

М.А. Колодій, асист.

Житомирський державний технологічний університет

**ОСОБЛИВОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ КОМПОЗИТНИХ  
ОБОДІВ МОДЕЛЕЙ МАХОВИКІВ***(Представлено д.т.н., проф., Мельничуком П. П.)*

*Описані особливості методики дослідження композитних ободів моделей маховиків після імпульсного і циклічного навантаження в полі відцентрових сил з метою виявлення наслідків надмірних деформацій їхніх елементів. Описані особливості кінематичних схем і конструкцій розгинних стендів.*

В роботах [1, 2, 3] показано, що при виготовленні великогабаритних маховиків для потужних агрегатів електричного живлення фізичних установок короткочасної дії і їм подібних за призначенням може бути ефективним використання композитних матеріалів.

Аналіз картин руйнувань металокомпозитних маховиків відривом периферійних шарів масивів ободів показує, що циліндрична поверхня руйнування, при уважному розгляді, подібна до поверхні пральної дошки, яка в перерізі ортогональною до осі маховика площинною буде мати форму, близьку до синусоїди. Вимірні значення розмахів синусоїди на окремих зразках зруйнованих при випробуваннях ободів маховиків досягали значень 0,30 ... 0,40 мм, а періоди – 2,4 ... 3,4 мм. Це дає підстави зробити висновок, що при намотуванні ободів має місце високе значення тиску намотуваних нитки, джгута або стрічки на масив виробу, який формується, і воно буде максимальним, коли площина намотування ортогональна осі намотуваного виробу. Величина вказаного тиску визначається площами осевого поздовжнього перерізу намотуваної нитки, джгута або стрічки та силами натягу. При „мокрому” намотуванні при певній товщині уже намотаного масиву виробу з нього інтенсивно видавлюється рідке зв'язувальне [4], а цановнювач (арматура обода) відчутно ущільнюється. Частина окремих шарів або шари повністю переміщуються на менший радіус розташування в масиві обода. Елементи арматури в деяких стиснутих пакетах шарів переходять від розтягнутого стану до стану з меншим натягом, або вільного від розтягувальних сил, або навіть стиснутого вздовж осі і внаслідок низької жорсткості втрачають стійкість. Початкова колова форма арматури може змінюватися навіть на синусоїдальну при збереженні віссю синусоїди колової форми і значному її розтягті.

Шари армуючого матеріалу після полімеризації в деформованому стані, і навіть тільки при зменшенні розтягувальних сил, мають знижені показники міцності та жорсткості при розтягті. При навантаженні обода в полі відцентрових сил вказані шари частково або повністю втрачають несучу здатність [5] і стають баластом для несучих шарів армуючого матеріалу, які розташовані на більших радіусах обода. При певних значеннях кутової швидкості обертального маховика перевантажені несучі шари обода руйнуються, за ними руйнуються баластні шари і наступає катастрофічне руйнування всього обода.

З метою забезпечення створення надійно працюючого металокомпозитного маховика для живлення вказаних фізичних установок та інших подібних користувачів необхідне проведення комплексу робіт по вдосконаленню технології намотування, досвід реалізації яких у виробничих процесах ще недостатній; конструкцій маховиків; засобів забезпечення контролю стану композитних ободів маховиків після намотування; лабораторних досліджень міцності моделей маховиків при навантаженні в умовах, які максимально наближені до експлуатаційних.

Розглянемо параметри потужних електромашинних агрегатів з маховиками, які експлуатуються в різних країнах світу [2] див. табл. 1.

Аналіз величин зміни частоти обертання роторів при передачі енергії та тривалість імпульсу показує, що до навантаження елементів конструкції обертального маховика радіальними відцентровими силами добавляються й інерційні навантаження дотичними складовими інерційних сил, величини яких визначаються середніми коловими прискореннями  $\approx 20 \dots 50 \text{ м/с}^2$  та миттєвими прискореннями в момент включення електричного навантаження, які можуть бути у 5 ... 10 разів більшими.

Це підтверджує необхідність створення випробувальних стендів для забезпечення регульованого за інтенсивністю імпульсного навантаження і виконання досліджень його впливу на стан натурних чи модельних маховиків з точки зору можливого розвитку наявних дефектів структури композитних ободів, які виникли при їх виготовленні.

Таблиця 1

## Основні параметри потужних електромашинних агрегатів з маховиками

Параметри роторів маховиків	Фірма, країна				
	„Сіменс”, Німеччина	„Тошиба”, Японія	„Дженерал-електрик”, США	„Дженерал-атомік”, Англія	„Електро-сіла”, СРСР
Пікова потужність, МВА	95,0	125	475	260	242
Номінальна частота обертання ротора, об./хв.	1000	3600	3600	–	3000
Зміна частоти обертання, об./хв.	1036–970	3600–2880	–	448–340	3000–2100
Тривалість імпульсу струму в машині, сек.	1,25	3 4	6,7 –	6 –	3–5 9

При розробленні механічних передач стендів комплексу для навантаження маховиків в полі відцентрових сил був виконаний аналіз ряду конструкцій зубчастих передач. Вивчалися їхні схеми кінематичні принципи, порівнювались кінематичні, силові, габаритні і масові характеристики, вивчалися характерні випадки виходу з ладу. Особлива увага зверталась на здатність конструкції працювати у вакуумних умовах, при високих швидкостях обертання вахідних валів, в умовах підвищеного рівня вібрації, протистояти ударному навантаженню.

При врахуванні потреб технічного забезпечення всіх видів випробувань супермаховиків при швидкостях обертання до 80000 об./хв. і колових швидкостях периферійних поверхонь  $\approx 1000$  м/с і більше, при масах до 500 кг і діаметрах до 1500 мм, рівнях потужності до 100 кВт (а іноді – більше) зроблений висновок про те, що найбільш повно відповідають вказаним потребам зубчасті планетарні передачі.

Привабливі кінематичні, силові, масові та габаритні параметри планетарних передач забезпечують їх ефективне використання в складі передавальних механізмів багатьох машин різноманітних галузей промисловості в режимах роботи з постійним передавальним числом (як редуктори і як мультиплікатори), в режимах зі змінним передавальним числом і як диференціальні механізми для розкладання одного обертального руху на два (у загальному випадку – з різними величинами швидкостей) та складання двох обертальних рухів (також у загальному випадку – з різними величинами швидкостей) в один.

При виборі для застосування схеми передачі важливу перевагу надають планетарним передачам високі значення питомих потужностей за об'ємом та масою, що визначає їх компактність та малу загальну масу. Наприклад, маса планетарних редукторів різко зменшується у порівнянні з рядними зубчастими редукторами при тих же навантаженнях і передавальних числах. Це пояснюється підвищеною несучою здатністю внутрішнього зачеплення зубчастих коліс, розподілом навантаження на потоки за кількістю зачеплень (сателітів) в ступені та кількістю ступенів в передачі (наприклад, 2 – в диференціально-замкнутах передачах), взаємним зрівноважуванням радіальних сил при симетричному розміщенні сателітів і, в деяких випадках, можливістю самовстановлювання зубчастих вінців корончастих коліс. Планетарні передачі, як і інші, забезпечують отримання високих значень передавальних чисел і при цьому вони мають більш високі точності виготовлення та монтажу.

Найпростішою за конструкцією та у виготовленні є передача з трьома основними ланками, що обертаються навколо основної осі. За допомогою такої конструкції можна отримати раціональні передавальні числа в межах  $u = 3...9$  і ККД  $\eta = 0,990...0,970$  при нерухомому корончастому колесі,  $u = - (2...8)$  і ККД  $\eta = 0,985...0,960$  при нерухомому водилі,  $u = 1,43...1,5$  і ККД  $\eta = 0,990...0,960$  при нерухомому сонячному колесі.

Для дослідження міцності обертових металокompозитних натурних конструкцій та моделей маховиків (та інших обертових конструкцій) пропонується розробка стенда, котра дозволяє імітувати вказані навантаження в циклічному режимі при зміні значень навантажень в широкому діапазоні.

Стенд розроблено на основі енергозберігаючих технологій, які передбачають одночасне навантаження кількох маховиків з передачею кінетичної енергії від маховиків, які гальмуються, до маховиків, які розганяються. Передбачена можливість навантаження і одного досліджуваного маховика з використанням стендового (технологічного) маховика.

На основі попередньої розробки [6] з врахуванням наступного побудована схема (рис. 1).

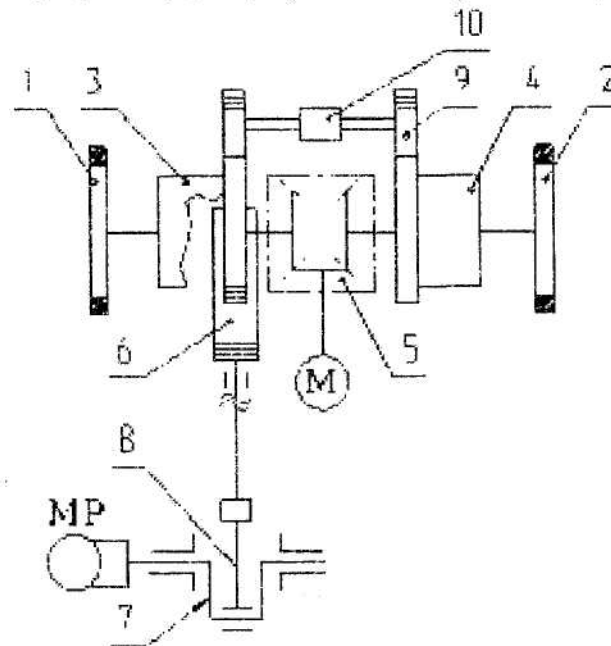


Рис. 1. Кінематична схема стенда

При розрядці маховика в складі мавини, де він застосовується, його кутова швидкість зазвичай зменшується від  $\omega_{\text{макс}}$  до  $(0,8 \dots 0,7)$  і при цьому віддається в систему користувача  $\approx (36 \dots 50)$  % накопиченої енергії.

Розглядаємо випадок, коли досліджувані маховики 1 і 2 насаджені на вихідні (вихідні) швидкохідні вали триланкових планетарних передач – мультиплікаторів 3 і 4, які в початковий період роботи мають перухомі ланки – корончасті колеса; останні є і корпусними деталями мультиплікаторів і, крім зубчастих вінців внутрішнього зачеплення, мають і зубчасті вінці зовнішнього зачеплення; рухомі деталі мультиплікаторів мають кінематичне з'єднання між собою – ведучими валами з використанням кінцевої зубчастої передачі 5; приводний двигун  $M$  обертає її вихідні вали і з'єднані з ними вхідні вали мультиплікаторів 3 і 4, а також вихідні вали мультиплікаторів з маховиками 1 і 2 в протилежних напрямках. Корпуси мультиплікаторів з'єднані між собою зубчастою передачею 9, яка сприймає реактивні круті моменти, що передаються на корпуси корончастих коліс від контактних зусиль на їхніх внутрішніх зубцях; ці моменти мають протилежні знаки і при однакових швидкостях обертання та однакових прискореннях досліджуваних маховиків – також і однакові модулі, тому вони взаємно урівноважені. При появі надшкочових моментів, що навантажують цю передачу, її руйнування запобігається муфтою 10.

Приводний двигун  $M$  забезпечує компенсацію втрат енергії на подолання інерційних моментів при розгоні маховиків до номінальних кутових швидкостей циклів навантаження та на подолання тертя в зубчастих зачепленнях, в підшипниках, аеродинамічних опорах при обертанні швидкохідних зубчастих коліс в системах планетарних мультиплікаторів та маховиків, які є відчутними при значеннях колових швидкостей поверхонь маховиків  $\approx 1000$  м/сек. навіть у вакуумних умовах камер випробувальних стендів.

Якщо зубчасті вінці зовнішнього зачеплення корончастих коліс мультиплікатора, наприклад 3, ввести в зачеплення з зубчастою рейкою, початкова лінія котрої буде знаходитись в положенні дотичної до початкового кола зубчастого вінця, при її поздовжніх рухах в напрямних за рахунок силової взаємодії з палупом 8 та кривошипом 7, що приводиться в дію мотор-редуктором системи керування  $MP$ , почне обертальний рух у відповідному напрямі і блок корончастих коліс мультиплікаторів.

При цьому маховик, який обертався в напрямі обертання блока корончастих коліс, частоту обертання почне зменшувати, а маховик, який обертався в напрямі, протилежному напрямку обертання блока корончастих коліс, частоту обертання почне збільшувати.

При рівномірному обертанні кривошипа, який веде рейку, швидкість рейки  $V_r$  буде

змінюватись за циклом (з врахуванням знаків напрямку руху):

$$V_p = 0, \dots, V_p = V_{\max}, \dots, V_p = 0, \dots, V_p = V_{\min}, \dots, V_p = 0, \dots,$$

а швидкості маховиків 1 та 2 – за циклами з параметрами:

$$\omega_{m1} = \omega_{\text{ном}}, \dots, \omega_{m1} = \omega_{\max}, \dots, \omega_{m1} = \omega_{\text{ном}}, \dots, \omega_{m1} = \omega_{\min}, \dots, \omega_{m1} = \omega_{\text{ном}}, \dots,$$

$$\omega_{m2} = \omega_{\text{ном}}, \dots, \omega_{m2} = \omega_{\min}, \dots, \omega_{m2} = \omega_{\text{ном}}, \dots, \omega_{m2} = \omega_{\max}, \dots, \omega_{m2} = \omega_{\text{ном}}, \dots,$$

де  $V_{\max}$ ,  $V_{\min}$  – максимальні та мінімальні швидкості циклічного руху рейки;

$\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  – максимальна та мінімальна кутові швидкості досліджуваних маховиків при їх циклічному русі;

$\omega_{\text{ном}}$  – номінальна кутова швидкість руху маховиків у циклі.

За номінальну кутову швидкість маховика прийнята швидкість, яка відповідає середньому значенню накопиченої маховиком в циклі кінетичної енергії і визначається виразом:

$$\omega_{\text{ном}} = \frac{\omega_{\max}^2 + \omega_{\min}^2}{2}. \quad (1)$$

Якщо проаналізувати залежності енергетичних характеристик режимів руху маховиків у складі розглядуваної системи:

а) при номінальній кутовій швидкості одночасного обертання обох досліджуваних маховиків:

$$I_{m1} \cdot \frac{\omega_{\text{ном-м1}}^2}{2} + I_{m2} \cdot \frac{\omega_{\text{ном-м2}}^2}{2} = 2 \cdot E_{\text{ном-м}}; \quad (2)$$

б) при максимальній кутовій швидкості обертання маховика 1 та при мінімальній кутовій швидкості обертання маховика 2:

$$I_{m1} \cdot \frac{\omega_{\max-м1}^2}{2} + I_{m2} \cdot \frac{\omega_{\min-м2}^2}{2} = 2 \cdot E_{\text{ном-м}}; \quad (3)$$

в) при мінімальній кутовій швидкості обертання маховика 1 та при максимальній кутовій швидкості обертання маховика 2:

$$I_{m1} \cdot \frac{\omega_{\min-м1}^2}{2} + I_{m2} \cdot \frac{\omega_{\max-м2}^2}{2} = 2 \cdot E_{\text{ном-м}}; \quad (4)$$

г) при будь-яких пересічних режимних кутових швидкостях обертання маховиків 1 та 2 можна зробити висновок, що система привода стєнда має енергозберігаючі властивості;

$$I_{m1} \cdot \frac{\omega_{m1}^2}{2} + I_{m2} \cdot \frac{\omega_{m2}^2}{2} = 2 \cdot E_{\text{ном-м}}; \quad (5)$$

Для розглядуваних кінематичних схем триланкових планетарних мультиплікаторів зв'язок кутових швидкостей окремих ланок визначається за методикою [7]:

$$\omega_a = u_{ab}^b \cdot \omega_b, \quad (6)$$

де  $\omega_a$  – кутова швидкість веденої швидкохідної ланки, швидкість маховика, який досліджується;

$\omega_b$  – кутова швидкість ведучої ланки, яка приводиться до обертання приводним двигуном  $M$  через передачу 5;

$u_{ab}^b$  – передавальне число передачі при нерухомому корончастому колесі.

Коли приводиться до руху і корончасте колесо, то зв'язок кутових швидкостей окремих ланок диференціальної передачі визначається іншим виразом:

$$\omega_a = u_{ab}^h \cdot \omega_b + u_{ah}^h \cdot \omega_h, \quad (7)$$

де  $u_{ab}^h$  – передавальне число передачі при нерухомому водилі;

$\omega_h$  – кутова швидкість корончастого колеса, напрям і величина котрої визначає зменшення або збільшення кутової швидкості веденої ланки диференціала, а значить і маховика, на певну величину.

Особливістю роботи кінематичної схеми розглядуваного стєнда є те, що досліджувані маховики виводяться на номінальну кутову швидкість циклу і жорстко утримуються на цій швидкості приводним двигуном  $M$  при мінімальних; циклічні рухи маховиків забезпечуються системою керування стєнда за рахунок енергії двигуна мотор-редуктора, витрати якої є незначними.

Розглядалися декілька варіантів кінематичних схем стєнда і відповідних варіантів їх конструктивної реалізації.

В іншому варіанті стєнда замість кривошпінного механізму в пристрої забезпечення циклічного руху маховиків використовується гідравлічний слідкуючий привод зворотно-

поступального руху, вихідна ланка котрого здатна виконувати тільки 1–2 зворотно-поступальних рухи керування корончастими колесами за 1 сек.

Стенд обладнаний оригінальними струмознімальними пристроями, які здатні працювати в режимах довготривалого очікування при виконанні програми циклічного навантаження і режимах періодичного короткочасного вимірювання сигналів тензорезисторів, які наклеєні на поверхні обода [8].

Д.Джента вважає [9], що при контрольних випробуваннях, коли частота обертання маховика збільшується на 40 % від номінальних і рівень напружень удвічі перевищує максимальний експлуатаційний, в композитному масиві маховика можуть з'явитись внутрішні дефекти, розвиток котрих в період експлуатації може створити реальну небезпеку руйнування.

Очевидно, що контроль стану маховика потрібен не тільки безпосередньо після його виготовлення, а й в процесі експлуатації. Проблемним є випадок, коли в період експлуатації не передбачена навіть періодична зупинка маховика. Запропонований в роботі [8] токознімальний пристрій дає змогу організувати ефективний контроль стану композитних маховиків не тільки при випробуваннях в лабораторних умовах, а й на експлуатації в складі тієї чи іншої машини.

Тензорезистори, які були наклеєні на робочих поверхнях чутливих сталевих елементів спеціальних вимірювальних пристроїв ще в 1968 році, а на поверхнях органопластикових елементів ще в 1982 році, підтвердили свою працездатність і збереження тензометричних властивостей на період середини 2004 року. Період експлуатації композитного маховика фірми URENCO (США) за її даними – 20 років [10]. Це підтверджує можливість виконувати тензометричний контроль стану композитного обода як безпосередньо після виготовлення, так і протягом довготривалої експлуатації (з використанням тензорезисторів).

В результаті виконаної роботи розроблена кінематична схема і створений стенд для циклічного, в тому числі й імпульсного, навантаження композитних маховиків у полі відцентрових сил; для забезпечення виконання тензометричного контролю стану найбільш напруженого елемента маховика – композитного обода застосований високошвидкісний струмознімальний пристрій, створений на основі нового принципу дії.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Велихов В.Л., Глебов И.А., Глухих В.А. Некоторые электротехнические проблемы управляемого термоядерного синтеза // Электротехника. – 2981. – Т. 1. – С. 2–7.
2. Глебов И.А., Кошарский Э.Г., Рутберг Ф.Г., Хуторецкий Г.М. Мощные агрегаты переменного тока с инерционными накопителями энергии для питания электрофизических установок // Электротехника. – 1981 – № 1. – С. 20–22.
3. Портнов Г.Г., Кустова И.А. Металлокомпозитный маховик с заданной предельной угловой скоростью вращения // Механика композитных материалов. – 1988 – № 3. – С. 519–525.
4. Калинин В.А., Макарова М.С. Намотанные стеклопластики. – М., 1986. – 272 с.
5. Степаньчев Е.И., Муратов В.В., Пичугин В.С., Рязанов А.П. Низкотемпературное формирование толстостенных колец из композитов // Механика композитных материалов. – 1991. – № 4. – С. 721–724.
6. Колодій М.А. Випробування маховиків у полі відцентрових сил при навантаженні гальмівним крутильним моментом // Вісник ЖІТІ. – Вип. 9. – 2002. – С. 12–15.
7. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Изд. 2-е. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.
8. Колодій М.А. Високошвидкісний струмознімальний пристрій // Вісник ЖДТУ. – 2004. № 4 (31). – Т. 2 / Технічні науки. – С. 10–16.
9. Джента Дж. Накопление механической энергии: Пер. с англ. – М.: Мир. 1988. – 430 с.
10. Kelsall D.R. Pulsed power provision by high speed composite flywheel. Urenco (Sapenhurst) Limited, New Products Department Introduction. 2003.

КОЛОДІЙ Марина Анатоліївна – асистент кафедри геотехнологій та промислової екології Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– дослідження міцності деталей машин.