

УДК 629.111

ПИТАННЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДІЇ ГІДРОДИНАМІЧНОГО РЕТАРДЕРА ТА ОЦІНКИ ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Кубич В.І., ст. викл.

Запорізький національний технічний університет

69063 м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64

E-mail: reibung1@mail.ru

Алдошин О.В., інженер-конструктор

ЗАО “Запорізький автомобілебудівний завод”

Рассмотрены и предложены подходы к математическому моделированию работы гидромукты как составной части гидродинамического ретардера в стоповом режиме на основе определения тормозного момента по средствам кинетической энергии рабочей жидкости, что дает возможность оценить влияние параметров ретардера на его характеристики

Ключевые слова: ретардер, энергия, эллипс, моделирование, момент, параметр

Approaches are considered and offered to the mathematical design of work of gidromufti as component part of hydrodynamic retardera in the stopovomu mode on the basis of determination of brake moment through kinetic energy of working liquid which enables to estimate influence of parameters of retardera on his descriptions.

Key words: retarder, energy, ellipse, design, moment, parameter

Вступ. Гідродинамічний ретардер застосовується як допоміжне гальмо транспортних засобів великої маси. Конструкція ретардера такого типу складається з наступних частин: гідромукта, що має жорстко закріплене турбінне колесо; пристрій, що регулює ступінь заповнення; елементі системи охолодження (теплообмінник та радіатор); насос, що забезпечує циркуляцію робочої рідини та резервуару для неї; електронна система керування роботою. Схема з'єднання основних елементів гідродинамічного ретардера приведена на рис. 1.

Максимальне значення гальмівного моменту, який може реалізувати ретардер, обмежено, поперше, конструкцією гідромукти, а саме її розмірами, по-друге, показниками міцності елементів ретардера, по-третє, кількістю теплоти, яка може бути передано системі охолодження і потім розсіяно в навколишнє середовище.

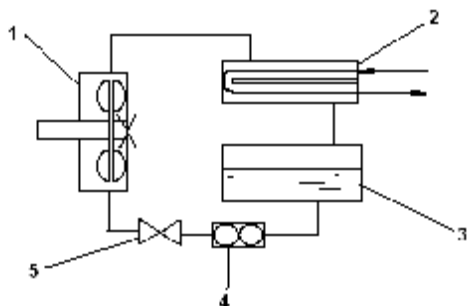


Рисунок 1 – Схема з'єднання основних елементів гідродинамічного ретардера
де 1 - гідромукта з блокованим турбінним колесом, 2 – теплообмінник, 3 - резервуар для робочої рідини, 4 – насос, 5 – клапан

На сьогоднішній час усі існуючі методики розрахунків характеристик ретардерів розглядають стоповий режим (коли турбінне колесо жорстко зафіксовано) як перехідний, короткочасний. Частіше за все гідромукта розглядається як гідродинамічне зчеплення. Але запропоновані методики не розглядають гідромукту як гальмівний механізм, більш того вони не дають рекомендацій щодо вибору параметрів системи охолодження при використанні ретардера на автомобілях [1-4].

Це і обумовлює необхідність створення таких підходів до математичного моделювання, які б давали можливість оцінювати вплив, наприклад, таких параметрів, як профіль лопатки насосного колеса, ступінь заповнення, густина робочої рідини, кількість теплоти, яку поглинає система охолодження (теплообмінник) на гальмовий момент, який створює ретардер.

Мета роботи: На підставі фізичних процесів, що утворюються під час роботи гідромукти у стоповому режимі, розробити та запропонувати підходи до математичного моделювання роботи гідродинамічного ретардера.

Матеріали та результати досліджень. Пропонується підхід до математичного моделювання дії ретардера, у якому розглядається робота гідродинамічного ретардера не з позицій гідравліки, а фізики. Це має вираз у тому, що робота гальмівного моменту, який реалізує ретардер виконується за рахунок зміни кінетичної енергії робочої рідини ретардера.

Кінетичну енергію, що має рідина гідравлічного ретардера можливо надати як [5]:

$$E_k = \frac{Iw^2}{2}, \quad (1)$$

де E_k - кінетична енергія, Дж; I - момент інерції рідини відносно реальної геометричної осі обертання ротора, кг м²; W - кутова швидкість обертання валу ротора, с⁻¹.

Момент інерції робочої рідини ротора гідродинамічного ретардера з повністю заповненим робочим простором можливо представити наступним чином. На рис. 2 нвдвно профіль лопатки ротора, який має тороїдальну форму.

$$I = g \int_0^a x^2 (f(x)) dx, \quad (2)$$

де: g - густина робочого тіла ретардера, кг/м³; a - більша піввісь еліпса, м; b - менша піввісь еліпса, м.

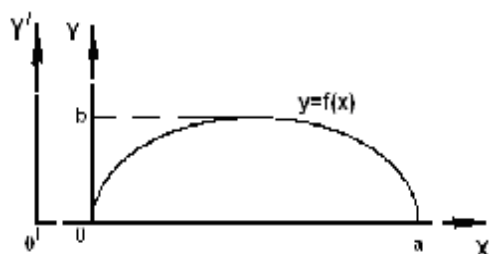


Рисунок 2 – Схема для знаходження моменту інерції при повністю заповненому робочому просторі

де O^1Y^1 – вісь обертання валу насосного колеса ретардера; OY - вісь, що проходить через початок перетину профілю лопатки; a – більша піввісь еліпса; b - менша піввісь еліпса

Профіль лопатки насосного колеса має форму половини еліпса. Підставимо замість $f(x)$ рівняння еліпса для додатної половини, з чого будемо мати:

$$I = g \int_0^a x^2 \left(b \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \right) dx, \quad (3)$$

де: g - густина робочого тіла ретардера, кг/м³; a – більша піввісь еліпса, м; b - менша піввісь еліпса, м.

Реальна геометрична вісь, відносно якої обертається рідина, не співпадає з віссю OY (рис.2), а знаходиться від неї на відстані r (OO^1). Тоді момент інерції зміниться наступним чином:

$$I^* = I + Mr^2, \quad (4)$$

де M – маса робочої рідини: $M = gV$, кг; g - густина робочого тіла ретардера, кг/м³; V - об'єм, який займає рідина, м³; I – момент інерції відносно осі, яка проходить через початок координат, кг м².

Величину об'єму, який займає рідина з площею в поперечному перерізі, що зображено на рис. 2 при обертанні відносно осі паралельній до осі OY , але віддаленої від неї на деяку відстань r , можна виразити наступним чином:

$$V = p^2 ab(r + a/2) \quad (5)$$

Остаточне відношення для визначення моменту інерції рідини при повному заповненні робочого простору ретардера відносно реальної геометричної осі O^1Y^1 обертання буде виглядати так:

$$I^* = \frac{pa^3bg}{16} + r^2gp^2ab\left(r + \frac{a}{2}\right). \quad (6)$$

При великих і середніх ступенях заповнення (більш 25%), робоча рідина циркулює у робочому просторі таким чином, що повітря яке займає об'єм не зайнятий робочою рідиною, утворює тороїдальне тіло, профіль якого еліпс (рис. 3).

Рідина, припустимо, циркулює таким чином, що утворюється порожнина повітря такого ж профілю як і лопатка, та розташовується у його центрі. Площа перетину, яка утворюється: $y = f(x)$ та $y^* = f(x)$ припустимо є площею перетину профілю лопатки.

Оскільки момент інерції є адитивною величиною, то момент інерції рідини при частковому заповненні робочого простору можна знайти за формулою

$$I_f^* = I^* - I_e^*, \quad (7)$$

де I_B^* - момент інерції рідини, яку витиснуло повітря, відносно реальної осі обертання, кг·м².

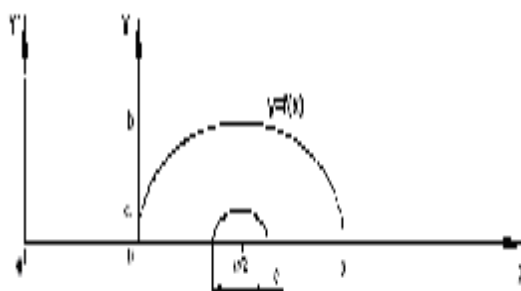


Рисунок 3 – Схема для знаходження моменту інерції при частково заповненому робочому просторі

де c – більша на піввісь еліпсу повітря; d – менша на піввісь еліпсу повітря

Виконавши відповідні математичні розрахунки отримуємо вираз для знаходження моменту інерції рідини при наявності повітря в робочому просторі ретардера відносно реальної геометричної осі обертання. Він буде мати такий вигляд:

$$I_e = \frac{pc^3 dg}{16} + r^2 gp^2 cd \left(r + \frac{a}{2} \right) \quad (8)$$

При неповному заповненні робочою рідиною робочого простору момент інерції відносно реальної вісі обертання виглядає так:

$$I_f^* = \frac{pa^3 bg}{16} + r^2 gp^2 ab \left(r + \frac{a}{2} \right) - \frac{pc^3 dg}{16} + r^2 gp^2 cd \left(r + \frac{a}{2} \right) \quad (9)$$

Перетворимо вираз (9), згрупувавши члени, та отримуємо наступне рівняння:

$$I_f^* = \frac{pg}{16} (a^3 b - c^3 d) + r^2 gp^2 \left(r + \frac{a}{2} \right) [ab - cd] \quad (10)$$

Розглянемо залежність між гальмівним моментом, який створює ретардер і частотою обертання насосного колеса. Ця характеристика має загальний вигляд, наведений на рис. 4, де приведено точки *a*, *b*, *c* та відповідні ним частоти обертання n_a , n_b , n_c . Вони позначають якісні зміни в роботі ретардера. Так, на інтервалі від 0 до точки *a* гідромуфта ретардера повністю заповнено робочою рідиною. На інтервалі від точки *a* до точки *c* ступінь заповнення змінюється в бік зменшення. Збільшення гальмівного моменту на інтервалі від точки *a* до точки *b* обумовлено тим, що існує опір руху рідини в каналах ретардера, і не зважаючи на те, що зменшується кількість рідини в робочому просторі, а з нею момент інерції і кінетична енергія, гальмівний момент збільшується.

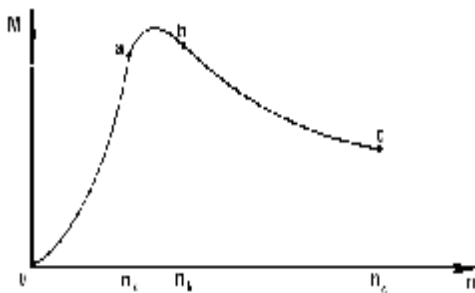


Рисунок 4 – Загальний вигляд залежності між гальмівним моментом, який створює ретардер та частотою обертання насосного колеса

На інтервалі від точки *b* до точки *c* гальмівний момент обмежується електронікою за рахунок регулювання кількості робочої рідини, виходячи з можливостей системи охолодження. Точка *c* є кінцевою через те, що відповідна до неї частота n_c є максимальною частотою обертання вала насосного

колеса ретардера, та відповідає максимальній швидкості руху транспортного засобу (враховуючи підвищуючу передачу ретардера, якщо є для заданого транспортного засобу).

Вона може бути знайдена наступним чином:

$$n_c = V_{\max} 15 / (p^2 U_{\text{эл.пер}} r_{\text{кд}}) \quad (11)$$

де V_{\max} - максимальна швидкість транспортного засобу, для якого проектується ретардер, м/с; $U_{\text{эл.пер}}$ - передаточне число головної передачі, $r_{\text{кд}}$ - динамічний радіус колеса, м.

Елементи конструкції мають обмеження за міцністю, саме ці обмеження є параметром, із урахуванням яких, електронна система керування обирає частоту, коли починається злив робочої рідини з ретардера (частота n_a на рис. 5).

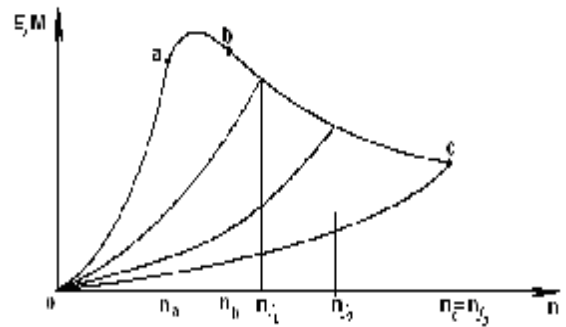


Рисунок 5 – Ілюстрація зміни кінетичної енергії від ступеня заповнення

де E – кінетична енергія рідини в ретардері; M – гальмівний момент; n_{f1} – критична частота, можлива для ступеня заповнення f_1 , що обмежується системою охолодження; n_{f2} , n_{f3} – критична частота, можлива для ступеня заповнення f_2 , f_3 , що обмежується системою охолодження

Зобразимо в одних координатах гальмівний момент і кінетичну енергію рідини. Це можливо через те, що момент та енергія мають однакову розмірність у системі СІ, а саме: $\text{кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^2$.

Якщо система охолодження може розсіювати кількість енергії Q , то можна розрахувати для кожного ступеня заповнення f максимальну частоту обертання, за якої вся теплова енергія буди поглинати системою охолодження.

Енергію, яку розсіює система охолодження, може бути знайдено як площу під кривою кінетичної енергії, рис. 5. При цьому площі під кривими, які відповідають різним ступеням заповнення (окрім випадку повного заповнення), дорівнюють між собою.

$$Q = \int_0^{nf} E_{\text{кд}} dn \quad (12)$$

де $E_{кв}$ - кінетична енергія рідини в ретардері при частковому заповненні, Дж.

З попередніх розрахунків і перетворень вираз для знаходження енергії, яку розсіює система охолодження буде мати вигляд:

$$Q = \left\langle \frac{pg}{16}(a^3b - c^3d) + r^2gp^2 \left(r + \frac{a}{2} \right) [ab - cd] \right\rangle \cdot \frac{p^2 n^3}{5400}. \quad (13)$$

З цього виразу можна знайти максимальну частоту обертів, яка при конкретно взятому ступені заповнення буде дорівнювати та відповідати роботі з повним використанням можливостей системи охолодження:

$$n = \sqrt[3]{\frac{5400 Q}{\left\langle \frac{pg}{16}(a^3b - c^3d) + r^2gp^2 \left(r + \frac{a}{2} \right) [ab - cd] \right\rangle p^2}}. \quad (14)$$

По запропонованим підходам з математичного моделювання для гідродинамічного ретардера R133-2 були проведені розрахунки. При цьому розглядалось вплив густини робочої рідини, зміні геометричних параметрів перетину профілю лопатки, колеса ротора, характеристики системи охолодження на гальмовий момент і на питому енергію ретардера. При цьому були отримані такі результати. Густина робочої рідини прямо пропорційно впливає на значення гальмового моменту. Зміна густини на 12,5% викликала зростання абсолютних значень гальмового моменту на ті ж самі 12,5%.

Площа поперечного перетину в меншій ступені впливає на характеристику ретардера (зменшення площі поперечного перетину лопатки профілю колеса ротора на 14% зменшило абсолютне значення моменту на 4%, а критичні частоти збільшились в середньому на 3%), ніж зміна відстані між геометричною віссю обертання та віссю, що проходить крізь край лопатки (при збільшенні r на 10% гальмівний момент збільшився на 17,5% а критична частота знизилась на 5%). Збільшення кількості теплоти, яку розсіює система охолодження без змін інших факторів є недоцільним, оскільки призводить до стрімкого зростання критичних обертів.

Для значних змін характеристики ретардера - залежності гальмівного моменту від частоти обертання вала ротора - необхідно комплексно змінювати його параметри, але враховувати той факт, що навіть невелика зміна кожного параметра призведе до досить відчутних змін у характеристиці.

Висновок. Запропоновані підходи дають можливість використовувати їх при моделюванні (розрахунку) впливу параметрів гідродинамічних ретардерів на їх характеристики за типовими режимами руху для конкретного автопопяга.

ЛІТЕРАТУРА

1. Оsepчугoв В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкции, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. - 302 с.
2. Столяров С.П. Расчет гидроприводов автотранспортных средств. - М.: Машиностроение, 1986. С. 317.
3. Мандрус В.И., Лещий Н.П., Звягин Н.Т. Машинобудівна гідравліка. - Львів: Світ, 1995, - С. 264.
4. Лукин В.А. Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984. - С. 376
5. Яворский Б.М. Справочное руководство по физике. - М.: Наука, 1984. - С. 384.

Стаття надійшла 06.11.2008 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Маслов О.Г.