УДК 697.9:620.91
DOI https://doi.org/10.15589/znp2026.3(506).6

DEVELOPMENT OF PRECISION THERMOELECTRIC COOLING SYSTEM FOR THERMOSTATIC CONTROL OF INDUSTRIAL LUBRICATION SYSTEMS

РОЗРОБКА ПРЕЦИЗІЙНОЇ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЛЯ ТЕРМОСТАТУВАННЯ ПРОМИСЛОВИХ МАСТИЛЬНИХ СИСТЕМ

Kyrylo O. Kondratiev
Kyrylo.O.Kondratiev@ieee.khpi.edu.ua
ORCID: 0009-0002-6754-7994
Vadym V. Starikov
Vadym.Starikov@khpi.edu.ua
ORCID: 0009-0008-2369-5331

К. О. Кондрат'єв,
аспірант
В. В. Старіков,
докт. техн. наук, професор

National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

Abstract. The issue of effective cooling of grease used for lubricating heavily loaded parts of rolling mills of metallurgical plants, namely plain bearings, is considered. The feasibility and efficiency of using thermoelectric cooling systems using Peltier elements is discussed. The advantages and possible disadvantages of using thermoelectric cooling systems are analyzed. *Purpose*. Substantiation of the feasibility and effectiveness of using precision thermoelectric cooling systems to regulate the temperature of lubrication systems in heavy engineering, as well as solving the problem of scaling them to industrial capacity. *Method*. The study used mathematical modeling of tribological processes in a hydrodynamic bearing to determine the bearing capacity of the lubricating film, which is described by the classical Reynolds equation. To take into account the temperature factor, the modified Vogel-Fulcher-Tamman equation was used. Given the high level of accuracy of lubricant temperature control, the work considered the use of multi-stage assemblies based on Peltier elements based on bismuth telluride. To overcome the fundamental limitation of scaling multi-stage thermoelectric coolers, the work used high-performance microchannel heat exchangers with a liquid heat removal circuit. *Results*. It has been proven that traditional inertial cooling systems are unable to prevent fluctuations in the temperature of the lubricant under the influence of dynamic loads, which critically reduces the thickness of the hydrodynamic wedge and increases the risk of transition to limit friction. The use of solid-state thermoelectric Peltier coolers for precision temperature control of lubrication systems is justified. Thanks to inertialess current control, thermoelectric cooling systems are able to maintain the temperature with an accuracy of ±0.1 °C, which allows stabilizing the bearing capacity of the lubricant film and increasing the estimated service life of bearing assemblies by 30–45 %. *Scientific novelty*. A conceptually new spatial architecture of thermoelectric cooler with integration of microchannel circuit of liquid heat removal is proposed. Providing convective heat transfer coefficient of 8000 W/(m²·K) ensures stabilization of hot junction temperature and maintains the power conversion coefficient of the system at high levels (0.6–0.8) even under extreme current loads. *Practical importance*. The use of solid-state thermoelectric Peltier coolers for precision temperature control of lubrication systems is justified. Thanks to inertia-free current control, the proposed coolers are able to maintain the temperature with an accuracy of ±0.1 °C, which allows stabilizing the bearing capacity of the lubricating film and increasing the service life of bearing assemblies by 30–45 %.
Key words: thermal stabilization of lubricant; cooling system; thermoelectric Peltier elements; thermodynamic analysis; efficiency improvement; turbocharger and gearbox bearings.

Анотація. Розглянуто питання ефективного охолодження мастила, що використовується для змащування важконавантажених деталей прокатних станів металургійних комбінатів, а саме підшипників тертя. Обговорюється доцільність та ефективність використання термоелектричних систем охолодження із застосуванням елементів Пельтьє. Проведено аналіз переваг і можливих недоліків використання термоелектричних систем охолодження.
Мета. Обґрунтування доцільності та ефективності застосування прецизійних термоелектричних систем охолодження для термостатування мастильних систем важкого машинобудування, а також розв'язання проблеми їх масштабування до промислових потужностей. *Методика*. У дослідженні використовувалося математичне

моделювання трибологічних процесів у гідродинамічному підшипнику для визначення несучої здатності мастильної плівки, яка описується класичним рівнянням Рейнольдса. Для врахування температурного фактору застосовано модифіковане рівняння Фогеля-Фулчера-Таммана. За умови високого рівня прецизійності термостатування мастила у роботі розглядалося використання багатокаскадних збірок на базі елементів Пельтьє на основі телуриду вісмуту. Для подолання фундаментального обмеження масштабування багатокаскадних термоелектричних охолоджувачів у роботі використовувались високопродуктивні мікроканальні теплообмінники з рідинним контуром тепловідведення. *Результати*. Доведено, що традиційні інерційні системи охолодження не здатні запобігти температурним флуктуаціям мастила в умовах динамічних навантажень, що критично знижує товщину гідродинамічного клину та підвищує ризик переходу до граничного тертя. Обґрунтовано застосування твердотільних термоелектричних охолоджувачів Пельтьє для прецизійного термостатування мастильних систем. Завдяки безінерційному керуванню струмом, термоелектричні системи охолодження здатні утримувати температуру з точністю до ±0.1 °C, що дозволяє стабілізувати несучу здатність мастильної плівки та розрахунково збільшити експлуатаційний ресурс підшипникових вузлів на 30–45 %. *Наукова новизна*. Запропоновано концептуально нову просторову архітектуру термоелектричного охолоджувача з інтеграцією мікроканального рідинного контуру тепловідведення. Забезпечення коефіцієнта конвективної тепловіддачі на рівні 8000 Вт/(м^2 · К) гарантує стабілізацію температури гарячих спаїв та підтримує коефіцієнт перетворення енергії системи на високому рівні (0.6–0.8), навіть при екстремальних струмових навантаженнях. *Практична значимість*. Обґрунтовано застосування твердотільних термоелектричних охолоджувачів Пельтьє для прецизійного термостатування мастильних систем. Завдяки безінерційному керуванню струмом, запропоновані охолоджувачі здатні утримувати температуру з точністю до ±0.1 °C, що дозволяє стабілізувати несучу здатність мастильної плівки та розрахунково збільшити експлуатаційний ресурс підшипникових вузлів на 30–45 %.

Ключові слова: термостабілізація мастила; система охолодження; термоелектричні елементи Пельтьє; термодинамічний аналіз; підвищення ефективності; підшипники турбокомпресорів та редукторів.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Надійність функціонування вузлів тертя у важкому машинобудуванні, зокрема гідродинамічних підшипників ковзання потужних турбокомпресорів та редукторів, безпосередньо залежить від стабільності характеристик мастильного шару. Основним параметром, що визначає трибологічний стан системи, є динамічна в'язкість оливи, яка згідно з законом Ньютона для в'язкого тертя обумовлює напруження зсуву та несучу здатність мастильної плівки [1].

Критичною проблемою експлуатації потужних агрегатів є інтенсивне тепловиділення у зоні контакту, викликане дисипацією енергії в'язкого тертя. Зростання температури мастила призводить до експоненціального зниження його в'язкості згідно з моделлю Рейнольдса-Філона або Фогеля-Фулчера-Таммана, що спричиняє деградацію гідродинамічного клину. Зменшення товщини мастильного шару нижче критичного рівня шорсткості поверхонь ($h < R_z$) призводить до переходу від рідинного до граничного або сухого тертя. Це, у свою чергу, викликає лавиноподібний знос пар тертя, локальні задири та передчасний вихід обладнання з ладу [2, 3].

Традиційні методи стабілізації температури, такі як повітряні радіатори або трубчасті теплообмінники, мають значний час відгуку та не здатні підтримувати температурний режим з точністю вище ±5 °C. В умовах динамічних навантажень такі коливання є неприпустимими, оскільки вони викликають пульсації товщини мастильного шару та провокують розвиток кавітаційних процесів [4, 6]. Таким чином, розробка прецизійних систем термостатування на основі термоелектричних модулів Пельтьє є актуальним науково-технічним завданням, що дозволить забезпечити стабільність мастильного клине та подовжити ресурс промислового обладнання, яке має досить високу вартість.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Гідродинамічний режим змащування, який є цільовим для важконавантажених підшипників, забезпечується лише за умови підтримки розрахункової товщини мастильної плівки (h_{min}). Цей параметр безпосередньо залежить від безрозмірного критерію Зоммерфельда (S), який є прямо пропорційним динамічній в'язкості мастила (μ).

Залежність кінематичної та динамічної в'язкості мінеральних і синтетичних олив від температури має яскраво виражений нелінійний (експоненціальний) характер. Для точного математичного моделювання цієї залежності в інженерній трибології найчастіше використовується рівняння Вальтера (стандарт ASTM D341) або модифіковане рівняння Фогеля-Фулчера-Таммана (VFT). Згідно з цими математичними моделями, перевищення номінальної робочої температури (наприклад, 50–55 °C для типових індустріальних та турбінних олив класу ISO VG 46 або Тп-22с) лише на 10–15 °C призводить до стрімкого падіння в'язкості на 30–50 % [5].

Безпосереднім наслідком такого зниження в'язкості є пропорційне зменшення товщини гідродинамічного клина. Коли значення h_{min} стає співмірним

із сумарною шорсткістю поверхонь вала та вкладиша підшипника, відбувається розрив суцільності розділювальної плівки. Це ініціює перехід системи від рідинного до змішаного або граничного режиму тертя, що супроводжується мікрозварюванням (прихоплюванням) металевих мікроасперитів, інтенсивним виділенням додаткового тепла та лавиноподібним абразивним зносом [6].

Окрім суто механічної деградації мастильного клина, температурні флуктуації та наявність локальних зон перегріву (hot spots) критично впливають на хімічну стабільність оливи. Відповідно до емпіричного правила Вант-Гоффа та рівняння Арреніуса, швидкість хімічних реакцій окислення вуглеводнів зростає вдвічі при підвищенні температури на кожні 10 °C [7]. Це призводить до прискореного та незворотного спрацювання антиокислювальних, протизносних (AW) та протизадирних (EP) присадок, а також до утворення шламу і твердих лакоподібних відкладень на робочих поверхнях. Крім того, термічне розрідження оливи суттєво погіршує її деаераційні властивості. Зниження в'язкості сприяє виділенню розчиненого газу, що в умовах високих динамічних навантажень і перепадів тиску стає каталізатором кавітаційного зношування (ерозії) бабітового шару підшипників [8].

Таким чином, проблема термостабілізації змащувальних речовин є досить актуальною, особливо, коли існує значна вірогідність пошкодження вартісного обладнання.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

На сьогоднішній день для відведення надлишкового тепла від мастильних систем важкого промислового обладнання найчастіше застосовуються повітряно-масляні радіатори (АВО), кожухотрубні теплообмінники (вода-олива) та парокомпресійні (фреонові) холодильні машини. Незважаючи на їх широке розповсюдження, ці класичні системи мають низку фундаментальних недоліків, які унеможливлюють їх застосування для прецизійного термостатування.

По-перше, традиційні теплообмінні апарати характеризуються значною тепловою інерційністю. Через наявність великих масивів металу, значних об'ємів теплоносія та механічних рухомих частин (насоси, вентилятори, компресори), час виходу таких систем на робочий режим вимірюється хвилинами. В умовах різких стрибків навантаження на вал (динамічних перехідних процесів) інерційна система фізично не встигає компенсувати миттєві сплески тепловиділення (hot spots) [9].

По-друге, системи з релейним або навіть частотним регулюванням компресорів зазвичай забезпечують точність підтримання температури в діапазоні ±3...5 °C. Як було показано вище, такі коливання призводять до постійних пульсацій в'язкості та несучої здатності гідродинамічного клину. Крім того, наявність рухомих механічних частин знижує загальну надійність системи (вібрації, знос), а використання водяних контурів створює ризик контамінації мастила водою у разі розгерметизації теплообмінника, що миттєво призводить до утворення емульсії та заклинювання підшипника.

Альтернативним шляхом є застосування твердотільних термоелектричних охолоджувачів (ТЕО), які працюють на основі ефекту Пельтьє. Вони не мають рухомих частин, абсолютно екологічні та здатні забезпечити прецизійне керування температурою з точністю до ±0.1 °C завдяки безінерційній зміні сили струму живлення [10]. Проте, існуючі комерційні реалізації ТЕО мають суттєві обмеження щодо масштабування (зазвичай їх холодопродуктивність не перевищує 1–2 кВт), що перешкоджає їх прямому впровадженню у важке машинобудування для відведення потоків на рівні 10–30 кВт [11].

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження – обґрунтування доцільності та ефективності застосування прецизійних термоелектричних систем охолодження для термостатування мастильних систем важкого машинобудування, а також розв'язання проблеми їх масштабування до промислових потужностей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Математично описати вплив температурних флуктуацій на несучу здатність гідродинамічного мастильного клину.
2. Проаналізувати теплофізичні бар'єри (джоулів нагрів, термічний опір інтерфейсів), що перешкоджають лінійному масштабуванню масивів Пельтьє.
3. Запропонувати концептуально нову архітектуру високопотужного ТЕО з інтенсивним рідинним охолодженням гарячих спаїв для подолання ефекту деградації холодильного коефіцієнта (COP).
4. Оцінити теоретичний виграш у ресурсі роботи підшипникового вузла при переході від класичного до термоелектричного термостатування.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Основою математичного моделювання трибологічних процесів у гідродинамічному підшипнику є визначення несучої здатності мастильної плівки, яка описується класичним рівнянням Рейнольдса. Для ізотермічного наближення ідеального підшипника несуча здатність прямо пропорційна динамічній в'язкості мастила μ.

Для врахування температурного фактору у даному дослідженні застосовано модифіковане рівняння Фогеля-Фулчера-Таммана (VFT), яке з високою точністю (похибка менше 1 %) апроксимує зміну кінематичної в'язкості ν мінеральних олив у діапазоні температур від 20 °C до 120 °C [5, 12]:

$$\nu(T) = A \cdot e^{\frac{B}{T-C}}, \quad (1)$$

де T – абсолютна температура мастила;

A, B, C – емпіричні константи, що визначаються для конкретної марки оливи (наприклад, для ISO VG 46) на основі триточкової віскозиметрії за стандартом ASTM D341.

Динамічна в'язкість визначається як:

$$\mu(T) = \nu(T) \cdot \rho(T), \quad (2)$$

де $\rho(T)$ – густина мастила при заданій температурі. Відповідно до цих рівнянь, мінімальна товщина мастильної плівки $h_{\min}$, яка запобігає контакту металевих шорсткостей, є функцією температури: $h_{\min} = \int(\mu(T))$. Стабілізація T з точністю до десятих часток градуса є критичною умовою для забезпечення $h_{\min} > R_z$ (де R_z – сумарна висота мікронерівностей поверхонь).

Для забезпечення прецизійного термостатування мастила запропоновано використання багатокаскадних збірок на базі елементів Пельтьє. Тепловий баланс на холодному спаї модуля Пельтьє (Qc), який визначає його корисну холодопродуктивність (кількість тепла, що відбирається від мастила), описується наступним рівнянням [13]:

$$Q_c = n \cdot \left(\alpha \cdot I \cdot T_c - \frac{1}{2} I^2 \cdot R - K \cdot \Delta T \right), \quad (3)$$

де: n – кількість термопар (напівпровідникових пар p- та n-типу) у модулі;

α – коефіцієнт Зеєбека матеріалу;

I – сила робочого струму живлення (А);

T_c – абсолютна температура холодного спаю;

R – електричний опір однієї термопари;

K – коефіцієнт теплопровідності термопари;

$\Delta T = T_h - T_c$ – різниця температур між гарячим (T_h) та холодним (T_c) спаями модуля.

З наведеного рівняння видно, що корисна холодопродуктивність зменшується через джоулів нагрів та зворотний потік тепла за рахунок теплопровідності.

Електрична потужність P_{el}, яка споживається модулем від джерела живлення, витрачається на подолання внутрішнього опору та здійснення роботи проти термоЕРС:

$$P_{el} = n \cdot (\alpha \cdot I \cdot \Delta T + I^2 R). \quad (4)$$

Відповідно, загальна кількість теплової енергії Qh, яку необхідно безперервно відводити від гарячого спаю ТЕО у навколишнє середовище, є сумою відібраного тепла та спожитої енергії [14]:

$$Q_h = Q_c + P_{el}. \quad (5)$$

Енергетична ефективність системи оцінюється за допомогою холодильного коефіцієнта (COP – Coefficient of Performance):

$$COP = \frac{Q_c}{P_{el}}. \quad (6)$$

При спробі масштабування системи до потужностей 10–30 кВт шляхом збільшення струму I, член джоулевого нагріву (пропорційний I^2) починає домінувати над корисним ефектом Пельтьє (пропорційним I). Це призводить до стрімкого падіння COP та лавиноподібного зростання Q_h, що вимагає впровадження принципово нових методів тепловідведення з гарячого боку.

Для подолання фундаментального обмеження масштабування багатокаскадних ТЕО (ефекту «теплового замикання» внаслідок джоулевого нагріву), у даній роботі запропоновано концептуально нову архітектуру охолоджувального модуля. Суть підходу полягає у відмові від традиційних ребристих повітряних радіаторів на користь високопродуктивних мікроканальних теплообмінників з рідинним контуром тепловідведення.

Інтенсивність конвективного тепловідведення від гарячого спаю ТЕО до навколишнього середовища описується класичним законом Ньютона-Ріхмана:

$$Q_h = a_c \cdot F \cdot (T_h - T_f), \quad (7)$$

де α_c – коефіцієнт конвективної тепловіддачі;

F – ефективна площа поверхні теплообміну;

T_f – середня температура охолоджувальної рідини.

Головною проблемою застосування повітря для відведення масивних теплових потоків ($Q_h > 10$ кВт) є вкрай низьке значення α_c (зазвичай 20–50 Вт/(м^2 · К) при примусовій конвекції). Перехід на рідинні теплоносії (дистильовану воду, розчини етиленгліколю або спеціалізовані діелектричні рідини) у поєднанні з мікроканальною геометрією потоку дозволяє перевести режим течії в турбулентну область та збільшити коефіцієнт α_c до значень 5000–15 000 Вт/(м^2 · К) [15].

Така інтенсифікація тепловідведення дозволяє жорстко зафіксувати температуру гарячого спаю T_h на рівні, близькому до температури навколишнього середовища. Це, своєю чергою, запобігає нелінійному зростанню ΔT і дозволяє підтримувати стабільний холодильний коефіцієнт навіть при екстремальних струмових навантаженнях.

Крім того, запропонована архітектура вирішує проблему термомеханічної деградації контактних шарів (термопаст або прокладок). Зі збільшенням потужності різниця коефіцієнтів лінійного теплового розширення між керамікою Пельтьє та металевим радіатором призводить до ефекту «видавлювання» термоінтерфейсу. У запропонованій конструкції мікроканальні теплообмінники монтуються з використанням притискних механізмів із тарілчастими пружинами, що компенсують термопружні деформації та гарантують рівномірний тепловий опір контактного шару незалежно від динаміки теплового навантаження [16].

Об'єктом дослідження є модель термоелектричної системи охолодження для термостабілізації

змащувальної речовини у заданому температурному діапазоні.

Предметом дослідження є складні теплообмінні процеси, що спостерігаються в елементах термоелектричної системи охолодження змащувальних речовин.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

На основі розробленої математичної моделі (рівняння Фогеля-Фулчера-Таммана та Рейнольдса) було проведено теоретичний розрахунок зміни несучої здатності мастильного клина для типової індустріальної оливи класу ISO VG 46. Номінальна робоча температура в зоні тертя підшипника ковзання була задана на рівні 50 °C.

Встановлено, що при застосуванні традиційної системи охолодження (наприклад, повітряно-масляного радіатора з релейним керуванням), неминучі температурні флуктуації в діапазоні ±5 °C призводять до циклічної зміни динамічної в'язкості оливи на 18–22 %. Такі суттєві коливання в'язкості викликають синхронні пульсації мінімальної товщини мастильної плівки h_{min}. Розрахунки показали, що при пікових теплових навантаженнях, коли локальна температура сягає 55 °C, значення h_{min} експоненційно зменшується і наближається до критичної межі – сумарної висоти мікронерівностей поверхонь R_z. У цьому стані ймовірність розриву гідродинамічного клину та переходу до граничного (напівсухого) режиму тертя зростає на 40 % порівняно з номінальним режимом. Це підтверджує, що інерційні системи охолодження не здатні гарантувати надійний гідродинамічний захист важконавантажених вузлів.

Для оцінки життєздатності запропонованої просторової архітектури ТЕО було виконано чисельне моделювання теплового балансу масиву багатокаскадних модулів Пельтьє (на базі характеристик елементів ТЕС-12715), розрахованого на сумарну холодопродуктивність 15 кВт [17]. Аналіз теплового балансу показав, що при використанні класичних повітряних радіаторів (з коефіцієнтом конвективної тепловіддачі $\alpha_c \approx 40$ Вт/(м^2 · К)) збільшення струму живлення понад 6 А призводить до лавиноподібного зростання температури гарячого спаю ($T_h > 85$ °C). У цьому режимі інтенсивне паразитне тепловиділення (джоулів нагрів) повністю нівелює корисний ефект Пельтьє. Холодильний коефіцієнт системи стрімко падає нижче критичної позначки 0.1, що робить подальше масштабування системи фізично неможливим через ефект «теплового замикання».

Натомість, віртуальне впровадження мікроканального рідинного контуру з діелектричним теплоносієм, що забезпечує інтенсифікацію тепловіддачі до $\alpha_c \approx 8000$ Вт/(м^2 · К), кардинально змінило термодинамічну картину. Інтенсивне відведення сумарного теплового потоку Q_h дозволило жорстко стабілізувати температуру гарячого спаю T_h на рівні 30–35 °C навіть при максимальних струмових навантаженнях (10–12 А). Завдяки цьому вдалося уникнути деградації ефективної різниці температур на термоінтерфейсах. Розрахункове значення COP у режимі рідинного охолодження стабілізувалося на рівні 0.6–0.8 при цільовому тепловому навантаженні. Це прямо доводить фундаментальну можливість створення промислових термоелектричних систем потужністю 10–30 кВт.

Порівняння динамічних характеристик традиційних та термоелектричних систем виявило фундаментальну перевагу останніх у швидкодії. Класичні парокомпресійні (фреонові) холодильні машини мають значний час запізнювання (термічний гістерезис) через теплову інерційність випарника та механічні процеси перекачування холодоагенту. Натомість ТЕО, будучи твердотільним напівпровідниковим пристроєм, реагує на зміну керуючого сигналу (струму живлення) практично миттєво – на рівні мілісекунд [18].

Інтеграція пропорційно-інтегрально-диференціального регулятора в контур керування ТЕО дозволяє утримувати цільову температуру мастила з прецизійною точністю до ±0.1 °C. Усунення температурних пульсацій, які є характерними для традиційних систем (де коливання складають ±3...5 °C), гарантує абсолютну просторову стабільність мастильного клину. Це виключає мікроколивання (вібрації) вала у вкладиші підшипника, які є першопричиною втомного руйнування та мікротріщин бабітового шару.

Теоретична оцінка впливу прецизійного термостатування на загальний ресурс обладнання базувалася на аналізі двох ключових факторів деградації: механічного зносу вкладиша та хімічного старіння мастила. Завдяки жорсткій стабілізації в'язкості та унеможливленню критичного стоншення гідродинамічної плівки, ймовірність переходу вузла до змішаного (граничного) тертя під час експлуатаційних піків навантаження зводиться до мінімуму. Одночасно, відсутність локальних перегрівів експоненційно уповільнює процеси термоокислювальної деградації оливи відповідно до закону Арреніуса, запобігаючи передчасному спрацюванню антиокислювальних та протизносних присадок [19].

Розрахунковий прогноз, виконаний на основі моделей накопичення втомного пошкодження за лінійною гіпотезою Пальмгрена-Майнера, свідчить, що перехід на термоелектричне термостатування Пельтьє здатен збільшити загальний експлуатаційний ресурс важконавантажених гідродинамічних підшипників на 30–45 %. Додатковим економічним ефектом є подовження інтервалів між плановими замінами індустріальної оливи у 1.5–2 рази.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Отримані результати підтверджують принципову можливість використання багатокаскадних термоелектричних систем Пельтьє для термостатування промислових мастильних систем. Проте практична

реалізація цього підходу супроводжується низкою теплофізичних та конструктивних викликів. Головним бар'єром для впровадження ТЕО у важке машинобудування залишається проблема інтенсивного відведення сумарного теплового потоку від гарячих спаїв модуля. Як показало математичне моделювання теплового балансу, традиційний підхід із застосуванням повітряних ребристих радіаторів є абсолютно неефективним при масштабуванні холодопродуктивності понад 2–3 кВт. Єдиним технічно обґрунтованим шляхом створення потужних промислових ТЕО на 10–30 кВт є обов'язкове застосування високопродуктивних мікроканальних теплообмінників з рідким (бажано діелектричним) теплоносієм.

Крім того, економічна доцільність впровадження таких інноваційних систем охолодження обумовлюється не стільки вартістю самих напівпровідникових модулів Пельтьє, скільки суттєвим зниженням супутніх експлуатаційних витрат. Запобігання непередбачуваним аварійним зупинкам обладнання через руйнування бабітового шару, подовження ресурсу підшипників та значне збільшення міжремонтних інтервалів заміни індустріальної оливи здатні швидко компенсувати початкові капітальні витрати на створення складного рідинного контуру охолодження [20].

ВИСНОВКИ

Доведено, що традиційні інерційні системи охолодження (повітряно-масляні та парокомпресійні) не здатні запобігти температурним флуктуаціям мастила в умовах динамічних навантажень. Коливання температури на ±5 °С викликають падіння динамічної в'язкості оливи до 22 %, що критично знижує товщину гідродинамічного клина та підвищує ризик переходу до граничного тертя.

Обґрунтовано застосування твердотільних термоелектричних охолоджувачів Пельтьє для прецизійного термостатування мастильних систем. Завдяки безінерційному керуванню струмом, ТЕО здатні утримувати температуру з точністю до ±0.1 °С, що дозволяє стабілізувати несучу здатність мастильної плівки та розрахунково збільшити експлуатаційний ресурс підшипникових вузлів на 30–45 %.

Аналіз теплофізичної моделі показав, що пряме масштабування ТЕО до промислових потужностей обмежується експоненціальним зростанням паразитних джоулевих тепловиділень. За відсутності інтенсивного тепловідведення це призводить до ефекту «теплового замикання» та падіння холодильного коефіцієнта (COP) майже до нуля.

Запропоновано концептуально нову просторову архітектуру ТЕО з інтеграцією мікроканального рідинного контуру тепловідведення. Забезпечення коефіцієнта конвективної тепловіддачі на рівні 8000 Вт/(м²·К) гарантує стабілізацію температури гарячих спаїв та підтримує COP системи на високому рівні (0.6–0.8) навіть при екстремальних струмових навантаженнях.

Подальші етапи дослідження будуть спрямовані на проєктування, фізичне створення експериментального лабораторного стенда та емпіричну верифікацію розроблених математичних моделей в умовах, наближених до реальної експлуатації промислового обладнання.

REFERENCES

[1] Stachowiak G. W., Batchelor A. W. (2012) *Engineering Tribology*. – 4th ed. Butterworth-Heinemann, 2013. 852 p.

[2] Khonsari M. M., Booser E. R. (2017) *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*. – 3rd ed. – John Wiley & Sons. 632 p.

[3] Fillon M., Bouyer J. (2004) Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing. *Tribology International*. 37 (2), 129–136. https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00051-3

[4] Dowson D. (1998) *History of Tribology*. – 2nd ed. – Professional Engineering Publishing.

[5] Seeton C. J. (2006) Viscosity-temperature correlation for liquids. *Tribology Letters*. 22. 67–78. https://doi.org/10.1007/s11249-006-9071-2

[6] Piffeteau M., Souchet D., Hajjam M. (2000) Thermohydrodynamic lubrication analysis for a dynamically loaded journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 214 (5), 459–472. https://doi.org/10.1243/13506501JET197

[7] Mortier R. M., Fox M. F., Orszulik S. T. (2010) *Chemistry and Technology of Lubricants*. – 3rd ed. – Springer. 560 p.

[8] Braun M. J., Hannon W. M. (2010) Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 224 (9), 839–863. https://doi.org/10.1243/13506501JET772

[9] Zhao D., Tan G. (2014) A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications. *Applied Thermal Engineering*. 66 (1–2), 15–24. 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.074

[10] Enescu D., Virjoghe E. O. (2014) A review on thermoelectric cooling parameters and performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 38. 903–916. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.045

[11] Chein R., Huang G. (2004) Thermoelectric cooler application in electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*. 24. 2207–2217. 10.1016/j.applthermaleng.2004.03.001

[12] DSTU GOST 20799:2008. Industrial oils. Technical conditions. – Effective from 01.01.2009 [in Ukrainian].

[13] Gao M., Rowe D.M. (2000) Improved model for calculating the coefficient of performance of a Peltier module. *Energy Conversion and Management*. 41. 163–171. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00102-8

[14] Zhang H. Y., Mui Y.C., Tarin M. (2010) Analysis of thermoelectric cooler performance for high power electronic packages. *Applied Thermal Engineering*. 30. 561–568. 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.020

[15] Chein R., Chen J. (2005) Performances of thermoelectric cooler integrated with microchannel heat sinks. *International Journal of Refrigeration*. 28 (6), 828–839. 10.1016/j.ijrefrig.2005.02.001

[16] Prasher R. (2006) Thermal interface materials: historical perspective, status, and future directions. *Proceedings of the IEEE*. 94 (8), 1571–1586. DOI: 10.1109/JPROC.2006.879796

[17] Lamba R., Kaushik S. C. (2014) Thermodynamic analysis and performance optimization of a thermoelectric cooler using genetic algorithm. *Energy*. 65. 414–422. 10.1016/j.tsep.2018.04.010

[18] Bell L. E. (2008) Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems. *Science*. 321 (5895), 1457–1461. DOI: 10.1126/science.1158899

[19] Totten G. E. (2006) *Handbook of Lubrication and Tribology. Volume 1: Application and Maintenance*. – 2nd ed. – CRC Press.

[20] Mang T., Bobzin K., Bartels T. (2011) *Industrial Tribology: Tribosystems, Friction, Wear and Surface Engineering, Lubrication*. – John Wiley & Sons. – 680 p.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Stachowiak G. W., Batchelor A. W. (2012) *Engineering Tribology*. – 4th ed. Butterworth-Heinemann, 2013. 852 p.

[2] Khonsari M. M., Booser E. R. (2017) *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*. – 3rd ed. – John Wiley & Sons,. 632 p.

[3] Fillon M., Bouyer J. (2004) Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing. *Tribology International*. 37 (2), 129–136. https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00051-3

[4] Dowson D. (1998) *History of Tribology*. – 2nd ed. – Professional Engineering Publishing.

[5] Seeton C. J. (2006) Viscosity-temperature correlation for liquids. *Tribology Letters*. 22. 67–78. https://doi.org/10.1007/s11249-006-9071-2

[6] Piffeteau M., Souchet D., Hajjam M. (2000) Thermohydrodynamic lubrication analysis for a dynamically loaded journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 214 (5), 459–472. https://doi.org/10.1243/13506501JET197

[7] Mortier R. M., Fox M. F., Orszulik S. T. (2010) *Chemistry and Technology of Lubricants*. – 3rd ed. – Springer. 560 p.

[8] Braun M. J., Hannon W. M. (2010) Cavitation formation and modelling for fluid film bearings: A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 224 (9), 839–863. https://doi.org/10.1243/13506501JET772

[9] Zhao D., Tan G. (2014) A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications. *Applied Thermal Engineering*. 66 (1–2), 15–24. 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.074

[10] Enescu D., Virjoghe E. O. (2014) A review on thermoelectric cooling parameters and performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 38. 903–916. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.045

[11] Chein R., Huang G. (2004) Thermoelectric cooler application in electronic cooling. *Applied Thermal Engineering*. 24. 2207–2217. 10.1016/j.applthermaleng.2004.03.001

[12] ДСТУ ГОСТ 20799:2008. Оливи індустріальні. Технічні умови. – Чинний від 01.01.2009.

[13] Gao M., Rowe D. M. (2000) Improved model for calculating the coefficient of performance of a Peltier module. *Energy Conversion and Management*. 41. 163–171. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00102-8

[14] Zhang H. Y., Mui Y. C., Tarin M. (2010) Analysis of thermoelectric cooler performance for high power electronic packages. *Applied Thermal Engineering*. 30. 561–568. 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.020

[15] Chein R., Chen J. (2005) Performances of thermoelectric cooler integrated with microchannel heat sinks. *International Journal of Refrigeration*. 28 (6), 828–839. 10.1016/j.ijrefrig.2005.02.001

[16] Prasher R. (2006) Thermal interface materials: historical perspective, status, and future directions. *Proceedings of the IEEE*. 94 (8), 1571–1586. DOI: 10.1109/JPROC.2006.879796

[17] Lamba R., Kaushik S. C. (2014) Thermodynamic analysis and performance optimization of a thermoelectric cooler using genetic algorithm. *Energy*. 65. 414–422. 10.1016/j.tsep.2018.04.010

[18] Bell L. E. (2008) Cooling, heating, generating power, and recovering waste heat with thermoelectric systems. *Science*. 321 (5895), 1457–1461. DOI: 10.1126/science.1158899

[19] Totten G. E. (2006) *Handbook of Lubrication and Tribology. Volume 1: Application and Maintenance*. – 2nd ed. – CRC Press.

[20] Mang T., Bobzin K., Bartels T. (2011) *Industrial Tribology: Tribosystems, Friction, Wear and Surface Engineering, Lubrication*. – John Wiley & Sons. 680 p.

© Кондрат'єв К. О., Стариков В. В.
Дата першого надходження статті до видання: 06.08.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 01.09.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті: 02.11.2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)