

**В. С. Бутько, к.т.н., доцент,
Д. М. Хоменко**

Національний авіаційний університет

ВПЛИВ ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ НА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ АПАРАТІВ

При дослідженні та розрахунках гідравлічних систем в динамічному режимі роботи необхідно враховувати інерційні явища, які виникають в місцях дроселювання рідини. Вивченню нестационарних потоків рідини при її русі по трубопроводах присвячено багато робіт, в яких були спроби з однієї сторони найбільш точно описати процеси, які відбуваються у рідині в несталих режимах, а з другої – спростити складний математичний опис цих процесів для того, щоб отримати зручні для інженерних розрахунків залежності.

Для визначення величини інерційного напору, що виникає при нестационарному режимі потоку рідини використовується рівняння Ейлера руху ідеальної рідини. Для осі X -ів воно записується у вигляді:

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{dV_x}{dt} = \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z},$$

де: X – проекція прискорення вільного падіння на вісь X – ів; ρ – густина рідини; P – тиск, x – координата, V - швидкість руху частинки рідини; t – час.

В дослідженні розглянуто випадки в яких нехтують хвильовими процесами в трубопроводі, а саме стисливістю та масою рідини. Показано, що необхідно в кожному конкретному випадку виходити з чутливості всієї гідросистеми, для того щоб нехтувати тими або іншими факторами. Якщо не брати до уваги стисливість рідини, то відбудеться зменшення степеня диференційного рівняння, що в свою чергу спрощує його розв'язок, але разом з тим не дає змогу пояснити всі реальні процеси, які відбуваються в системі: нестійкість, наявність деякої величини перерегулювання та ін. В той же час неврахування маси рідини менше змінює коректність опису фізичних процесів, що призводить, в основному, до кількісних похибок і в деяких випадках таке спрощення цілком прийнятно.

Вивчення витікання рідини з дроселюючих щілин гідравлічних апаратів (регуляторів тиску та витрати, стабілізаторів та ін.) показує, що в місці дроселювання у зв'язку з перетворенням потенціальної енергії в кінетичну виникає зміна епюри тисків, яка замість прямокутної, характерній для гідростатичного режиму (затвор гідравлічного апарата закритий), стає в області дроселювання зменшеною. Таким чином, при певній силі тиску рідини на затвор, необхідно враховувати деформацію епюри, що в загальному випадку представляє собою важку гідромеханічну задачу, так як невідомо закон розподілення тиску по радіусу.

Тому необхідно було провести експериментальні дослідження та з'ясувати реальну картину розподілу тиску по робочій площині затвору регулятора. Для цього були виконані отвори по радіусу конусної поверхні діаметром 0,5 мм., через які був заміряний тиск та побудовані епюри для різних номінальних тисків гідравлічного регулятора. Це дозволило вирахувати силу, яка діє на затвор регулятора і порівняти її з теоретичною, з'ясованої з урахуванням гідродинамічних процесів в регуляторі.

Література

1. Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, Е. М. Хаймович. Объемные гидравлические приводы. – М.: Машиностроение. – 1969, 492 с.
2. Д. Н. Попов. Динамика и регулирование гидро и пневмо систем. – М.: Машиностроение. – 1987. – 464 с.