

УДК 621.822.572

Д.Ю.Федориненко¹, С.П.Сапон²¹НТУУ «Київський політехнічний інститут»²Чернігівський державний технологічний університет

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ

Досліджено вплив частоти обертання шпинделя, статичного дисбалансу та температури робочої рідини на тиск в карманах, сумарну витрату рідини в гідростатичній опорі шпинделя. Обґрунтовано доцільність застосування малов'язких рідин, зокрема води, в системі живлення високошвидкісних опор.

Ключові слова: *гідростатична опора, шпиндель, тиск в карманах, витрата рідини, втрати потужності, малов'язка рідина, корозійна стійкість.*

Постановка проблеми

Одним з пріоритетних напрямків розвитку сучасного машинобудування і верстатобудування є високошвидкісна механічна обробка. Її широке впровадження дозволить підвищити продуктивність, точність і якість обробки. Важливим чинником успішного впровадження високошвидкісної обробки (ВШО) є тип опор шпиндельних вузлів металорізальних верстатів. Аналіз сучасного досвіду застосування технологій ВШО показує, що інтенсифікація режимів обробки на металорізальних верстатах суттєво обмежена в основному можливостями шпиндельних вузлів і, перш за все, їхніми підшипниками [1]. Опорами шпиндельних вузлів багатьох прецизійних і важких металорізальних верстатів є гідростатичні підшипники, які мають високі показники довговічності, несучої здатності, жорсткості, вібростійкості та забезпечують високу точність обертання шпинделя.

Важливими характеристиками, що визначають технологічну ефективність гідростатичних опор (ГСО) є несуча здатність, жорсткість та витратні характеристики. При проектуванні шпиндельних вузлів з ГСО необхідно забезпечити необхідну несучу здатність при допустимих втратах потужності на нагнітання мастила й рідинне тертя в опорі та мінімальну витрату мастила через підшипник.

Дослідження впливу експлуатаційних навантажень на характеристики ГСО є важливою складовою системних досліджень спрямованих на виявлення шляхів підвищення точності, продуктивності та економічності металорізальних верстатів при їх модернізації або проектуванні нових конструкцій.

Аналіз досліджень і публікацій

Вплив конструктивних і технологічних параметрів на робочі характеристики шпиндельних вузлів досліджувався в Луцькому національному технічному університеті під керівництвом проф. Гордєєва О.Ф. [2]. Дослідженням втрат потужності у високошвидкісних ГСО присвячено роботи Г.Х.Інгерта, С.М. Шатохіна [3, 4]. Зокрема, в цих роботах виконані дослідження та приведені методики розрахунку втрат потужності на тертя в ГСО з врахуванням режиму течії мастила. В монографії [5] приведені аналітичні вирази для визначення витратних характеристик різних конструкцій ГСО шпиндельних вузлів. Дослідження динамічних характеристик, втрат потужності у високошвидкісних ГСО з малов'язким мащенням проведені науковою школою проф. Артеменка М.П. [6]. Проте, незважаючи на великий обсяг проведених досліджень, не в повній мірі розкриті питання щодо впливу експлуатаційних параметрів на вихідні характеристики ГСО. Так, на наш погляд, потребують подальшого вивчення процеси мащення водою високошвидкісних ГСО, зокрема протикорозійний захист елементів системи живлення підшипників.

Мета статті

Метою роботи є експериментальні дослідження впливу експлуатаційних параметрів ГСО на вихідні характеристики опор (витрату рідини, тиск в карманах, енергетичні втрати) та розробка засобів протикорозійного захисту при застосуванні в системі живлення гідростатичної опори води.

Виклад основного матеріалу

Експлуатаційні характеристики шпindelних вузлів металорізальних верстатів багато в чому залежать від робочих параметрів їхніх опор, до яких висувають вимоги: достатня несуча здатність при малих габаритах, висока вібростійкість на всіх режимах роботи, мінімальне тертя і спрацювання робочих поверхонь протягом заданого ресурсу, мінімальна витрата мастильно-охолоджуючих матеріалів, можливість застосування в якості мащення недорогих рідин з високими показниками екологічності. В якості опор високошвидкісних вузлів багатьох видів технологічного обладнання застосовуються гідростатичні підшипники, які дозволяють забезпечувати надійну роботу машин в широкому діапазоні частот обертання і навантажень.

В даній роботі на експериментальному стенді [7] на базі токарного прецизійного верстата УТ16А досліджувались характеристики чотирьохкарманних ГСО. Дослідження проводились з метою визначення впливу частоти обертання шпинделя n , статичного дисбалансу $D_{ст}$ та температури робочої рідини T на середній тиск в карманах опори та сумарну витрату рідини Q_{Σ} .

Вимірювання сумарної витрати рідини в ГСО здійснювались за допомогою мірного баку ємністю $V=5$ л та секундоміра. Температура робочої рідини визначалася в баку гідростанції термометром опору ТМ [7]. В якості вторинного перетворювача сигналу застосовувався універсальний вимірювальний прилад – мультиметр. Значення тиску в передньому радіальному підшипнику визначалося за допомогою манометрів як усереднене за чотири карманами. Тиск в упорному підшипнику коливався під час проведення експерименту в межах 0,4 – 0,5 МПа.

Перед проведенням досліджень було проведено планування експерименту методом ПФЭ 2^2 [8] для кожної серії дослідів. Натуральні значення факторів: $n=(500, 1500, 2500)$ хв⁻¹; $D_{ст}=(1248, 6900, 3826)$ г·мм, $T=(24, 26, 28)$ °С. Статистичну обробку результатів експерименту проводили за методикою [9].

В ході експериментальних досліджень встановлено, що при збільшенні частоти обертання шпинделя n , та статичного дисбалансу $D_{ст}$ сумарна витрата рідини Q_{Σ} зменшується, причому зростання n більш суттєво впливає на зменшення величини Q_{Σ} ніж зовнішній статичний дисбаланс (рис. 1, а). Зменшення величини Q_{Σ} в цьому випадку обумовлене зростанням ексцентриситету в опорах. Більш інтенсивний вплив частоти обертання шпинделя n на сумарну витрату рідини Q_{Σ} пояснюється тим, що невірноважена сила P_H від дисбалансу, пропорційна квадрату кутової швидкості ω обертання шпинделя ($P_H \sim \omega^2$), що обумовлює відповідне збільшення ексцентриситету в порівнянні з впливом $D_{ст}$. Внаслідок зазначених явищ відбувається збільшення гідравлічного опору витіканню мастила з карманів опори. В результаті сумарна витрата рідини Q_{Σ} з карманів ГСО зменшується.

Зростання витрат мастила в ГСО при підвищенні температури (рис. 1, б) обумовлено зниженням в'язкості робочої рідини i , як наслідок, зменшенням гідравлічного опору при використанні в системі живлення опор подільників потоку.

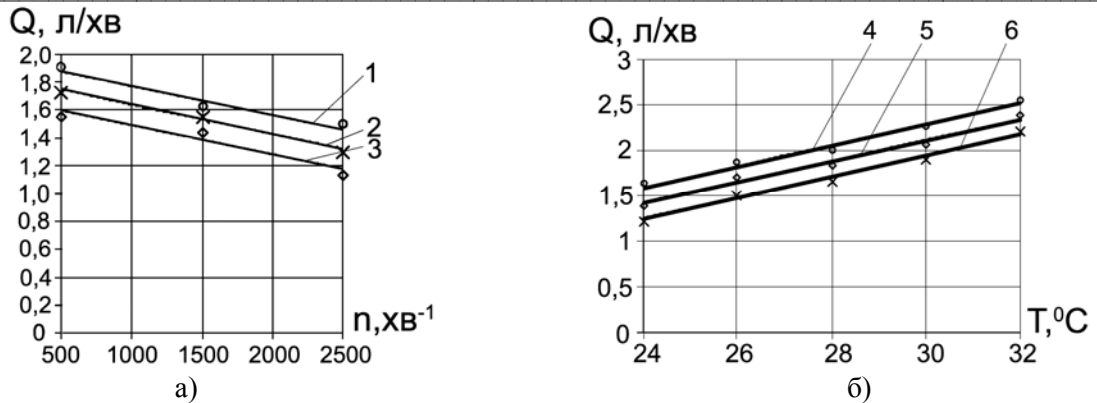


Рис. 1. Вплив режимних параметрів навантаження на витратні характеристики ГСО:

1 – $D_{ст}=1248$ г·мм; 2 – $D_{ст}=3826$ г·мм; 3 – $D_{ст}=6900$ г·мм; 4 – $n=500$ хв⁻¹; 5 – $n=1500$ хв⁻¹; 6 – $n=2500$ хв⁻¹

Встановлено, що при обертанні шпинделя з часом, а також зі збільшенням його швидкості тиск у карманах ГСО зменшується (рис. 2). Це пояснюється тим, що тривала робота верстата призводить до підвищення температури мастила в опорі. Збільшення швидкості обертання шпинделя додатково супроводжується підвищенням втрат на рідинне тертя, що викликає зростання температури мастила, зниження його в'язкості і, як наслідок, зменшення опору витікання рідини з ГСО. Зі зменшенням гідравлічного опору в ГСО при постійному тиску насоса, усереднений тиск в карманах опори знижується (рис. 2, б), внаслідок чого зменшується як несуча здатність, так і жорсткість масляного шару, що, в свою чергу, приводить до збільшення віброактивності шпиндельного вузла.

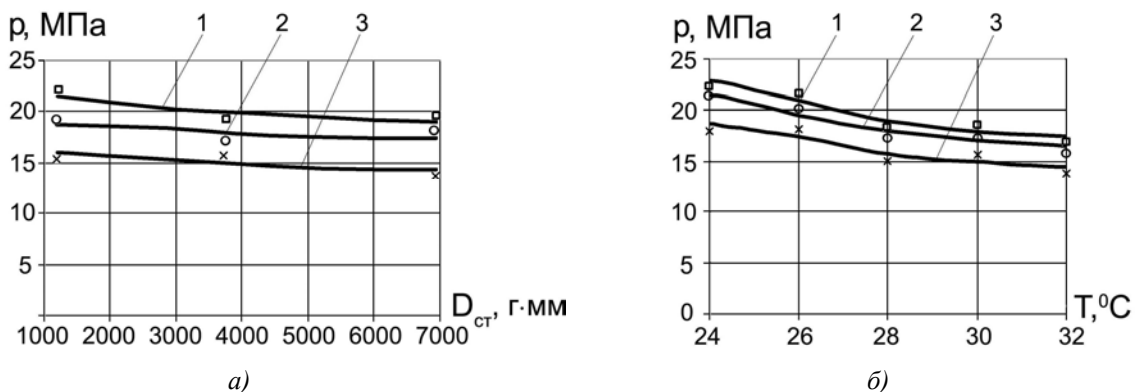


Рис. 2. Вплив експлуатаційних параметрів на середній тиск в карманах ГСО:

1 – $n=500$ хв⁻¹; 2 – $n=1500$ хв⁻¹; 3 – $n=2500$ хв⁻¹

Одним з недоліків, що обмежує широке застосування ГСО для високошвидкісної обробки є значні втрати на рідинне тертя в опорах.

Відомо, що при ламінарній течії мастила втрати потужності на тертя прямо пропорційні його в'язкості [3, 4]. Для високошвидкісних опор ця закономірність порушується у зв'язку з турбулентністю, що виникає в проточних частинах підшипника. На базі стенда для випробування гідросистем КІ-4200 була складена експериментальна установка (рис. 3) для дослідження високошвидкісної ГСО.

Робота стенда при проведенні експериментальних досліджень здійснювалась в двох режимах: без навантаження та під навантаженням з боку приводного вала ГСО. В якості приводу вала ГСО застосовувався високошвидкісний кульковий гідромотор оригінальної конструкції (рис. 4, а), крутний момент в якому створюється за рахунок ексцентричного виконання блоку циліндрів ротора по відношенню до статора. Для нормальної роботи гідромотора в корпусі передбачений дренажний отвір, через який витоки рідини відводяться на зливання. Швидкість обертання вихідного вала гідромотора залежить від навантаження та перепаду тиску на ньому, що встановлювався за допомогою дроселя ДР6 і контролювався манометрами М13, М14 (див. рис. 3).

Частота обертання вихідного валу контролювалася механічним тахометром SMITHS ATH.6,

що має діапазон вимірювання до 10000 хв^{-1} (рис. 4, б). Конструкція дослідного зразка радіального підшипника докладно розглянута в роботі [10]. Живлення підшипника відбувається від зливного потоку. В якості робочої рідини в системі живлення використовувалося мастило І5-А та вода.

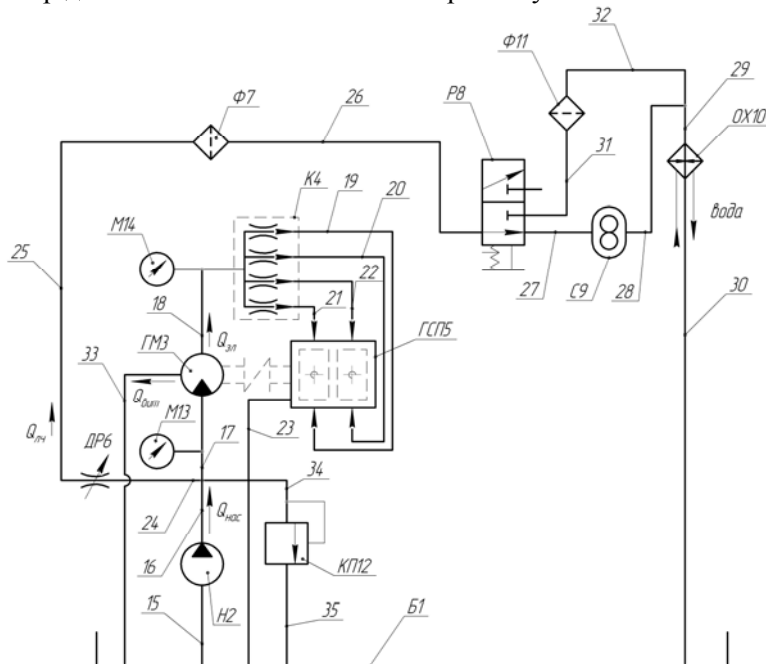


Рис. 3. Гідравлічна схема експериментальної установки: Б1 – бак, Н2 – насос, ГМЗ – гідромотор; К4 – колектор з постійними дроселями, ГСП5 – досліджуваний радіальний гідростатичний підшипник; ДР6 – дросель регульований, Ф7 – фільтр, Р8 – гідророзподільювач, С9 – лічильник витрати рідини, ОХ10 – охолоджувальний пристрій, Ф11 – фільтр, КП12 – клапан запобіжний, М13, М14 – манометри, 15 – 35 - з'єднувальні трубопроводи

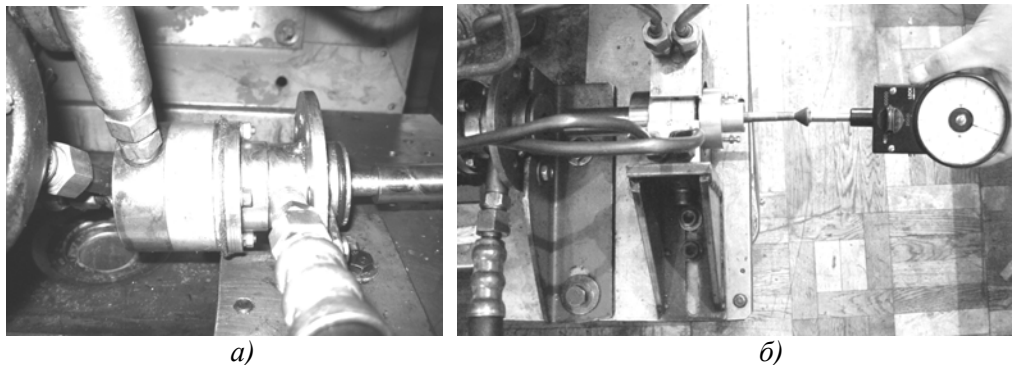


Рис. 4. Загальний вигляд кулькового гідромотора а) та схема вимірювання частоти обертання вихідного валу в режимі навантаження б)

При роботі клапана КП12 в режимі запобіжного рівняння балансу витрат в системі:

$$Q_{нас} = Q_{лч} + Q_{зл} + Q_{вит}$$

Для визначення фактичних витрат рідини в системі вимірювались напорна характеристика насоса $Q_{нас} = f(p)$ та витратна характеристика лічильника $Q_{лч} = f(p)$. Потім за допомогою мірного баку та секундоміру визначались витрати через гідростатичний підшипник $Q_{зл}$, відповідно з втратами через робочі зазори $Q_{вит}$.

Для оцінювання втрат потужності на тертя у високошвидкісних ГСО запропоновано порівняння швидкості обертання вала при мащенні мастилом І5-А та водою на експериментальній установці на базі високошвидкісного кулькового гідромотору (див. рис. 4). Вимірювання частоти обертання вихідного вала здійснювалося механічним тахометром при варіюванні величиною тиску насоса в режимах холостого ходу та під навантаженням.

Як видно з графіків на рис. 5 застосування для мащення ГСО малов'язких рідин дозволяє істотно збільшити частоту обертання приводного вала гідромотора в широкому діапазоні зміни

тиску на виході з насоса. Встановлено, що з підвищенням тиску насоса зростає відносна величина різниці швидкостей Δn_p .

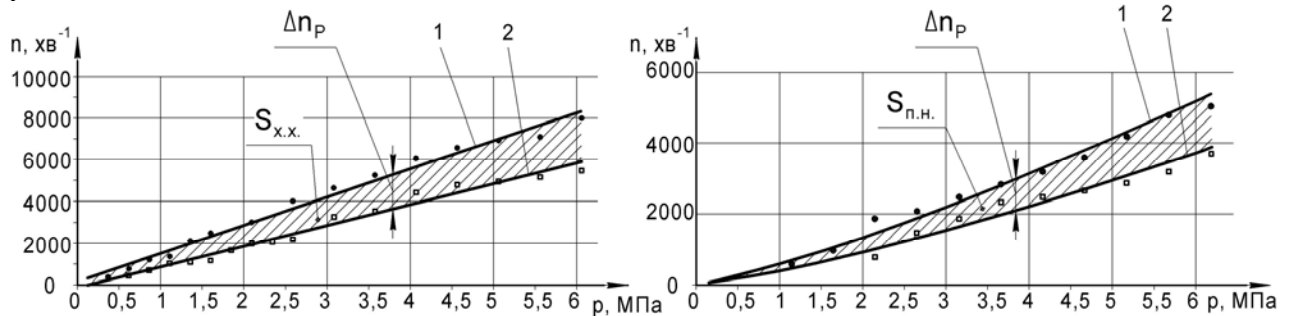


Рис. 5. Залежності частоти обертання вала гідромотору від вхідного тиску в режимі холостого ходу а) та під навантаженням б): 1 – мащення водою, 2 – мащення мастилом І5-А

Отже, підвищення швидкості обертання при мащенні водою в порівнянні з мащенням мастилом І5-А при однаковій вхідній потужності досягнуто за рахунок зменшення втрат потужності в проточних частинах гідромотору та ГСО. Заштриховані області на графіках $S_{x.x.}$, $S_{p.n.}$ є відносною кількісною характеристикою втрат потужності при мащенні радіального підшипника робочими рідинами з різною в'язкістю.

Встановлені експериментальним шляхом витратні характеристики в системі живлення (при мащенні ГСО мастилом) наведені на рис. 6.

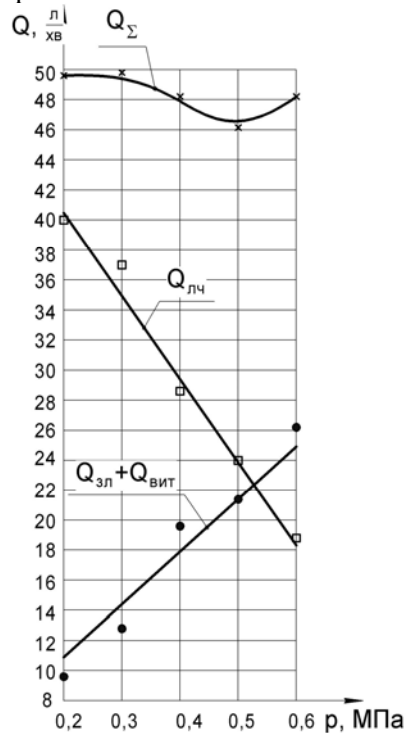


Рис. 6. Витратні характеристики в ситемі живлення високошвидкісної ГСО

В системі живлення гідростатичної опори конструктивні елементи, які безпосередньо контактують з водою, виконані з таких матеріалів: шпindelь – сталь 38ХМЮА, гідростатична втулка – сталь 65Г, корпус шпindelної бабки – сірий чавун СЧ15. Елементи проточних частин запобіжно-регулюючої апаратури, трубопровідної арматури, баку для робочої рідини виконані з якісних сталей та сталей загального призначення.

Після хіміко-термічної обробки атоми азоту дифундують в глибину поверхонь шпindelя, утворюючи таким чином захисний шар нітридів, який є надійним захистом від корозії в нейтральному середовищі. Незахищеними, в даному випадку, є інші елементи системи живлення шпindelних опор.

Дослідження на корозійну стійкість проведені на пластинчатих зразках матеріалу гідростатичної втулки - сталі 65Г, термообробленої до НРС 54. Вибір в якості об'єкту досліджень ©Д.Ю.Федориненко, С.П. Сапон

гідростатичної втулки обумовлений характером робочих процесів, що відбуваються в опорі. Корозійні процеси на опорних поверхнях втулки призводять до облітерації дросельних щілин підшипника, утворюючи нерівномірність товщини мастильної плівки при мащенні підшипника водою. Формування високих показників корозійної стійкості пари тертя ковзання є визначальним фактором для забезпечення високої експлуатаційної надійності ГСО в цілому.

Дослідження корозійно-електрохімічної поведінки гідростатичної втулки проводили за комплексною системою з використанням електрохімічного методу та фізико-механічних випробувань на малоциклову втому.

Встановлено, що використання інгібітора корозії – ϵ -капролоктаму в концентрації 1 г/л [11] є ефективним способом захисту елементів системи живлення гідростатичної опори. Для підвищення дієвості протикорозійного захисту системи живлення запропоновано додатково використання електрохімічного методу – протекторного. Він, по відношенню до інгібіторного, не потребує постійного контролю. В якості протектора запропоновано використання цинку. Стандартний електродний потенціал цинку у воді складає – 0,761 В, а заліза – 0,44 В, при такому сполученні на цинку буде концентруватись анодний процес, а на елементах, що захищаються, катодний.

Пропонується конструктивне виконання протекторного захисту у вигляді штуцера, що розміщується в нагнітальній гідролінії системи живлення шпindelних ГСО. Штуцер, виконаний з цинку, безпосередньо з'єднується за допомогою конічної різі з нагнітальною магістраллю гідронасоса (рис. 7).

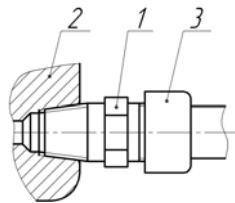


Рис. 7. Конструктивна схема вбудовування протектора в систему живлення ГСО:
1 – цинковий штуцер, 2 – корпус гідронасоса, 3 – з'єднувальний патрубкок

Висновки

Експериментальним шляхом встановлено, що витратні характеристики підшипника суттєво залежить від режимних параметрів навантаження (n , $D_{ст}$), при зростанні яких сумарні витрати рідини зменшуються. Зазначене явище обумовлюється збільшенням ексцентриситету в опорі.

Встановлено, що несуча здатність, жорсткість ГСО при використанні системи живлення опор з подільниками потоку зменшуються при зростанні частоти обертання шпindеля, температури мастила, зовнішнього навантаження на шпindel.

На основі дослідження корозійної стійкості елементів високошвидкісних ГСО при мащенні водою запропоновано використання інгібітора корозії – ϵ -капролоктаму в концентрації 1 г/л, який є ефективним способом захисту елементів системи живлення. Для підвищення ефективності протикорозійного захисту запропоновано додатково використання протекторного захисту з конструктивним виконанням у вигляді цинкового штуцера, що розміщується в нагнітальній гідролінії системи живлення опорних вузлів шпindеля.

1. Гордєєв О.Ф. Напрямки та перспективи розвитку конструкцій шпindelних опор верстатів для високошвидкісної та високопродуктивної обробки /О.Ф. Гордєєв, П.О. Захаров //Наукові нотатки. – 2007. – вип.20, Т. 1. – С. 96-101.
2. Гордєєв О.Ф. Аналіз впливу конструктивних і технологічних параметрів на робочі характеристики шпindelних вузлів /О.Ф. Гордєєв, В.М. Тимчук //Наукові нотатки. – 2002. – вип.11, Т. 1. – С. 96 – 101.
3. Ингерт Г.Х. Потери мощности в высокоскоростных гидростатических подшипниках / Г.Х.Ингерт, В.П.Глебкин, Г.И.Айзеншток // Станки и инструмент. – 1987. – №4. – С. 20 – 22.
4. Шатохин С.Н. Расчет и минимизация потер мощности в гидростатических подшипниках / С.Н.Шатохин // Станки и инструмент. – 1989. – №9. – С. 16 – 19.
5. Пуш А.В. Шпindelные узлы: Качество и надежность./ А.В. Пуш, – М. Машиностроение, 1992. – 287 с.

6. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / [Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н. и др.]; под. ред. Н.П. Артеменко. – Х.: Основа, 1991. – 197 с.
7. Федориненко Д.Ю. Експериментальний стенд для дослідження шпindelних гідростатичних опор / Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Сапон С.П. // Вісник ЧДТУ. – 2010. – №45. – С. 99 – 105.
8. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б.Струтинський. - Житомир: ЖІТІ, 2001. - 612 с.
9. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: Навч. посібник/ В.В. Душинський – К.: НТУУ “КПІ”, 2000. – 408 с.
10. Сахно Ю.О. Дослідження формування моменту фіксації коректувальних дисків у високошвидкісних автобалансуючих пристроях / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю. // Вісник ЧДТУ. – 2002. – №15. – С. 75 – 82.
11. Цибуля С.Д. Протикорозійний захист елементів гідростатичної опори шпинделя металорізального верстату / Цибуля С.Д., Федориненко Д.Ю., Костенко І.А. Буяльська Н.П. // Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях: материалы 11 междунар. пром. конф., 10-14 фев. 2011 г. – К., 2011. – С. 217 – 221.