

УДК 621.577:624.191

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2026.112.0.187

## ПАРАМЕТРИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО ВПЛИВУ ТУНЕЛЮ МЕТРОПОЛІТЕНУ НА РОБОТУ ПОЛЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Задіранов В. С.

Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова

*Анотація.* Статтю присвячено чисельному дослідженню теплового впливу тунелю метрополітену на навколишній ґрунтовий масив і поле вертикальних ґрунтових теплообмінників з метою кількісного оцінювання впливу додаткового прогріву ґрунту на теплову потужність відбору в системах теплопостачання з використанням геотермальних теплових насосів. У роботі наведено послідовність побудови розрахункової моделі, яка передбачає нестационарне моделювання теплопереносу з огляду на багаторічний тепловий вплив тунелю метрополітену на ґрунт і подальший аналіз роботи поля теплообмінників у попередньо прогрітому середовищі. Проаналізовано результати чисельних розрахунків, що дають змогу оцінити зміну температурного режиму ґрунту й приріст теплової потужності відбору тепла в масиві теплообмінників. Отримані результати можуть бути впроваджені для обґрунтування рішень щодо розміщення полів вертикальних ґрунтових теплообмінників поблизу підземних транспортних споруд в умовах міської забудови.

*Ключові слова:* метрополітен, геотермальні теплові насоси, вертикальні ґрунтові теплообмінники, чисельне моделювання.

### Вступ

Підземні транспортні споруди в умовах міської забудови формують стійкі зміни температурного режиму ґрунтового масиву внаслідок тривалого антропогенного теплового впливу. Найявність тривалого теплового навантаження може істотно позначатися на температурному режимі ґрунту й тепловій потужності відбору вертикальних ґрунтових теплообмінників. У цій статті розглянуто тепловий вплив тунелю метрополітену з розташованим поблизу полем вертикальних ґрунтових теплообмінників, що експлуатуються як джерело тепла для геотермальних теплових насосів. У роботі описано розроблення й перевірку 3D-моделі вертикального ґрунтового теплообмінника.

У межах дослідження аналізується тепловий вплив тунелю метрополітену на температурний режим ґрунту, температуру теплоносія та середню теплову потужність відбору тепла полем теплообмінників.

Особливу увагу приділено параметричному аналізу, що передбачає дослідження залежності енергетичного ефекту від відстані між тунелем і масивом теплообмінників. Досягнуті результати спрямовані на формування інженерних рекомендацій щодо врахування теплового впливу тунелів метрополітену в проєктуванні геотермальних систем в умовах міської забудови.

### Аналіз публікацій

У світовій науковій практиці проблема використання теплового потенціалу підземних транспортних споруд активно досліджується протягом останніх років. Зокрема в Німеччині дослідження присвячені інтеграції геотермальних технологій у підземні інфраструктурні об'єкти [1], сутність яких полягала в монтажі абсорбційних труб на геотекстиль, у зоні між торкрет-бетонною зовнішньою оболонкою та внутрішньою оболонкою з монолітного бетону. Водночас у дослідженнях італійських учених за основу взято концепцію енергетичного тунелю з інтеграцією абсорбційних труб у сегменти тунелю [2].

Австрійський підхід передбачає інтеграцію конструктивних елементів будівель і підземних інженерних споруд як енергетичних геоконструкцій, що функціонують як вбудовані теплообмінники для вилучення низькопотенційної теплової енергії ґрунту, й у разі підземних споруд – теплоти тунельного повітря з подальшим її використанням у теплонасосних системах. [3].

Український науковий досвід у цій сфері є більш фрагментарним, проте останні роки спостерігається зростання інтересу до окресленої проблеми [4–6]. Водночас у вітчизняних дослідженнях основну увагу було зосереджено на самому тунелі метрополітену або

на ґрунтовому масиві без детального аналізу взаємодії сформованого теплового поля з геотермальними теплообмінними системами. Зокрема в роботі [7] досліджено тепловий режим тунелів і прилеглого ґрунтового масиву на основі чисельних експериментів у метрополітені міста Києва.

Однак питання впливу попереднього прогріву ґрунту на теплову потужність вертикальних ґрунтових теплообмінників залишалося недостатньо вивченим. Це зумовлює необхідність подальшого розвитку зазначеного напрямку з огляду на поєднання моделей теплового режиму метрополітену й функціонування вертикальних ґрунтових теплообмінників.

Запропонована робота спрямована на кількісне оцінювання впливу тепла тунелю метрополітену на ефективність поля вертикальних ґрунтових теплообмінників у міських умовах України на прикладі м. Харкова (ст. метро «Вокзальна»).

Результатом попереднього 2D-дослідження стало підтвердження факту впливу тепла тунелю метрополітену на роботу вертикального ґрунтового теплообмінника [8]. На наступному етапі розроблено й перевірено окремі тривимірні чисельні моделі тунелю й теплообмінника.

Моделі побудовано методом кінцевих елементів за допомогою програмної платформи *COMSOL Multiphysics*. Розроблення та верифікація 3D-моделі тунелю метрополітену детально описано в праці [9].

Ця стаття присвячена розробленню та верифікації 3D-моделі теплообмінника. Надалі моделі тунелю й теплообмінників вбудовано в єдине розрахункове середовище моделювання для досліджень, спрямованих на кількісне оцінювання впливу й аналіз умов підвищення ефективності роботи вертикальних ґрунтових теплообмінників.

#### Мета й постановка завдання

Метою є підвищення теплового потенціалу вертикальних ґрунтових теплообмінників як джерела енергії для геотермальних теплових насосів за допомогою тунельного тепла метрополітену.

Розроблену чисельну комбіновану модель використано для проведення трьох розрахункових досліджень, спрямованих на аналіз температурного стану ґрунтового масиву під впливом тунелю та підвищення продуктивності системи теплообмінників залежно від їх конфігурації та відстані від тунелю.

#### Геометричні параметри моделі вертикального ґрунтового теплообмінника

Конфігурацію вертикального ґрунтового теплообмінника в моделі подано одним U-подібним трубним контуром, розташованим у межах однієї свердловини (рис. 1).

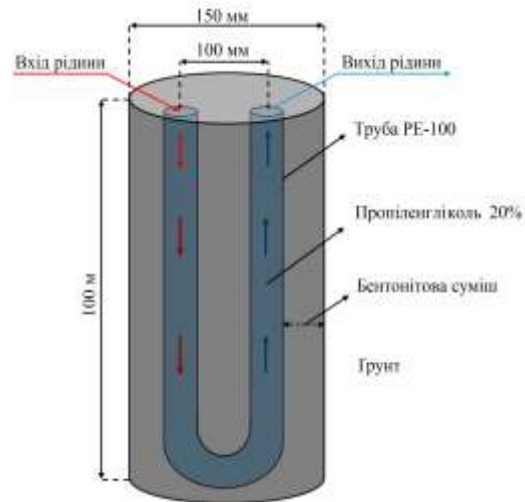


Рис. 1. Конфігурація одиночного U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника

У цій роботі застосовано тампонажну суміш із бентоніту й піску з теплофізичними властивостями, поданими в табл. 1 [10].

Таблиця 1 – Теплофізичні властивості тампонажного матеріалу свердловини із суміші бентоніту й піску

Параметр	Позначка	Значення	Розмірність
Щільність	$\rho$	1500	Кг/м <sup>3</sup>
Теплопровідність	$\lambda$	1	Вт/(м*К)
Питома теплоємність	$C_p$	1600	Дж/кг*К

Матеріалом труб для вертикальних ґрунтових теплообмінників у цьому дослідженні обрано поліетиленові труби PE100 SDR 11 (серія S5) номінального розміру DN/OD 32 мм, що відповідають вимогам ДСТУ EN 12201-2:2018. Мінімальна розрахункова товщина стінки поліетиленової труби для ряду SDR 11 становить 3,0 мм, відповідно внутрішній діаметр труби дорівнюватиме 26 мм. Теплопровідність поліетиленової труби PE100 SDR 11 становить 0,42 Вт/м\*К [11].

Як теплоносієм використовувалася суміш води й пропіленгліколю з концентрацією 20 % за об'ємом. Теплофізичні властивості пропіленгліколю 20 % взяті в довіднику

*Ashrae Handbook – Fundamentals (Si Edition)*, 2009 [12] (табл. 2).

Таблиця 2 – Теплофізичні властивості розчину пропіленгліколю 20 %

Параметр	Поз-нака	Значення	Розмірність
Щільність	$\rho$	1020,9	Кг/м <sup>3</sup>
Теплопровідність	$k$	0,477	Вт/(м*К)
Питома теплоємність	$C_p$	3962	Дж/кг*К
Динамічна в'язкість	$\mu$	0,002	Па*с

Попередній двовимірний аналіз і огляд літературних джерел продемонстрували, що тепловий вплив одиночного вертикального ґрунтового теплообмінника на температуру навколишнього ґрунту стає незначним на відстані приблизно 10 м від стінки свердловини. Для розроблення тривимірної моделі розміри розрахункової ділянки було додатково збільшено ще на 5 м з метою унеможливлення впливу граничних умов на формування температурного поля в зоні теплообмінника, особливо під час тривалого нестационарного моделювання. Як наслідок, бічні й нижня межі ґрунтового домену були розміщені на відстані 15 м від вертикального теплообмінника. На рис. 2 подано 3D-модель вертикального ґрунтового теплообмінника із заданими в роботі геометричними параметрами.

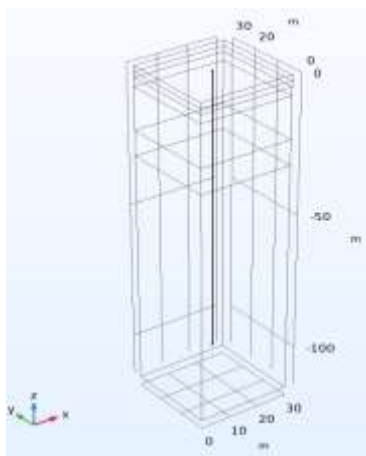


Рис. 2. 3D-модель вертикального ґрунтового теплообмінника

### Сітка моделі

Дискретизація розрахункової ділянки в чисельному моделюванні виконувалася методом кінцевих елементів із використанням тетраедричних елементів. Сітка формувалася

з локальним згущенням у зоні теплообмінника й у безпосередній околиці свердловини. Для оцінювання впливу щільності сітки на результати розрахунку було проаналізовано збіжності рішення, де розглядалися чотири рівні дискретизації: *Coarse*, *Normal*, *Fine* і *Finer* (рис. 3). Критерій порівняння – тимчасова залежність температури в контрольній точці на відстані 1 м від стінки свердловини на глибині 16,5 м протягом двох років. Порівняння результатів показало, що різниця між рішеннями, отриманими на сітках *Normal*, *Fine*, мінімальна, тоді як перехід до інших сіток призводить до розбіжності кривої температури. Встановлено, що використання сітки *Normal* забезпечує скорочення часу розрахунку на 47 % порівняно із сіткою *Fine* за умови практично збіжних часових залежностей температури в контрольній точці. Отже, базовою для подальших розрахунків обрано сітку *Normal*, що має 16 612 елементів.

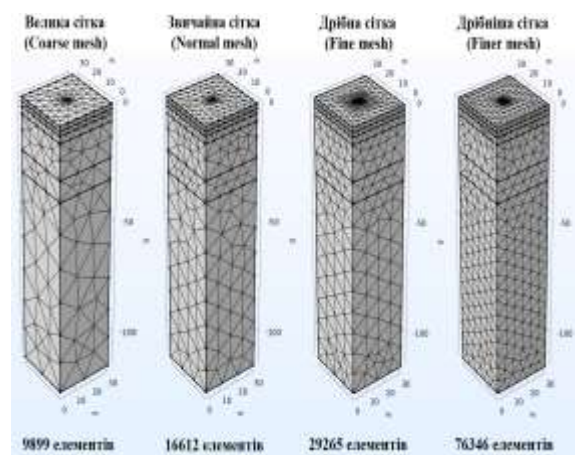


Рис. 3. Конфігурації сіток для моделі вертикального ґрунтового теплообмінника

### Математична постановка задачі та метод чисельної реалізації

Вертикальний ґрунтовий теплообмінник моделюється у вигляді свердловини, заповненої бентонітовою сумішшю та оснащеної одиночним U-подібним теплообмінним контуром, по якому циркулює нестисливий ньютонівський теплоносія.

Теплова взаємодія в системі визначається радіальною теплопровідністю у твердій фазі (ґрунт, тампонажний матеріал, стінка труби) і конвективним перенесенням теплоти всередині теплоносія.

Для забезпечення обчислювальної ефективності за умови збереження фізичної адекватності використовується гібридний 1D-3D-підхід: теплоперенесення в ґрунтовому

масиві описується нестационарним рівнянням теплопровідності в тривимірній постановці, тоді як течія рідини й теплоперенесення в трубах теплообмінника моделюються одновимірними рівняннями збереження маси, імпульсу й енергії вздовж осі трубопроводу. В одновимірному описі беруться до уваги поздовжня адвекція тепла, внутрішній конвективний опір теплообміну й гідравлічні втрати, а тепловий зв'язок між трубою та навколишнім ґрунтом реалізується через еквівалентний тепловий опір.

У розрахунках приймається, що теплоносії нестисливий, теплофізичні властивості матеріалів постійні в робочому діапазоні температур, а фільтраційні потоки ґрунтових вод відсутні.

Пов'язана чисельна реалізація одновимірної моделі теплообмінника й тривимірної моделі ґрунту виконана в середовищі *COMSOL Multiphysics* з використанням інтерфейсів *Heat Transfer in Pipes* і *Heat Transfer in Porous Media*.

#### Фізичні та граничні умови моделювання ґрунту

Зміна температурного поля в ґрунтовому масиві описується нестационарним рівнянням теплопровідності Фур'є

$$(\rho C_p) \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T. \quad (1)$$

Початкове температурне поле задається рівнянням

$$T_{\text{поч.гр}} = T_{\text{сер.пов.}} - 0,025 \cdot h. \quad (2)$$

Поверхня ґрунту задається як температурна межа першого роду (умова Діріхле), що описує сезонний хід температури поверхні ґрунту як гармонічну функцію часу:

$$T_{\text{пов.гр.}}(t) = T_{\text{сер.пов.}} + A \sin\left(\frac{2\pi}{\tau} t\right). \quad (3)$$

На бокових і нижніх границях розрахованої ділянки задається адіабатична гранична умова другого роду:

$$q'' = -k \nabla T = 0. \quad (4)$$

Більш детальну інформацію про початкові, граничні та фізичні умови в процесі моделювання ґрунту можна знайти в джерелі [8].

#### Фізичні та граничні умови моделювання теплообмінника

Течія теплоносія та теплообмін у трубах ґрунтового теплообмінника моделювалися з використанням 1D-лінійних елементів.

1) Баланс імпульсу для течії рідини в трубці описується таким рівнянням:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\nabla p - f_D \frac{\rho}{2d_h} u |u|, \quad (5)$$

де  $\rho$  – щільність рідини ( $\text{кг/м}^3$ );  $u$  – вектор швидкості рідини ( $\text{м/с}$ );  $\partial u / \partial t$  – часова похідна швидкості ( $\text{м/с}^2$ );  $p$  – тиск ( $\text{Па}$ );  $\nabla p$  – градієнт тиску ( $\text{Па/м}$ );  $f_D$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (Дарсі) (безрозмірний);  $d_h$  – гідравлічний діаметр каналу ( $\text{м}$ );  $|u|$  – модуль швидкості ( $\text{м/с}$ ).

Середній гідравлічний діаметр  $d_h$  ( $\text{м}$ ) визначається за формулою

$$d_h = \frac{4A}{Z}, \quad (6)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу труби, доступна для потоку ( $\text{м}^2$ );  $Z$  – периметр контакту теплоносія зі стінкою в цьому перерізі ( $\text{м}$ ).

2) Збереження маси (безперервності) течії рідини визначається рівнянням

$$\frac{\partial A\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (A\rho u) = 0, \quad (7)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу трубного елемента ( $\text{м}^2$ );  $\rho$  – щільність теплоносія ( $\text{кг/м}^3$ );  $t$  – час ( $\text{с}$ );  $u$  – вектор швидкості рідини ( $\text{м/с}$ );  $\nabla$  – оператор дивергенції.

У межах рівняння (5) модель використовує коефіцієнт тертя Дарсі,  $f_D$ , що бере до уваги безперервне падіння тиску вздовж ділянки труби через в'язкий зсув і виражається як функція числа Рейнольдса ( $Re$ ) і відношення шорсткості поверхні до гідравлічного діаметра:

$$f_D = f_D \left( Re, \frac{e}{d_h} \right). \quad (8)$$

Число Рейнольдса ( $Re$ ) визначається за формулою

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu}, \quad (9)$$

де  $\rho$  – щільність теплоносія ( $\text{кг/м}^3$ );  $u$  – характерна лінійна швидкість потоку (середня

швидкість за перерізом) (м/с);  $d_h$  – гідравлічний діаметр потоку (м);  $\mu$  – динамічна в'язкість (Па·с).

Для опису гідравлічного опору рідини в трубах теплообмінника використано коефіцієнт тертя Дарсі,  $f_D$ , який можна оцінити за допомогою рівняння Черчилля [13]. Кореляція записується таким чином:

$$f_D = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right]^{1/12}, \quad (10)$$

де  $A$  і  $B$  – коефіцієнти, що знаходяться за формулами:

$$A = \left[ -2,457 \ln \left( \left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0,27 \left( \frac{e}{d} \right) \right) \right]^{16}; \quad (11)$$

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16}, \quad (12)$$

де  $f_D$  – коефіцієнт тертя Дарсі (безрозмірний);  $Re$  – число Рейнольдса (безрозмірне);  $e$  – середньозважена абсолютна шорсткість стінки труби (м);  $d$  – внутрішній діаметр труби (м);  $\rho$  – щільність рідини (кг/м<sup>3</sup>);  $u$  – середня швидкісна характеристика (м/с);  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини (Па·с).

3) Теплопередача для нестисливої рідини, що протікає по трубці, розв'язується за допомогою рівняння

$$\begin{aligned} \rho A C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho A C_p u \cdot \nabla T = \\ = \nabla \cdot A k \nabla T + f_D \frac{\rho A}{2d_h} |u|^3 + q'_{\text{стінки}}, \end{aligned} \quad (13)$$

де  $\rho$  – щільність рідини (кг/м<sup>3</sup>);  $A$  – площа поперечного перерізу труби, що доступна для потоку (м<sup>2</sup>);  $C_p$  – питома теплоємність рідини за постійного тиску (Дж/кг·К);  $\partial T/\partial t$  – часова похідна температури (К/с);  $u$  – вектор швидкості потоку в трубці (м/с);  $\nabla T$  – градієнт температури (за простором уздовж труби) (К/м);  $k$  – теплопровідність (Вт/м·К);  $f_D$  – коефіцієнт тертя по Дарсі (безрозмірний);  $d_h$  – гідравлічний діаметр потоку (м);  $|u|$  – модуль швидкості (м/с);  $q'_{\text{стінки}}$  – тепловий потік крізь стінку з навколишнього середовища в трубу на одиницю довжини (Вт/м).

Радіальна теплопередача з навколишнього середовища в трубу визначається таким чином:

$$q'_{\text{стінки}} = (hZ)_{\text{eff}} (T_{\text{ext}} - T), \quad (14)$$

де  $q'_{\text{стінки}}$  – лінійна щільність теплового потоку крізь стінку труби (теплова потужність на одиницю довжини теплообмінника) (Вт/м);  $h$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку теплоносія (Вт/(м<sup>2</sup>·К));  $Z$  – периметр внутрішньої поверхні труби, що контактує з теплоносієм (м);  $(hZ)_{\text{eff}}$  – ефективний лінійний коефіцієнт теплопередачі між теплоносієм і навколишнім ґрунтом (Вт/(м·К));  $T_{\text{ext}}$  – температура ґрунту біля зовнішньої поверхні трубки в 3D-середовищі (температура в точці сполучення з 1D-лінійним елементом) (К);  $T$  – середня об'ємна температура рідини в 1D-лінійному елементі (К).

Радіальна теплопередача береться до уваги через еквівалентні теплові опори:

$$R'_{\text{трубки}} = R'_{\text{внутр.}} + R'_{\text{цил.стінки}}. \quad (15)$$

Конвективний спротив внутрішнього шару (плівки) трубки на одиницю довжини обчислюється за формулою

$$R'_{\text{внутр.}} = \frac{1}{h_{\text{внутр.}} \cdot 2\pi r_1}, \quad (16)$$

де  $h_{\text{внутр.}}$  – внутрішній (плівковий) коефіцієнт тепловіддачі (Вт/(м<sup>2</sup>·К));  $r_1$  – внутрішній радіус рідини (м).

Тепловий опір теплопровідності стінки на одиницю довжини ( $R'_{\text{цил.стінки}}$ ) для однорідної циліндричної стінки від  $r_1$  до  $r_2$  розраховується за формулою

$$R'_{\text{цил.стінки}} = \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi k_{\text{трубки}}}, \quad (17)$$

де  $r_2$  – зовнішній радіус трубки теплообмінника (м);  $r_1$  – внутрішній радіус рідини (м);  $k_{\text{трубки}}$  – теплопровідність матеріалу трубки (Вт/(м·К)).

Сумарний опір визначається виразом

$$R'_{\text{трубки}} = \frac{1}{h_{\text{внутр.}} \cdot 2\pi r_1} + \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi k_{\text{трубки}}}. \quad (18)$$

Рівняння визначення ефективного коефіцієнта теплопередачі на одиницю довжини  $(hZ)_{\text{eff}}$  визначається таким рівнянням:

$$(hZ)_{eff} = \frac{1}{R'_{трубки}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{внутр.} \cdot 2\pi r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{трубки}}} \quad (19)$$

Рівняння визначення ефективного коефіцієнта теплопередачі на одиницю довжини  $(hZ)_{eff}$ , вираженого через діаметри, матиме вигляд

$$(hZ)_{eff} = \frac{2\pi}{\frac{2}{d_1 h_{внутр.}} + \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{k_{трубки}}} \quad (20)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку потоку  $h_{внутр.}$  (плівкова конвекція біля внутрішньої стінки) можна розрахувати за формулою

$$h_{внутр.} = Nu \frac{k_{рідини}}{d_h}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (21)$$

де  $k_{рідини}$  – теплопровідність рідини (Вт/(м·К));  $Nu$  – число Нуссельта (безрозмірне);  $d_h$  – гідравлічний діаметр (м), що визначається як

$$d_h = \frac{4A}{Z}, \quad (22)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу труби, доступна для потоку (м<sup>2</sup>);  $Z$  – периметр контакту рідини зі стінкою в цьому перерізі (м).

Число Нуссельта визначається як відношення конвективного теплообміну до кондуктивного на межі рідини. У режимах турбулентного потоку число Нуссельта можна оцінити критеріальним ураженням за допомогою кореляції *Gnielinski* (1976) [14] для чисел Прандтля ( $Pr$ ) від 0,5 до 2000 і чисел Рейнольдса ( $Re$ ) від 3000 до  $5 \times 10^6$ :

$$Nu_{внутр.} = \frac{\left(\frac{f_D}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f_D}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (23)$$

Зі свого боку число Прандтля  $Pr$  визначається як

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}, \quad (24)$$

де  $C_p$  – питома теплоємність рідини за умови постійного тиску (Дж/(кг·К));  $\mu$  – динамічна в'язкість рідини (Па·с);  $k_{рідини}$  – теплопровідність рідини (Вт/(м·К)).

Усі властивості формули (24) взяті за умови середньої об'ємної температури рідини.

### Граничні умови для 1D-елемента трубки

На вхідній точці труби (*inlet*) задаються фіксовані об'ємна витрата (м<sup>3</sup>/с) і температура на вході теплообмінника (К). На виході труби використовується гранична умова *Outflow*, що забезпечує вільний вихід теплоносія без завдання температури й нульовий дифузійний тепловий потік крізь межу. Вихідна температура визначається чисельним рішенням з огляду на теплову взаємодію з навколишнім середовищем.

### Зменшення розмірності 3D-моделі теплообмінника з метою зменшення обчислювальних витрат

Значна різниця масштабів теплообмінника й ґрунтового масиву призводить до різкого зростання числа ступенів свободи за явного 3D-моделювання, що істотно збільшує обчислювальні витрати за тривалих розрахунків.

У цій роботі основний інтерес зосереджений на впливі тепла тунелю метрополітену на температурний стан ґрунту й стінки свердловини, а не на детальному розподілі температури всередині тонкого тампонажного шару. З огляду на це тонкий кільцевий шар бентонітової суміші й стінка труби замінені еквівалентним радіальним тепловим опором, що задається через ефективний коефіцієнт теплообміну  $(hZ)_{eff}$  в граничній умові для лінійного елемента:

$$q'_{стінки} = (hZ)_{eff} (T_{ext} - T). \quad (25)$$

Значення  $(hZ)_{eff}$  визначається таким чином, щоб його обернена величина брала до уваги сумарний тепловий опір: внутрішню плівкову конвекцію, теплопровідність стінки труби й теплопровідність шару бентонітової суміші:

$$R'_{усього} = \frac{1}{(hZ)_{eff}} = R'_{внутр.} + R'_{цил.стінки} + R'_{бентоніт.суміш} \quad (26)$$

### Верифікація моделі теплообмінника

Коректність розробленої 3D-моделі вертикального ґрунтового теплообмінника перевірялася способом прямого порівняння її результатів з раніше верифікованою 2D-моделлю, підтверженою нормативними джерелами, монографічними матеріалами й аналітичними оцінками. Верифікація полягала в перевірці відтворення 3D-моделлю радіального розподілу температури в ґрунті, обумовленого теплопровідністю матеріалу.

Для цього в 3D-постановці була побудована спрощена модель без явного опису труб і бентонітового заповнення, в якій свердловина подана еквівалентним циліндричним об'ємом діаметром 0,3 м із заданим лінійним тепловим навантаженням, ідентичним 2D-моделі (максимум 40 Вт/м). Геометрія, стратифікація ґрунту, теплофізичні властивості, а також початкові та граничні умови в 3D- і 2D-моделях були прийняті однаковими. Зіставлення виконано за тимчасовими залежностями температури ґрунту на глибині 17 м у контрольних точках на відстанях 3, 4 і 5 м від свердловини. Результати подано на рис. 4 і рис. 5.

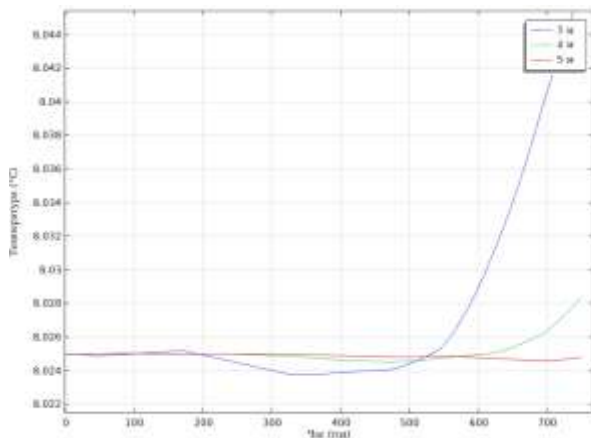


Рис. 4. Залежність температури ґрунту на глибині 17 м від часу в 2D-моделі

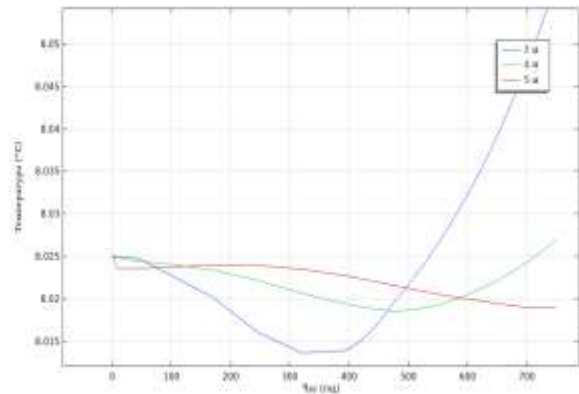


Рис. 5. Залежність температури ґрунту на глибині 17 м від часу в 3D-моделі

Отримані температурні криві в 2D- і 3D-моделях практично збігаються: фонові температури становить приблизно 8,02–8,03 °С, характер еволюції температури ідентичний, а максимальна розбіжність не перевищує 0,5 % від фонових значень. Це підтверджує коректність 3D-моделі та її придатність для подальших розрахунків теплової взаємодії підземних споруд метрополітену з ґрунтовим масивом і вертикальними ґрунтовими теплообмінниками.

### Геометрія комбінованої моделі системи тунелю й теплообмінників

У запропонованій 3D-моделі прийнято масив з 30 вертикальних однопетльових ґрунтових теплообмінників завглибшки 100 м кожен. Довжина ділянки ґрунту по осі X і його ширина по осі Y залежать від геометричних схем масиву теплообмінників. Загальна висота ґрунтової ділянки на 15 м більша за глибину теплообмінників і становить 115 м. Розрахункова ділянка ґрунту містить кілька послідовно залеглих шарів. Товщина й теплофізичні властивості ґрунтів зведені в таблицю параметрів ґрунту (табл. 3). Джерела інформації про ґрунти подано в роботі [8].

Таблиця 3 – Товщина й теплофізичні властивості ґрунтів

Назва ґрунту	Товщина, (м)	Щільність $\rho$ , (кг/м <sup>3</sup> )	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda$ , (Вт/(м·К))	Питома теплоємність $C$ , (Дж/кг·К)
Насипний ґрунт	2	2100	1,05	1680
Суглинки	2	2050	2,52	1926
Піски_1	3	1960	2,45	1256
Глина	15	1770	1,54	1340
Піски_2	9	2060	2,65	1382
Крейда	84	1800	2,0	921

Мінімальна горизонтальна відстань між тунелем і теплообмінником у базовій конфігурації прийнята рівною 5 м, що відповідає вимогам ДБН Б.2.2-12:2019. Розміри поля теплообмінників і тунелю подано в табл. 4 і табл. 5.

Таблиця 4 – Розміри поля теплообмінників

Теплообмінники	
Глибина	100 м
Внутрішній діаметр трубки	26 мм
Товщина стінки трубки	3 мм
Міжосьова відстань гілок U-подібної трубки	100 мм

Таблиця 5 – Розміри тунелю метрополітену

Тунель метрополітену	
Глибина	16,5 м
Діаметр внутрішній	5,1 м
Товщина чавунної обшивки	0,4 м

### Експлуатаційні властивості спільної моделі системи тунелю й теплообмінників

Експлуатаційні параметри тунелю метрополітену й теплообмінників узагальнені в табл. 6 і табл. 7.

Таблиця 6 – Параметри експлуатаційних властивостей теплообмінників

Теплообмінники	
Температура теплоносія на вході	5 °C
Об'ємний розхід теплоносія	0,2 л/с

Таблиця 7 – Параметри експлуатаційних властивостей тунелю

Тунель метрополітену	
Теплове навантаження від поїздів, пасажирів	180 Вт/м
Швидкість повітря в тунелі	5 м/с
Температура повітря на вході в тунель	14–25 °C

Профіль швидкості повітря в тунелі подано на рис. 6.

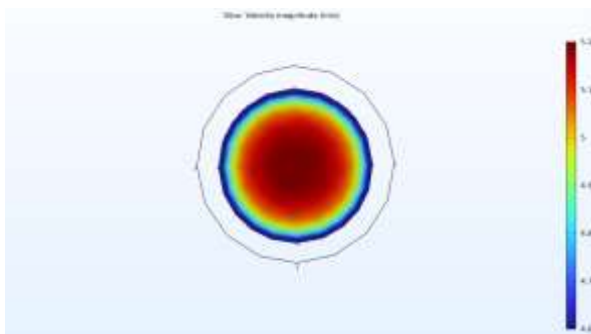


Рис. 6. Профіль швидкості повітря в поперечному перерізі тунелю

**Дослідження № 1.** Розглянуто довгостроковий вплив теплового навантаження тунелю на непорушений ґрунтовий масив. Для цього в об'єднаній 3D-моделі системи тунелю й теплообмінників був виділений репрезентативний блок ґрунту, що оточує масив з 30 вертикальних ґрунтових теплообмінників. На рис. 7 цей ґрунтовий блок виділено синім кольором.

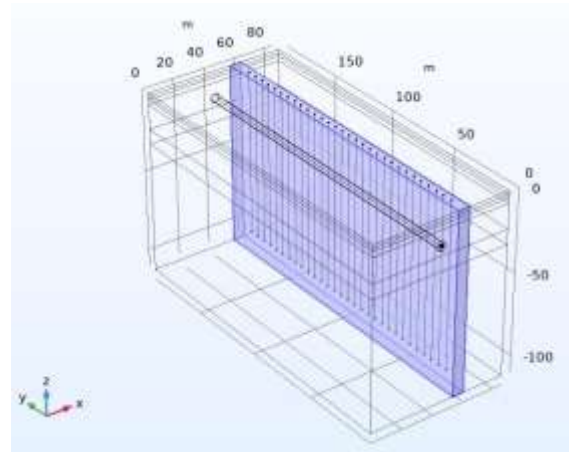


Рис. 7. Блок ґрунту, що оточує масив із 30 вертикальних ґрунтових теплообмінників

Відстань від стінки тунелю до найближчої грані цього блоку становила 5 м. Відстань між свердловинами теплообмінників – 6 м. Загальна довжина масиву 174 м. У межах дослідження № 1 робота ґрунтових теплообмінників була навмисно відключена: циркуляція теплоносія в трубах не моделювалася, а теплообмін здійснювався тільки між тунелем і навколишнім ґрунтом. Об'ємно усереднена температура виділеного блоку відстежувалася протягом 50 років експлуатації (1975 р. відкрилася станція «Вокзальна») за двома сценаріями:

- 1) без огляду на теплове навантаження тунелю;
- 2) з прикладеним тепловим навантаженням від тунелю.

Результати цих розрахунків зведені на рис. 8.

Розрахунки показують, що за відсутності теплового навантаження від тунелю температура ґрунтового масиву залишається близькою до вихідного геотермічного профілю і не демонструє помітних довготривалих змін. Врахування теплового впливу тунелю призводить до зростання середньої температури ґрунту протягом 50 років, унаслідок чого до кінця розрахункового періоду температурний

рівень виявляється вищим на 1,3–1,5 °С порівняно зі сценарієм без тунелю.

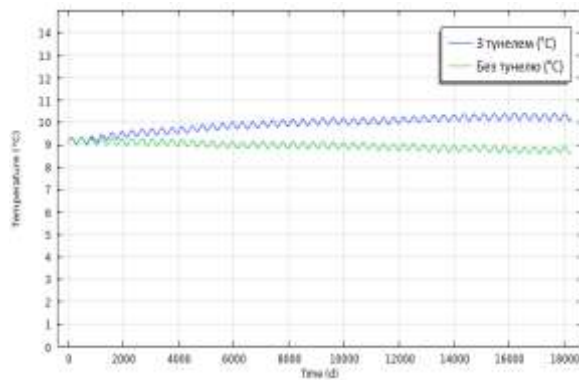


Рис. 8. Температура ґрунтового блоку

Результати дослідження № 1 мають принципове методологічне значення для всіх подальших розрахунків. Виконання наступних етапів моделювання системи тунелю й теплообмінників з припущенням ненагрітого ґрунту, температура якого відповідає лише вихідному геотермічному профілю, не відбивало б реальних умов, за яких метрополітен експлуатується впродовж десятиліть до будівництва поля теплообмінників. Досягнутий температурний приріст створює більш сприятливі умови для роботи теплових насосів у режимі опалення й має братися до уваги в подальших розрахунках теплового впливу тунелю й вертикальних ґрунтових теплообмінників.

**Дослідження № 2.** На прикладі двох варіантів розміщення масиву вертикальних ґрунтових теплообмінників досліджено вплив його конфігурації та просторового розташування щодо тунелю метрополітену:

1) приріст середньої температури теплоносія на виході з кожної свердловини порівняно з базовим варіантом, незважаючи на тунель;

2) середня теплова потужність відбору тепла масивом (*average heat extraction rate*) та її збільшення у відсотках у разі безтунельного тепла.

У конфігурації № 1 масив теплообмінників має лінійну форму та є одним рядом з 30 вертикальних свердловин (1×30) завдовжки 174 м, розташованих паралельно тунелю. У конфігурації № 2 геометрія масиву більш компактна й має співвідношення сторін 2 × 15. Масив містить два паралельних ряди теплообмінників, кожен з яких має 15 свердловин. Масив розташований паралельно тунелю. Загальна довжина масиву в плані становить 104 м.

Конфігурація № 1 зображена на рис. 9. Конфігурація № 2 подана на рис. 10. Показники масивів і відстаней від тунелю до центру масивів узагальнені в табл. 5.

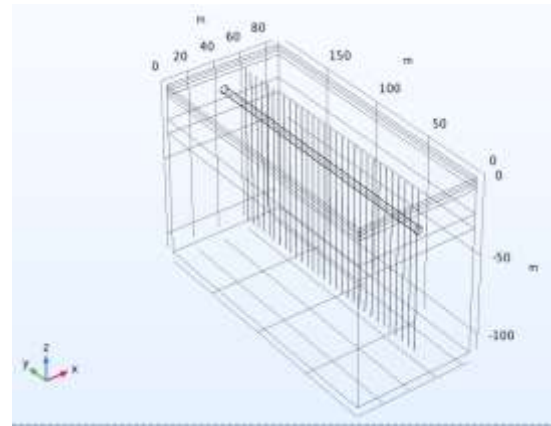


Рис. 9. Конфігурація масиву теплообмінників № 1 із співвідношенням 1 × 30

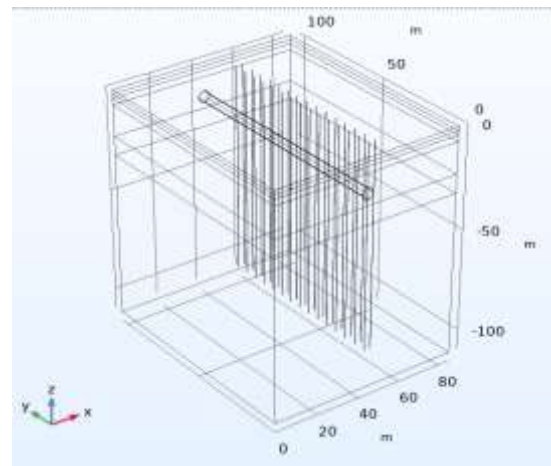


Рис. 10. Конфігурація масиву теплообмінників № 2 із співвідношенням 2 × 15

Таблиця 7 – Показники масивів теплообмінників

	Варіант № 1	Варіант № 2
Співвідношення сторін масиву теплообмінників	1×30	2×15
Відстань від стіни тунелю до стінки свердловини, м	5	5
Міжосьова відстань між рядами теплообмінників, м	немає	6
Міжосьова відстань між теплообмінниками в ряду, м	6	6

На рис. 11 подано результати чисельного моделювання для варіанта № 1, що характеризує спільну роботу вертикальних ґрунто-

вих теплообмінників і тунелю метрополітену протягом дворічного періоду.

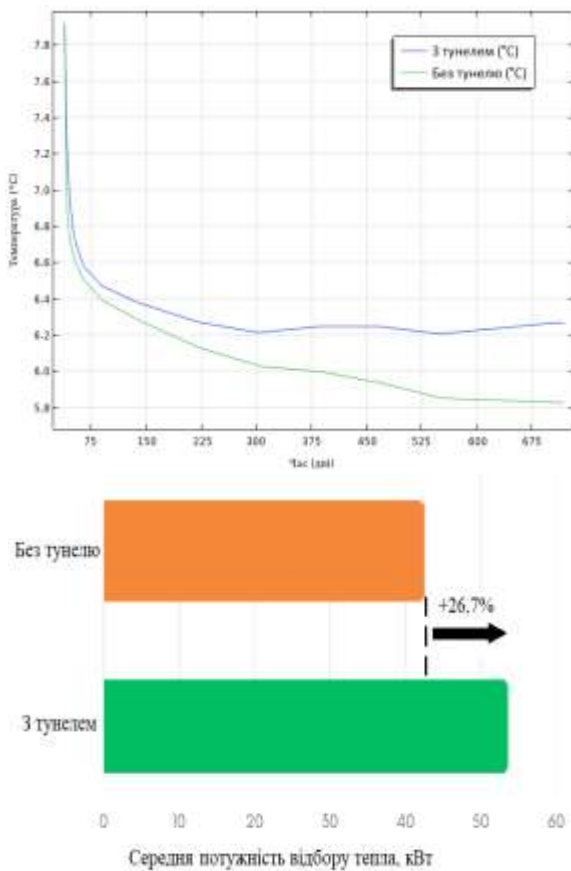


Рис. 11. Середня температура теплоносія та середня потужність відбору тепла в масиві теплообмінників із співвідношенням сторін  $1 \times 30$  (варіант № 1)

Врахування теплового впливу тунелю призводить до підвищення середньої температури теплоносія майже на  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$  і супроводжується зростанням середньої теплової потужності системи теплообмінників з  $42,6 \text{ кВт}$  до  $54 \text{ кВт}$  (приблизно  $26,7\%$ ). Результати вказують на виражену чутливість ефективності теплового відбору до температурного рівня ґрунту й нелінійний характер цієї залежності.

На рис. 12 подано результати чисельного моделювання для варіанта № 2, що характеризує спільну роботу вертикальних ґрунтових теплообмінників і тунелю метрополітену протягом дворічного періоду для масиву із співвідношенням сторін  $2 \times 15$ .

Для варіанта № 2 врахування теплового впливу тунелю приводить до збільшення середньої температури теплоносія на  $0,35 \text{ }^\circ\text{C}$  (приблизно на  $6,4\%$ ) і супроводжується зростанням середньої теплової потужності системи теплообмінників з  $33$  до  $40 \text{ кВт}$  (приблизно на  $21,3\%$ ).

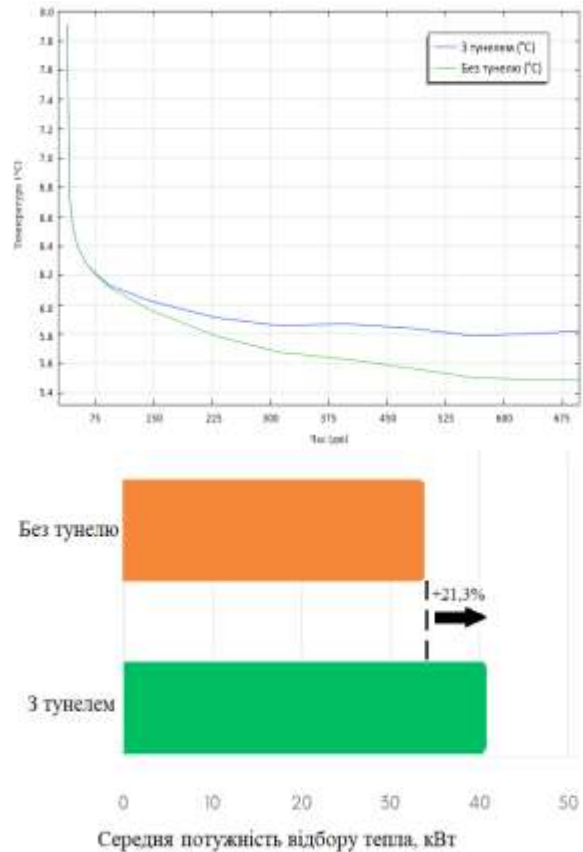


Рис. 12. Середня температура теплоносія та середня потужність відбору тепла в масиві теплообмінників із співвідношенням сторін  $2 \times 15$  (варіант № 2)

**Дослідження № 3.** У цьому дослідженні оцінено вплив зміни відстані між тунелем і вертикальними ґрунтовими теплообмінниками. Вивчено вплив переміщення масиву від стінки тунелю на середню температуру теплоносія та середню потужність відбору тепла в масиві теплообмінників порівняно зі сценарієм без тунельного впливу. Базовий сценарій масиву теплообмінників має лінійну форму та є одним рядом з 30 вертикальних свердловин ( $1 \times 30$ ) завдовжки 174 м. Розглянуто п'ять геометричних варіантів (рис. 13).

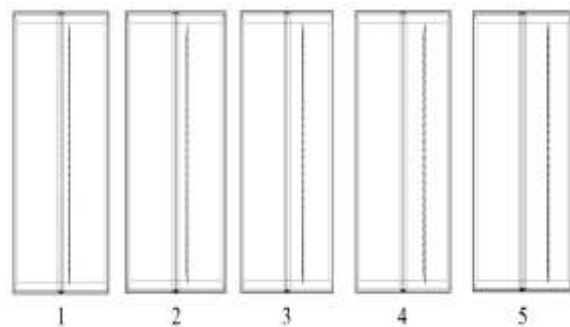


Рис. 13. Варіанти відстаней від стінки тунелю до стінки вертикальних ґрунтових теплообмінників

У табл. 8 подано відстані від стінки тунелю до стінки ряду теплообмінників для кожного геометричного варіанта.

Таблиця 8 – Варіанти відстаней від стінки тунелю до стінки теплообмінників

	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Відстань від стінки тунелю до стінки свердловини, м	5	7	12	17	20

На рис. 14 подано кількісну оцінку температурного ефекту, що демонструє зміну середньої температури теплоносія на виході з труб вертикальних ґрунтових теплообмінників залежно від відстані між стінкою тунелю й стінкою свердловини протягом дворічного розрахункового періоду.

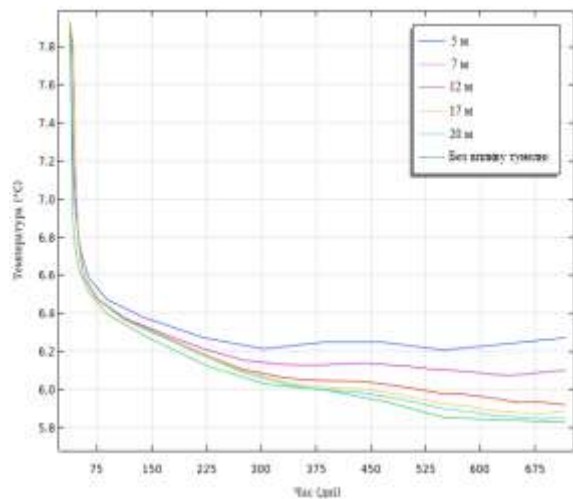


Рис. 14. Середня температура теплоносія на виході з теплообмінника для п'яти варіантів відстаней від стінки тунелю до стінки теплообмінників

Розрахунки показують, що внаслідок теплового впливу тунелю метрополітену відбувається стійке підвищення температури теплоносія на всьому часовому інтервалі моделювання. У варіанті безтунельного навантаження до кінця розрахункового періоду температура теплоносія становить приблизно 5,8–5,85 °C, тоді як за мінімальної відстані між тунелем і теплообмінником (5 м) вона зростає до 6,2–6,25 °C, що відповідає абсолютному приросту температури приблизно на 0,35–0,45 °C або на 6–8 %. Зі збільшенням відстані між тунелем і теплообмінником температурний ефект послідовно зменшується й не перевищує 0,15–0,25 °C у разі відстані 17–20 м за умови збереження однакового

характеру температурної еволюції в усіх сценаріях.

Кількісна оцінка енергетичного ефекту, подана на рис. 15, ілюструє вплив врахування теплового навантаження тунелю на середню теплову потужність відбору тепла полем вертикальних ґрунтових теплообмінників (*average heat extraction rate*).

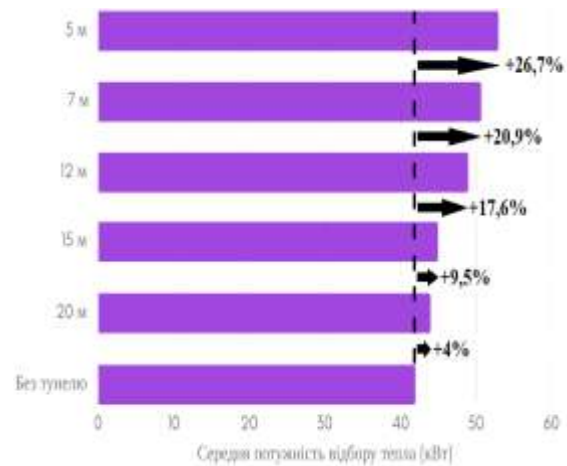


Рис. 15. Середня потужність відбору тепла в масиві теплообмінників

Кількісний аналіз енергетичного ефекту, зображений на рис. 15, ілюструє вплив обліку теплового навантаження тунелю на середню теплову потужність відбору тепла полем вертикальних ґрунтових теплообмінників (*average heat extraction rate*). Для п'яти варіантів (1–5) спостерігається стійке збільшення середньої теплової потужності щодо базового варіанта. Видно, що мірою збільшення горизонтальної відстані від тунелю середня потужність відбору знижується. Результати дослідження демонструють, що на відстані 5 м ефективність відбору тепла становила 26,7 %, але вже на відстані 20 м ефективність відбору тепла знизилася до 4 %.

### Висновки

Чисельне 3D-моделювання показало, що тепловий вплив тунелю метрополітену забезпечує підвищення середньої температури ґрунтового масиву на 1,3–1,5 °C за 50 років. Верифікація 3D-моделі вертикального ґрунтового теплообмінника підтвердила її коректність, у цьому разі розбіжність температур із 2D-моделлю не перевищує 0,5 %. Для конфігурації поля теплообмінників 1×30 середня теплова потужність відбору зростає з 42,6 до 54 кВт, що відповідає 26,7 % приросту. Для конфігурації 2×15 приріст середньої теплової потужності становить близько 21,3 % (з 33 до 40 кВт). Зі збільшенням відс-

тані між тунелем і теплообмінниками від 5 м до 20 м ефект знижується з 26,7 % до 4 %.

### Література

1. Fleur Loveridge, John S. McCartney, Guillermo A. Narsilio, Marcelo Sanchez, Energy geostructures: A review of analysis approaches, insitutesting and model scale experiments, *Geomechanics for Energy and the Environment* Volume 22, May 2020, 100173, doi.org/10.1016/j.gete.2019.100173.
2. Marco Barla, Alice Di Donna, Energy tunnels: concept and design aspects, *Underground Space* Volume 3, Issue 4, December 2018, Pages 268–276, doi.org/10.1016/j.undsp.2018.03.003
3. Brandl H. Geothermal Geotechnics for Urban Undergrounds. *Procedia Engineering* 165 (2016) 747–764.
4. Фіалко Н. М. Утилізація енергії викидів систем місцевої вентиляції метрополітенів з допомогою теплових насосів / Н. М. Фіалко, Л. Б. Зімін, С. В. Дубовський. *Промислова теплотехніка*. 2000. Т. 22. № 1. С. 90–93.
5. Зімін Л. Б. Опитна установка для утилізації низькопотенційної теплоти вентиляційних викидів метрополітена. *Промислова теплотехніка*. 2001. Т. 23. № 1–2. С. 92–95.
6. Фіалко Н. М., Зімін Л. Б. Оцінка ефективності застосування теплових насосів в умовах метрополітенів та вугільних шахт, удк 621.564 : 621.565.001.5
7. Deineko A., Krukovskiy P., & Frolov G. Features of the Heat and Mass Transfer of the Underground Structures of the Kiev Metro with the Ground Mass and Air Environment. *Journal of New Technologies in Environmental Science*, 1(2), 11–15, 2023. <https://doi.org/10.53412/jntes-2023-1-2>
8. Задіранов В. С. Моделювання утилізації теплоти метрополітену з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника та теплового насоса в умовах Харкова. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. Київ, 2025. Вип. 54. С. 122–139. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.122-139>
9. Задіранов В. С. Чисельне 3D-моделювання нестационарного температурного поля внутрішньої поверхні тунелю метрополітену. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. Київ, 2025. Вип. 55. С. 96–114. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.96-114>
10. Ozudogru T. Y., Olgun C. G., Senol A. 3D numerical modeling of vertical geothermal heat exchangers. *Geothermics*, 2014. P. 312–324. <http://dx.doi.org/10.1016/j.geothermics.2014.02.005>
11. Предун К. М., Войналович В. О. Організація виконання підготовчих і будівельно-монтажних робіт для влаштування геотермальних теплових насосів. *Просторовий розвиток*. Київ, 2024. Вип. 8. С. 361–372. <https://doi.org/10.32347/2786-7269.2024.8.361-372>
12. ASHRAE. 2009. ASHRAE Handbook: Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
13. Churchill S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical Engineering*, 1977, 84 (24), pp. 91–92.
14. Gnielinski V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, 1976, 16 (2), pp. 359–368.

### References

1. Fleur Loveridge, John S. McCartney, Guillermo A. Narsilio, Marcelo Sanchez, Energy geostructures: A review of analysis approaches, insitutesting and model scale experiments, *Geomechanics for Energy and the Environment* Vol.22, May 2020, 100173, doi.org/10.1016/j.gete.2019.100173.
2. Marco Barla, Alice Di Donna, Energy tunnels: concept and design aspects, *Underground Space* Volume 3, Issue 4, December 2018, Pages 268–276, doi.org/10.1016/j.undsp.2018.03.003
3. Brandl H. Geothermal Geotechnics for Urban Undergrounds. *Procedia Engineering* 165 (2016) 747–764.
4. Fialko, N. M., Zimin, L. B., & Dubovskoi, S. V. Utilization of energy from exhaust air of local ventilation systems in underground railways using heat pumps. *Industrial Heat Engineering*, 2000, Vol. 22, No. 1, pp. 90–93. (in Russian)
5. Zimin, L. B. Experimental installation for utilization of low-potential heat from ventilation exhaust air of underground railways. *Industrial Heat Engineering*, 2001, Vol. 23, No. 1–2, pp. 92–95. (in Russian)
6. Fialko, N. M., & Zimin, L. B. Assessment of the efficiency of heat pump application under underground railway and coal mine conditions. UDC 621.564:621.565.001.5. (in Russian)
7. Deineko, A., Krukovskiy, P., & Frolov, G. Features of the Heat and Mass Transfer of the Underground Structures of the Kiev Metro with the Ground Mass and Air Environment. *Journal of New Technologies in Environmental Science*, 1(2), 11–15, 2023. <https://doi.org/10.53412/jntes-2023-1-2>
8. Zadiranov V. Simulation of metro heat utilisation using a vertical ground heat exchanger and a heat pump in Kharkiv. *Ventilation Illumination and Heat Gas Supply*. Kyiv, 2025. Vol. 54. P. 122–139. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.122-139>
9. Zadiranov V. Numerical 3D simulation of the non-stationary temperature field of the internal surface of a metro tunnel. *Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply*. Kyiv, 2025. Vol. 55. P. 96–114. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.96-114>
10. Ozudogru T. Y., Olgun C. G., Senol A. 3D numerical modeling of vertical geothermal heat exchangers. *Geothermics*, 2014. P. 312–324. <http://dx.doi.org/10.1016/j.geothermics.2014.02.005>

11. Predun K., Voinalovich V., Organization of execution of preparatory and construction and installation works for installing geothermal heat pumps. *Spatial development*. Kyiv, 2024. Vol. 8. P. 361–372. <https://doi.org/10.32347/2786-7269.2024.8.361-372>
12. ASHRAE. 2009. ASHRAE Handbook: Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
13. Churchill, S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, *Chemical Engineering*, 1977, 84 (24), pp. 91–92.
14. Gnielinski, V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, 1976, 16 (2), pp. 359–368.

**Задіранов Вадим Сергійович**, аспірант,  
vadimharij@gmail.com,  
тел. +38 066-254-60-35,

Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, 61002.  
Україна, м. Харків, вул. Черноглазівська, 17.

### **Parametric Analysis of the Thermal Impact of a Metro Tunnel on the Performance of a Vertical Ground Heat Exchanger Field**

**Abstract. Problem.** Long-term operation of underground tunnels in densely built-up urban areas leads to the formation of a stable anthropogenic heat field in the soil mass, which is not usually taken into account in the design of geothermal systems with vertical ground heat exchangers. Heat tunnels in the metro can be of great importance for additional heating, which in turn includes heat removal options for gentle heat supply using geothermal heat pumps.

**Goal.** The goal is to improve the heat collection efficiency of vertical ground heat exchangers with a geothermal heat pump by utilizing heat from subway tunnels. **Methodology.** The study was conducted based on numerical 3-D simulations in COMSOL Multiphysics. First, the 50-year thermal impact of the tunnel on the soil array was modelled, followed

by an analysis of the two-year operation of a field of 30 vertical ground heat exchangers with a depth of 100 m. A parametric analysis of two array configurations (1×30 and 2×15) and five distances between the tunnel and heat exchangers (5–20 m) was performed. **Results.** It was found that the thermal impact of the tunnel leads to an increase in the average soil temperature by 1.3–1.5 °C over 50 years. For the 1×30 configuration, the average heat extraction capacity increases from 42.6 to 54 kW (by 26.7%), and for the 2×15 configuration, from 33 to 40 kW (by 21.3%). With an increase in distance from 5 to 20 m, the power gain decreases from 26.7% to 4%. **Originality.** The scientific novelty lies in the quantitative combination of the long-term thermal impact of the metro tunnel with the model of the operation of vertical ground heat exchangers in a single 3D setting in the conditions of Kharkiv, which allows taking into account the real thermal conditions of the urban underground environment. **Practical value.** The results obtained can be used in the design of geothermal heat supply systems in urban areas to justify the location and configuration of vertical ground heat exchanger fields near metro tunnels.

**Key words:** metro, heat pumps, vertical ground heat exchangers, geothermal system, numerical modeling.

**Zadiranov Vadym**, PhD Student, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, tel. +38 066-254-60-35, ORCID: 0009-0002-9179-9753  
vadimharij@gmail.com,

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv.

*Стаття надійшла до редакції / Received:* 09.01.2026.

*Прийнята до друку після рецензування / Revised and Accepted:* 21.01.2026.

*Дата публікації статті / Published:* 11.05.2026.