Odessa National Polytechnic University, Odessa, 2004.

The thesis is devoted to the investigations of dynamics of impulsive reducers with a free-wheel mechanism (FWM). Well-known constructions of impulsive reducers have been analyzed. The methods of determination of a gearing ratio of an impulsive reducer taking into account the links pliability of a reformative mechanism, FWM, parameters of an operating machine, have been developed and the investigations of the influence degree on its value of every factor have been carried out.

The mathematical model of the impulsive reducer with a reformative mechanism taking into account the links pliability has been proposed and its analysis has been carried out.

The mathematical model of the impulsive reducer with an oscillating electric drive has been proposed and its solution has been received. The analytical description of dynamics of a complete cycle of an impulsive reducer links has been carried out and the algorithm of calculation of the impulsive reducers dynamic as well as the impulsive variators in the period of reducing has also been fulfilled. The experimental investigations which have proved adequacy of the received results have been carried out. The programme, ready for application, which allows to calculate the law of movement of the driven shaft during a complete cycle, the biggest load on FWM and dynamic characteristics of the reducer, as well as to carry out the investigations without creating physical models, has been carried out. The

methods of calculation of the impulsive reductor with the reformative mechanism taking into account the links pliability according to the given average gear ratio and the factor of movement variation have been developed.

Key words: an impulsive reductor, a free-wheeling mechanism, change of the speed; dynamics of the systems, which are changed during time; a mathematical model.