

Технічне рішення належить до галузі машинобудування і може використовуватись в багатоступеневих секційних насосах.

Відомий пристрій [1], для розвантаження вала, має закріплений на валу розвантажуючий диск і установлену на корпусі (кришці) п'яту (подушку) з радіальною ділянкою, що утворює з розвантажуючим диском кільцеву камеру, з'єднану з порожниною нагнітання каналом і торцеву дроселюючу щілину. Радіальна ділянка подушки виконана консольною і на внутрішній циліндричній поверхні має ущільнювальний елемент, що контактує з корпусом. Між подушкою і корпусом створена дискова порожнина, відділена від кільцевої камери.

Така конструкція пристрою для розвантаження вала добре працює як в номінальному, так і в нерозрахованому або аварійному режимах

Надійна робота розвантажувального пристрою, в широкому діапазоні подач насоса обумовлюється наявністю торцевої дроселюючої щілини і відсутністю дотикання робочих поверхонь, що створюють вказану щілину.

При порушенні режиму роботи насоса, з'являється до мінімальних розмірів торцева дроселююча щілина. В кільцевій камері підвищується тиск рідини, який з однаковим зусиллям діє на розвантажуючий диск і подушку. Внаслідок цього, внутрішня радіальна ділянка подушки прогинається, дроселююча щілина, при цьому набуває клинообразної форми, створюючи сприятливі умови дроселювання потоку. Таким чином, не відбувається запирання рідини. Це означає, що відбувається саморегулювання осьової сили, визваної нагнітателем. Але цим пристроєм, крім осьових сил, компенсувати інші сили, наприклад, радіальні сили, неможливо.

В даному технічному рішенні не обумовлене місце спряження подушки з корпусом або кришкою, а також місце розміщення дискової порожнини по відношенню до торцевої дроселюючої щілини.

Також відомо, [2], що на надійну роботу насоса впливає вірно підібрана проточна частина, що складається з робочих коліс і напрямних апаратів, розміщених в секціях. Одним з геометричних параметрів, що впливають на надійну роботу насоса, є оптимальний зазор між робочими колесами і напрямними апаратами, який визначається співвідношенням $D_2/D_3=(0,97-0,98)$.

Зазначене співвідношення необхідне але недостатнє для попередження пульсації потоку в радіальному зазорі між робочими колесами і напрямними апаратами. Недостатньо тому, що головним параметром, що визначає динаміку потоку в проточній частині, в тому числі і в радіальному зазорі, є коефіцієнт швидкохідності ступеню n_5 , який прямо пропорційно залежить від частоти обертання і подачі.

Відомі [3], [4], багатоступеневі секційні насоси, що мають ступені, послідовно установлені в загальний корпус або без нього. Ступені мають робочі колеса, розміщені на валу і напрямні апарати, розміщені в секціях. Між робочими колесами і напрямними апаратами є радіальний зазор, розмір якого визначається співвідношенням $D_2/D_3=(0,97-0,98)$. Торці крайніх секцій закриті кришками. Є однією кришкою спряжена зовнішня торцева поверхня подушки гідроп'яти, яка взаємодіє з розвантажуючим диском. Між подушкою і розвантажуючим диском створена торцева щілина і кільцева камера, а між внутрішньою торцевою поверхнею подушки і кришкою є дискова порожнина,

Всі вказані насоси володіють такими ж недоліками, як і в вищезазначених технічних рішеннях, тобто:

Із-за малого розміру радіального зазору, виникає лопасна вібрація, а при "осьовій грі" ротора (вала), між розгужочним диском і подушкою, може до мінімуму зменшуватись або максимально збільшуватись торцева щілина. Перше приводить до вібрації, а друге веде до осьової пульсації. В момент удару розгужочний диск торкається до подушки, що приводить до пошкодження робочих торцевих поверхонь і небажаної зупинки та ремонту насоса.

Для усунення вказаних недоліків поставлена задача створити багатоступеневий секційний насос з пониженою лопасною вібрацією і з підвищеною аксіальною стійкістю ротора.

Для вирішення поставленої задачі запропонований багатоступеневий секційний насос, котрий, так само як і відомий, включає послідовно встановлені в загальний корпус або без нього ступені з робочими колесами, розміщеними на валу, напрямні апарати, розміщені в секціях, причому, між робочими колесами і напрямними апаратами є радіальний зазор, при цьому, торці крайніх секцій закриті кришками, з одною з яких зовнішньою торцевою площиною спряжена подушка гідравлічної п'яти, що взаємодіє з розвантажуючим диском, до того ж, між подушкою і розвантажуючим диском утворена торцева щілина і кільцева камера, а між внутрішньою поверхнею подушки і кришкою є дискова порожнина

На відміну від відомого в заявленому багатоступеному секційному насосі місце спряження подушки з кришкою розміщене зовні, по відношенню до торцевої щілини, при цьому, дискова порожнина знаходиться навпроти торцевої щілини і кільцевої камери, крім того, оптимальний розмір радіального зазора залежить від напірної характеристики ступеня $H=f(Q)$, діаметра робочого колеса і складає величину

$$\delta_r = (0,005 \dots 0,040) D_2,$$

де: δ_r - радіальний зазор;

D_2 - діаметр робочого колеса;

H - напір ступеня;

Q - подача ступеня.

Вказані відрізняючі ознаки мають ряд позитивних властивостей які нерозривно пов'язані з технічним результатом, а саме:

- місце спряження подушки з кришкою розміщене зовні, по відношенню до торцевої щілини. Місце спряження подушки з кришкою розміщене на більшому діаметрі по відношенню до торцевої щілини. При цьому, гідравлічна взаємодія розвантажуючого диска і подушки проходить на меншому діаметрі.

- дискова порожнина знаходиться навпроти торцевої щілини і кільцевої камери. Це зумовлює консольне прийняття навантаження при взаємодії подушки та розвантажуючого диска. При цьому, подушка, збоку внутрішнього діаметра вигинається під дією гідравлічних сил і створює клиновидну торцеву щілину.

Таким чином, подушка, разом з розвантажуючим диском, працює як гідроп'ята, окрім того, вона виконує роль тарілчатої пружини, компенсуючої осьові коливання вала ротора.

Місце взаємодії подушки з кришкою і розташування дискової порожнини, що обумовлюють демпфіруючі властивості подушки, забезпечують надійну роботу гідроп'яти в період пуску, зупинки або роботи насоса в перехідних режимах.

- оптимальний розмір радіального зазору залежить від напірної характеристики ступеня $H=f(Q)$, діаметра робочого колеса і складає величину

$$\delta_r = (0,005 \dots 0,040) D_2,$$

де: δ_r - радіальний зазор;

D_2 - діаметр робочого колеса;

H - напір ступеня;

Q - подача ступеня, (див. Фіг.3).

Наявність оптимального радіального зазору допомагає зниженню турбулізації потоку при набіганні на лопатки направляючого апарата.

Відрізняючі ознаки дають, як окремо так і в цілому, позитивний результат. Використовуючи заявлену конструкцію гідроп'яти і оптимальний розмір радіального зазору між робочим колесом і направляючим апаратом,

що складає величину $\delta_r = (0,005 \dots 0,040) D_2$, досягається збільшення надійності роботи насоса за рахунок зниження лопасної вібрації і підвищення осьової стійкості ротора.

Всі відрізняючі ознаки знаходяться в причинно наслідковому зв'язку з одержаним результатом і дозволяють на високому технічному рівні виконати розробку нової конструкції багатоступеневого секційного насоса.

Заявлене технічне рішення пояснюється кресленнями.

На Фіг.1 відображений загальний вигляд багатоступеневого секційного насоса.

На Фіг.2 відображено місце 1.

На Фіг.3 відображена графічна залежність $\delta_r / D_2 \dots$ від коефіцієнта швидкохідності n_5 відцентрового насоса.

Багатоступеневий секційний насос включає установлені в загальний корпус 1 або без нього ступені, які містять робочі колеса 2, що розташовані на валу 3 та направляючі апарати 4, які розміщені в секції 5. Між робочими колесами 2 і направляючими апаратами 4 існує радіальний зазор 6, торці крайніх секцій закриті кришками 7, 8. В одній із кришок, наприклад, 8, зовнішньою торцевою площиною 9 спряжена подушка 10 гідроп'яти, що взаємодіє другою стороною з розвантажуючим диском 11.

Між подушкою 10 і розвантажуючим диском 11 утворена кільцева щілина 12 і кільцева камера 13, між внутрішньою торцевою поверхнею 14 подушки 10 і кришкою 8 є дискова порожнина 15.

Крім того, насос має вхідний і вихідний патрубки 16, 17, ущільнення 18 і підшипники 19.

Багатоступеневий секційний насос працює наступним чином.

Через вхідний патрубок 16 рідина поступає на робоче колесо 2 першої ступені і далі через збільшений радіальний зазор 6 в канали направляючого апарата 4. По каналам вона підводиться до центральної частини ступені, після чого - на робоче колесо наступної ступені.

Таким чином рідина, яка пройшла всі ступені та радіальні зазори 6, поступає у вихідний патрубок 17. Тим часом, при роботі насоса виникає осьове зусилля, що діє на ротор у бік входу потоку до насоса, і сприймається гідроп'ятою. Розвантажуючий диск 11 взаємодіє з подушкою 10, завдяки прохідній рідині. При цьому в кільцевій камері 13 змінюється тиск, котрий рівномірно діє на всі її стінки, в тому числі і на стінку подушки 10. По причині цього консольна частина подушки 10 відхиляється в бік дискової порожнини 15, де тиск нижчий, ніж в кільцевій камері 13.

При відхиленні консольної частини подушки 10 торцева щілина 12 набуває форми конфузора, через який проходить перекачувана рідина, що гідравлічно врівноважує осьову силу, яка діє на ротор (вал 3). При збільшенні торцевої щілини 12, в міру зменшення тиску в кільцевій камері 13, зменшується вигин консольної частини подушки 10.

Таким чином, при роботі гідроп'яти, в якій спряжена частина знаходиться за торцевою щілиною, а консольна частина - на внутрішньому діаметрі, окрім основної функції - врівноваження гідравлічної осьової сили, виникає додатковий ефект - демпфування осьових коливань ротора насоса.

При стендових випробуваннях ступіней визначали оптимальні розміри зазорів δ_r , що впливали на віброхарактеристики в залежності від діаметра D_2 і коефіцієнта швидкохідності ступені n_5 і отримали покращенні параметри віброшвидкості 3,0... 7,0 мм/сек, що дозволяє розробляти конструкції багатоступеневих секційних насосів на високому технічному рівні.

Використання заявленого технічного рішення з вказаними вирізняючі ми ознаками, дозволяє вирішити поставлену задачу, збільшуючи, тим самим, ресурс роботи багатоступеневого секційного насоса без збільшення матеріальних витрат.

Джерела інформації:

1. А.С. №615250, автори Скуба І.С. і Пікін П.І.

2. Михайлов А.Н. и Малюшенко В.В. «Лопастные насосы», М., Машиностроение, 1977, стр.140-141.

3. Михайлов А.Н. и Малюшенко В.В. «Лопастные насосы», М., Машиностроение, 1977, стр.235, 237, 239, 243-245.

4. Марцинковский В.В. и Ворона П.Н. «Насосы атомных электростанций», М., Энергоиздат, 1987, стр.42, 47, 51, 55 – прототип.

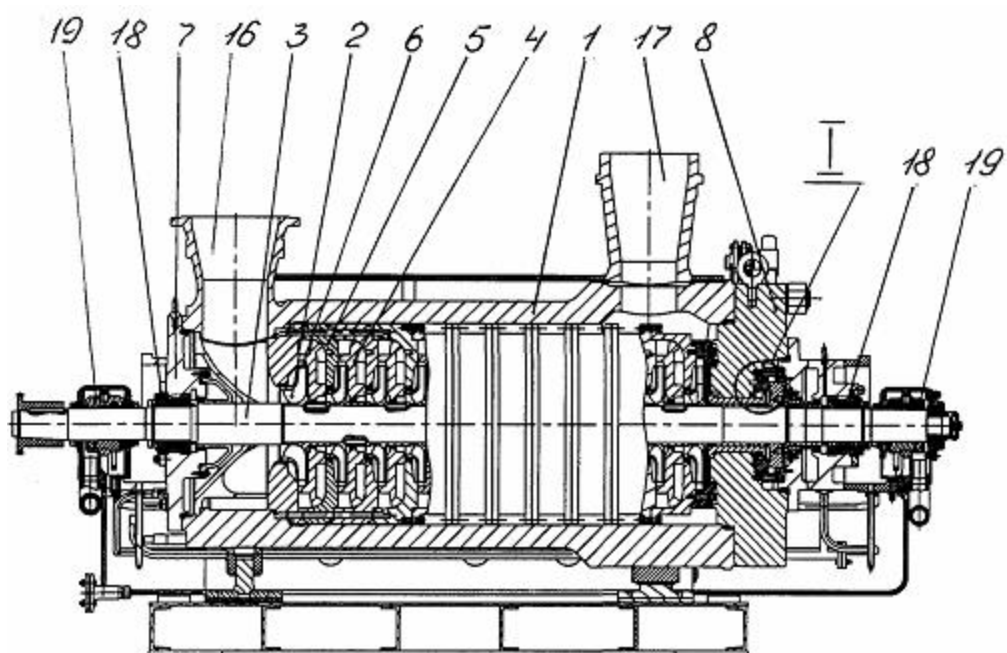


Fig. 1

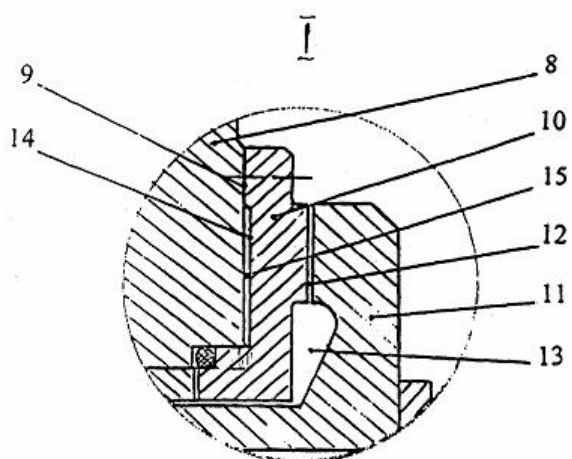


Fig. 2

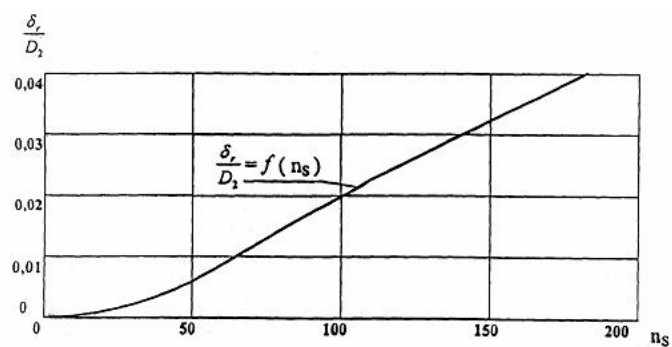


Fig. 3