

УДК 532.52

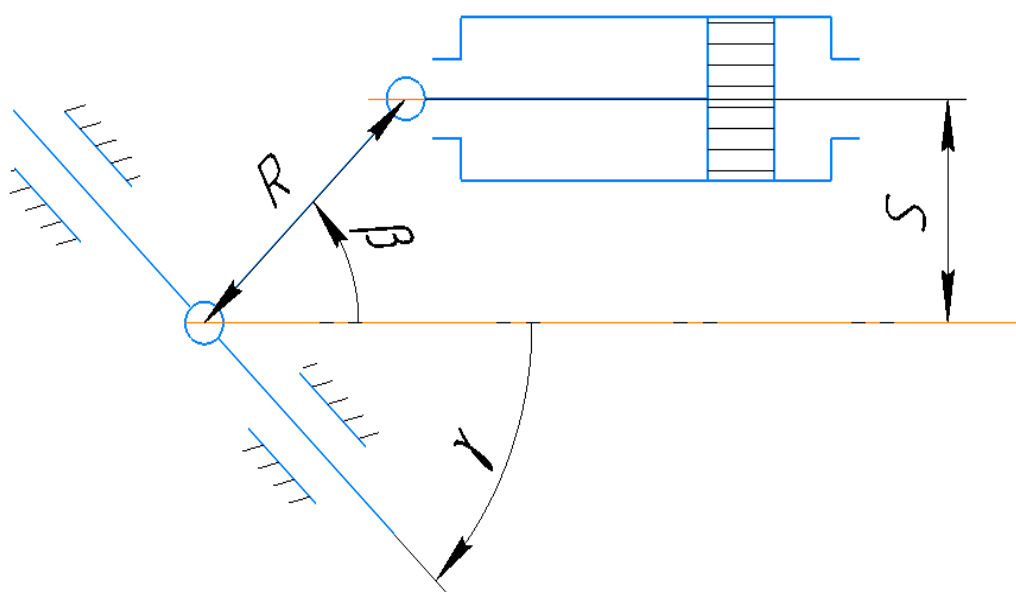
І.А. Кап'юнкін, О.Д. Коваль

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Використання кручених пружин у реалізації піджиму аксіально-поршньової гідромашини

Метою статті є запропонувати до впровадження у виробництво виконання механічного піджиму аксіально-поршньової гідромашини.

Важливим питанням роботи спроможності аксіально-поршньових гідромашин(далі АПГ) – є питання реалізації механічного піджиму. Суть якого полягає у притисканні блока циліндрів(далі БЦ) до розподілюючого золотника, що дозволяє запобігти вільному переміщенню БЦ у корпусі. Від якості та типу виконання піджиму залежить ККД та ресурс гідромашини [1].



238

Рис. 1. Кінематична схема аксіально-поршньової гідромашини

У промисловості представлені різні конструкції механічного піджиму АПГ з похилим блоком, найбільшого розповсюдження за різні періоди часу набули такі:

- карданна конструкція – піджим здійснюється за рахунок кардана який слугує для зміни напрямку осі обертання валу і власне пружини(зазвичай крученої). Недоліком даної конструкції було визнано складність виконання та велика кількість деталей

- шипова конструкція з використанням тарілчастих пружин – ця конструкція використовується і досі. Суть конструкції полягає у використанні деталі що з однієї сторони кріпиться до вала шаровою опорою, а з другої фіксується розподільником. В такій конструкції велика кількість деталей які необхідні для фіксації притискаючого елементу(пружини), що часто може призвести до меншої надійності конструкції. Дуже часто в такій конструкції також використовуються тарілчасті пружини, які мають малу стійкість до усадки та занадто великий перепад зусилля при стиску;

- пальцева конструкція – дане виконання станом на сьогодні здобуло велике розповсюдження саме через відносну простоту конструкції та більшу надійність. Палець – деталь яка з одного кінця також має сферичну опору, якої притискається до валу, а з іншого боку має повздовжній отвір що служить для центрування притискаючого елементу у центральному отворі блоку циліндрів.

Шипове виконання було раніше дуже розповсюджене, але через низьку надійність зараз все більше підприємств відходить від цієї конструкції. Одним із чинників що призвели до цього є використання пакетів тарілчастих пружин які мають суттєві недоліки:

239

Переваги:

- Низька ціна пружних елементів;
- Відносно малі габарити;

Недоліки:

- Низька зносостійкість;
- Підвищена чутливість до динамічних змін зусилля;
- Вищі вимоги до точності виконання;
- Низька здатність до регулювання зусиль.

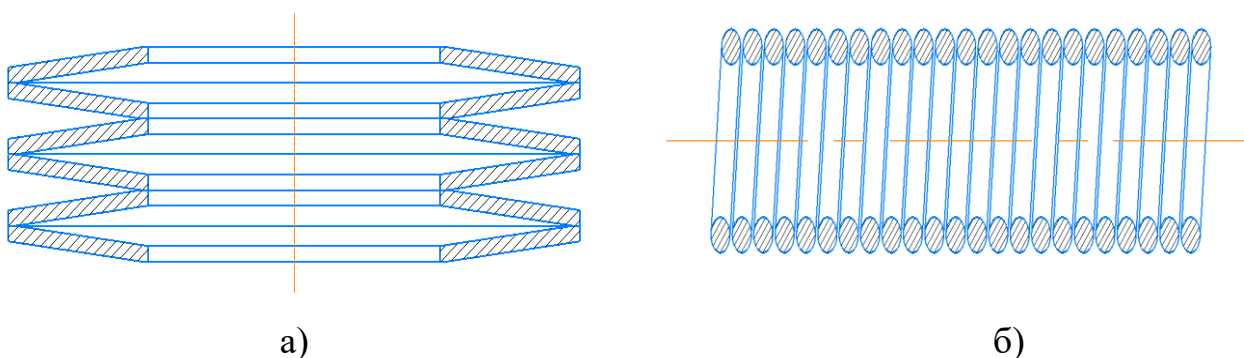


Рис.2. Схематичне зображення а) тарілчастих і б) кручених пружин

Використання тарілчастих пружин у АПГ знижує ресурс за рахунок швидкого зносу пластин у пакеті що призводить до швидкої відмови вузлів.

Було запропоновано на базі ПАТ «Гідросила АПМ» розробити та впровадити у виробництво конструкцію піджиму на основі кручених пружин. Причинами потреби у зміні конструкції піджиму – є часта відмова вузлів дійсної конструкції у споживачів. Після аналізу вузлів що відмовили було встановлено що причина відмови полягала в усадці тарілчастих пружин, що приводило до зменшення зусилля механічного піджиму що у свою чергу сприяло витокам рідини з лінії високого тиску в корпус гідромашини.

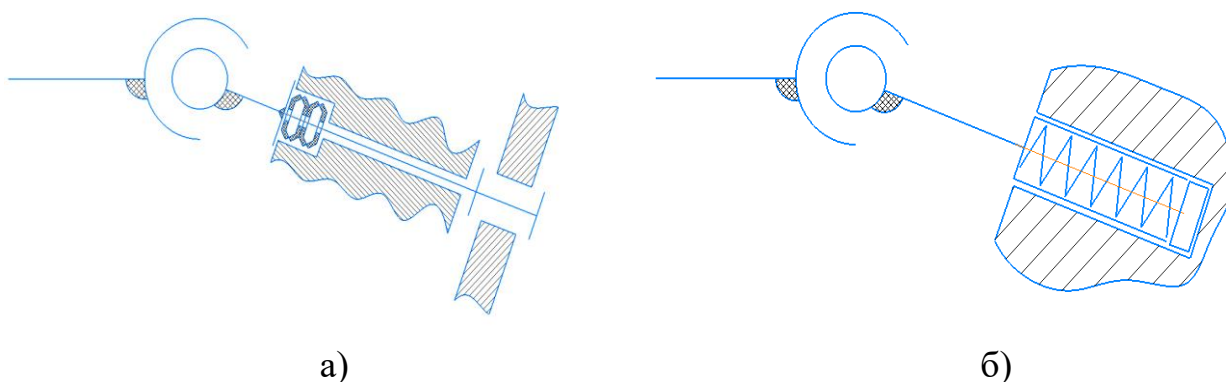


Рис. 3. Схеми реалізації піджиму: а) дійсна, б) розроблена

240

Така конструкція дозволить, також, зменшити кількість деталей, завдяки відсутності необхідності додаткових деталей ціль яких буде у фіксації пакету тарілчатих пружин.

При розробці ротора з новою конструкцією піджиму важливим буде визначити розміри крученої пружини рівнозначної по зусиллю пакету тарілчатих пружин. Необхідне зусилля прижиму визначаємо за формулою [1]:

$$F_{\text{пр}} = \frac{100 \cdot F_{\text{від}}}{100 - m},$$

де,

$F_{\text{пр}}$ – зусилля що притискає блок циліндрів до розподільника;

$F_{\text{від}}$ – зусилля що відтискає блок циліндрів від розподільючого золотника;

Коефіцієнт піджиму m обирається відповідно до тиску нагнітання, очікуваної частоти обертання, жорсткості пружини. Зазвичай приймають $m < 25\% \div 30\%$.

Силу притиску визначаємо відповідно [1]:

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{пр1}} + F_{\text{пр2}} = n p_{\text{н}} f_{\text{ок}} + kx,$$

де, n – мінімальна кількість циліндрів одночасно з'єднаних з лінією високого тиску;

p_H – тиск на лінії високого тиску;

$f_{ок}$ – площа розподільного вікна розподілюючого золотника;

k – коефіцієнт пружності;

x – відносне зміщення пружини.

Звідси знаючи значення необхідної $F_{пр2}$ можливо визначити раціональні параметри пружини за формулою:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{(8 \cdot D^3 \cdot n_{витків})}$$

де, G – модуль зсуву;

d – діаметр проволочи;

D – діаметр пружини;

$n_{витків}$ – кількість витків

Висновки:

241

Для розвитку промисловості важливим є питання вдосконалення гідромашин. Запропонована схема може забезпечити більшу надійність в експлуатації, завдяки:

- спрощенню конструкції;
- збільшеній зоні оптимального піджиму;
- більшій стійкості пружин до усадки;
- зменшенню радіального биття блоку циліндрів.

Список використаних джерел:

1. Башта, Трифон Максимович. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для студ. вузов, обуч. по специальности "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" /Т.М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1974. – 605 с.