

УДК 621.89

Узунов О.В., д.т.н., проф., Пославський О.М.
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТОВЩИНИ ЗМАЩУВАЛЬНОГО ШАРУ У ВУЗЛАХ ТЕРТЯ МАШИН

Uzunov O., Poslavsky O.
National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (mmi@kpi.ua)

THE SYSTEM OF AUTOMATICAL CONTROL FILM THICKNESS IN FRICTION UNITS OF THE MACHINES

Робота присвячена підвищенню якості змащення пар тертя машин шляхом підтримування заданої товщини шару змащувальної рідини. Ефект досягається шляхом використання системи автоматичного регулювання подачі змащувальної рідини, що компенсує зміни умов роботи за рахунок відновлення температури рідини у підшипнику.

У якості базової системи змащення прийнято централізовану систему змащення, яка широко застосовується у прокатних станах. В роботі розроблено математичні моделі процесів у гідродинамічному підшипнику та системі автоматичної стабілізації товщини шару змащувальної рідини. Проведено тестування математичних моделей. Наведено принципову схему системи автоматичного регулювання, показано особливості будови окремих блоків. Виконані дослідження підтвердили роботоспроможність розробленого технічного рішення. Корисний ефект від застосування автоматичної системи стабілізації товщини шару змащувальної рідини полягає у зменшенні інтенсивності зношення поверхонь тертя та економії витрат змащувальної рідини.

Ключові слова: Гідродинамічний підшипник; система централізованого змащення; автоматична система регулювання; математична модель.

Проблема, мета та задачі роботи. Гідродинамічні підшипники широко використовують для зменшення сил тертя в різноманітному промисловому обладнанні та мобільних машинах. Одним з прикладів є їх застосування в опорах валків прокатних станів. Особливістю роботи підшипників у валках є змінність умов - частоти обертання та навантаження. Це призводить до підвищеного зношення підшипників (рис.1) та зниження якості прокату. Значною мірою зношення підшипників обумовлено роботою централізованих систем змащення, які використовують для змащення таких підшипників. Як відомо, якість змащення характеризує товщина масляного шару, що розділяє поверхні тертя в процесі роботи [1]. Товщина шару залежить від навантаження на поверхні тертя, швидкості їх взаємного руху та в'язкості змащувальної рідини. В той же час, зміни цих параметрів не враховується системою централізованого змащення - змащувальна рідина подається фіксованими

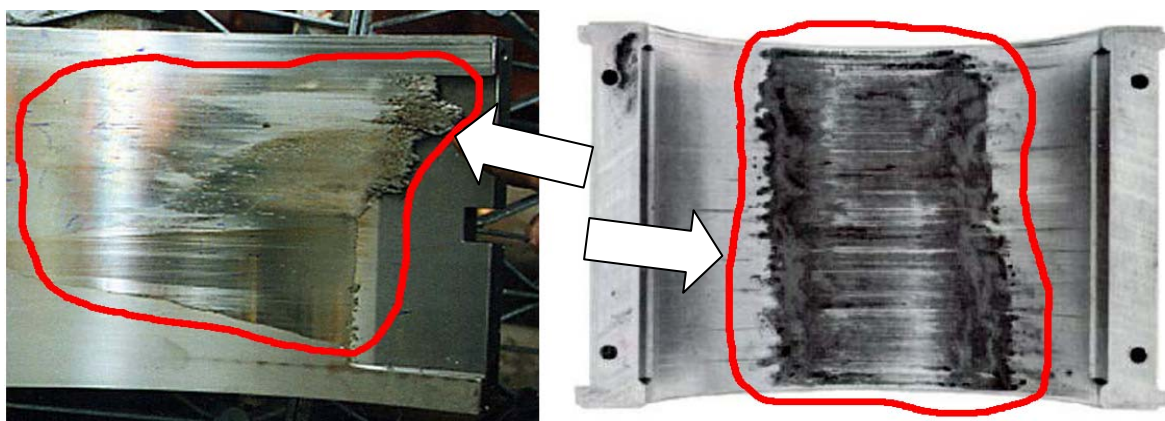


Рис.1. Фото поверхонь обоїми підшипника з позначенням зон експлуатаційних змін

об'ємами через фіксовані проміжки часу. Це призводить до нерівномірності змащення в проміжки часу між подачами змащувальної рідини. Збільшення проміжків призводить до підвищення зносу деталей, а їх зменшення - до підвищеної витрати змащувальної рідини. Тому актуальним є зменшення зношення гідродинамічних підшипників за рахунок компенсації нестабільних умов їх роботи.

З метою підвищення якості змащення пар тертя запропоновано підтримувати задану товщину змащувального шару шляхом автоматичного регулювання подачі змащувальної рідини, що компенсує зміни умов роботи підшипника за рахунок відновлення температури змащувальної рідини і, відповідно її в'язкості, у вузлі тертя.

Задачами роботи є створення математичних моделей гідродинамічного підшипника та системи автоматичного регулювання, дослідження їх роботи та прогнозування ефекту від компенсації нестабільних умов роботи пари тертя.

Результати. Принцип забезпечення заданої товщини змащувального шару. Особливості моделей об'єкту регулювання та автоматичної системи.

Для якісного змащення необхідно забезпечувати товщину змащувального шару, що розділяє поверхні тертя, більшою за сумарну висоту нерівностей поверхонь і підтримувати товщину шару постійною при зміні навантаження або відносної швидкості руху поверхонь тертя. Для цього потрібно забезпечити у зазорі пари тертя знаходження достатньої кількості змащувальної рідини. Потрібна кількість рідини визначається навантаженням на пару тертя, відносною швидкістю руху її поверхонь та температурою змащувальної рідини у підшипнику.

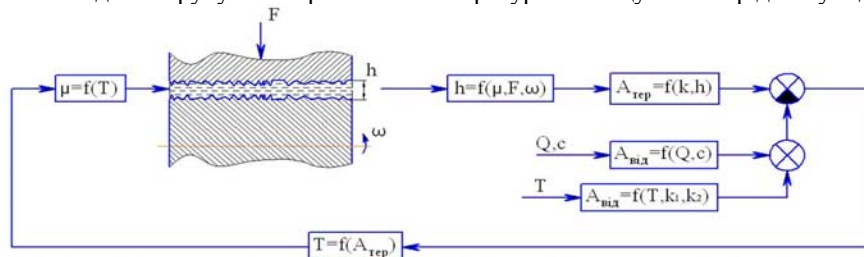


Рис.2. Функціональна схема роботи гідродинамічного підшипника

Підтримання постійної товщини змащувального шару може бути забезпечено за допомогою системи автоматичного регулювання. Така система визначає умови тертя в конкретній парі та подає до неї потрібну кількість змащувальної рідини. Це дозволяє мінімізувати зношення поверхонь підшипника і забезпечити раціональне використання змащувальної рідини. Оцінювання умов роботи підшипника відбувається шляхом виміру навантаження на поверхні тертя, швидкості їх відносного руху та температури змащувальної рідини.

Математична модель гідродинамічного підшипника. Для кількісного визначення впливу умов роботи гідродинамічного підшипника на товщину змащувального шару була розроблена його математична модель. В моделі використано математичні залежності розрахунку гідродинамічних підшипників[2]. Значення коефіцієнтів моделі отримані експериментальним шляхом, що забезпечує достатню точність при моделюванні. Розроблена модель дозволяє моделювати процес зміни товщини змащувального шару при зміні навантаження, частоти обертання, температури масла та витрати масла через підшипник. Модель враховує утворення тепла від роботи по подоланню сил тертя та відвід утвореного тепла через корпус підшипника (рис.2). При розрахунках використані геометричні розміри реального підшипника та параметри змащувальної рідини МС-20.

Вхідними даними для моделі є навантаження, кутова швидкість та витрата змащувальної рідини, яка подається для змащення та охолодження вузла тертя. Результатом моделювання є поточна товщина шару змащувальної рідини у парі тертя.

Тестування математичної моделі показало узгодженість змін параметрів підшипника та умов його роботи з характером їх впливу на робочі процеси, що є ознакою її коректної роботи. Тестування моделі включало в себе також перевірку впливу на роботу підшипника величини коефіцієнта навантаженості, товщини змащувального шару, коефіцієнта тертя та потужності, яка витрачається на тертя. При зміні умов роботи підшипника на більш важкі - підвищення навантаження і частоти обертання та зменшенні в'язкості масла - зростає коефіцієнт навантаженості, зменшувалася товщина змащувального шару, підвищувалися коефіцієнт тертя та потужність, що витрачається на подолання сил тертя. При зміні умов роботи на більш легкі - названі вище параметри змінювалися у зворотному напрямку. В результаті моделювання з'ясовано, що всі умови змінювали процеси узгоджено і характер змін відповідав фізичним законам. Ще одне тестування моделі було проведене на основі відомої інформації, що в процесі роботи гідродинамічних підшипників, при постійних значеннях навантаження та кутової швидкості, товщина змащувального шару може зменшуватись лише внаслідок нагрівання і зменшення в'язкості змащувальної рідини. Модельний експеримент підтвердив, що при постійній частоті обертання цапфи та постійному навантаженні, товщина змащувального шару зменшується і ця зміна обумовлена зменшенням в'язкості масла внаслідок нагрівання із-за недостатнього відводу утвореної теплоти (рис. 3, рис. 4). Результати тестування моделі гідродинамічного підшипника дозволили перейти до наступного кроку – розроблення принципової схеми та математичної моделі автоматичної системи підтримання заданої товщини змащувального шару.

Автоматична система стабілізації товщини змащувального шару. Загальна схема системи змащення з автоматичною стабілізацією товщини змащувального шару для декількох гідродинамічних підшипників представлена на рис. 5. В кожному з підшипників встановлено датчики температури, кутової швидкості та навантаження. Величина товщини змащувального шару та програма керування задається в блоці керування. Блок керування, відповідно до програми, почергово подає команду до блоку визначення умов

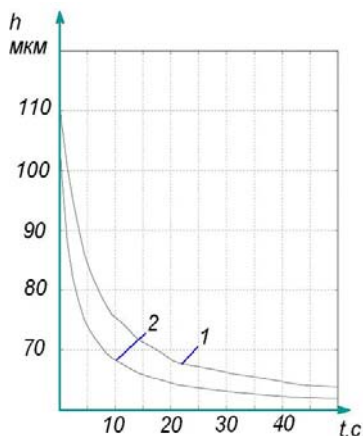


Рис. 3. Графіки процесів зміни товщини змащувального шару при відсутності витрати для різних значень навантаження та кутової швидкості відповідно
1 - 100000 Н, 35с-1
2 - 100000 Н, 45с-1

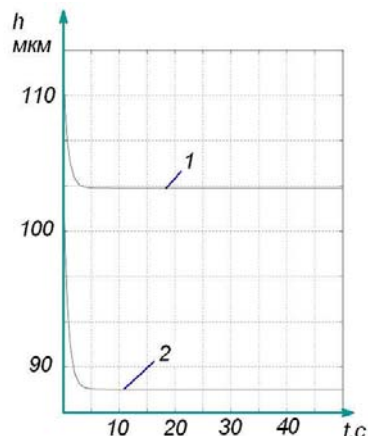


Рис. 4. Графіки процесів зміни товщини змащувального шару при постійній витраті для різних значень навантаження та кутової швидкості відповідно
1 - 100000 Н, 35с-1
2 - 100000 Н, 45с-1

роботи підшипників для визначення стану конкретного підшипника системи змащення. Отримані данні передаються до блоку керування. Блок керування передає задану величину товщини змащувального шару та данні про стан підшипника до блоку визначення потрібної витрати змащувальної рідини. У цьому блоці на основі розрахунку визначається потрібна витрата для підтримання заданої товщини змащувального шару. За величиною витрати визначається величина електричної напруги, яка подається на пропорційний розподільник. Пропорційний розподільник, в свою чергу, подає розраховану величину витрати до підшипника. Це призводить до корекції температури змащувальної рідини у вузлі тертя, відновленню попереднього значення в'язкості і, відповідно, підтриманню величини зазору змащувального шару. Після чого програма аналізує стан та розраховує величину сигналу керування для наступного підшипника, далі процес повторюється.

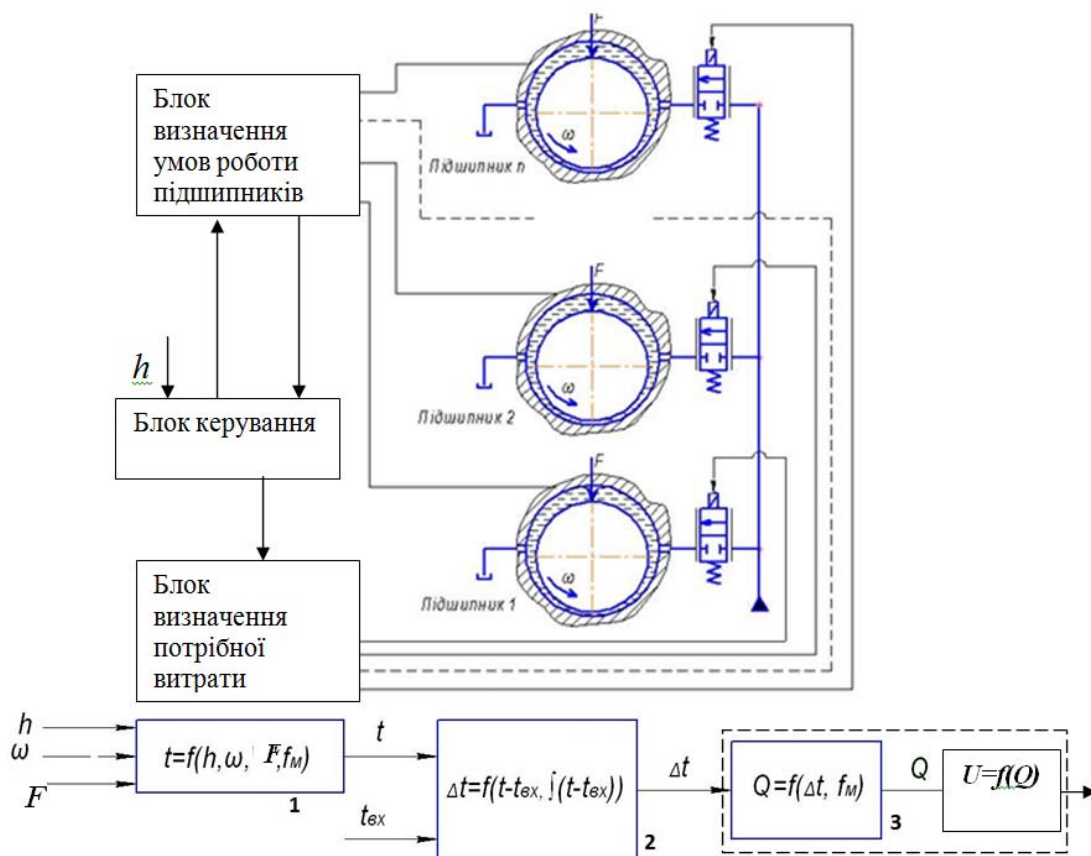


Рис. 6. Функціональна схема блоку визначення потрібної витрати. 1 – блок розрахунку максимальної температури; 2 – пропорційно-інтегральний регулятор; 3 – блок формування сигналу управління

Особливості математичної моделі автоматичної системи. Вхідними сигналами у блок визначення потрібної витрати є товщина змащувального шару, яку необхідно підтримувати, відносна кутова швидкість пари тертя підшипника та навантаження на ньому (рис.6). За цими значеннями та значенням в'язкості змащувальної рідини f_m у блоці 1 розраховується температура, при якій товщина шару буде відповідати заданій величині. Розраховане значення температури t та її дійсне значення $t_{вх}$ передаються у блок 2. На основі розбіжності між цими значеннями у блоці 2 формується вихідний сигнал, який визначається за пропорційно-інтегральним законом - сума розбіжностей температур у заданий момент часу та інтегралу від цієї розбіжності по часу (1) [3].

Далі у блоці 3 на основі сигналу від блоку 2 та значення в'язкості f_m розраховується необхідна витрата змащувальної рідини. Після цього з врахуванням витратної характеристики пропорційного розподільника визначається величина напруги для забезпечення потрібної витрати. Застосування пропорційно-інтегрального закону регулювання дозволяє виключити статичну помилку.

Наступним кроком було підтвердження функціональних властивостей модернізованої системи змащення шляхом моделювання дії гідродинамічного підшипника сумісно з автоматичною системою стабілізації товщини змащувального шару.

$$\delta t = (t - t_{вх}) + \int (t - t_{вх}). \quad (1)$$

Дослідження роботи підшипника, оснащеного системою автоматичного регулювання. Для дослідження роботи підшипника, який оснащено системою автоматичного регулювання, була розроблена математична модель автоматичної системи та забезпечена її взаємодія з моделлю гідродинамічного підшипника. Модель побудована у середовищі моделювання "Simulink". Вхідними сигналами для моделі є навантаження на підшипник, кутова швидкість, температура та задане значення мінімальної товщини змащувального шару. Для тестування моделі було виконано моделювання роботи підшипника при постійних значеннях навантаження, кутової швидкості та постійній витраті змащувальної рідини. Отримане значення товщини змащувального шару було задане як вхідне для моделі автоматичної системи при тих самих значеннях навантаження та кутової швидкості. В результаті моделювання дії автоматичної системи було отримано те саме значення потрібної витрати змащувальної рідини. Це підтвердило коректність роботи моделі.

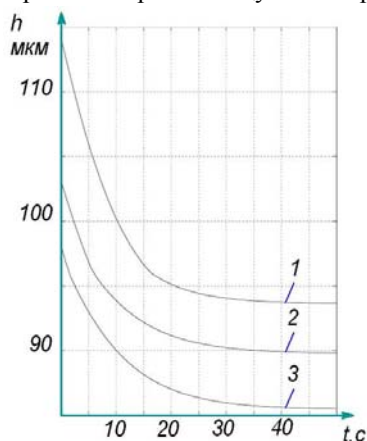


Рис. 7. Графіки процесів зміни товщини змащувального шару при постійній витраті для різних значень навантаження та кутової швидкості відповідно
1 - 100000 Н, 35 с⁻¹;
2 - 100000 Н, 45 с⁻¹;
3 - 110000 Н, 35 с⁻¹

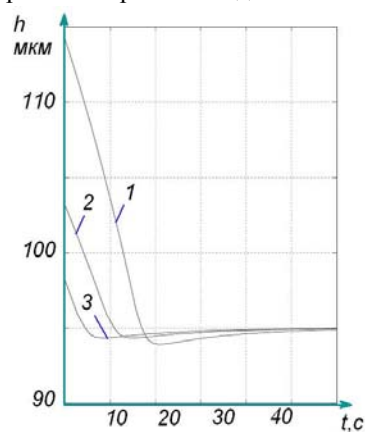


Рис. 8. Графіки процесів зміни товщини змащувального шару при автоматичному регулюванні витрати для різних значень навантаження та кутової швидкості відповідно
1 - 100000 Н, 35 с⁻¹;
2 - 100000 Н, 45 с⁻¹;
3 - 110000 Н, 35 с⁻¹

Моделювання дії гідродинамічного підшипника, оснащеного автоматичною системою стабілізації заданої товщини змащувального шару, підтвердило спроможність автоматичної системи впливати на товщину шару змащувальної рідини при зміні навантаження або кутової швидкості. Було проведено дві серії модельних експериментів – для підшипника без автоматичної системи стабілізації товщини змащувального шару та для підшипника, який такою системою оснащений. Для кожної серії експериментів приймалися однакові умови роботи підшипника. Серія складалася з трьох експериментів з наступними парами значень навантаження та кутової швидкості: - 100000 Н, 35 с⁻¹; 100000 Н, 45 с⁻¹; 110000 Н, 35 с⁻¹. Результати експериментів для гідродинамічного підшипника з відключеною системою стабілізації товщини змащувального шару показали суттєвий вплив кожного з факторів на товщину шару (рис.7). Результати дослідження підшипника, оснащеного автоматичною системою, показали, що при різних умовах роботи, на відміну від підшипника з фіксованим значенням витрати змащувальної рідини (рис.7), товщина змащувального шару в заданому діапазоні змін умов

роботи підшипника підтримується постійною (рис.8).

Таким чином модельне дослідження показало, що розроблене технічне рішення дозволяє стабілізувати товщину змащувального шару в змінних умовах експлуатації.

Прогнозування ефекту від використання системи автоматичної стабілізації товщини змащувального шару у гідродинамічних підшипниках.

Визначення ефекту від використання системи автоматичного регулювання виконано на основі результатів моделювання двох режимів роботи гідродинамічного підшипника: при постійній витраті змащувальної рідини та при змінній витраті змащувальної рідини, подача якої забезпечувалась за допомогою системи автоматичного регулювання. Для кожного з розрахунків значення кутової швидкості та навантаження на підшипник були прийняті однаковими. Враховуючи, що використання системи автоматичного регулювання має сенс для підшипників, які працюють у відносно легких режимах, значення навантаження прийнято 10000 Н, а значення кутової швидкості - 60с^{-1} при витраті масла через підшипник 1 л/с. Отримані результати показали, що застосування системи автоматичного регулювання дозволяє стабілізувати задану мінімальну товщину змащувального шару - 40 мкм. При цьому, при тих самих умовах роботи, витрата змащувальної рідини у підшипнику з використанням системи автоматичного регулювання складала 0,8 л/с, тобто на 20% менше ніж в режимі постійної витрати.

Висновки

Використання автоматичної системи стабілізації товщини шару змащувальної рідини за рахунок регулювання витрати у гідродинамічних підшипниках є доцільним. Ця рекомендація стосується гідродинамічних підшипників, які використовують у прокатних станах та вузлах машин, що працюють у стаціонарних умовах або в умовах, що повільно змінюються. Автоматичне регулювання забезпечує постійну товщину змащувального шару і, таким чином, мінімізує зношення підшипника. Крім того, автоматичне регулювання дозволяє зменшити загальні витрати змащувальної рідини в порівнянні з традиційною централізованою системою змащення. Економія змащувальної рідини очікується як наслідок збільшення терміну її використання за рахунок меншої поточної витрати крізь зазори у підшипниках, меншого зношення поверхонь тертя та, відповідно, меншого накопичення продуктів зношення.

***Аннотация.** Работа направлена на повышение качества смазывания пар трения машин путем поддержания заданной толщины слоя смазки. Эффект достигается путем использования автоматического регулирования подачи смазочной жидкости, что компенсирует изменение условий работы за счет восстановления температуры смазочной жидкости в подшипнике. В качестве базовой системы выбрана централизованная система смазки, которая широко применяется в прокатных станах. Разработаны математические модели процессов в гидродинамическом подшипнике и системе автоматического стабилизации толщины смазочного слоя. Выполнено тестирование моделей. Приведено принципиальную схему системы автоматического регулирования, показаны особенности строения отдельных блоков. Выполненные исследования подтвердили работоспособность разработанного технического решения. Полезный эффект от использования автоматической системы стабилизации толщины смазочного слоя состоит в уменьшении интенсивности износа поверхностей трения и затрат смазочной жидкости.*

***Ключевые слова.** Гидродинамический подшипник, система централизованной смазки, автоматическая система регулирования, математическая модель.*

***Abstract.** The work is aimed at improving the quality of the lubrication of friction pairs of machines by maintaining a given thickness of the layer of lubricant. The effect is achieved by the use of automatic control of the liquid lubricant supply, which compensates the change in operating conditions. As the base system is selected centralized lubrication system, which is widely used in rolling mills. The mathematical models of the processes in the hydrodynamic bearing system and in automatic stabilization film thickness system were developed. The schematic diagram of the automatic control system was represented. The research confirmed the efficiency of the developed technical solutions. Advantageous effect of the use of the automatic stabilizing system film thickness is to reduce the rate of wear of the friction surfaces and cost savings lubricating fluid.*

***Keywords.** Hydrodynamic bearings, central lubrication system, automatic control system, mathematical model, methodology, test bench, algorithm, development.*

Библиографический список использованной литературы

1. Боудер Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел: пер. с англ./ Ф.П. Боудер, Д. Тейбор; ред. И.В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1968. -543с.
2. Расчет и проектирование опор скольжения: (Жидкостная смазка) /Воскресенский В.А., Дьяков В.И.. М.: Машиностроение, 1980. – 223с.
3. Теория автоматического регулирования /В.А. Бессекерский, Е.П. Попов М.: Наука, 1972 – 767с.

References

1. Boudier F.P., Tejbor D. [Friction and Lubrication of Solids] Moscow: Mashinostroenie, 1968. 543p.
2. [Calculation and design of sliding bearings] / Vosskresenskij V.A., Diakov V.I. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 223p.
3. [The theory of automatic control]/ V.A. Bessekersky, E.P. Popov Moscow: Nauka, 1972. 767p.

Подана до редакції 20.12.2014