

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА ПАЛИВНОГО НАСОСУ НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКИНаціональний аерокосмічний університет ім. М.С.Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Одним з важливих агрегатів в системі роботі двигуна є паливний насос. Найбільш широко як опори валів паливних насосів застосовують підшипники кочення. Однак застосування підшипників кочення має деякі недоліки. Через великі навантаження, що діють на підшипники кочення, вони мають великі діаметральні розміри, які часто перевищують діаметри зубчатих коліс. Крім того для змащення підшипників кочення потрібна додаткова система мастила. Одним з основних переваг гідростатичних підшипників є можливість застосування як мастильного матеріалу робочого тіла агрегату, в даному випадку, палива. Паливо в насосі перебуває під великим тиском, що також вказує на можливість застосування гідростатичного підшипника. Ці підшипники відносяться до підшипників рідинного тертя. Основним критерієм працездатності гідростатичних підшипників є мінімальна товщина робочої рідини, що розділяє поверхні, що труться. Товщина мастильної плівки повинна перевищувати сумарну висоту мікронерівностей і відхилень від форми вала і підшипника, тобто за один повний оберт не повинно відбуватися контакту мікронерівностей. Тому ці підшипники є практично беззносними, якщо не враховувати початкові миті пуску і кінець зупинки. Також використання гідростатичних підшипників розширяє асортимент застосованих матеріалів. Діаметральні розміри гідростатичних підшипників також менше, ніж підшипників кочення. На відміну від підшипників кочення, які мають дискретні стандартні діаметри, гідростатичні підшипники ковзання можна виготовити будь-якого діаметру.

Цілий ряд розглянутих переваг гідростатичних підшипників вказують на необхідність їх застосування в паливних насосах, а дослідження цих підшипників є дуже актуальними.

Аналіз роботи агрегатів енергоустановок, показує, що як правило, робочими тілами агрегатів енергоустановок, є малов'язкі рідини. Мала в'язкість робочих тіл і порівняно високі швидкості ковзання створюють умови, при яких може мати місце турбулентний режим течії робочої рідини. Режим течії робочої рідини може істотно впливати як на статичні так і на динамічні характеристики підшипника.

Однією з основних вимог, що пред'являються до будь-яких проєктованих підшипників, є висока надійність і довговічність на всіх режимах їх роботи. Крім того до них ставиться така вимога, як вибухо-та пожежобезпечність.

В існуючих конструкціях енергоустановок використовуються різні типи підшипників ковзання рідинного тертя. Відома велика кількість типів розточки вкладишів. Найбільш часто застосовують найпростіше циліндричне розточення.

При розробці конструкції гідростатичного підшипника розглядалися дві конструктивні схеми, які враховують особистості роботи шестерного насоса. Традиційна конструкція втулкового гідростатичного підшипника була змінена, тому що в шестерному насосі навантаження на підшипник діє постійно в одному напрямку.

Розглядалися схеми с двома і трьома несучими камерами на робочих поверхнях гідростатичних підшипників. Робоча рідина подається в несучі камери під великим тиском. На вході в камери встановлюються входні компенсатори тиску з невеликим діаметром. В якості рідини використовують робоче тіло, яке знаходилося всередині насоса, в даному випадку гас.

Основними статичними характеристиками гідростатичного підшипника є несуча здатність і витрати робочої рідини. В основі визначення цих характеристик лежить функція розрахунку тисків у шарі робочої рідини, яку визначають із спільного рішення рівнянь

Рейнольдса і балансу витрат робочої рідини. Тиск у камерах визначають із рішення рівнянь балансу витрат робочої рідини. Баланс витрат робочої рідини записується за умовою рівності витрат рідини через вхідні компенсуючі пристрої і витрат по контуру камери. Рівняння Рейнольдса узагальнювалося на випадок турбулентної течії робочої рідини за допомогою коефіцієнтів турбулентності, які визначались методом Константинеску.

Процес визначення тисків у камерах ітераційний. Задаючи початкові значення тисків у камерах і використовуючи рівняння балансу витрат рідини визначались значення тисків у камерах на наступному кроці. Отримані значення тисків у камерах використовувались для наступної ітерації як початкові значення тисків. Ітераційний процес продовжувався до отримання необхідної точності. Отримані значення тисків у камерах і перепад тиску на зливі використовувались як граничні значення при визначенні тисків на міжкамерних перемичках. Тиски на міжкамерних перемичках визначались із чисельного розв'язання рівняння Рейнольдса. Це рівняння не має точного аналітичного рішення і розв'язувалось чисельно з використанням методу кінцевих різниць. Різницева схема записувалась в неявному вигляді, так як в порівнянні з явними вона має більшу стійкість і не вимагає жорсткого обмеження по кроку сітки. Це призводить до необхідності розв'язання системи алгебраїчних рівнянь. Важливим окремим випадком в системі так званих «трехточкових» різницевих рівнянь, які пов'язують невідомі значення сіткових функцій в трьох сусідніх вузлах сітки. Розв'язувати такі системи дозволяє відомий метод поздовжно-поперечної прогонки. Основна ідея методу поздовжно-поперечної прогонки полягає в зведенні переходу із шару на шар до послідовного розв'язання одновимірних задач уздовж рядків і вздовж стовпців. При записі рівняння Рейнольдса у різницевому вигляді поверхня між камерами покривалась регулярною сіткою. Рівняння Рейнольдса записувалось у різницевому вигляді з використанням п'ятиточкового шаблону. Задаючи початкові значення тисків у вузлах сітки визначались тиски у вузлах сітки на наступному кроці.

Після визначення тисків у камерах і на міжкамерних перемичках розраховувалась несуча здатність підшипника і витрата робочої рідини. Розраховувались також втрати потужності на тертя та прокачування.

Результати розрахунків показали, що при всіх розглянутих зазорах в гідростатичному підшипнику несуча здатність підшипника з двома несучими камерами була більше у порівнянні з несучою здатністю підшипника з трьома камерами. При зазорі в підшипнику 0,0225 мм несуча здатність двокамерного підшипника була більше трьохкамерного приблизно у 2,16 рази, а при зазорі 0,0425- у 2,6 рази. Витрати робочої рідини двокамерного підшипника менше витрат робочої рідини трьохкамерного підшипника при всіх розглянутих зазорах у підшипнику. При зазорі в підшипнику 0,0225 мм витрати робочої рідини у двокамерному підшипнику були менше ніж трьохкамерного в 1,88 рази, а при зазорі 0,0425- в 1,59 рази.

Наведений аналіз показує, що гідростатичний підшипник з двома несучими камерами має більшу несучу здатність і менше витрати робочої рідини у порівнянні з трьохкамерним підшипником. Тому для подальшого аналізу характеристик гідростатичного підшипника для паливного авіаційного шестерного насосу була обрана схема з двома несучими камерами.

Розрахунок несучої здатності гідростатичного підшипника з двома камерами при різних значеннях діаметру жиклера показав, що залежність несучої здатності підшипника від діаметру жиклера має нелінійний характер. Необхідна несуча здатність підшипника забезпечувалась при діаметрі жиклера 2,3 мм і дорівнювала 1024 Н.

Дуже важливим для будь яких насосів, у тому числі і шестерних, є забезпечування необхідних об'ємних витратних характеристик. Тому дуже важливою була оцінка кількостного відбору робочої рідини (палива) на роботу гідростатичного підшипника. На основному режимі роботи паливного шестерного насосу відбір палива на роботу гідростатичного підшипника склав 1,3% від витрат через насос.

Наведений аналіз показує, що гідростатичні підшипники можна рекомендувати як опори валів паливних насосів шестерного типу.