

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет Львівського інституту
(назва факультету)

Рухомий склад залізниць і колія
(повна назва кафедри)


Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему: «Розрахунок температурних полів гальмівних систем при різних режимах експлуатації локомотивів»

за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство
зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт
(шифр і назва спеціальності)

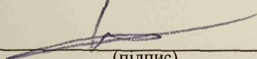
Виконав:

студент групи: ЛГ 18118


(підпис студента)

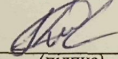
/ Максим ВОРОБЕЦЬ /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ доцент Микола КУЗІН /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:


(підпис)

/викладач Іван КРАВЕЦЬ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Консультанти:

(назва розділу)

(підпис)

/ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу)

(підпис)

/ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(назва розділу)

(підпис)

/ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

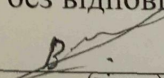
(назва розділу)

(підпис)

/ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Львів – 2022 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Railway rolling stock and track

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

(higher education degree)

on the topic: Computation of temperature fields of brake systems under different operating modes of locomotives

according to educational curriculum Locomotives and locomotive establishment

in the Speciality: 273 Railway transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group:

/ Maxim Vorobets /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ assistant professor Mykola Kuzin /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ lecturer Ivan Kravets /
(position, name, surname)

Supervisors

(Chapter title heading)

/ _____ /
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

/ _____ /
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

/ _____ /
(position, name, surname)

(Chapter title heading)

/ _____ /
(position, name, surname)

ЗМІСТ

Вступ	6
1 Основи теплового розрахунку гальм	7
1.1 Базові рівняння для розрахунку теплових полів	7
1.2 Крайові умови рівнянь теплопровідності	8
1.3 Висновки	13
2 Розрахунок температурних полів при пульсації температур на поверхні контакту	14
2.1 Температурні пульсації на поверхні кочення колеса	14
2.2 Температурні поля у контактній зоні колеса при наявності пульсацій температур	15
2.3 Інженерний тепловий розрахунок гальм	16
2.4 Висновки	19
3 Аналіз роботи гальмівних систем при різних значеннях коефіцієнтів теплових потоків	20
3.1 Визначення полів температур у деталях рухомого складу в залежності від коефіцієнтів розподілу теплових потоків	20
3.2 Визначення температурних полів в умовах множинного контакту	28
3.3 Висновки	32
4 Розрахунок роботи температурних полів при динамічних значеннях теплових потоків.	33
4.1 Аналіз теплових полів в умовах параболічного розподілу теплових потоків в часі	33
4.2 Аналіз теплових потоків в умовах циклічної зміни розподілу теплових потоків в часі	37
4.3 Висновки	43
Висновки	44
Перелік посилань	45

0041.180553.01.ВКР.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок температурних полів гальмівних систем при різних режимах експлуатації локомотивів	Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив		ВОРОБЕЦЬ М.	<i>[Signature]</i>	14.06			5	45
Консультант								
Керівник		КУЗІН Микола	<i>[Signature]</i>	14.06				
Н. Контр.		КРАВЕЦЬ Іван	<i>[Signature]</i>	13.06.22				
Зав. каф.		БАЛЬ Олена	<i>[Signature]</i>	14.06.22				
ЛІ УДУНТ								

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Львівського інституту
Кафедра: Рухомий склад залізниць і колія
Рівень вищої освіти: бакалавр
Освітня програма: Локомотиви та локомотивне господарство
Спеціальність: 273 Залізничний транспорт
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
_____ Олена БАЛЬ _____
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата _____

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу бакалавр
(ступінь вищої освіти)
студенту Воробцю Максиму Ігоровичу
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Розрахунок температурних полів гальмівних систем при різних режимах експлуатації локомотивів»

Керівник роботи: Кузін Микола Олегович, д.т.н., доцент
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "___" ___ 202_ р. № _____

2. Строк подання студентом роботи: ___.___202_ р.

3. Вихідні дані до роботи: параметри теплового навантаження гальмівних систем рухомого складу, що наведені у науковій та технічній літературі

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: підходи із нормативно-технічної, наукової літератури із Теплового розрахунку гальм

4.2 Основна частина: метод теплового розрахунку гальм аналітичними та числовими методами

4.3 Охорона праці та захист навколишнього середовища:

4.4 Економічна частина:

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
графічна частина не передбачена

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)
Розділ 1. Основи теплового розрахунку гальм	Кузін М.О., доцент		
Розділ 2. Розрахунок температурних полів при пульсації температур на поверхні контакту	Кузін М.О., доцент		
Розділ 3. Розрахунок роботи гальмівних систем при сталих параметрах теплових потоків	Кузін М.О., доцент		
Розділ 4. Розрахунок роботи температурних полів при динамічних значеннях теплових потоків.	Кузін М.О., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз основ теплового розрахунку гальм		
2	Аналіз нормативно-технічної документації із розрахунку температурних полів при пульсації температур на поверхні контакту		
3	Проведення розрахунку роботи гальмівних систем МСЕ при сталих параметрах теплових потоків		
4	Проведення розрахунку роботи МСЕ температурних полів при динамічних значеннях теплових потоків		
5	Оформлення аналітичної частини роботи		
6	Повне оформлення роботи		
7	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри		
8	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії		

Студент

_____ (підпис)

Максим ВОРОБЕЦЬ

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Микола КУЗІН

_____ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:
(рівень освіти)

45 с., 44 рис., 3 табл., 7 джерел.

Об'єкт розробки – технологія математичного моделювання теплових процесів, що мають місце у гальмівних системах рухомого складу.

Мета роботи – розрахунок температурних полів приповерхневих шарів гальмівних систем при різних їх параметрах функціонування.

Методи дослідження – метод скінчених елементів теплових процесів.

Визначено ряд особливостей поведінки теплових процесів, які мають місце при різних параметрах функціонування трибосистем.

Результати роботи можуть стати основою для «цифрових двійників» гальмівних систем тягового рухомого складу.

Ключові слова: ГАЛЬМІВНІ СИСТЕМИ РУХОМОГО СКЛАДУ,
ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК, МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Однією із найважливіших задач при проектуванні рухомого складу є створення гальмівної системи, яка здатна забезпечувати задані параметри гальмування та зупинку поїздів при найменших віддальх.

В цьому зв'язку, розрахунок температурних полів гальмівних систем – це є однією із найбільш затребуваною проблем сучасного залізничного транспорту.

Врахування теплових полів при роботі гальмівних систем дозволить оцінити міцнісні параметри вузлів тертя, їх довговічність та зносостійкість.

В цьому зв'язку, розрахунок температурних полів при роботі гальмівних систем набуває надзвичайно важливе значення.

Дана робота і призначена як раз технологіям обчислювальної механіки для оцінки функціонування вузлів тертя рухомого складу.

Вона набуває важливе значення, оскільки дозволяє створювати «цифрові двійники» гальмівних систем рухомого складу.

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		6

1 ОСНОВИ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ ГАЛЬМ.

1.1 Базові рівняння для розрахунку теплових полів

Для побудови рівнянь теплопровідності використаємо результати роботи [1].

Нехай V - довільний об'єм, що відокремлений у тілі, який обмежений замкнутою гладкою поверхнею S .

Запишемо рівняння теплового балансу для тіла об'єму V :

$$\int_V \frac{dQ}{d\tau} dv = - \int_S \vec{J}_Q ds + \int_V q_v dv, \quad (1.1)$$

де $\frac{dQ}{d\tau}$ - зміна кількості тепла всередині довільного об'єму V ,

\vec{J}_Q - потік тепла через поверхню S ,

q_v - інтенсивність джерела тепла в локальному об'ємі,

τ - часова змінна.

Для формулювання величини потоку тепла використаємо закон Фур'є:

$$\vec{J}_Q = -\lambda \vec{\nabla} T, \quad (1.2)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності (може бути як скалярною для ізотропних тіл, так і тензорною величиною для анізотропних тіл),

$\vec{\nabla}$ - оператор градієнта,

T - температура.

З використанням теореми Остроградського – Гауса, отримаємо:

$$\frac{dQ}{d\tau} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{J}_Q + q_v. \quad (1.3)$$

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		7

Від формули (1.3) перейдемо до наступної формули:

$$\frac{\partial(c\rho T)}{\partial\tau} = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) + q_v, \quad (1.4)$$

де c - теплоємність,

γ - густина.

В загальному випадку, величини теплоємності, густини, коефіцієнту теплоємності можуть бути змінними як за часовою змінною, так і за просторовою.

Для отримання «класичного» («канонічного») рівняння теплопровідності приймемо, що вищенаведені параметри є сталими. В результаті отримаємо:

$$\frac{\partial(T)}{\partial\tau} = -a\nabla^2 T + q_v / (c\rho), \quad (1.5)$$

де $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$ - температуропровідність.

1.2 Крайові умови рівнянь теплопровідності

Як відомо, до найпоширеніших вузлів нестационарного тертя відносяться гальма [1, 2]. Гальмівні фрикційні системи застосовуються для гасіння кінетичної енергії обертального або поступального руху мас за допомогою сил тертя. Гальмо повинно забезпечувати: а) зупинку машини або вузла на заданому шляху за певний час; б) надійну роботу у всьому діапазоні експлуатаційних вантажів та швидкостей; в) необхідну довговічність роботи в межах заданого ресурсу. При цьому робочі характеристики гальм - величина і стабільність гальмівного

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		8

момента, зміна швидкості і температурний режим - повинні відповідати вимогам, що впливають із умов експлуатації вузла тертя. Швидкість відносного ковзання має бути зведена до нуля (зупинка) або знижена до заданої величини (гальмування). Під час роботи гальмівних вузлів змінюються всі параметри процесу: швидкість, навантаження, температура, фізико-механічні та фрикційно-зношувальні властивості матеріалів пари, умови контактування. Інтенсивність цих процесів значною мірою визначається температурою фрикційного контакту.

Розробка теорії теплових процесів під час гальмування, яка б з єдиних позицій на основі фундаментальних фізичних законів і сучасного математичного апарату давала можливість прогнозувати характер протікання цих процесів, керувати ними і, таким чином, забезпечувати надійність та необхідний термін роботи фрикційних вузлів гальм, є актуальною науковою проблемою.

Згідно сучасних теорій тертя взаємодія тіл при терті здійснюється на фактичній ділянці контакту, що становить незначну частину номінальної, яка визначається геометричними розмірами [3]. В свою чергу фактичні плями контакту сконцентровані на контурних площадках, що визначаються мікрогеометрією контакту, а також хвилястістю і відхиленням від геометричної форми. В процесі тертя фактичні плями контакту змінюються, рухаючись по контурній ділянці контакту. Теплові явища, що супроводжують фрикційний контакт під час гальмування, мають вирішальний вплив на фізико-механічні та фрикційно-зношувальні властивості матеріалів і визначають межі їх раціонального застосування. На контурних та фактичних ділянках контакту температура може суттєво перевищувати допустимі для даного матеріалу критичні значення, а це, в свою чергу, може приводити до структурних перетворень, місцевих задирів та захоплювання. В результаті даних процесів може відбуватись погіршення умов на фрикційному контакті: зменшуються контурна та номінальна ділянки контакту, підвищується температура на ньому, зростає

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата	6.273.190544.ПЗ				

нерівномірність її розподілу на поверхні тертя. Ці процеси швидко прогресують і через деякий час приводять до порушення нормальної роботи всього вузла. Для оцінки екстремальних температурних режимів на фактичних плямах контакту температуру можна заміряти або розрахувати.

Експериментально максимальну температуру на фрикційному контакті зафіксувати дуже складно, оскільки час існування фактичних плям контакту розміри надзвичайно малі. Зокрема встановлено, що форма плями є близькою до кругової із середнім діаметром 30-40 мкм, а час їх існування, в залежності від розмірів, становить від 0,1 до 1 мс. Інерційність навіть найчутливіших термопар перевищує час існування фактичних плям пакту більше, ніж на порядок [1, 3].

Фізико-механічний стан робочих поверхонь фрикційних елементів гальм визначається не лише контактною температурою, але і всім просторово-часовим температурним полем. Зокрема, важливе значення при визначенні ефективної глибини прогрівання (приповерхневого шару, де може відбуватись формозміна фрикційних елементів, зміна механічних та фрикційно-зношувальних властивостей матеріалів) мають градієнти температур. Швидкості зміни температури мають однозначні функціональні зв'язки із кінематичними і динамічними параметрами процесу гальмування, властивостями матеріалу, з режимом і методами охолодження та іншими параметрами. Розрахунки робочих характеристик гальм (зміну момента тертя, швидкості і тривалості гальмування та інших) в значній мірі зводяться до встановлення цих зв'язків і впливу через них на тепловий режим гальмування і фізико-механічні властивості матеріалів фрикційної пари.

Розрахункова модель оцінки температури на фрикційному контакті, що враховує дискретність контакту, об'ємний і поверхневий нагрів матеріалів елементів фрикційної пари під час гальмування запропоновано в роботах [2, 3].

Максимальна температура розглядається як сума початкової температури T_0 , об'ємної температури елемента перед n-тим циклом роботи

									Арк.
									10
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата					

6.273.190544.ПЗ

$T_{об\ n}$, середньої температури поверхні тертя T_c та температури спалаху (температури на фактичній ділянці контакту) T_* :

$$T_{max} = T_0 + T_{об\ n} + T_c + T_* . \quad (1.6)$$

Математичний опис процесу гальмування за допомогою системи рівнянь теплової динаміки тертя (ТДТ) запропоновано у праці [2]. Система рівнянь ТДТ включає в себе розв'язки теплової задачі тертя під час гальмування, закон зміни в часі навантаження, розподіл швидкості під час гальмування, а також емпіричні залежності коефіцієнтів тертя і твердості матеріалів фрикційної пари від контактної температури. Тепловіддачею під час гальмування нехтували.

На основі системи рівнянь ТДТ розроблена методика розрахунку гальм на етапі проектування [2, 3]. Для перевірки розрахунку реальних гальмівних конструкцій за допомогою цієї методики було проведено розрахунки різних гальмівних систем (дискових, колодочних, камерних). Порівняння з даними експерименту показало добре співпадіння [3].

Задачу про нестационарний розподіл температур у фрикційних елементах гальм під час короткотермінового гальмування була розглянуто в роботі [3], де теплова модель фрикційного елемента для гальмування приймалась такою: на поверхні необмеженої смуги (пластини) постійної товщини на відстані, рівній половині ширини від краю, діє нерухоме неперервне лінійне джерело тепла змінної в часі потужності. Теплообмін на граничних поверхнях відсутній. Розв'язки цієї задачі отримано методом граничних джерел із врахуванням дискретності контакту (контурних ділянок контакту).

Інженерні формули розрахунку середньої температури в накладках та диску при роботі фрикційних гальм отримані в роботах [1-3] у випадку постійної або змінюваної за лінійним чи параболічним законом сили тертя. Тут диск, колодку та барабан розглядають як необмежену пластинку, яка є

									6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата						11

теплоізолюваною на одній поверхні, а на другій нагрівається фрикційним тепловим потоком.

При дослідженні теплової навантаженості гальм, як правило, розглядається температурне поле фрикційної пари в процесі тертя (гальмування). Однак, під час проектування і роботи гальм виникає цілий тип задач, зв'язаних із тепловою навантаженістю фрикційних пар після закінчення процесу тертя. Зокрема, це гальма, що працюють в умовах високих теплових навантажень при нагріванні дисків в процесі гальмування 600-700°C з подальшим тривалим охолодженням.

При цьому граничні умови у випадку аналізу теплових задач при терті можуть мати вид [4]:

1. сумарний тепловий потік від тертя на контакті при дорівнює сумі теплових потоків, що йдуть у тіло 1 та 2:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = q(x, y, 0, \tau), \quad (1.7)$$

2. температура на фактичних плямах контакту для обох тіл однакова:

$$T_1(x, y, 0, \tau) = T_2(x, y, 0, \tau), \quad (1.8)$$

3. на границі тіла із середовищем може проходити теплообмін, зокрема, за законом Ньютона:

$$\lambda_{1,2} \frac{\partial T_1}{\partial z} = \sigma_{1,2} (T_{1,2} - T_0), \quad (1.9)$$

4. в початковий момент температура елементів пари тертя і оточуючого середовища:

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		12

$$T_1(x, y, z, 0) = T_2(x, y, z, 0) = T_0. \quad (1.10)$$

1.3 Висновки

1. Побудовані базові співвідношення для розрахунку температурних полів фрикційних систем.
2. Розглянуті крайові умови задач, які використовуються при аналізі роботи гальм.
3. Показані фізичні припущення та спрощення, що застосовуються при інженерному розрахунку експлуатаційних характеристик гальмівних систем.

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		13

2 РОЗРАХУНОК ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ПРИ ПУЛЬСАЦІЇ ТЕМПЕРАТУР НА ПОВЕРХНІ КОНТАКТУ

2.1 Температурні пульсації на поверхні кочення колеса при рівномірному нагріві

Згідно з [1, 5], у процесі гальмування проходить перетворення кінетичної енергії у інші види енергій: теплову, електричну і т.д.

Для процесів нагрівання коліс характерні невеликі коефіцієнти чисел Фур'є, що розраховуються за формулою:

$$F_0 = \frac{a \cdot t_2}{r^2}, \quad (2.1)$$

де $a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}$ - коефіцієнт теплопровідності,

t_2 - час гальмування,

r - радіус гальмування,

λ - коефіцієнт теплопровідності,

γ - густина матеріалу,

c - питома теплоємність.

При числі Фур'є менше 0,5 можливо не враховувати скінчену товщину поширення тепла [5].

При формулюванні задачі рівномірного нагріву задача зводиться до одновимірного випадку рівнянь теплопровідності виду [5]:

$$\Delta T(\tau_1, x) = \frac{q_a(\tau_1) \left(1 - \frac{\tau}{\tau_2}\right) - \alpha \Delta T_n \frac{x^2}{4a(\tau_1 - \tau)}}{\sqrt{\pi \lambda \gamma c \sqrt{\tau_1 - \tau}}} e^{-\frac{x^2}{4a(\tau_1 - \tau)}}, \quad (2.2)$$

де ΔT_n - надлишкова температура поверхні, на якій визначається тепло;

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		14

$$\Delta T(\tau_1, x) = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-\frac{2\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{\tau} \left(1 - \frac{2\tau}{3\tau_z}\right)} \right], \quad (2.4)$$

найбільша температура при зупинці гальмування на поверхні колеса досягається у середині процесу гальмування:

$$\Delta T_{\max} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-0.9433 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{\tau_z}} \right], \quad (2.5)$$

Температура на поверхні колеса в момент зупинки поїзда:

$$\Delta T_* = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-0.667 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{\tau_z}} \right]. \quad (2.6)$$

Температура при гальмуванні із постійною швидкістю дорівнює:

$$\Delta T_* = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[1 - e^{-2 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{\tau}} \right]. \quad (2.7)$$

Значення параметрів λ , γ , c наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Матеріал	Фізичні характеристики				
	λ	γ	c	$\sqrt{\pi\lambda\gamma c}$	$a = \frac{\lambda}{c\gamma}$
Колісна сталь	$10,3 \cdot 10^{-3}$	7850	0,11	5,28	$11,9 \cdot 10^{-6}$
Чавунна колодка	$12,5 \cdot 10^{-3}$	7250	0,13	6,08	$13,3 \cdot 10^{-6}$
Композиційна колодка	$0,2 \cdot 10^{-3}$	2200	0,28	0,62	$0,33 \cdot 10^{-6}$

Густина теплового потоку в початковий момент часу гальмування визначається за формулою:

$\Delta\tau_{n \max}$ - максимальна допустима температура гальмівної колодки при гальмуванні (для чавунних – 600°C, для композиційних - 400°C),

α_0 - коефіцієнт тепловіддачі в оточуюче середовище.

Аналогічно максимальне натиснення за температурними режимами для композиційних колодок визначається виразом:

$$K_T^v = \frac{[4\Phi(\tau) - 2.34V_0m_v] + \sqrt{[4\Phi(\tau) - 2.34V_0m_v]^2 + 9.36V_0m_v\Phi(\tau)}}{0.023V_0m_v}, \quad (2.10)$$

$$\text{де } \Phi(\tau) = \frac{F\Delta\tau_{n \max}\alpha_0}{1 - e^{-1.52\alpha_0\sqrt{\tau}}},$$

$$\alpha_0 = 0.4 \cdot 10^{-2} (1 + 1.33\sqrt{V_0}),$$

$$m_v = 0.44 \frac{3.6V_0 + 150}{7.2V_0 + 150}.$$

2.4 Висновки

1. Наведені співвідношення для аналізу температурних пульсацій, що виникають при процесі гальмування.

2. На основі літературного аналізу показано схема викривлення теплових потоків, що виникає при фрагментарному (локальному) контакті тіл.

3. Поданий інженерний тепловий розрахунок гальм і показано, що існують допустимі величини натиснення на гальмівні колодки за температурним режимом, вище яких можливе вихід із ладу фрикційних систем.

										6.273.190544.ПЗ	Арк.
											19
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата							

3 АНАЛІЗ РОБОТИ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ПРИ СТАЛИХ ПАРАМЕТРАХ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ

3.1 Дослідження температур у елементах гальмівної системи в залежності від коефіцієнту розподілу теплових потоків

При інженерних розрахунках приймають, що все тепло Q , що виділяється у фрикційному шарі між колодкою та ободом колеса, визначається за формулою [7]:

$$Q = Q_k + Q_o, \quad (3.1)$$

де Q_k - тепло, що виділяється у колодку,

Q_o - тепло, що виділяється в обід колеса.

Як для обода колеса, так і для гальмівної колодки справджується співвідношення:

$$Q_{k,o} d\tau = Gcd\tau + \alpha FTd\tau, \quad (3.2)$$

де G - вага об'єкту,

α - коефіцієнт тепловіддачі,

F - величина площі поверхні, що віддає тепло,

T - поточна температура.

На основі математичних перетворень, які наведені у роботі [7], отримаємо:

$$T_k = \frac{0.00195vK\phi_k}{\alpha(F_0 + 3F_k)} \left(1 - e^{-\frac{\alpha F_k \tau}{G_k c}} \right), \quad (3.3)$$

де F_k - площа теплопередаючої поверхні колодки,

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		20

F_0 - обода колеса,

v - швидкість,

K - сила натиснення,

φ_k - коефіцієнт тертя,

$$T_o = \frac{0.00065vK\varphi_k}{\alpha(F_0 + 3F_k)} \left(1 - e^{-\frac{\alpha F_0 v}{G_0 c}} \right). \quad (3.4)$$

Для розрахунків приймемо наступні значення (згідно [7]): $F_k = 920 \text{ см}^2$,
 $F_o = 12600 \text{ см}^2$, $G_k = 16 \text{ кг}$, $G_o = 233 \text{ кг}$.

В результаті отримаємо:

$$T_k = 0.126 \cdot 10^{-6} \alpha^{-1} v K \varphi_k (1 - 2.7^{-575\alpha v}), \quad (3.5)$$

$$T_o = 0.423 \cdot 10^{-6} \alpha^{-1} v K \varphi_k (1 - 2.7^{-542\alpha v}). \quad (3.6)$$

Емпірична залежність коефіцієнта тепловіддачі, коефіцієнта тертя від швидкості подана у табл. 3.1 [7].

Таблиця 3.1

v , км/год	α , кал/см ² сек °С	φ
20	$1,4 \cdot 10^{-6}$	0,22
30	$1,7 \cdot 10^{-6}$	0,18
40	$1,9 \cdot 10^{-6}$	0,16
50	$2,1 \cdot 10^{-6}$	0,14
60	$2,2 \cdot 10^{-6}$	0,12
80	$2,6 \cdot 10^{-6}$	0,10
100	$2,8 \cdot 10^{-6}$	0,09
120	$3,2 \cdot 10^{-6}$	0,08
140	$3,3 \cdot 10^{-6}$	0,07

Для аналізу впливу температур на працездатність деталей використовується співвідношення критеріїв міцності [7]:

$$\sigma(T) \leq \sigma_{кр}, \quad (3.7)$$

де $\sigma_{кр}$ - критичне значення напружень,

$\sigma(T)$ - еквівалентні напруження, що задається поточним рівнем температур.

Для розрахунку поля температур в околі одиничної «плями контакту» гальмівної колодки використаємо пакет МСЕ-аналізу Fenics та його реалізації на мові Python, пакет Matplotlib.

Для реалізації (розв'язання) задачі нестационарної теплопровідності використаємо її «слабке формулювання», а саме формулювання за допомогою методу зважених нев'язок.

Для цього розглянемо рівняння (1.4) без функції джерела теплоти і помножимо його на вагову (тестову функцію):

$$L(v) = \int_V \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + a \nabla^2 T \right) v dV = \int_V \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} v + a (\nabla^2 T) v \right) dV = 0, \quad (3.8)$$

Використаємо для аналізу співвідношення (3.8) співвідношення Гріна.

В результаті отримаємо:

$$L(v) = \int_V \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + a \nabla^2 T \right) v dV = \int_V \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} v \right) dV - \int_V a (\vec{\nabla} T \cdot \vec{\nabla} v) dV + \int_{\Sigma} a v \vec{\nabla} u \cdot \vec{n} d\Sigma = 0, \quad (3.9)$$

Часову похідну $\frac{\partial T}{\partial \tau}$ представимо у наступному вигляді:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} \approx \frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta \tau}, \quad (3.10)$$

В результаті отримаємо:

									Арк.
									22
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата	6.273.190544.ПЗ				

$$L(v) = \int_V \left(\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta\tau} v \right) dV - \int_V a (\vec{\nabla} T^{n+1} \cdot \vec{\nabla} v) dV + \int_{\Sigma} av \vec{\nabla} u \cdot \vec{n} d\Sigma = 0, \quad (3.11)$$

або

$$L(v) = \int_V \left(\frac{T^{n+1}}{\Delta\tau} v + a (\vec{\nabla} T^{n+1} \cdot \vec{\nabla} v) \right) dV + \int_V \left(\frac{-T^n}{\Delta\tau} v \right) dV - \int_{\Sigma} av \psi d\Sigma = 0, \quad (3.12)$$

де ψ - величина теплового потоку.

Рівняння (3.12) є базовим для обчислення температурних полів методом скінчених елементів на мові Python за допомогою фреймворку Fenics.

Для розв'язання задачі МСЕ розглянемо наступне геометричне формулювання задачі (рис. 3.1).

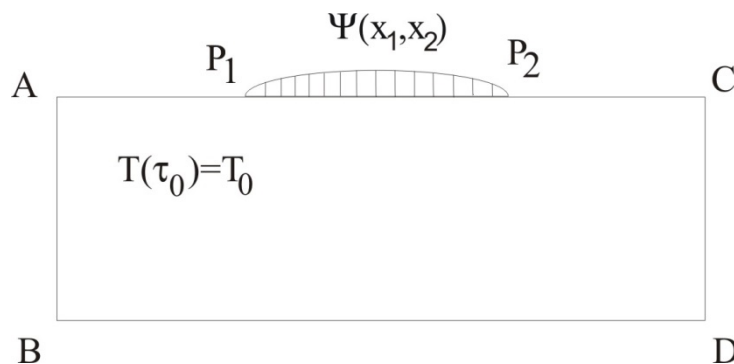


Рисунок 3.1 – Геометрична постановка задачі: ABCD – область тіла, P₁P₂ – пляма контакту (область поверхні, де відбувається теплове навантаження), $\psi(x_1, x_2)$ - величина теплового навантаження, T_0 - початкова температура

В якості вихідних даних величини теплового навантаження та теплофізичних характеристик геометричної області виберемо параметри, які характерні для режиму гальмування чавунної гальмівної колодки [5]: $\gamma = 7250 \text{ кг/м}^3$, $c = 543 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, $\lambda = 48 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Значення густини теплового потоку для чавунних гальмівних колодок приймемо рівним $628 \text{ кВт/(м}^2\text{)}$, час гальмування – 80 сек, коефіцієнт розподілення теплових потоків – 0,586 (для чавунних гальмівних колодок) [5].

Розбиття скінчено-елементною сіткою показаний на рис. 3.2.

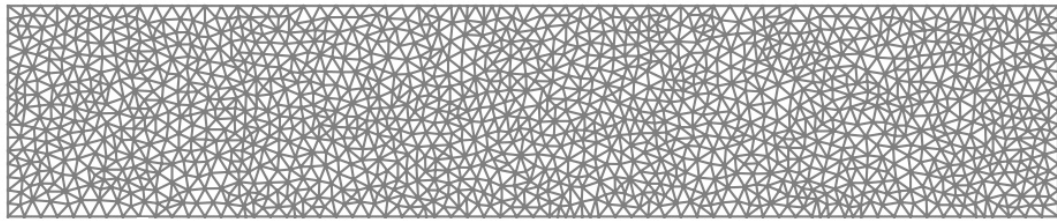


Рисунок 3.2 – Скінчено-елементне розбиття геометричної області

В результаті розрахунків отримали наступний розподіл температур (рис. 3.4 – 3.11). Часовий крок обчислень був вибраний 10 сек.

На рис. 3.3 показаний початковий розподіл температур.

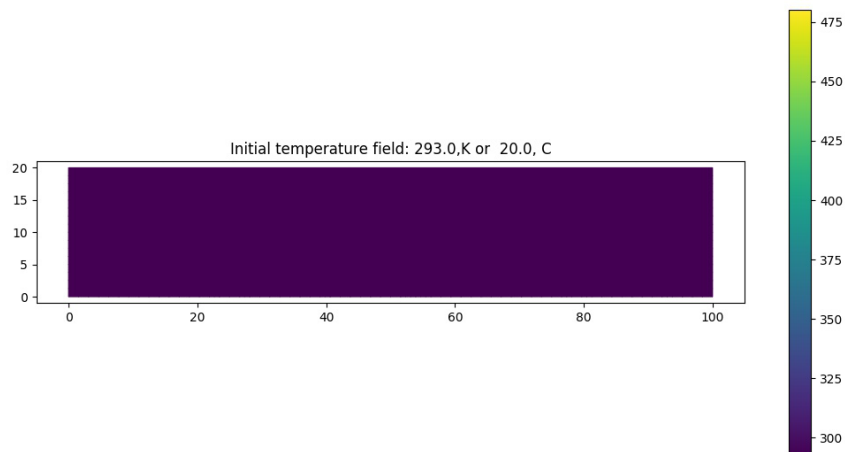


Рисунок 3.3 – Початковий розподіл температур

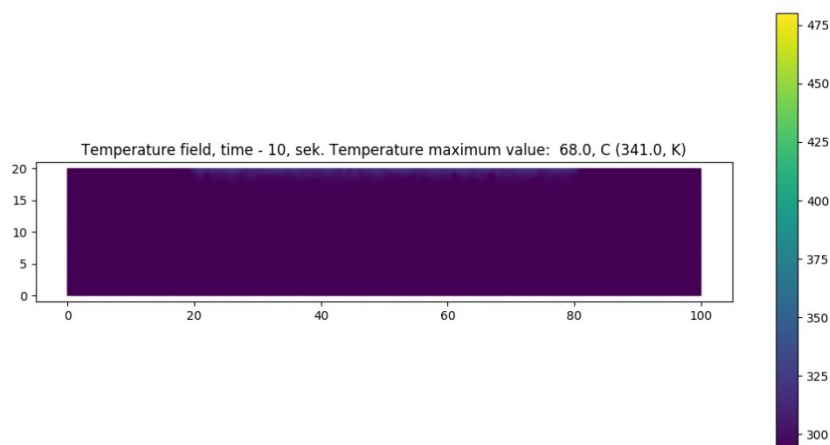


Рисунок 3.4 – Розподіл температур через 10 сек від початку процесу гальмування

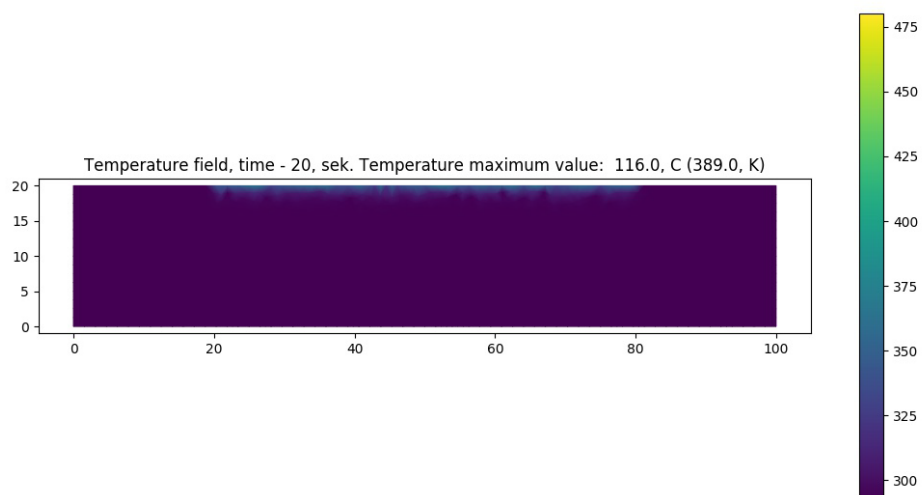


Рисунок 3.5 – Розподіл температур через 20 сек від початку процесу гальмування

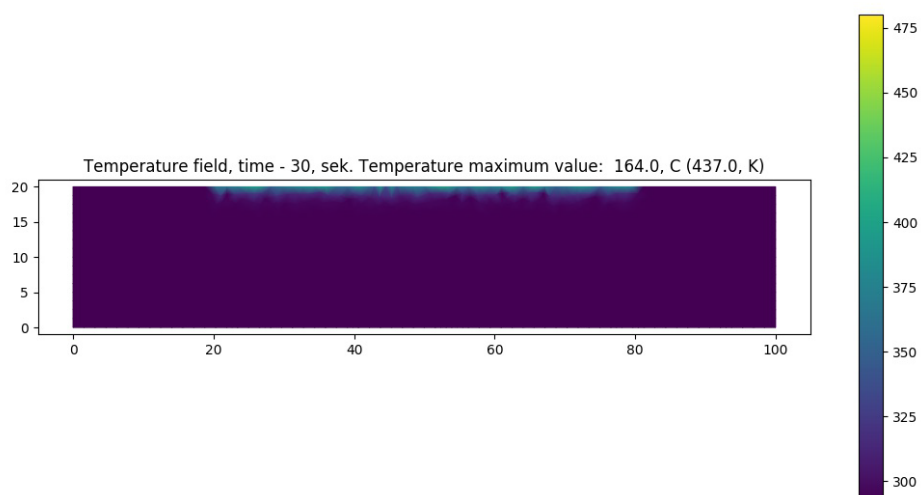


Рисунок 3.6 – Розподіл температур через 30 сек від початку процесу гальмування

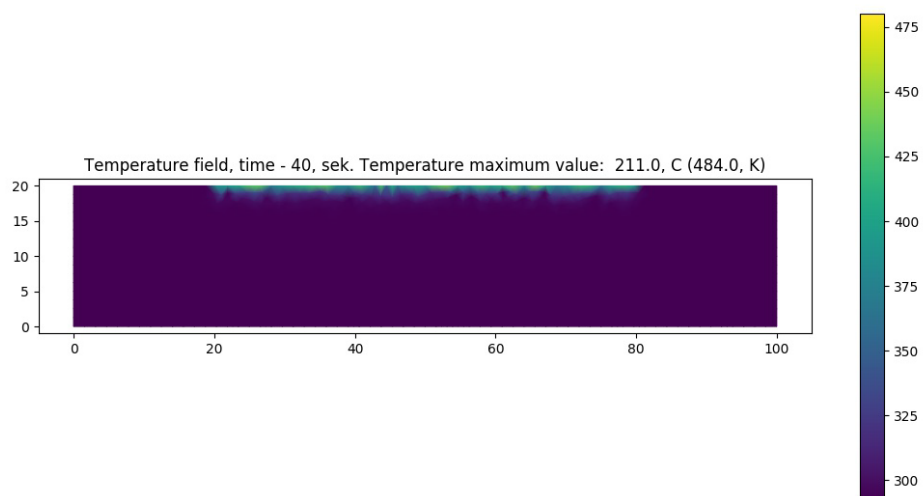


Рисунок 3.7 – Розподіл температур через 40 сек від початку процесу гальмування

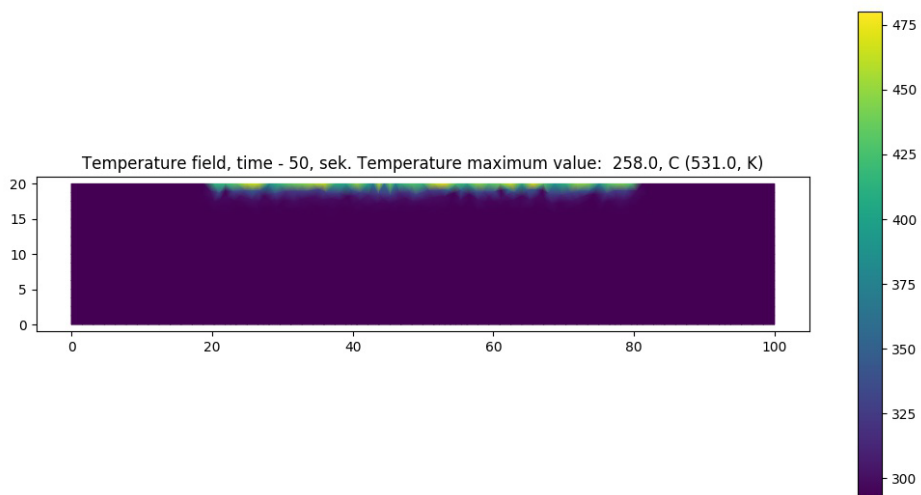


Рисунок 3.8 - Розподіл температур через 50 сек від початку процесу гальмування

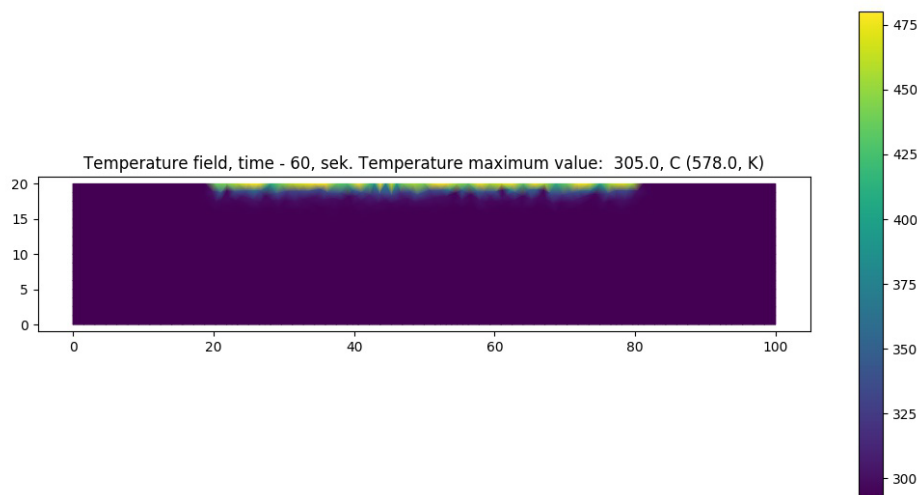


Рисунок 3.9 – Розподіл температур через 60 сек від початку процесу гальмування.

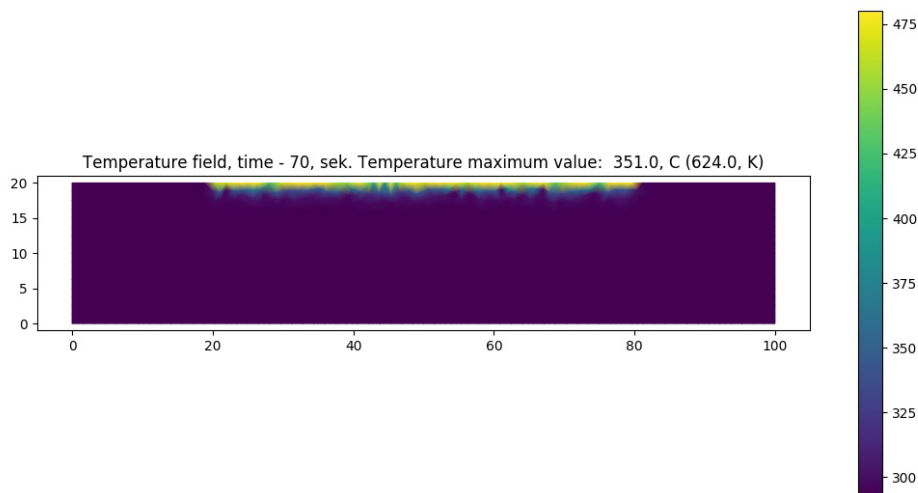


Рисунок 3.10 – Розподіл температур через 70 сек від початку процесу гальмування

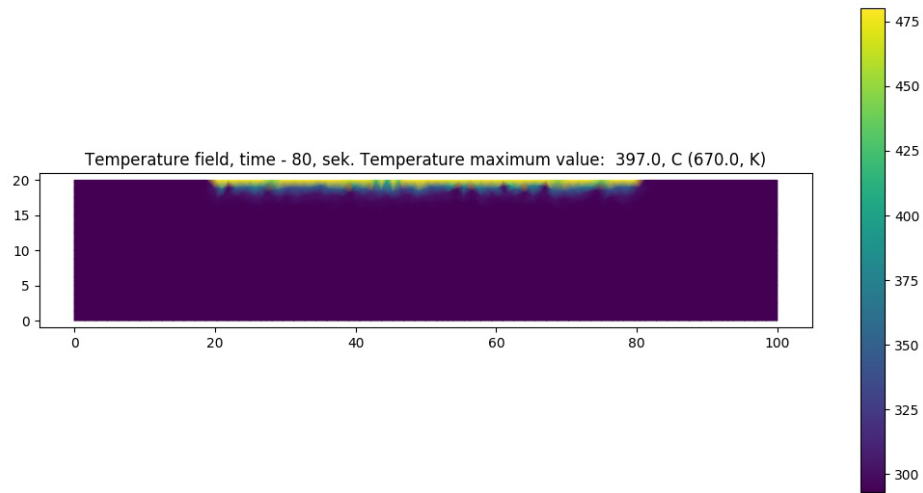


Рисунок 3.11 – Розподіл температур через 80 сек від початку процесу гальмування

Відмітимо, що даний встановлений розподіл температур в цілому відповідає аналітичному розв’язку, який наведено у літературному джерелі [5].

Подамо також розрахункову графічну залежність максимальної температури від часу гальмування (рис. 3.12).

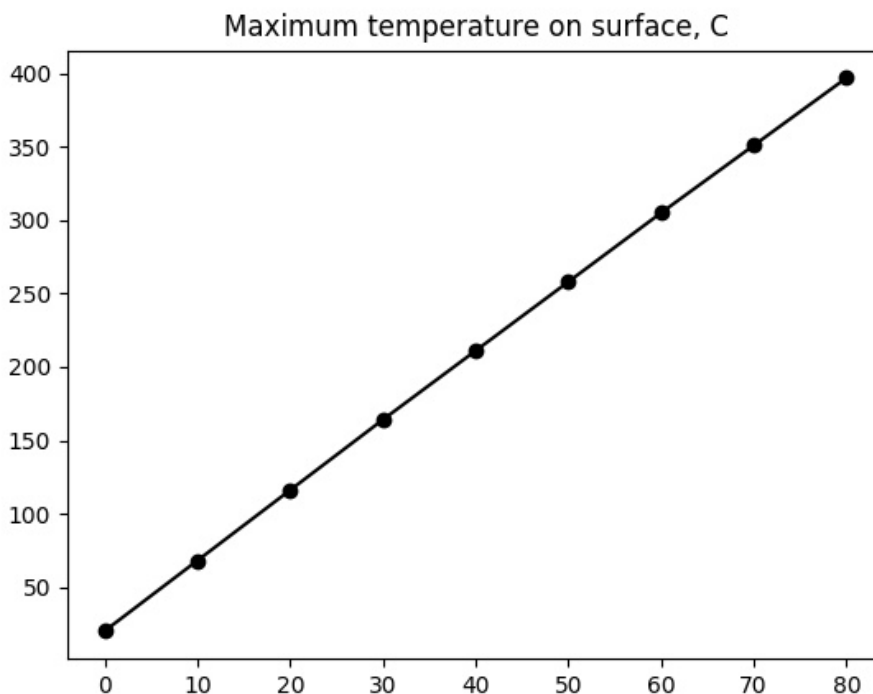


Рисунок 3.12 – Зміна максимального значення температури при гальмуванні в залежності від часу

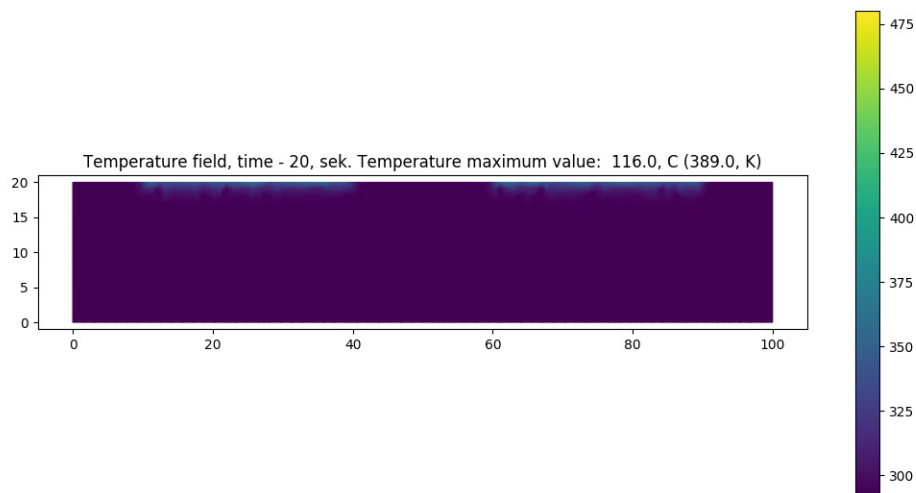


Рисунок 3.15 – Розподіл температур через 20 сек від початку процесу гальмування

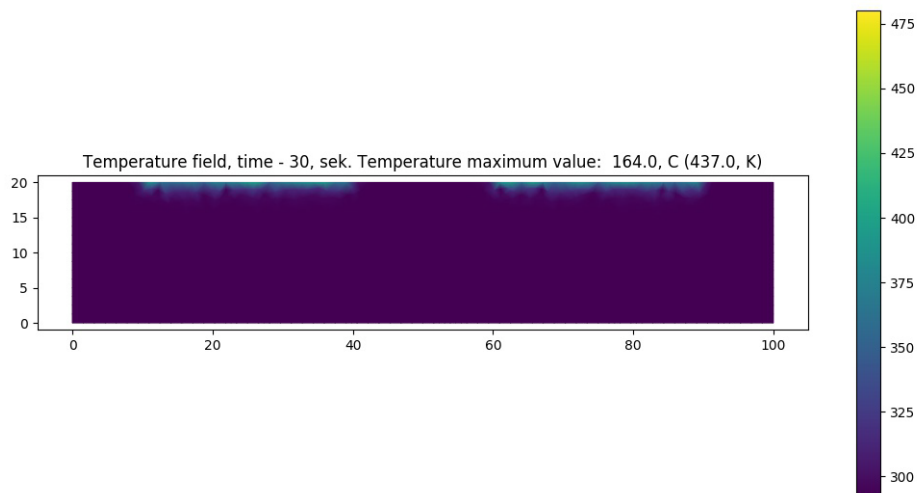


Рисунок 3.16 – Розподіл температур через 30 сек від початку процесу гальмування

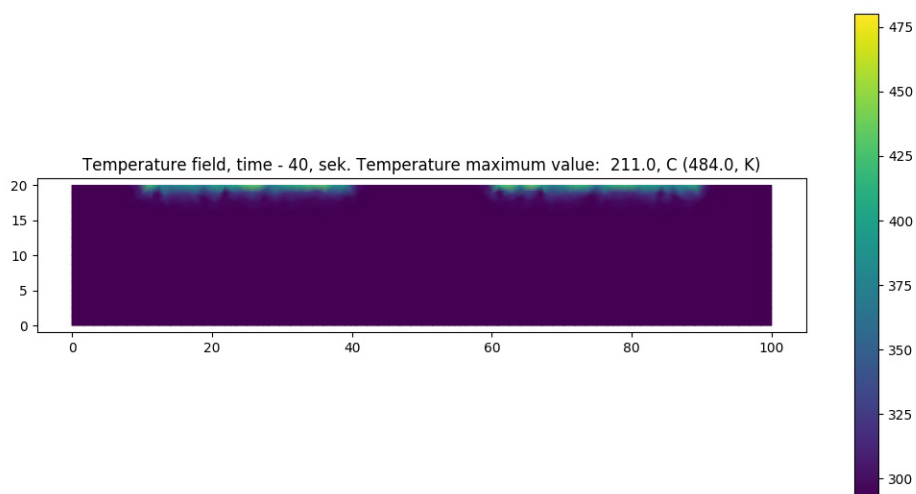


Рисунок 3.17 – Розподіл температур через 40 сек від початку процесу гальмування

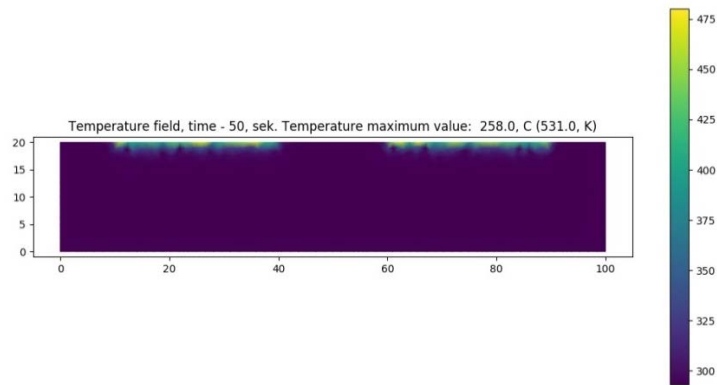


Рисунок 3.18 – Розподіл температур через 50 сек від початку процесу гальмування.

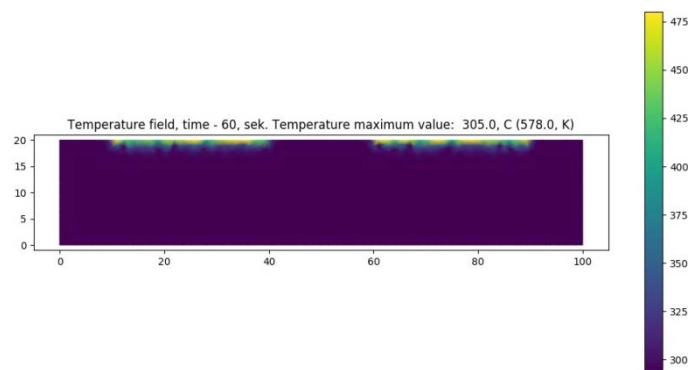


Рисунок 3.19 – Розподіл температур через 60 сек від початку процесу гальмування.

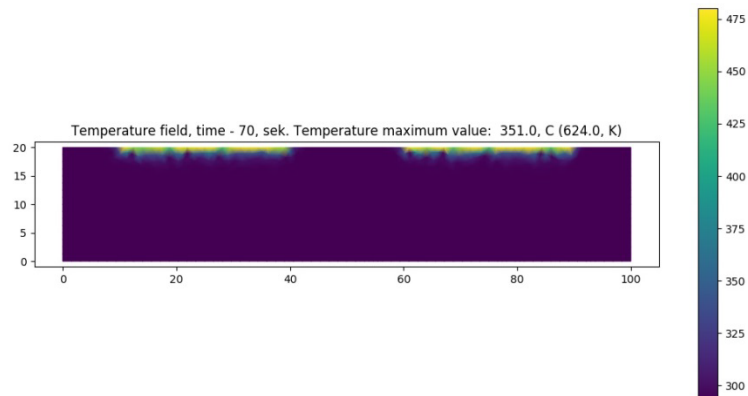


Рисунок 3.20 – Розподіл температур через 70 сек від початку процесу гальмування

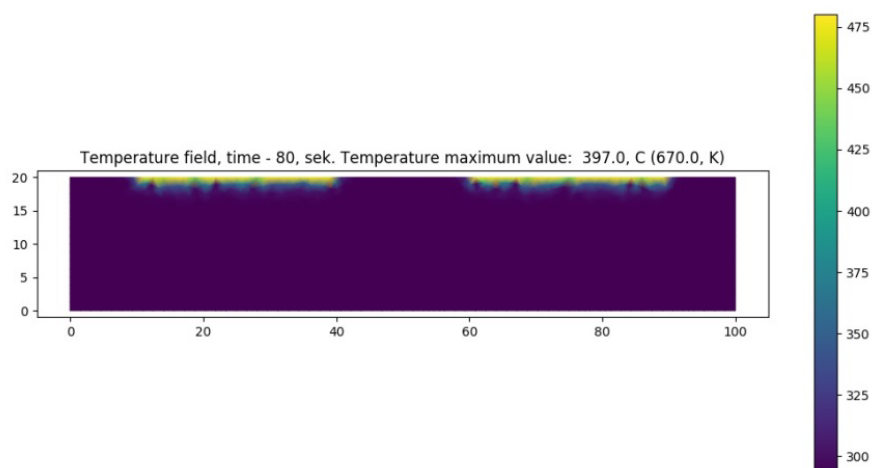


Рисунок 3.21 – Розподіл температур через 90 сек від початку процесу гальмування

Як видно, результати розрахунків для «множинного термічного контакту» в цілому аналогічні одиничному контакту.

Так само (аналогічно) виглядає залежність максимального значення температури поверхні від часу гальмування (рис. 3.22).

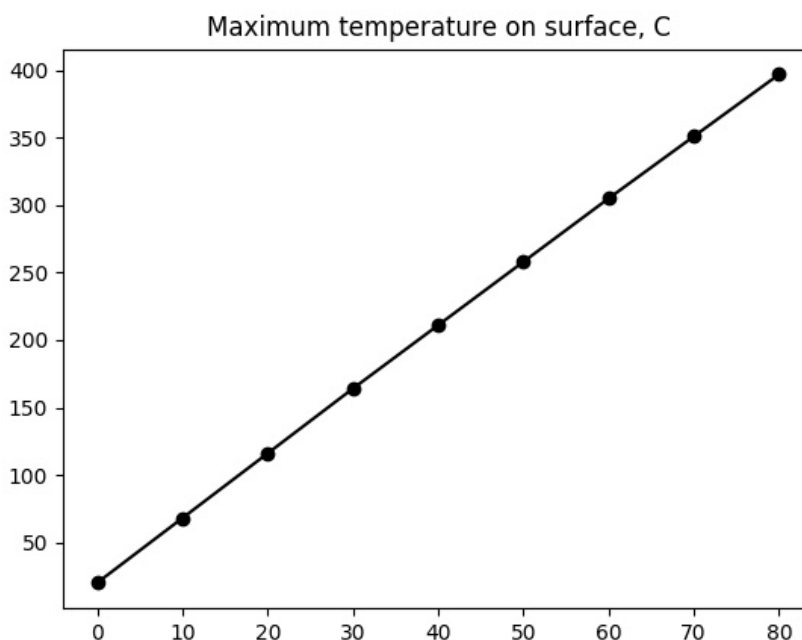


Рисунок 3.20 – Зміна максимального значення температури при гальмуванні в залежності від часу

3.4 Висновки

1. Проведено скінчено-елементний аналіз теплових задач розрахунку гальмівних систем при стаціонарному значенні теплового потоку.

2. Встановлено, що, в незалежності від розподілу контактних зон зміна максимальної температури має лінійний характер

3. Експериментально показано, що результати розрахунків для «множинного термічного контакту» в цілому аналогічні одиничному контакту, що дозволяє говорити про те, що аналіз одиничного термічного контакту в цілому можна замінити більш складну задачу контакту тіл з декількома зонами контакту.

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		32

4 АНАЛІЗ РОБОТИ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ПРИ ДИНАМІЧНИХ ЗНАЧЕННЯХ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ

4.1 Аналіз теплових полів в умовах параболічного розподілу теплових потоків в часі

При реальних режимів гальмівних систем теплові потоки рідко бувають стаціонарними [5], найчастіше у вигляді «квазіпараболічних» залежностей (рис. 4.1).

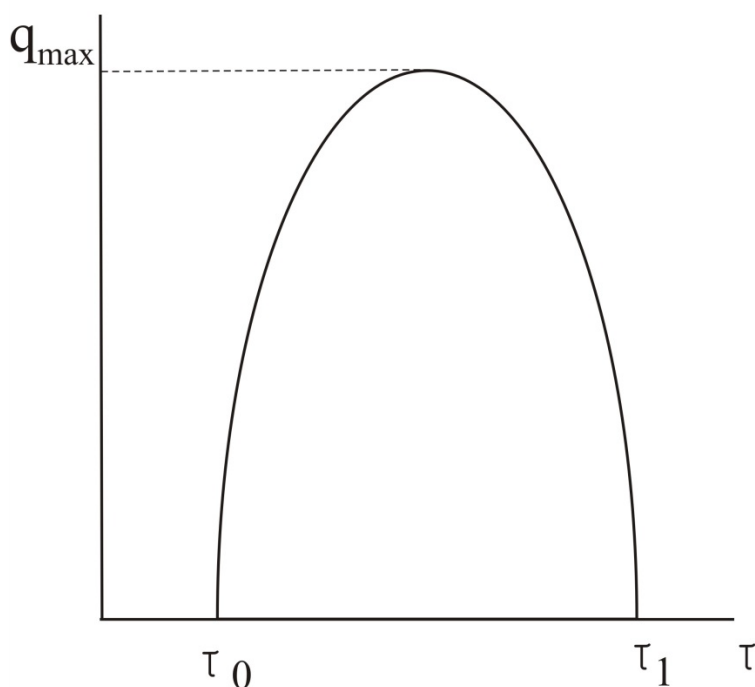


Рисунок 4.1 – Якісне зображення «квазіпараболічної» залежності теплового потоку від часу: τ_0 – початок процесу гальмування, τ_1 – кінець гальмування, q – значення теплового потоку

Проведемо аналіз зміни температурних полів при одиничному контакті при квазіпараболічній залежності зміни теплових потоків у часі.

В якості вихідних даних приймемо наступні: максимальне значення густини теплового потоку для чавунних гальмівних колодок приймемо рівним $2 \cdot 628$ кВт/(м²), час гальмування – 80 сек, коефіцієнт розподілення

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		33

теплових потоків – 0,586 (для чавунної гальмівної колодки і колеса), в початковий і кінцевий моменти часу значення теплового потоку рівне нулю [5].

В результаті розрахунків отримали наступний розподіл температур (рис. 4.3 – 4.9). Часовий крок обчислень був вибраний 10 сек.

На рис. 4.2 показаний початковий розподіл температур.

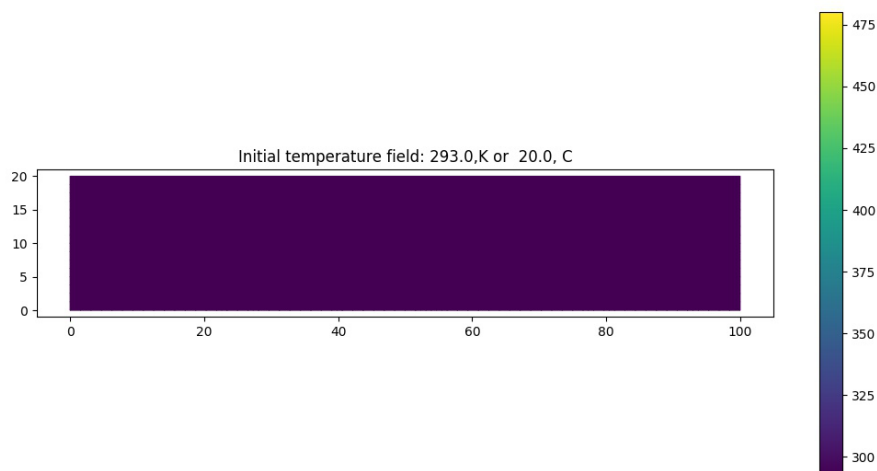


Рисунок 4.2 – Початковий розподіл температур

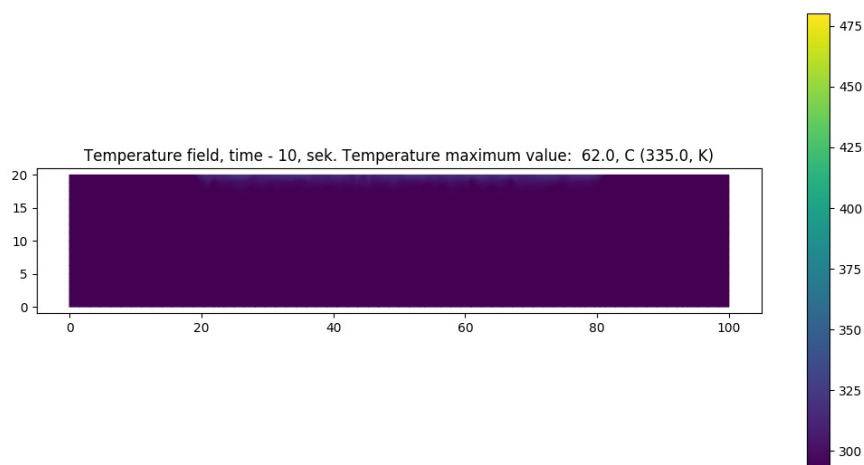


Рисунок 4.3 – Розподіл температур через 10 сек від початку процесу гальмування

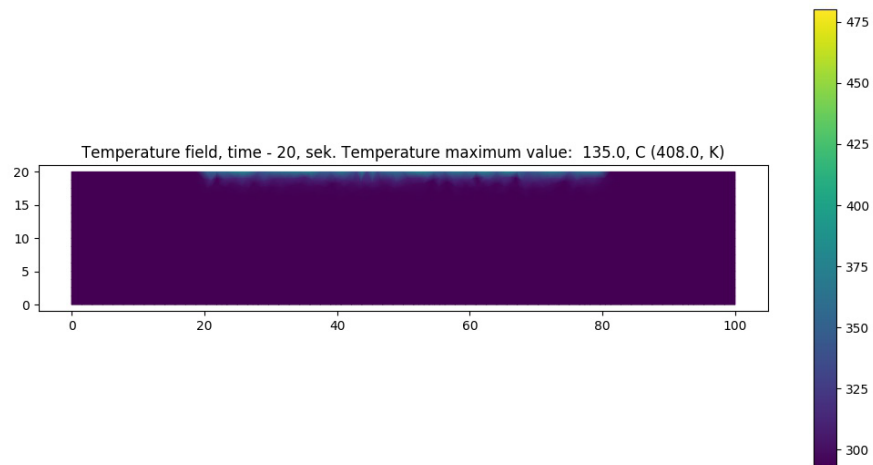


Рисунок 4.4 – Розподіл температур через 20 сек від початку процесу гальмування

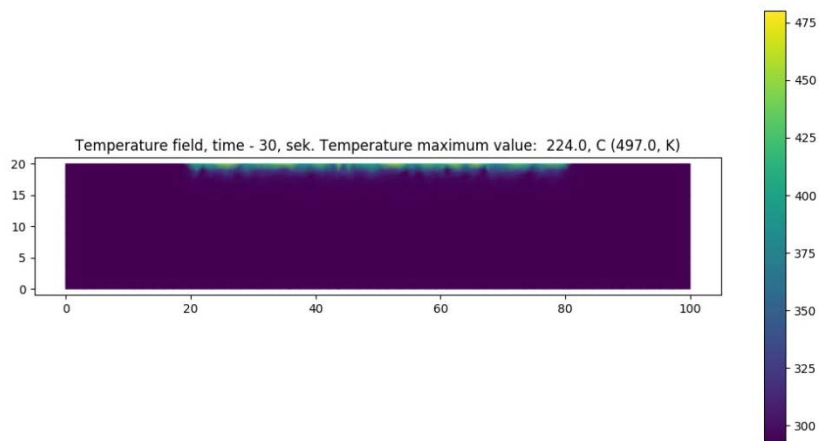


Рисунок 4.5 – Розподіл температур через 30 сек від початку процесу гальмування

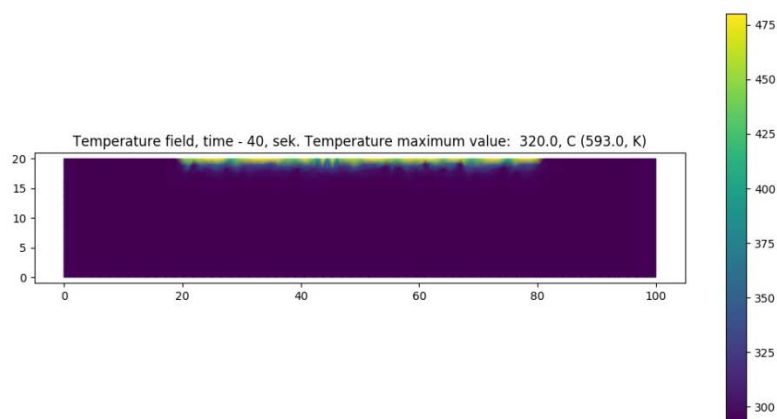


Рисунок 4.6 – Розподіл температур через 40 сек від початку процесу гальмування

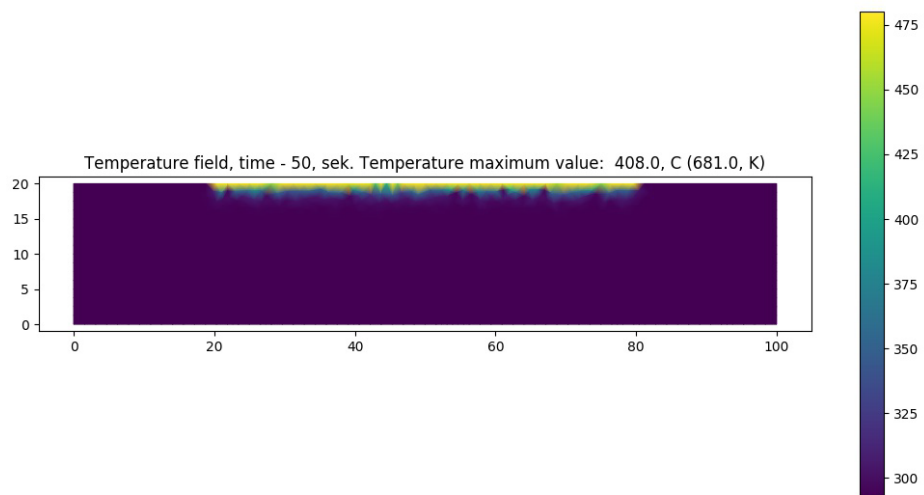


Рисунок 4.7 – Розподіл температур через 50 сек від початку процесу гальмування

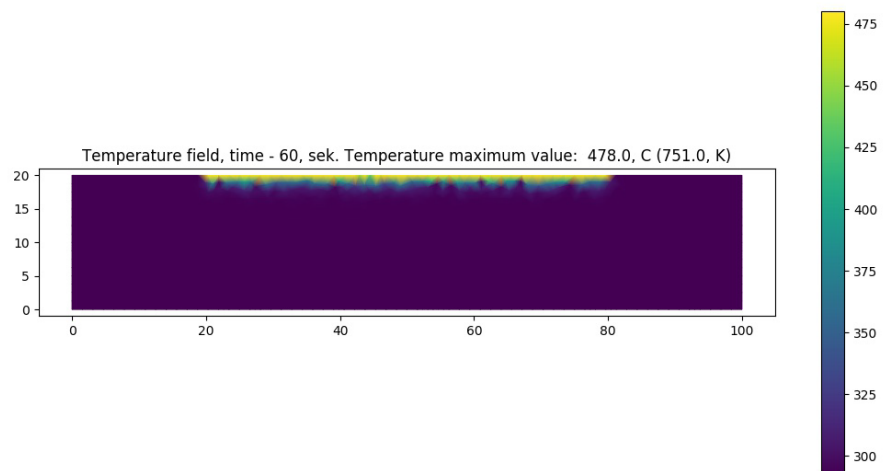


Рисунок 4.8 – Розподіл температур через 60 сек від початку процесу гальмування

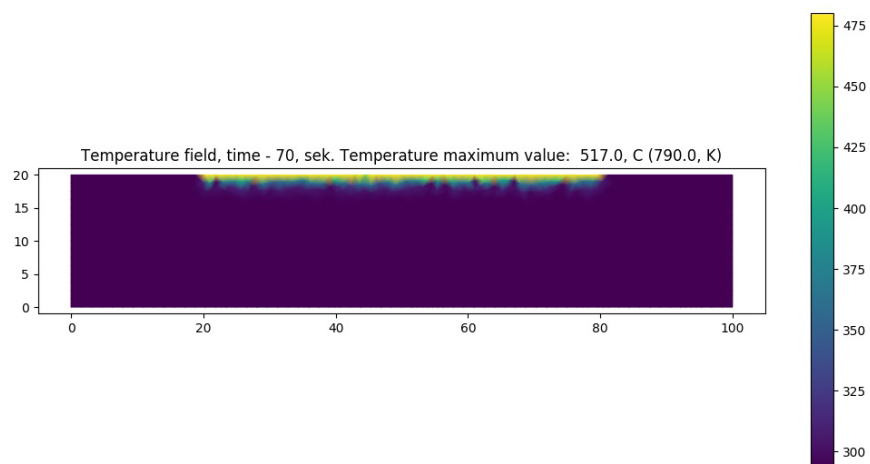


Рисунок 4.9 – Розподіл температур через 70 сек від початку процесу гальмування

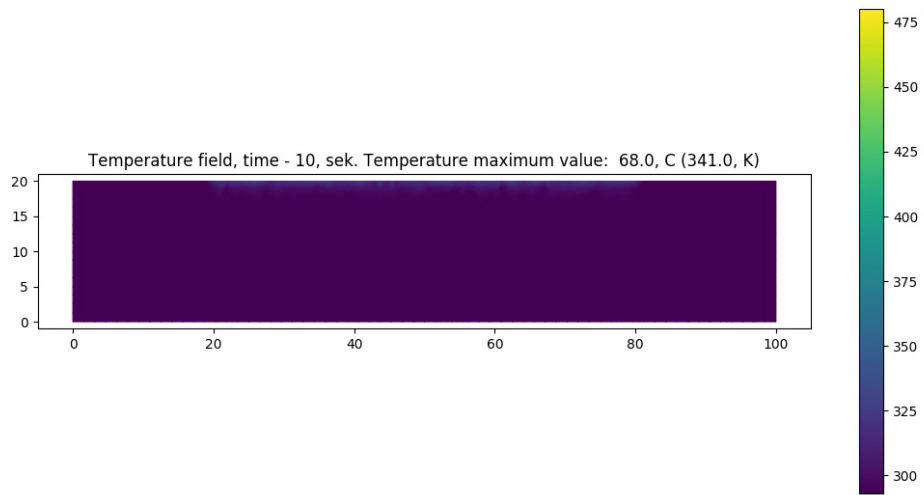


Рисунок 4.14 – Розподіл температур через 10 сек від початку процесу гальмування

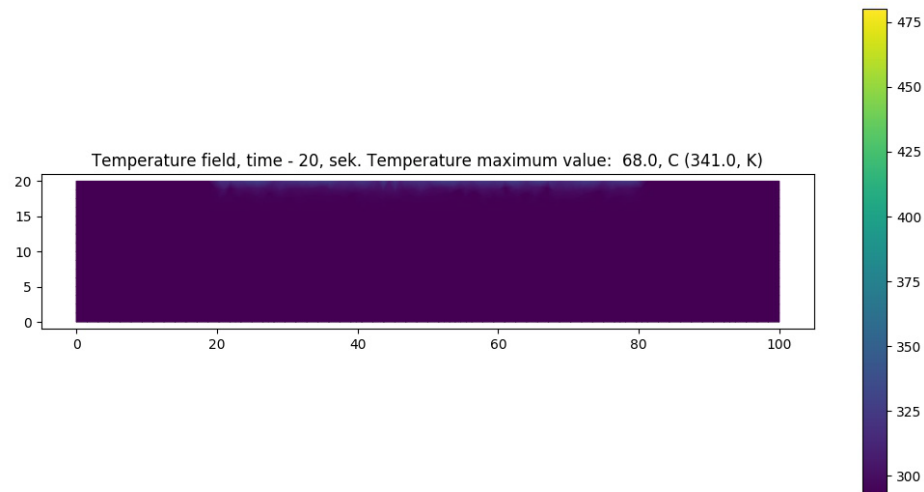


Рисунок 4.15 – Розподіл температур через 20 сек від початку процесу гальмування

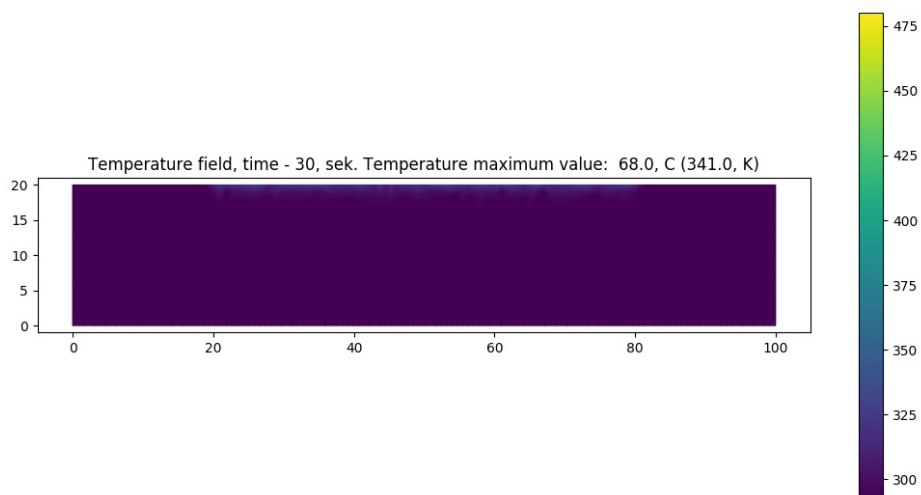


Рисунок 4.16 – Розподіл температур через 30 сек від початку процесу гальмування

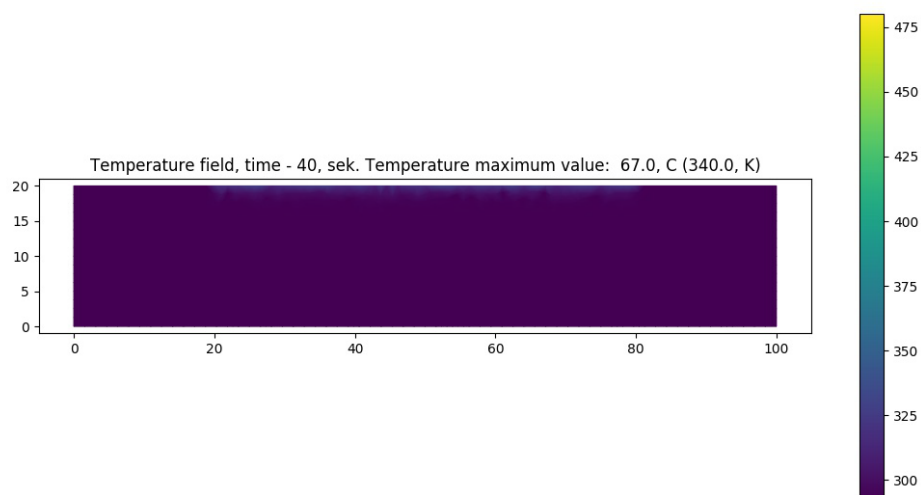


Рисунок 4.17 – Розподіл температур через 40 сек від початку процесу гальмування

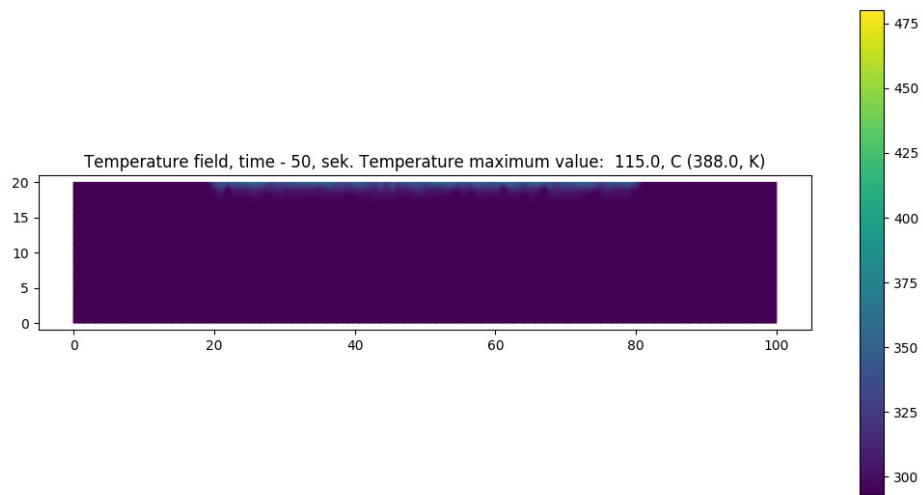


Рисунок 4.18 – Розподіл температур через 50 сек від початку процесу гальмування

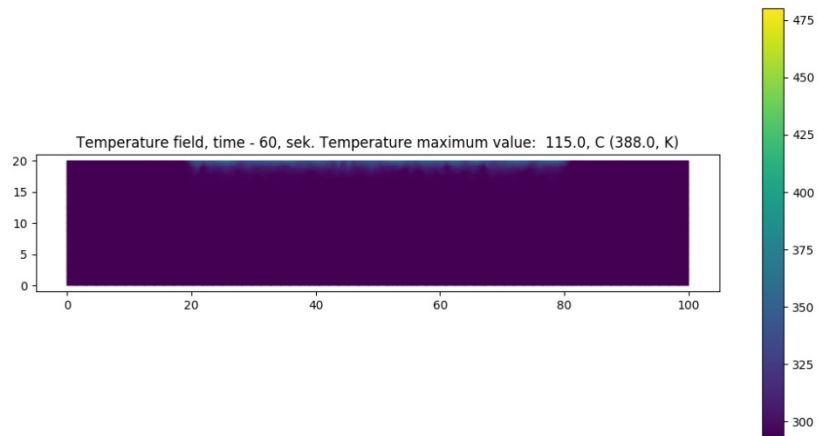


Рисунок 4.19 – Розподіл температур через 60 сек від початку процесу гальмування

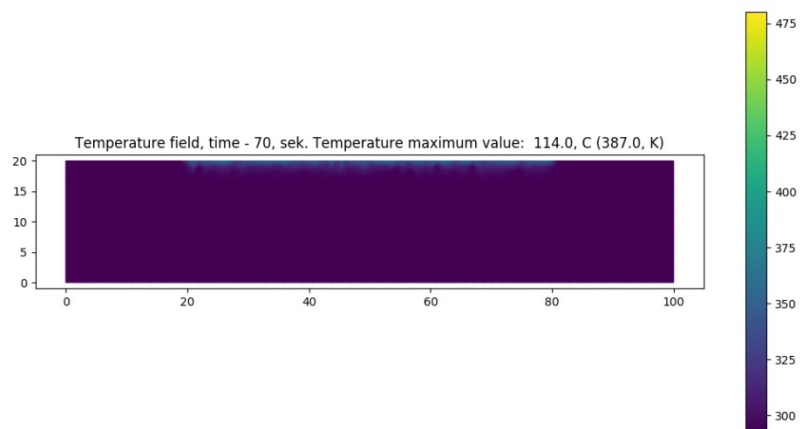


Рисунок 4.20 – Розподіл температур через 70 сек від початку процесу гальмування

гальмуванні, що практично не можливо розрахувати класичними аналітичними методами.

4.3 Висновки.

1. Проаналізований зміна теплового стану в елементах гальмівних систем в умовах динамічної зміни розподілу теплових потоків.
2. Розглянута задача параболічної та циклічної зміни розподілу теплових потоків.
3. Показано, що при циклічній зміні теплових потоків в часі зміна максимального значення температури при гальмуванні має вид «сходинок», а не «прямої» лінії як при стаціонарних теплових процесів. Дане ступенева зміна значення температур при циклічному гальмуванні є одним із резервів управління експлуатаційними властивостями елементів гальмівних систем рухомого складу.

					6.273.190544.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата		43

ВИСНОВКИ

1. Побудовані базові співвідношення для розрахунку температурних полів фрикційних систем. Розглянуті крайові умови задач, які використовуються при аналізі роботи гальм, та фізичні припущення і спрощення, що застосовуються при інженерному розрахунку експлуатаційних характеристик гальмівних систем.

2. Наведені співвідношення для аналізу температурних пульсацій, що виникають при процесі гальмування. Поданий інженерний тепловий розрахунок гальм і показано, що існують допустимі величини натиснення на гальмівні колодки за температурним режимом, вище яких можливе вихід із ладу фрикційних систем.

3. Проведено скінчено-елементний аналіз теплових задач розрахунку гальмівних систем при стаціонарному значенні теплового потоку. Встановлено, що, в незалежності від розподілу контактних зон зміна максимальної температури має лінійний характер. Експериментально показано, що результати розрахунків для «множинного термічного контакту» в цілому аналогічні одиничному контакту, що дозволяє говорити про те, що аналіз одиничного термічного контакту в цілому можна замінити більш складну задачу контакту тіл з декількома зонами контакту.

4. Проаналізований зміна теплового стану в елементах гальмівних систем в умовах динамічної зміни розподілу теплових потоків. Розглянута задача параболічної та циклічної зміни розподілу теплових потоків. Показано, що при циклічній зміні теплових потоків в часі зміна максимального значення температури при гальмуванні має вид «сходінки», а не «прямої» лінії як при стаціонарних теплових процесів. Дане ступенева зміна значення температур при циклічному гальмуванні є одним із резервів управління експлуатаційними властивостями елементів гальмівних систем рухомого складу.

										6.273.190544.ПЗ	Арк.
											44
Змн.	Арк.	№ документів	Підпис	Дата							

