

УДК 621.548:621.825.7

Г.О. Оборський, д-р техн. наук, проф.,
Б.О. Моргун, канд. техн. наук, доц.,
І.І. Сидоренко, д-р техн. наук, проф.,
Одес. нац. політехн. ун-т

СИНТЕЗ ОБЕРТАЛЬНОЇ ПРУЖНОЇ ОПОРИ МАХУ ЛОПАТИ ВІТРОДВИГУНА НА БАЗІ ПРУЖНОЇ МУФТИ З МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

Вступ. Розвиток машинобудування на сучасному етапі потребує розробки та застосування нових високоефективних пружних обертальних опор. На відміну від існуючих підшипників ковчання і ковзання, обертальні пружні опори (ОПО) вирішують не тільки задачу орієнтації об'єкту типу циліндр відносно елементів корпусу і зменшення тертя між ними, але і декілька інших важливих задач: забезпечення відповідної кутової орієнтації об'єкту типу вал відносно корпусу при дії на вал обумовленого моменту, зменшення негативних проявів перевантажень і коливань та ін. Зазвичай, ці задачі вирішуються за допомогою обертальних опор на базі торсіонів, пружних систем з спіральними пружинами або пружних систем з перетворенням обертального руху у поступальний. До останнього часу основним споживачем таких пристроїв вважали транспортне машинобудування. Однак розвиток техніки потребує наявності таких пристроїв у якості систем керування орієнтацією лопатей вітродвигунів, де використання активних систем з електронним управлінням не завжди є доцільним [1, 2].

Розширення спектру задач, що покладаються на обертальні пружні опори, приводить до подальшого розвитку цього виду пристроїв, що обумовлює їх розробку і дослідження як актуальну науково-прикладну задачу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження, пов'язані з аналізом існуючих та синтезом нових обертальних пружних опор (ОПО), свідчать, що максимальна ефективність їх застосування пов'язана з досить значною величиною кута закручування рухомої і нерухомої частин опори [1, 2]. Тому мають місце спроби синтезу ОПО на базі пружних муфт з металічними пружними елементами малої жорсткості. Але, незважаючи на те, що максимальний робочий кут закручування напівмуфт у деяких конструкціях знаходиться у межах $30...35^\circ$, по цьому показнику вони не зовсім відповідають вимогам, що пред'являються до робочого кута закручування рухомої і нерухомої частин ОПО. Більшість задач, які вирішуються за допомогою ОПО вимагають відтворення потрібної пружної характеристики при максимальному куті закручування $60...95^\circ$ [1, 2].

Проведені дослідження, що мали за мету створення нових пасивних пружних муфт, дозволили розробити їх новий вид. Муфти цього виду, які отримали назву пружних муфт з механічним зворотним зв'язком (ПММЗЗ), відрізняються від існуючих наявністю в їх структурі додаткового механічного контуру, завдяки якому муфта набуває функціональних можливостей, за якими вона наближається до активних систем віброізоляції [3]. Розроблена ПММЗЗ дозволяє відтворювати пружну характеристику, яка може бути максимально наближена до потрібної (цільової). Саме це робить цікавим синтез ОПО на базі цієї муфти. Однак, враховуючи те, що основою ПММЗЗ є пружна муфта з металічними пружними елементами малої жорсткості, її робочий кут закручування напівмуфт обмежений $25...28^\circ$ (в залежності від виконання), що не дозволяє її використання в існуючому виді у якості ОПО.

DOI: 10.15276/opu.1.43.2014.07

© Г.О. Оборський, Б.О. Моргун, І.І. Сидоренко, 2014

Таким чином, невирішеною залишається проблема повної реалізації як пружними муфтами в загалі, так і ПММЗЗ зокрема, своїх пружних властивостей при їх використанні у якості ОПО внаслідок існуючих обмежень величини кута закручування напівмуфт.

Мета дослідження. Метою проведених досліджень є синтез структури нової ОПО, що є ПММЗЗ зі збільшеним кутом закручування напівмуфт при повноцінному збереженні її функціональних властивостей, та подальше використання результатів синтезу для визначеного за деякими показниками модифікування існуючих конструкцій пружних муфт з металічними пружними елементами малої жорсткості.

Викладення основного матеріалу. Для досягнення поставленої мети проведено моделювання ПММЗЗ (рис. 1, а) за допомогою методики з застосуванням модифікованих кінематичних графів (МКГ), що була розроблена для досліджень структур пружних пристроїв [4]. Кінематична схема зразка (рис. 1, б) є підґрунтям для формування моделі пристрою у вигляді МКГ (рис. 1, в). Моделювання проведено за умов: p_i — вершина графу, що відповідає i -му елементу пристрою з відповідною нумерацією; q_5 — ребро графу, яке визначає контактну функціональну взаємодію між елементами пристрою і відповідає кінематичним парам 5-го класу; q_4 — ребро графу, яке обумовлює контактну функціональну взаємодію між елементами пристрою і відповідають кінематичним парам 4-го класу. Враховуючи, що моделі у вигляді МКГ повинні представляти собою мультиграф, до моделі введені додаткові “мічені” ребра q_M , які відповідають пружним, дисипативним та іншим зв’язкам, зміна напрямку яких пов’язана з кінематикою пристрою, що розглядається. При цьому з точки зору кінематики ці зв’язки обумовлюються віртуальними аналогами кінематичних пар 4-го класу і розглядаються як надлишкові (на рисунку 1, в — пружний зв’язок відповідає “міченому” ребру c).

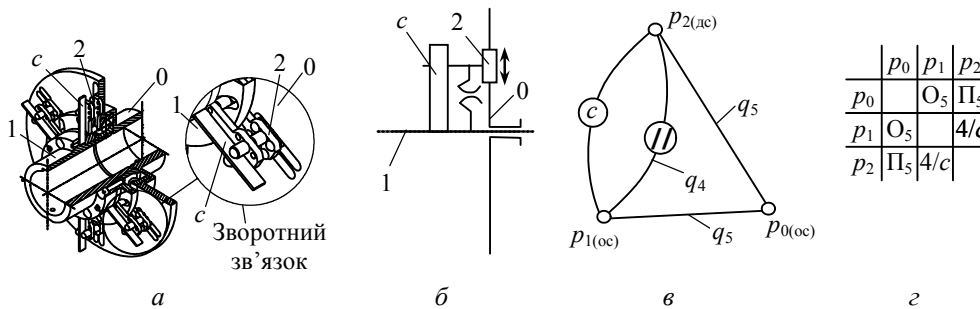


Рис. 1. Аналіз ПММЗЗ: 3D модель пристрою (а); кінематична схема (б); моделі у вигляді МКГ (в), матриця складання (г)

При аналізі моделі встановлено ступінь рухомості пристрою

$$W = 3(p - 1) - 2q - q_{II} - q_M = 3(3 - 1) - 2 \cdot 2 - 1 - 1 = 0, \tag{1}$$

що є однією з основних ознак пристрою з додатковим механічним контуром, і початкове цикломатичне число, яке враховує кількість циклів у МКГ з загальним “міченим” ребром q_M , яке відповідає пружному зв’язку, зміна якого пов’язана з кінематикою пристрою

$$\sigma = q - p + 1 = 4 - 3 + 1 = 2.$$

Додатковим критерієм, що визначений при проведеному моделюванні, є вид ребер МКГ, який визначається за відповідною матрицею складання, за умови що O_5 відповідає обертельній кінематичній парі 5-го класу; Π_5 — поступальній кінематичній парі 5-го класу; 4 — кінематичній парі 4-го класу; c — віртуальній кінематичній парі 4-го класу, що обумовлює пружність (рис.1, г). Отриманий таким чином МКГ представляє собою модель базової структури, яка є підґрунтям для синтезу нової структури з потрібними властивостями.

Синтез нової структури почнемо з визначення початкової кількості додаткових ланок та кінематичних зв’язків між ними. Згідно з застосованою методикою розширення структури обертельного пружного пристрою повинно відбуватися за умови наперед визначеної кількості по-

люсів та ребер у його інтерпретації у вигляді графу. Попередніми дослідженнями встановлено, що виходячи з потреби виконання умови співвідності деяких складових частин обертальної пружної системи розширення її структури можливе як мінімум двома додатковими ланками [4]. Визначаючи це як основну умову при дотриманні незмінності результату за виразом (1), входними даними для синтезу є: МКГ базової структури; два нові полюси та чотири нові ребра МКГ, два з яких обумовлюють кінематичні пари 4-го класу, а два інших обумовлюють кінематичні пари 5-го класу (рис. 2, а). Виконання умови про відсутність у МКГ циклів з двома ребрами, які обумовлюють кінематичний зв'язок, дозволяє отримати три можливі рішення (рис. 2, б). Розробка відповідних до МКГ матриць складання (рис. 2, в) дозволяє відтворити відповідні кінематичні схеми (рис. 2, г).

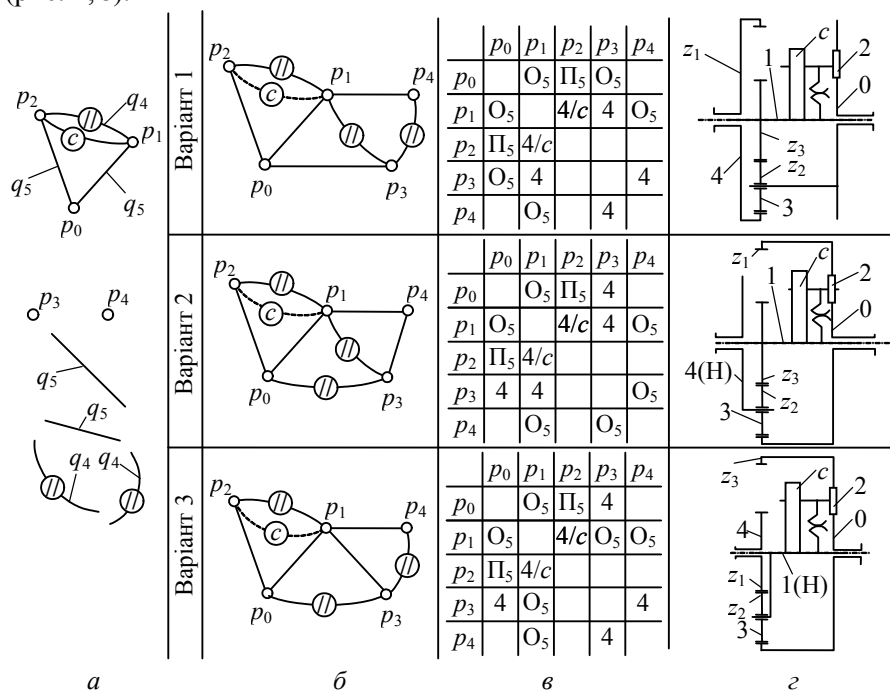


Рис. 2. Синтез структури ОПО на базі ПММЗЗ: входні данні (а); моделі у вигляді МКГ (б); матриці складання (в); кінематичні схеми (г)

Отримані у результаті проведеного синтезу кінематичні схеми свідчать про можливість розширення структури ПММЗЗ рядовим (варіант рішення 1) та планетарним (варіанти рішення 2, 3) зубчастими механізмами. Розрахунок передаточного відношення для отриманих кінематичних схем:

— варіант 1

$$i_{41} = \frac{\Phi_4}{\Phi_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_3}{z_1}; \quad (2)$$

— варіант 2

$$i_{H(4)1} = \frac{\Phi_{H(4)}}{\Phi_1} = \frac{1}{i_{H(4)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_3}};$$

— варіант 3

$$i_{4H(1)} = \frac{\Phi_4}{\Phi_{H(1)}} = 1 + \frac{z_1}{z_3},$$

дозволив встановити, що необхідне співвідношення кута закручування вхідного елемента 4 і внутрішнього елемента 1 $\left(\frac{\varphi_4}{\varphi_1} > 1\right)$ можливе у варіантах рішень (1) і (3). Аналіз виразів (1) і (2)

показує, що $\frac{\varphi_4}{\varphi_1} > 1$ у варіанті рішення 1 можливе тільки за умови $z_1 > z_3$, а для варіанту рішення

3 така умова відсутня. Саме це і дозволяє остаточно зупинитися на варіанті рішення 3, оскільки обраний варіант обумовлює більшу кількість можливих конструктивних рішень щодо зменшення габаритів майбутнього пристрою.

Результати. Подальша конструктивна реалізація кінематичної схеми, яка відповідає обраному варіанту рішення, дозволяє розробити 3D модель ОПО для маху лопаті вітродвигуна на базі ПММЗЗ (рис. 3).

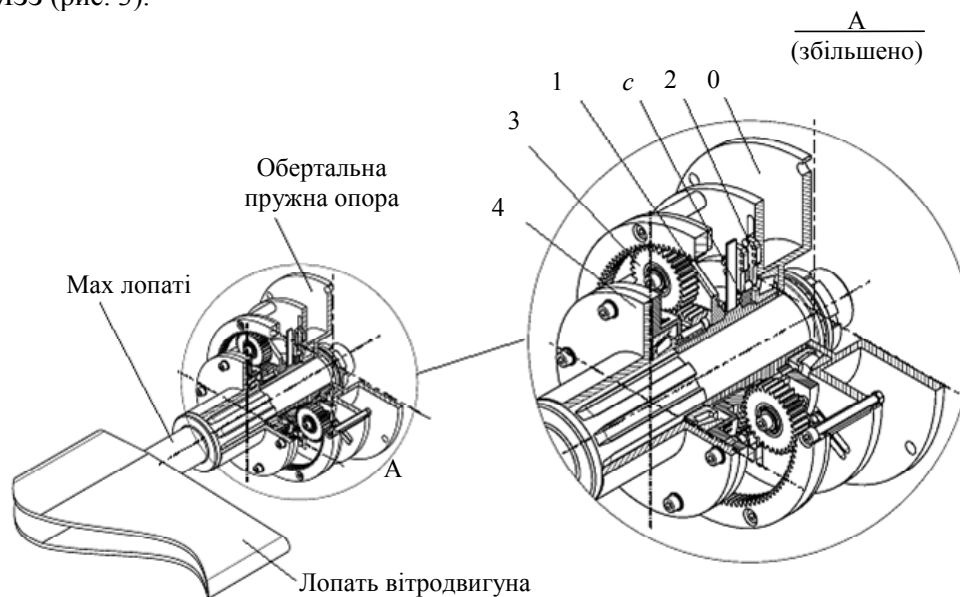


Рис. 3. 3D модель ОПО маху лопаті вітродвигуна на базі ПММЗЗ з розширеною структурою за варіантом рішення 3

Наведена тривимірна модель, нумерація складових елементів якої відповідає нумерації елементів моделей у вигляді МКГ (див. рисунок 2), розроблена за допомогою САД пакету Autodesk Inventor Series. Це дозволяє виконати розрахунок кінематичних характеристик та геометричних параметрів зубчастих передач за допомогою відповідних генераторів та вбудованих функцій динамічного моделювання і перевірити елементи конструкції на міцність за допомогою вбудованих функцій кінцево-елементного аналізу. Проведені розрахунки підтверджують повну роботоспроможність синтезованого пристрою і дозволяють сформувати пакет технічної документації для виготовлення експериментального зразку.

Слід зазначити, що отримані рішення у вигляді додаткових механічних структур добре об'єднуються з базовими структурами, які є відомими пружними муфтами. Наприклад, розглянемо нелінійну пружну муфту з радіально розташованими плоскими пружними елементами. Робочий кут закручування напівмуфт такої муфти, за яким вона повністю відтворює власну нелінійну пружну характеристику, становить 35° . Як вказувалося раніше, такий кут закручування є замалим для використання даної муфти у якості ОПО. Але нелінійна пружна характеристика Дюффінгівського типу жорсткого виду, яку вона відтворює, дозволяє розширити дорезонансну зону обертальних коливань деталей типу вал при їх пружному опиранні відносно елементів корпусу. Тому є доцільним синтез на її базі ОПО з використанням результатів, отриманих при проведенні теоретичних досліджень.

Моделювання муфти та її структурний аналіз проводиться за наведеною методикою (рис. 4).

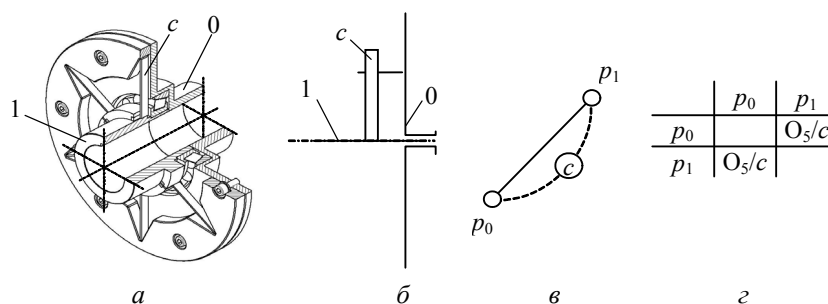


Рис. 4. Аналіз пружної муфти з радіально розташованими пружними елементами: 3D модель (а); кінематична схема (б); основна структура у вигляді МКГ (в); матриця складання (г)

Розроблено модель муфти у вигляді МКГ, на основі якого отримано матрицю її складання. Причому отриманий МКГ розглядається як модель базової структури і є основною частиною вхідних даних для синтезу структури ОПО.

Подальший синтез можна представити як додавання до МКГ базової структури МКГ додаткової структури, використовуючи у якості останньої рішення, отримане у попередніх теоретичних дослідженнях, наприклад за варіантом 3 (див. рисунок 2), і обумовлення відповідної матриці складання (рис. 5).

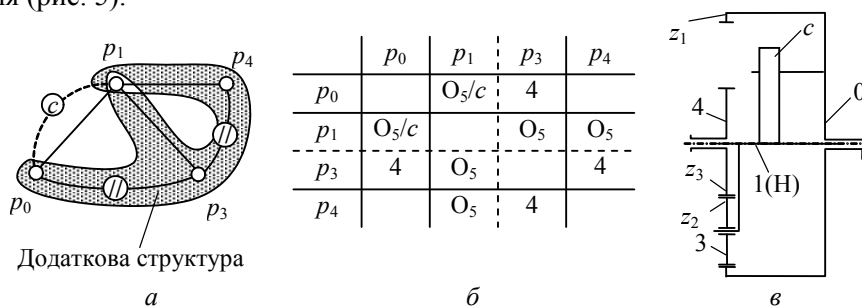


Рис. 5. Синтез ОПО на базі пружної муфти з радіально розташованими пружними елементами: базова і додаткова структура у вигляді МКГ (а); матриця складання (б); кінематична схема (в)

Це дозволяє скласти відповідну кінематичну схему, яка у подальшому є підґрунтям розробки реальної конструкції ОПО.

Висновки. У результаті проведених досліджень синтезовано нові конструкції обертальної пружної опори маху лопаті вітрогенератора на базі пружної муфти з механічним зворотним зв'язком. При цьому встановлено, що:

- нова структура ОПО формується завдяки додаванню до прийнятої базової структури (муфти) додаткових механічних структур у вигляді рядових та планетарних зубчастих передач;
- синтезовані додаткові структури у вигляді рядових та планетарних зубчастих передач без перешкод додаються до інших базових структур, які обумовлені відомими пружними муфтами;
- розрахунок отриманих кінематичних схем свідчить про те, що наявність додаткової структури значною мірою впливає на функціональні можливості синтезованої ОПО, оскільки вона обумовлює не тільки збільшення робочого кута закручування, але і його зменшення за наявності такої потреби.

Література

1. Сидоренко, К.М. Відновлювані джерела енергії. Розробки молоді — у життя [Текст]: монографія / К.М. Сидоренко, П.С. Соченко; Нац. авіац. ун-т. — К.: НАУ, 2011. — 232 с.

2. Оборский, Г.А. Регулирование мощности ветродвигателя путем поворота в упругой опоре лопастей ветроколеса относительно оси маха / Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, И.И. Сидоренко // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — 2013. — Вип. 2(41). — С. 48 — 53.
3. Сидоренко, І.І. Пружна муфта з нелінійним механічним зворотним зв'язком / І.І. Сидоренко, В.О. Курган // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — 2011. — Вип. 2(36). — С. 37 — 44.
4. Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем [Текст]: монография / И. Сидоренко — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 с.

References

1. Sydorenko, K.M. Vidnovliuvani dzherela enerhii. Rozrobky molodi — u zhyttia [Tekst]: monohrafiia [Renewable energy sources. The developments of young people — in life [Text]: monograph] / K.M. Sydorenko, P.S. Sochenko; Nats. aviats. un-t [Nat. Avia. Univ.]. — Kyiv, 2011. — 232 p.
2. Oborskiy, G.A. Regulirovanie moshchnosti vetrodvygatelya putem povorota v uprugoy opore lopastey vetrokolosa otноситel'no osi makha [Wind turbine power control by turning in an elastic bearing of rotor blades relative to the stroke axis.] / G.A. Oborskiy, B.A. Morgun, I.I. Sidorenko // Pratsi Odeskoho politekhnichnoho universytetu [Proc. of Odesa Polytech. Univ.]. — 2013. — Iss. 2(41). — pp. 48 — 53.
3. Sydorenko, I.I. Pruzhna mufta z nelineinym mekhanichnym zvorotnym zviazkom [Elastic coupling with nonlinear motional feedback] / I.I. Sydorenko, V.O. Kurhan // Pratsi Odeskoho politekhnichnoho universytetu [Proc. of Odesa Polytech. Univ.]. — 2011. — Iss. 2(36). — pp. 37 — 44.
4. Sidorenko, I.I. Passivnye vibrozoliruyushchie ustroystva s elementami aktivnykh sistem [Tekst]: monografiya [Passive vibration isolation devices with elements of active systems [Text]: monograph] / I.I. Sidorenko — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 p.

АНОТАЦІЯ / АННОТАЦИЯ / ABSTRACT

Г.О. Оборський, Б.О. Моргун, І.І. Сидоренко. Синтез обертальної пружної опори маху лопаті вітродвигуна на базі пружної муфти з механічним зворотним зв'язком. Розвиток машинобудування вимагає створення і використання нових високоефективних поворотних пружних опор, за допомогою яких вирішують не тільки завдання орієнтації об'єкта типу вал щодо елементів корпусу і зменшення тертя між ними, а й інші не менш важливі завдання: забезпечення відповідної кутової орієнтації об'єкта типу вал щодо корпусу при дії на нього певного моменту, зменшення негативного прояву перевантажень і коливань. На базі методики з застосуванням модифікованих кінематичних графів проведено синтез та запропоновано, теоретично обґрунтоване рішення щодо створення обертальної пружної опори маху лопаті вітроколеса на базі пружної муфти з механічною зворотним зв'язком. Показано, що синтезований пристрій отримано на основі багатоваріантних рішень при різних комбінаціях додаткових механічних структур у вигляді рядових і планетарних зубчастих передач. Встановлено, що результати отриманого приватного рішення можуть бути використані відносно інших існуючих пристроїв з метою поліпшення їх функціональних можливостей.

Ключові слова: пружна поворотна опора, мах лопаті вітроколеса, синтез, модифікований кінематичний граф.

Г.А. Оборский, Б.А. Моргун, И.И. Сидоренко. Синтез упругой поворотной опоры маха лопасти ветродвигателя на основе упругой муфты. Развитие машиностроения требует создания и использование новых высокоэффективных поворотных упругих опор, при помощи которых решают не только задачу ориентации объекта типа вал относительно элементов корпуса и уменьшения трения между ними, а и другие не менее важные задачи: обеспечения соответствующей угловой ориентации объекта типа вал относительно корпуса при действии на него определенного момента, уменьшения негативного проявления перегрузок и колебаний. На базе методики с применением модифицированных кинематических графов проведен синтез и предложено, теоретически обоснованное решение по созданию упругой поворотной опоры маха лопасти ветроколеса на базе упругой муфты с механической обратной связью. Показано, что синтезированное устройство получено на основе многовариантных решений при различных комбинациях дополнительных механических структур в виде рядовых и планетарных зубчатых передач. Установлено, что результаты полученного частного решения могут быть использованы применительно к другим существующим устройствам с целью улучшения их функциональных возможностей.

Ключевые слова: упругая поворотная опора, мах лопасти ветроколеса, синтез, модифицированный кинематический граф.

G.A. Oborskiy, B.A. Morgun, I.I. Sydorenko. Synthesis of elastic rotatable support of blade swing of a wind turbine based on the elastic coupling. Engineering development requires the creation and use of new high-performance rotary elastic supports for solving not only the problem of shaft-type object orientation around the elements of body and the problem of reduce the friction between them but also other important tasks: ensuring appropriate angular orientation of a shaft-type object relatively to the body under the action a certain momentum, reduce the negative manifestations of overloads and vibra-

tions. On the basis of the modified technique using kinematic graphs the synthesis is carried out and new theoretically informed decision on the establishment of an elastic rotary support of swing of rotor blade based on a flexible coupling with mechanical feedback is proposed. It is shown that synthetic device is obtained on the basis of multiple solutions for different combinations of additional mechanical structures in the form of ordinary and planetary gears. It is found that the results obtained by a particular solution can be used with other existing devices to improve their functionality.

Keywords: elastic rotatable support, swing of rotor blade, synthesis, modified kinematic graph.

Рецензент д-р. техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Дашенко О.Ф.

Надійшла до редакції 25 квітня 2014 р.

УДК 621.83:631.587.357

А.А. Ярита, магістр, Харьк. нац. автомоб.-дорож. ун-т

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ФРИКЦИОННЫХ НАКЛАДОК НА БЫСТРОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ

Введение. Процесс управления сцеплением — неотъемлемая часть процесса управления автомобилем, которая значительно влияет на условия работы водителя. Одним из основных путей усовершенствования приводов сцепления является использование различных усилителей, применение новых источников энергии. Последним этапом в развитии автомобилестроения стало внедрение электрогидравлических и электропневматических приводов сцепления, что позволило еще больше облегчить работу водителя и улучшить процесс компоновки элементов трансмиссии транспортных средств.

Анализ последних исследований и публикаций. Системы управления электропневматических приводов сцепления чаще всего работают за счет электропневматических клапанов (одного, двух и т.д.) или шаговых электродвигателей [1, 2]. Основными факторами, по которым оценивают эффективность работы привода сцепления, являются его быстродействие и точность позиционирования штока исполнительного механизма, в зависимости от управляющих воздействий. Также регламентируется усилие на педали сцепления и величина ее хода [3, 4].

В литературных источниках упоминаются показатели быстродействия привода при выключении сцепления в пределах 0,15...0,25 с [5], имеется ввиду время, за которое сцепление гарантировано выключается, независимо от частоты вращения двигателя. При этом не акцентируется внимание на степени износа самого механизма сцепления.

Целью работы является определение влияния износа фрикционных накладок механизма сцепления на быстродействие электропневматического привода сцепления (ЭППС) на основе анализа экспериментальных исследований.

Изложение основного материала. Влияние износа фрикционных накладок ведомого диска сцепления на быстродействие привода четко просматривается, если рассматривать его с учетом кинематики привода, передаточных чисел отдельных элементов. Двухдисковое сцепление грузового автомобиля (рис. 1) имеет два ведомых диска 1, соответственно четыре пары трения.

DOI: 10.15276/opu.1.43.2014.08

© А.А. Ярита, 2014