

СЕКЦІЯ 3
«РОБОЧИ ПРОЦЕСИ ТА СИСТЕМИ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ
ТА ПНЕВМАТИКИ»

УДК 621.225

Андренко П.М., докт. техн. наук, професор
Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, andrenko1947@gmail.com
Лебедєв А.Ю., канд. техн. наук
ТОВ «ХЗТФ «Моторімпекс», м. Харків, anton.kh@ukr.net

КРИТЕРІЙ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ
ГІДРОПРИВОДІВ

В доповіді наведено аналітичний огляд оціночних показників технічного рівня окремих елементів систем гідроприводів. Встановлено, що більшість з них стосується об'ємних гідравлічних машин. Відмічено, що стратегічним напрямком розвитку елементів систем гідроприводів є енергозбереження, підвищення ККД, оптимізація схемних рішень, підвищення робочого тиску, зниження габаритів та металоємності при одночасному збільшенню питомої потужності, підвищення технічного рівня.

Для оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв нами запропоновано універсальний критерій:

$$K = \frac{l k_{p/w} \eta \tilde{P} \tilde{C} k_{ext} k_r K_{np}}{g C_v L_r k_w D_f \bar{L}_{m\text{дБА}}} \quad (1)$$

де l – характерний розмір;

$k_{p/w}$ – коефіцієнт енергоємності;

η – ККД гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

$\tilde{P} \tilde{C}$ – імовірність безвідмовної роботи гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

k_{ext} – критерій надмірного перевантаження;

C_v – швидкісний показник;

L_r – характеристичний габаритний розмір гідромашини, гідроапарата або гідравлічного пристрою;

K_w – коефіцієнт компактності (маса яка припадає на одиницю об'єму який займає гідромашини, гідроапарат або гідравлічний пристрій) [1];

D_f – добротність гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

$\bar{L}_{m\text{дБА}}$ – відносний рівень шуму гідромашини, гідроапарата або гідравлічного пристрою;

k_z – коефіцієнт готовності;

K_{np} – показник уніфікації, який характеризує ступінь насиченості пристрою стандартизованими і уніфікованими деталями.

Він дозволяє проводити оцінку технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв залежно від їх конструктивних та експлуатаційних показників базуючись на єдиних методологічних принципах за даними наведеними у відповідних каталогах або технічного завдання на розробку виробу, що проектується.

Складові, що входять до універсального комплексного критерію визначаються наступним чином. Характерний розмір l визначається:

$$l = \begin{cases} \sqrt[3]{q} & \text{для гідромоторів та насосів,} \\ D_y & \text{для гідроагрегатів,} \\ \sqrt[2]{A_{\text{гц}}} & \text{для гідроциліндрів} \end{cases}, \quad (2)$$

де q – робочий об’єм гідромашини;

D_y – діаметр умовного проходу гідроагрегата;

$A_{\text{гц}}$ – площа безштокової порожнини гідроциліндра або його ефективна площа;

Коефіцієнт енергоємності $k_{P/w}$ визначається за формулою [1]:

$$k_{P/w} = \frac{P_M}{w}; \quad (3)$$

де P_M – потужність на виході гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

w – об’єм який займає, гідромашина, гідроагрегат або гідравлічний пристрій;

ККД гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою η чи їх індекс енергетичної ефективності EEl (Energy Efficiency Index), визначається за формулою [2]:

$$EEl = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} C_{20\%}, \quad (4)$$

де $P_{L,avg}$ – середнє значення потужності яка споживається даним насосом з врахуванням стандартизованого профілю навантаження (розраховується згідно формули (5) як середнє значення потужності яка споживається насосом за періоди його роботи [3]:

$$P_{L,avg} = 0,06P_{L,100\%} + 0,15P_{L,75\%} + 0,35P_{L,50\%} + 0,44P_{L,25\%}; \quad (5)$$

де P_{ref} – еталона потужність, розрахункова величина для циркуляційного насоса визначена для його певного типу;

$C_{20\%}$ – законодавчо прийнятий поправочний коефіцієнт, який враховує, що тільки 20 % існуючих циркуляційних насосів задовольняє вимогам $EEl \geq 0,20$. $C_{20\%} = 0,49$.

На момент прийняття $EEl = 0,20$ є так званим цільовим орієнтиром, тобто величиною, до якою необхідно прагнути. На законодавчому рівні встановлено, що для циркуляційних насосів потужністю 2500 Вт, які поставляються як окремі агрегати, можлива величина індексу енергетичної ефективності з 2015 р. становить $EEl \leq 0,27$.

Критерій надмірного перевантаження k_{ext} розраховують за формулою [4]:

$$k_{ext} = \frac{P_{max}}{[n_\sigma]P_H}, \quad (6)$$

де P_{max} і P_H – відповідно максимальний і номінальний тиски на виході гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

$[n_\sigma]$ – коефіцієнт запасу міцності;

Швидкісний показник C_v визначається:

$$C_v = \begin{cases} n\sqrt[3]{q} & \text{для гідромашин,} \\ \frac{l_{\text{гц}}}{t_{\text{гц}}} & \text{для гідроциліндрів гідроагрегатів та гідропристроїв} \end{cases}, \quad (7)$$

де n – частота обертання гідромашини;

$l_{\text{гц}}$ і $t_{\text{гц}}$ – відповідно довжина переміщення і час штока гідроциліндра або запірно-регулюючого елемента гідроапарата;

Характеристичний габаритний розмір гідромашини, гідроапарата або гідравлічного пристрою L_T визначається за формулою [1]:

$$L_T = \sqrt{D_{ГП} L_{ГП}}, \quad (8)$$

де $D_{ГП}$ і $L_{ГП}$ – відповідно діаметр і довжина гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою.

Коефіцієнт компактності k_w визначається за формулою [1]:

$$k_w = \frac{m}{w}, \text{ кг/м}^3, \quad (9)$$

де w – об'єм який займає гідромашина, м³.

Зазначимо, що матеріалоемність є непрямым показником економічної ефективності виробу;

Добротність гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою D_f яка характеризує їх вібростійкість та розраховується за формулою:

$$D_f = \frac{2 \pi f_0 E}{P_{роз}}, \quad (10)$$

де f_0 – резонансна частота коливань гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою;

E і $P_{роз}$ – відповідно енергія, яка запасена коливальною системою і потужність, яка розсіюється;

Відносний рівень шуму гідромашини, гідроапарата або гідравлічного пристрою $\bar{L}_{m \text{ дБА}}$ визначається:

$$\bar{L}_{m \text{ дБА}} = \frac{L_{m \text{ дБА}}}{L_{m0 \text{ дБА}}}, \quad (11)$$

де $L_{m \text{ дБА}}$ і $L_{m0 \text{ дБА}}$ – відповідно рівень шуму при роботі гідромашини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою і базовий рівень шуму – рівень шуму у конструкторському бюро;

Коефіцієнт готовності k_r визначається за формулою [5]:

$$k_r = \frac{T_0}{T_0 + T_b}, \quad (12)$$

де T_0 і T_b – відповідно середнє напрацювання на відмову і середній час відновлення, год;

Показник уніфікації $K_{пр}$, який характеризує ступінь насиченості пристрою стандартизованими і уніфікованими деталями – коефіцієнт використання, визначають на підставі даних конструкторської документації за формулою [6]:

$$K_{пр} = \frac{\Pi_d - \Pi_{д0}}{\Pi_d} \cdot 100, \quad (13)$$

де Π_d – загальна кількість деталей, шт.;

$\Pi_{д0}$ – кількість оригінальних деталей, шт.

Чим більше значення комплексного універсального критерію, тим вище технічний рівень гідравлічної машини, гідроагрегата або гідравлічного пристрою. Зазначимо, що якщо будь-який коефіцієнт який входить до формули (1) не вдається визначити замість нього підставляють для аналога та виробу, що проектується, одиницю, а перед універсальним комплексним критерієм ефективності ставлять коефіцієнт розмірності.

Базуючись на єдиних методологічних принципах, уперше запропонований критерій для оцінки технічного рівня елементів систем гідроприводів. Він не потребує застосування суб'єктивних експертних оцінок, має вид простого алгебраїчного виразу та дозволяє визначити технічний рівень гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв за їх каталожними даними або за технічним завданням, на стадії проектування, провести оцінку їх енергетичної ефективності. Доведена ефективність використання запропонованого критерію.

Список посилань

1. Аврунин Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин / Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, В.Б. Самородов, под ред. Г.А. Аврунина. Харьков: ХНАДУ, 2012 – 464 с.
2. Draft EUROPEAN STANDART prEN 16480 Pumps – Minimum required efficiency of rotodynamic water.
3. Твердохлеб И. Современный подход к энергоэффективности насосного оборудования / И. Твердохлеб, А. Костюк, С. Соколов // Насосы и оборудование. 4-5/2014. С. 20–21. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.allpumps.kiev.ua
4. Жеглова В.М. Підвищення технічного рівня сучасних аксіально-поршневих гідромашин : автореф. дис. канд. техн. наук 6 05.02.02. / Жеглова Вікторія Михайлівна. – Одеса, 2015. – 21 с.
5. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества: ОСТ2 Н06–35–84. – [Введен 01.01.85]. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
6. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.37-90. [Введен 09.06.90] – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с.

УДК 697.91

Доценко О., студент

Стельмах Н.В., канд. техн. наук, доцент

Національний технічний університет України «КПІ ім. І. Сікорського», sanyadots@ukr.net

ПРОЕКТУВАННЯ ПОВІТРЯНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Завдання системи розподілу повітря – транспортувати стиснуте повітря від випускного патрубка до місця його використання з мінімальними витоками, втратою тиску та зміною якісних показників повітря.

Конструкція трубопроводів обумовлює тертя повітряних мас та витоки, що призводять до падіння тиску в системі від компресора до місця їх безпосереднього використання. Тому оптимальний розрахунок діаметра труби, вибір схеми розподілу та елементів конструкції магістралі відіграє дуже важливу роль.

Отже, діаметр труби подачі повітря є одним із головних показників при проектуванні системи повітряних трубопроводів. Здебільшого вважається, що при зменшенні діаметру труби зменшуються енерговитрати. Однак, при зменшенні діаметру труби опір повітря збільшується, що викликає значне падіння тиску в системі транспортування повітря і призводить до збільшення енергозатрат. Тому, діаметр труби повинен бути розрахований для максимально можливої економії енергозатрат, утримання необхідного тиску та з урахуванням технічних можливостей наявного обладнання.

Схеми конструювання трубопроводів.

Відомо дві основні схеми організації систем розподілення стиснутого повітря: одномагістральна та кільцева магістральна системи подачі.

Одномагістральна схема розподілення стиснутого повітря вважається більш зручною для середнього класу складності установок, де місця споживання повітря знаходяться безпосередньо недалеко одне від одного та від компресора.