

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТЕРТЯ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА ГІДРОАПАРАТІВ З ВІБРАЦІЙНОЮ ЛІНЕАРИЗАЦІЄЮ

Кондратов М.А., магістр, Кононенко А.П., докт. техн. наук, проф., Донецький національний технічний університет

Наведено огляд аналітичних залежностей для розрахунку сил тертя на запірно-регулюючих елементах гідроапаратів. Уточнена формула для розрахунку сил тертя на запірно-регулюючих елементах гідроапаратів, виконаних у вигляді плунжер-гільз, обґрунтовано її використання в математичних моделях гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією.

Вступ. У світовій і вітчизняній практиці створення гідроапаратури визначилася тенденція використання гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією. Запірно-регулюючі елементи таких гідроапаратів здійснюють осцилюючий рух з великою частотою і малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу сухого тертя. Вони застосовуються в високодинамічних та високоточних слідкуючих гідроагрегатах, значно покращуючи характеристики останніх. В процесі проектування таких гідроапаратів виникає необхідність в докладному визначенні окремих складових їх математичних моделей, в тому числі і сили тертя.

Аналіз публікацій. Одним з основних параметрів роботи пари плунжер-гільза, що визначає її якість, є сила тертя спокою, величина якої для реальної пари залежить від величини тиску в гідроагрегаті, збільшуючись зі збільшенням останнього, а також від правильності геометричних форм плунжера і гільзи, співвісності їх розташування [1]. На величину сили тертя впливає радіальний зазор у парі плунжер-гільза, матеріал, з якого вони виготовлені, якість обробки, форма, фізико-хімічні властивості робочої рідини, що використовується в гідроагрегаті, її температура, а також наявність у ній абразивних часток. Вплив на силу тертя матеріалу і якості його обробки досить докладно розглянуті в роботах [2, 3]. Можливості зменшення за їх рахунок сили тертя, на сьогодні, практично вичерпані, тому далі їх розглядати не варто. Недоліком пари плунжер – гільза є облитерація і гістерезис, усуненням яких може послужити використання вібраційної лінеаризації.

Ціль і завдання дослідження. Уточнення аналітичної залежності для розрахунку сили тертя на запірно-регулюючому елементі гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією.

Аналітична залежність для розрахунку сили тертя на запірно-регулюючому елементі гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією. При визначенні сили тертя вважаємо, що розташування запірно-регулюючого елемента відносно втулки завжди асиметричне, а основним фактором, що визначає таке положення запірно-регулюючого елемента, є пружина. При русі запірно-регулюючого елемента сила тертя, з достатньою для практичних розрахунків точністю, може бути описана за допомогою кривої Штрибекка, ідеальний вид половини якої показаний на рис. 1. Залежність в області $0 < \dot{x}_{зрек} < \dot{x}_{зрек}$ неоднозначна, тому що сила тертя при $\dot{x}_{зре} = 0$ (сила тертя спокою), залежить від швидкості, при якій запірно-регулюючий елемент починає рухатися в протилежний бік (рис. 1). Найкращий випадок, коли рух у протилежний бік почнеться в точці б, при цьому, сила тертя в точці $\dot{x}_{зре} = 0$ прагне до свого мінімального значення. Отже, оптимальна швидкість осциляції запірно-регулюючого елемента повинна дорівнювати $\dot{x}_{зрек}$. Сила тертя, значною мірою, залежить від ексцентриситету пружини, який залежить від її розміщення в гідроапараті, та може бути визначений з залежності:

$$e_{пр} = 0,56 D_{пр} \left(\frac{0,504}{n_{пр}} + \frac{0,121}{n_{пр}^2} + \frac{2,06}{n_{пр}^3} \right) \quad (1)$$

де $D_{пр}$ – середній діаметр пружини; $n_{пр}$ – число робочих витків пружини.

Значення $\dot{x}_{зрек}$ розраховано за формулою:

$$\dot{x}_{зрек} = \frac{2 P_r k_{трк0}}{\mu k_{тр} k_T}, \quad (2)$$

де $k_{тр} = \frac{1,8}{0,47 + \bar{v}_t} + 1$, \bar{v}_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини ($\bar{v}_t = \frac{c m^2}{c}$) – коефіцієнт, що характеризує положення запірно-регулюючого елемента в гільзі; μ – коефіцієнт динамічної

в'язкості робочої рідини; $k_T = 2 \pi d_{зр\epsilon} \frac{L_{ЗРЕ}}{\delta}$ – коефіцієнт тертя; δ – радіальний зазор.

Розрахунок сили тертя будемо проводити, використовуючи її складові. Вважаємо, що запірно-регулюючий елемент займає асиметричне положення і має точки контакту з гільзою, а кут перекосу зневажливо малий. Використовуючи залежність (1), радіальну силу розраховуємо згідно залежності:

$$P_r = \frac{c_{пр \Sigma} x_{пр 0} \left[\delta + 0,56 D_{пр} \left(\frac{0,504}{n_{пр}} + \frac{0,121}{n_{пр}^2} + \frac{2,06}{n_{пр}^3} \right) \right]}{L_{ЗРЕ}} \quad (3)$$

де $c_{пр \Sigma}$ – коефіцієнт, який характеризує зміну сумарної жорсткості пружин в гідроапараті з гідравлічним вібраційним контуром або новим гідравлічним вібраційним контуром в залежності від змінної гідродинамічної сили, жорсткості рідинної пружини, маси запірно-регулюючого елемента, амплітуди та частоти осциляції; $x_{пр 0}$ – попередній підтиск пружини. Кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента значною мірою залежить від його дроселюючої кромки.

Тоді, залежність для розрахунку сили сухого тертя може бути записана у вигляді:

$$P_{тр к} = \frac{2 k_{Т ко} c_{пр \Sigma} x_{пр 0} \left[\delta + 0,56 D_{пр} \left(\frac{0,504}{n_{пр}} + \frac{0,121}{n_{пр}^2} + \frac{2,06}{n_{пр}^3} \right) \right]}{L_{ЗРЕ}} \quad (4)$$

Уточнимо також залежність для розрахунку сили рідинного тертя, в яку підставимо коефіцієнт – $k_{Т р}$, який враховує положення запірно-регулюючого елемента в гільзі, і розраховується за уточненою нами залежністю:

$$k_{Т р} = \frac{1,8}{0,47 + \bar{v}_t} + 1,$$

де \bar{v}_t – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, $\bar{v}_t = \nu_{50} / \nu_{10}$. Враховуючи цей коефіцієнт, залежність для розрахунку сили рідинного тертя матиме вигляд:

$$P_{\text{тр в}}(t) = 8 \pi \mu k_{\text{т р}} \left[\frac{l_{\text{е зре}}(d_{\text{зре}} \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{\text{зре}}}{2} + \delta\right)^2 + \left(\frac{d_{\text{зре}}}{2}\right)^2 - \frac{d_{\text{зре}} \delta + \delta^2}{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{d_{\text{зре}}}\right)}} \right] \dot{x}_{\text{зре}} \quad (5)$$

Підставляючи у формулу

$$P_{\text{тр}}(t) = P_{\text{тр 0}} \text{sign } \dot{x}_{\text{зре}} + P_{\text{тр в}}(t), \quad (6)$$

яка враховує як силу сухого – $P_{\text{тр 0}}$, так і силу рідинного тертя – $P_{\text{тр в}}(t)$, отримали уточнену нами залежність для розрахунку сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією у гідравличному вібраційному контурі, яку також можна використовувати для нового гідравличного вібраційного контура:

$$P_{\text{тр}}(t) = \left\{ \frac{2 k_{\text{т ко}} c_{\text{пр}} \Sigma x_{\text{пр 0}} \left[\delta + 0,56 D_{\text{пр}} \left(\frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3} \right) \right]}{L_{\text{ЗРЕ}}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{\text{зре}} +$$

$$+ 8 \pi \mu k_{\text{т р}} \left[\frac{l_{\text{е зре}}(d_{\text{зре}} \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{\text{зре}}}{2} + \delta\right)^2 + \left(\frac{d_{\text{зре}}}{2}\right)^2 - \frac{d_{\text{зре}} \delta + \delta^2}{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{d_{\text{зре}}}\right)}} \right] \dot{x}_{\text{зре}}. \quad (7)$$

Відзначимо, що знаючи значення критичної швидкості руху запірно-регулюючого елемента (залежність (2)), можемо визначити характер процесу тертя. Якщо при максимальній швидкості руху запірно-регулюючого елемента змащування рідинне, то його зворотно-поступальній рух починається в умовах змішаного змащування, а в середині напівперіоду відбувається перехід до

рідинного змащування. Зміна сили тертя відбувається так, як показано на рис. 2 пунктирною лінією.

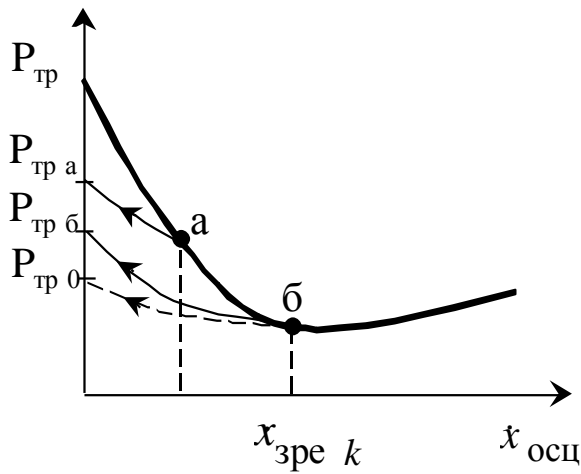


Рис. 1. Вид половини кривої Штрибекка

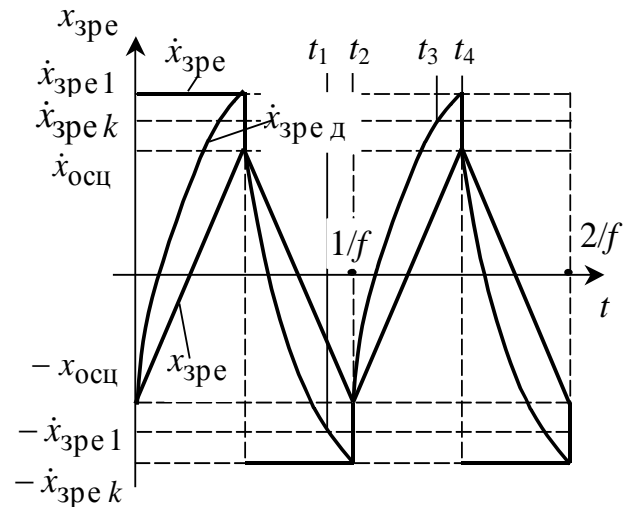


Рис. 2. Вид траєкторії руху та зміни швидкості осциляції ЗРЕ

Висновки. Уточнена аналітична залежність для розрахунку сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією при зворотно-поступальному русі, яка крім параметрів осциляції запірно-регулюючого елемента, враховує його розташування в гільзі, конструктивні параметри пари тертя, наявність у робочій рідині абразивних часток, а також її температуру.

Список літератури:

1. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
2. Андренко П. Н., Асатрян Р. Я., Клитной В. В. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы предохранительного клапана прямого действия с запорным органом, выполненным в виде золотника / Харьк. гос. политехн. ун-т. – Харьков, 1996, – 16 с. – Деп. В ГНТБ Украины 21.02.96, №598 –Ук 96.
3. Андренко П.Н., Дмитриенко О.В. К вопросу о расчете интерференционного преобразователя пульсаций // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. – Харьков: ХГПУ, 1999.– ч. 2 - вып. 7.– С. 10-15.
4. Андренко П. Н. Вибрационная линеаризация – эффективный путь улучшения динамических характеристик гидроаппаратов. Вибрация в технике и технологиях. – Винница: Винницкий государственный аграрный университет, 2003. - №2(28), С. 39 – 45.
5. Зайончковський Г.Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів // Промислова гідраліка і пневматика. – Віниця: ВДАУ, 2006. – №1 (11). – С. 53 – 58.