

сушарці, а також довести питомі витрати енергії до значень 128-188 Вт/кг (в діапазоні вологості сипкого матеріалу від 23 % до 14,5 %).

Висновки

Розроблено та досліджено математичну модель вертикального вібраційного сушильного агрегату із гідроприводом привідного плунжерного гідроциліндра-вібратора, керування яким здійснюється за допомогою гідравлічного генератора імпульсів. Моделювання робочого процесу надає можливість визначати конструктивні розміри та параметри досліджуваного приводу зворотно-поступальної дії, правильний вибір яких сприятиме покращенню динамічних характеристик та режимів вібротранспортування сипких матеріалів відносно транспортуючих поверхонь сушильного агрегату. Завдяки застосуванню регульованого гідроприводу вдається досягти плавного регулювання частоти і амплітуди коливань транспортуючого органу, що сприяє підвищенню якості та збільшенню продуктивності вихідної продукції, а також зменшенню енерговитрат. Окрім того, результати моделювання можуть бути практично реалізовані в проектних розробках при визначенні оптимальних параметрів роботи запропонованої конструкції.

Експериментальна перевірка вертикального вібраційного сушильного агрегату свідчить про його ефективність і достатньо високу якість процесу сушіння сипких матеріалів. Це дозволяє рекомендувати такі агрегати для широкого застосування в різних технологічних процесах, в яких виникає потреба вібраційного переміщення сипких матеріалів з одночасним нагрівом чи охолодженням.

Література

1. Гинзбург А.С., Резчиков В.А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 196 с.
2. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. – М.: Наука, 1972. – 289 с.
3. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.

Надійшла 23.8.2006 р.

УДК 621.652.1+62-522.2+532.5

В.В. ПЕТРУСЬ, І.В. КОЦ
Вінницький національний технічний університет

ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ СТВОРЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОПРИВОДУ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Обґрунтована актуальність створення математичної моделі гідроприводу поршневого насоса, що є елементом гідравлічної системи. Математична модель представляє собою сукупність математичних рівнянь опису двох фаз робочого циклу і відповідних початкових та граничних умов, що об'єднані в єдину систему. В основу запропонованої математичної моделі покладені диференціальні рівняння руху, складені на підставі принципу Д'Аламбера, і рівняння витрат робочої рідини – рівняння нерозривності потоку рідини. Математична модель гідроприводу поршневого насоса надає можливість проводити дослідження загальних закономірностей гідродинамічних процесів в насосі і гідросистемі в цілому, а також вирішувати загальні задачі по їх розрахунку і проектуванню.

Постановка проблеми

Гідравлічні системи відіграють важливу роль в багатьох відповідальних інженерних об'єктах різного призначення (енергетичні установки, підприємства нафтохімічного виробництва тощо). Надійна робота гідравлічних систем багато в чому визначає надійність цих об'єктів в цілому. В гідравлічних системах при штатних і нештатних режимах експлуатації відбуваються складні процеси теплообміну і взаємодії робочого середовища з конструктивними елементами устаткування. Вібраційні навантаження, пульсації робочого середовища, гідравлічні удари, які виникають при цьому, визначають навантаженість конструктивних елементів гідравлічних систем і темпи деградаційних процесів в конструкційних матеріалах, що призводять до виникнення тріщин в результаті втоми матеріалу і до руйнування цих елементів.

Одним з основних елементів гідросистем є насос. Гідродинамічні процеси в насосі впливають на параметри потоку в системі трубопроводів і, отже, визначають роботу всієї гідросистеми в стаціонарних, перехідних і аварійних режимах. Таким чином, ефективність і надійність експлуатації гідросистеми багато в чому визначається ефективністю роботи насоса.

Найпоширеніші гідравлічні машини, які обслуговують напірні системи, – це поршневі та відцентрові насоси. Специфічні умови їхньої роботи в гідросистемах відповідальних інженерних об'єктів, підвищені вимоги до їх ефективності і надійності, практично відсутня можливість контролю стану конструктивних вузлів в процесі експлуатації обумовлюють високі вимоги до розрахункових методів дослідження гідродинамічних

процесів в насосі і проектування його елементів.

Аналіз останніх досліджень

Одним із підходів до створення теоретичних засад методики розрахунку поршневих насосів є використання теорії подібності і розмірностей. Теорія подібності і розмірностей дозволяє виконувати розрахунок насосів за двома методами: методом подібності і методом моделювання [1, 7].

Розрахунок поршневих насосів за методом подібності проводиться на базі аналізу параметрів практично створених, найефективніших відомих насосів. Метод подібності дозволяє достатньо точно визначати конструктивні розміри і одержувати уявлення про геометрію насоса. Проте цей метод може бути застосований тільки на початковій стадії проектування насоса з метою правильного вибору конструктивної схеми і оцінки конструктивних співвідношень. Окрім цього, даний метод вимагає виконання великого комплексу додаткових розрахунково-конструкторських робіт. Метод подібності не дозволяє визначати форму характеристики насоса, що необхідно для аналізу можливих режимів роботи насоса в гідравлічному контурі.

Розрахунок поршневих насосів за методом моделювання виконується при дотриманні геометричної, кінематичної і динамічної подібностей з прототипом і дозволяє визначати параметри насоса, який проектується, за формулами подібності через параметри прототипу. Розрахунок поршневих насосів методом моделювання простий і надійний, дає достатню збіжність і широко застосовується в практиці насособудування при перерахунку насосів на іншу частоту робочих ходів або інші розміри, а також при відпрацюванні на моделях цілком нових типів насосів. Проте спрощеність передумов методу, орієнтація в розрахунках на модель із заданими геометричними і техніко-економічними параметрами не завжди дозволяють одержувати необхідні аналітичні залежності для проведення загальних досліджень і розрахунків насосів.

Проведений аналіз підходів до створення теоретичних засад розрахунку поршневих насосів свідчить про актуальність розробки адекватної математичної моделі насоса, що дозволить проводити дослідження і розрахунки в загальній постановці. В даний час при дослідженнях і розрахунках гідравлічних систем насоси, як правило, розглядаються у вигляді деяких точкових об'єктів із заданою гідравлічною характеристикою, тобто з певними вхідними і вихідними параметрами, зв'язок між якими встановлюється в більшості випадків експериментально або на основі найпростіших модельних [1]. При цьому загальна гідравлічна характеристика гідросистеми отримується на підставі гідравлічної характеристики насоса при заданій частоті робочих ходів і залежності гідравлічних втрат в трубопроводі від подачі насоса.

Формулювання мети і задач

Необхідність детального теоретичного аналізу загальних закономірностей складних гідромеханічних і теплофізичних процесів, явищ гідропружних коливань конструкцій, що контактують з потоком, можливостей виникнення явищ гідравлічного удару, збудження акустичних коливань в потоці, що виникають при переміщенні рідини в гідравлічних системах відповідальних інженерних об'єктів, визначають актуальність створення адекватної і доступної для практичного застосування теорії і математичної моделі насоса як елементу гідросистеми.

Основними задачами для створення теоретичних основ методики розрахунку поршневого насоса є:

1. Створення на базі сучасних методів механіки суцільних середовищ математичної моделі насоса, що адекватно описує гідродинаміку потоку робочої рідини і є придатною для практичного застосування.
2. Дослідження на базі отриманої моделі загальних закономірностей гідродинамічних процесів в насосі.
3. Розробка на базі математичної моделі алгоритму розрахунку і математичного методу проектування насоса.
4. Постановка і розв'язання на базі математичної моделі задач оптимізації параметрів насоса.

Виклад основного матеріалу

Для побудови математичної моделі насоса використовується математичний апарат і методи аналітичної механіки, розроблені для вивчення руху механічних систем [2]. В [3, 4] представлені і узагальнені результати по обґрунтуванню можливості використання методів аналітичної механіки для розгляду гідравлічних процесів. Достатньо строго обґрунтоване узагальнення дозволяє розповсюдити вказаний підхід на поршневі насоси, в яких має місце взаємодія гідравлічних процесів і руху механічних елементів. Методи аналітичної механіки дозволяють по-новому розглядати математичну модель насоса, проводити теоретичні дослідження гідродинамічних процесів, що відбуваються, в ньому в загальній постановці чисельними і аналітичними методами за допомогою ЕОМ.

На рис. 1 показано принципову схему поршневого гідропровідного насосу з гідравлічною пружиною зворотного ходу [5, 6]. Насос 10 через зворотній клапан 9 подає робочу рідину в трубопровід 8, що з'єднаний через розточку двоходового золотника керування 7 і трубопровід 5 з поршневою порожниною робочого гідроциліндра 14, а також через зворотній клапан 4 – із штоковою порожниною гідроциліндра 14 гідроаккумулятором 3, що виконує в даному випадку роль гідропружини. Під дією робочого тиску поршень гідроциліндра 14 переміщується вліво і витісняє перекачувану рідину з робочої порожнини 2 через нагнітальний клапан 1. В замкненій гідросистемі штокова порожнина гідроциліндра 14 – гідроаккумулятор 3, де підвищується тиск і, діючи по трубопроводу 13 на плунжер 11, викликає переміщення золотника керування 7 вгору. При подачі рідини по трубопроводу 12 в підторцеву порожнину золотника керування 7 останній миттєво переміщується вгору і сполучає напірну магістраль і поршневую порожнину робочого гідроциліндра зі зливом. Діаметри плунжера 11 і золотника керування 7 підбираються з таким розрахунком, щоб золотник утримувався в верхньому положенні до повної розрядки акумулятора 3 і повернення робочого органу у вихідне положення.

Для забезпечення надійної роботи золотника керування 7 повинна виконуватись умова $S_1 < S_2 = S_3$, де S_1, S_2, S_3 – розміри золотника керування. Коли тиск в гідросистемі падає, пружина 6 повертає золотник керування 7 у вихідне положення, і починається наступний цикл.

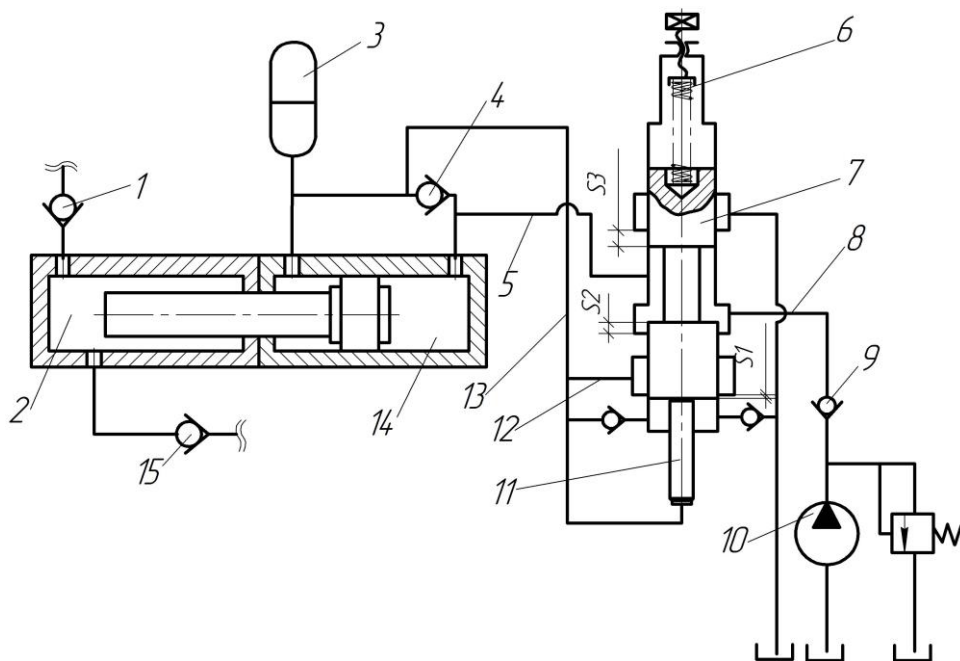


Рис. 1. Принципова схема поршневого гідроприводного насоса з гідравлічною пружиною зворотного ходу

Оскільки, час перемикання золотника керування досить малий в порівнянні з тривалістю циклу, при аналізі динаміки гідроприводу ним можна знехтувати і з достатньою точністю вважати, що робочий цикл складається з двох фаз: першої, в якій робочий орган масою m переміщується, стискаючи рідину в гідропружині 3; і другий – коли під дією стиснутої в гідропружині рідини він повертається у вихідне положення.

Першу фазу робочого циклу можливо описати диференціальним рівнянням

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_T F - cx - \sum R, \quad (1)$$

де $\frac{d^2 x}{dt^2}$ – прискорення маси m ;

x – переміщення маси m ;

p_T – тиск в робочому гідроциліндрі.

$$p_T = \frac{Q_H t - Fx}{W_1} E_1, \quad (2)$$

де Q_H – продуктивність насоса;

t – час;

F – площа поршня робочого гідроциліндра;

E_1 – приведенний модуль пружності напірної гідросистеми;

W_1 – робочий об'єм напірної гідросистеми;

c – сумарна жорсткість пружних елементів, що протидіють рухові поршня гідроциліндра 14

$$c = \frac{(F - F_{um})^2}{W_2} E_2, \quad (3)$$

де $(F - F_{um})$ – різниця площ поршня і штока робочого гідроциліндра;

E_2 – приведенний модуль пружності гідросистеми акумулятора;

W_2 – робочий об'єм гідросистеми акумулятора;

$\sum R$ – сумарне стале зусилля руху поршня гідроциліндра.

З врахуванням значень параметрів p_T і c запишемо вираз (1) у вигляді:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{Q_H t - Fx}{W_1} E_1 F - \frac{(F - F_{um})^2}{W_2} E_2 x - \sum R. \quad (4)$$

Після перетворень отримаємо

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + a_{11}^0 x = A_1 t + B_1, \quad (5)$$

де $a_{11}^0 = \frac{F^2 E_1}{mW_1} + \frac{(F - F_{um})^2 E_2}{mW_2}$; $A_1 = \frac{Q_H F}{mW_1} E_1$; $B_1 = -\frac{\sum R}{m}$.

Використовуючи для розв'язку рівняння (5) перетворення Лапласа [4], з врахуванням початкових умов $x_{(0)} = 0$; $dx/dt_{(0)} = 0$ знаходимо

$$Xp^2 + Xa_{11}^0 = A_1 / p^2 + B_1 / p, \quad (6)$$

де $X = X(p)$, $A_1/p^2 + B_1/p$ – зображення шуканої функції $x(t)$ і заданої функції $f(t) = A_1 t + B_1$.

Вираз (6) є алгебраїчним рівнянням першого ступеня, при розв'язку якого отримаємо

$$X(p^2 + a_{11}^0) = A_1 / p^2 + B_1 / p, \text{ або } X = A_1 p^2 (p^2 + a_{11}^0) + B_1 / p(p^2 + a_{11}^0). \quad (7)$$

Розкладаючи раціональний дріб в правій частині формули (7) за методом невизначених коефіцієнтів, на основі теореми розкладу отримаємо

$$X = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \frac{\sqrt{a_{11}^0}}{p^2 + a_{11}^0} - \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{p}{p^2 + a_{11}^0} + \frac{A_1}{p^2} + \frac{1}{p^2} + \frac{B_1}{a_{11}^0} \frac{1}{p}. \quad (8)$$

За отриманим у вигляді суми доданків зображенню $X(p)$ знаходимо початкову функцію $x(t)$ [4], тобто розв'язок рівняння (1)

$$x = -\frac{A_1}{a_{11}^0 \sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t - \frac{B_1}{a_{11}^0} \cos \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{A_1}{a_{11}^0} t + \frac{B_1}{a_{11}^0}. \quad (9)$$

Диференціюючи рівність (9), знаходимо вираз для швидкості та прискорення робочого органу

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{A_1}{a_{11}^0} \cos \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{B_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t + \frac{A_1}{a_{11}^0}; \quad (10)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{A_1}{\sqrt{a_{11}^0}} \sin \sqrt{a_{11}^0} t + B_1 \cos \sqrt{a_{11}^0} t. \quad (11)$$

Залежності (9)- (11) характеризують коливальний процес як незатухаючий. Досліджувана гідросистема повинна працювати в режимі, при якому робочий хід завершується в першій чверті періоду коливань, тобто енергія частин, що рухаються, майже повністю повинна витрачатись на здійснення корисної роботи. Зважаючи на це, умовно розглядаємо цей процес як затухаючий, що значно спрощує розрахунок.

Аналіз отриманих залежностей показує, що суттєвий вплив на режим коливань спричиняє відношення c/m . Так, при збільшенні цього відношення скорочується час зарядки гідроаккумулятора і зменшується хід виконавчого органу, тобто, змінюючи жорсткість c гідросистеми, стає можливим регулювання числа ходів. Це впливає також з аналізу рівняння (1), згідно з яким найбільший динамічний тиск в гідросистемі при

максимальному прискоренні $(\frac{d^2 x}{dt^2})_{\max}$ робочого органу

$$p \geq \frac{[c_1 + \frac{(F - F_{um})^2 E_2}{W_2}]x + m[(\frac{d^2 x}{dt^2})_{\max} + \sum R]}{F}. \quad (12)$$

Як випливає з виразу (12), вибір відношення $\frac{c}{m} = \frac{(F - F_{um})^2 E_2}{mW_2}$ необхідно обмежувати тим тиском, на

який налагоджений клапан-пульсатор, щоб запобігти його передчасному спрацюванню [3, 4].

Друга фаза робочого циклу описується наступним диференціальним рівнянням

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = c(x_0 - x) - \sum R, \quad (13)$$

де x_0 – хід робочого органу, що відповідає повному ходу зарядки гідроаккумулятора 3 в першій фазі робочого циклу.

Після відповідних математичних перетворень виразу (13) при початкових умовах $x_{(0)} = 0$; $dx/dt_{(0)} = -v_0$, де v_0 – швидкість робочого органу в кінці першої фази циклу, отримаємо

$$x = \frac{A}{a_{22}^0} - \frac{A}{a_{22}^0} \cos \sqrt{a_{22}^0} t - \frac{v_0}{\sqrt{a_{22}^0}} \sin \sqrt{a_{22}^0} t; \quad (14)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{A}{\sqrt{a_{22}^0}} \sin \sqrt{a_{22}^0} t - v_0 \cos \sqrt{a_{22}^0} t; \quad (15)$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = A \sqrt{a_{22}^0} \cos \sqrt{a_{22}^0} t + v_0 \sqrt{a_{22}^0} \sin \sqrt{a_{22}^0} t, \quad (16)$$

де $a_{22}^0 = \frac{c}{m}$; $A = \frac{c}{m} x_0 - \frac{\sum R}{m}$.

Інтегруючи рівняння (10) і (15), знаходимо час ходу робочого органу в першій і другій фазах робочого циклу. При цьому число ходів

$$n = 1/(t_1 + t_2). \quad (17)$$

Висновки

На базі математичної моделі насоса можуть проводитися дослідження гідравлічних процесів, що протікають в насосі, в достатньо загальній постановці. Математична модель насоса дозволить ставити і вирішувати задачі оптимального вибору основних параметрів та характеристик поршневого насоса, на підставі яких можливо вирішувати проблеми міцності і надійності його складових елементів. Математична модель насоса може бути включена у відповідні загальні рівняння динаміки різних напірних гідравлічних систем, одержувані на основі принципів і методів аналітичної механіки і гідравліки [2, 5, 6]. Включена в модель гідросистеми математична модель насоса дозволить проводити загальні дослідження можливих перехідних гідродинамічних процесів в гідравлічних системах різної складності, ставити і вирішувати задачі забезпечення надійності, пов'язані з високочастотними коливаннями тиску і гідравлічними ударами в гідросистемі, а також вирішувати задачі оптимізації її структури і раціонального проектування всіх складових елементів.

На підставі теоретичного аналізу робочого процесу досліджуваного насосного агрегату з гідравлічним приводом виявлені найістотніші характеристики і параметри привідної гідросистеми, виведені узагальнені функціональні залежності, що зв'язують між собою основні параметри привідної гідросистеми і конструкції насоса, які придатні для практичних розрахунків при попередній оцінці і при виборі їхніх раціональних параметрів на стадії ескізного проектування. Результати розв'язку диференціальних рівнянь математичної моделі, отримані у даній роботі, можуть бути рекомендовані для практичної реалізації у вигляді аналітичних залежностей інженерної методики розрахунку при створенні нових конструкцій насосів з гідропроводом, впровадженні запропонованих насосів у виробництво та оцінюванні їхньої ефективності.

Література

1. Смирнов Л. В. Математические модели динамики и устойчивости систем принудительной циркуляции теплоносителя. – М.: Энергоиздат, 1992. – 127 с.
2. Бутенин Н. В., Фуфаев Н. А. Введение в аналитическую механику. – М.: Наука. гл. ред. Физматлит. 1991. – 318 с.
3. Матвеев И.Б. Машины ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
4. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М.Е. Иванов, И.Б. Матвеев, И.В. Коц и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
5. Пат. 17949А Україна МПК₆ E 04 B 43/06. Мембранний гідропровідний насос / Коц І.В., Волошин О.Б. (Україна) – № 94052928; Заявл. 11.05.1994; Опубл. 31.10.1997, Бюл. № 5.
6. Пат. 9736U Україна МПК₇ F04B 35/00. Компресор з гідравлічним приводом / Коц І. В., Петрусь В. В. та інші (Україна). – № 200502692; Заявл. 24.03.2005; Опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10.
7. Онищенко А.Г., Васильев А.В. Обоснование выбора типа привода дифференциального растворенасоса // Конструкции зданий и строительное производство: Сб. научн. трудов. – К.: 1996. – С. 12-15.

Надійшла 16.8.2006 р.