

5. Савчук Н.А. Доменное производство на рубеже XXI века [Текст] / Н.А. Савчук, И.Ф. Курунов // Новости черной металлургии за рубежом. - 2000. - 42с.
6. Домна в энергетическом измерении/ А.В. Бородулин, А.Д. Горбунов, В.И. Романенко, Г.И. Орел.- Кривой Рог- 2004, 436с.
7. Маркин Н.С. Основы теории обработки результатов измерений: Учебное пособие для средних специальных учебных заведений. – М.: Издательство стандартов, 1991, - 176 с., ил.

References

1. Komp'juternye metody modelirovaniya domennogo processa/ Pod red. N.A. Spirina. Ekaterinburg: UGTU- UPI, 2005. 301s.
2. Nekrasov Z.I. Analiz vliyanija razmerov domennyh pechej na pokazateli domennoj plavki [Tekst] / Z.I. Nekrasov, I.G. Tovarovskij, M.D. Zhembus // Intensifikacija processov domennoj plavki i osvoenie pechej bol'shogo ob'ema: Tempticheskij sbornik nauchnyh trudov/ MChS SSSR(ICHM).- M.:Metallurgija.- 1977.-№3.- S. 7-19.
3. Optimization of blast furnace productivity coupled with CO2 emissions reduction/ Pasquale Cavaliere, Angelo Perrone// Steel Research International. 2014, v. 85, № 1, p. 89-98
4. Ramm A.N. Sovremennij domennyj process [Tekst] / A.N. Ramm. - M.: Metallurgija, 1980. - 340s.
5. Savchuk N.A. Domennoe proizvodstvo na rubezhe XXI veka [Tekst] / N.A. Savchuk, I.F. Kurunov // Novosti chernoj metallurgii za rubezhom. - 2000. - 42s.
6. Domna v jenergeticheskom izmerenii/ A.V. Borodulin, A.D. Gorbunov, V.I. Romanenko, G.I. Orel.- Krivoj Rog- 2004, 436s.
7. Markin N.S. Osnovy teorii obrabotki rezul'tatov izmerenij: Uchebnoe posobie dlja srednih special'nyh uchebnyh zavedenij. – M.: Izdatel'stvo standartov, 1991, - 176 s., il.

Рецензія/Peer review : 6.1.2015 р. Надрукована/Printed :24.1.2015 р.
Стаття рецензована редакційною колегією

УДК 53.082.4, 502.084, 574.22

М.М. ФЕДОРЯК, В.Л. ВОЛОШИН, В.В. БРАЙЛОВСЬКИЙ, П.М. ОЛЕКСЮК
Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича

ПРИЛАД ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПРЕФЕРЕНДУМІВ ЧЛЕНИСТОНОГИХ

Описано прилад для дослідження температурних преферендумів членистоногих в умовах штучно створеного температурного поля. Максимальна температура гарячого кінця теплопровідного каналу 90 ± 0.1 °C, діапазон зміни величини градієнта температури в каналі $0 \div 1.2$ °C /см, номінальна потужність не більше 130 Вт, а максимальна 505 Вт.

Ключові слова: температура, температурний градієнт, термопара, тепловтрати, тепловий потік, електромагнітне поле.

M.M. FEDORIAK, V.L. VOLOSHYN, V.V. BRAYLOVSKY, P.M. OLEKSYUK
Yuriy Fedkovych Chernivtsi National University

THE DEVICE TO DETERMINE TEMPERATURE PREFERENCES OF ARTHROPODA

The device to determine temperature preferences of Arthropoda on artificial thermal gradient has been described°. The maximum temperature of the hot end of the heat conducting canal is 90 ± 0.10 °C, the range of thermal gradient change in the canal is $0 \div 1.2$ °C/cm, nominal power is less than 130 watts and the maximum is 505 watts.

Key words: temperature, thermal gradient, thermocouple, heat loss, thermal current, electromagnetic field.

Вступ. Теплота – основа кінетики хімічних реакцій, які забезпечують життєдіяльність організму. Тому температурні умови належать до найважливіших екологічних факторів. Відомо, що існує діапазон температур, у межах якого кожен вид організмів може розвиватися і розмножуватися – так зване температурне вікно (*thermal window*) виду [6, 10, 11]. В умовах глобальних кліматичних змін і прискорення темпів урбанізації, що супроводжується синантропізацією багатьох видів членистоногих, збільшенням чисельності та розширенням ареалів певних видів, у тому числі й шкідників, переносників збудників захворювань тощо, особливої актуальності набуває вивчення температурних вікон і преферендумів синантропних членистоногих [2, 6]. Вивчення температурних преферендумів молодих бджіл із використанням приладу штучної реалізації одновимірного температурного градієнта в межах 10-50 °C дозволило показати, що поодинокі бджоли надають перевагу температурі 36 °C, яка відповідає такій у вивідковій камері бджолиного вулика [9]. У подальшому подібні дослідження термопреферендумів поодиноких бджіл і бджіл у складі груп дозволили зробити цікаві висновки щодо динаміки прийняття бджолами колективного рішення [7].

Мета роботи: розроблення та виготовлення приладу, який забезпечить можливість штучно створювати та підтримувати заданий рівень температури та температурного градієнту в замкнутому об'ємі, ізольованому від впливу зовнішнього середовища, не створюючи при цьому додаткових чинників, які могли би впливати на поведінку членистоногих.

Основні вимоги до розроблюваного приладу. Поставлена мета досягалася дотриманням вимог

стосовно низки чинників: а) величини напруженості електромагнітного поля; б) рівня акустичних шумів; в) кольору та стану поверхні, на якій знаходитимуться досліджувані членистоногі; г) наявності сторонніх запахів; д) рівня освітлення. Прилад побудовано для дослідження в першу чергу синантропних членистоногих як таких, що справляють багатоаспектний негативний вплив на людей: мають епідеміологічне значення (переносники та резервуари збудників інфекційних захворювань, збудники захворювань), мають медичне значення (викликають міази, мають алергізуючий вплив); непокоять людей (при укусах або ж своїм виглядом); завдають шкоди продуктам харчування і предметам побуту [2]. З іншого боку, приміщення населених пунктів заселяє також значна кількість видів ентомофагів, зокрема павуків [8], яким належить суттєва роль у стримуванні зростання чисельності членистоногих.

Тож, параметри електромагнітного й акустичного шумів обиралися нижче середньостатистичних рівнів житлових приміщень. Обрано білий колір як найбільш нейтральний і поширений у внутрішньому інтер'єрі приміщень (стелі, стіни). З метою зменшення можливого впливу тих чи інших запахів на поведінку членистоногих після фарбування деталей приладу здійснювалось їх тривале висушування при підвищених температурах і витримка на відкритому повітрі не менше одного місяця. Для уникнення можливого впливу хімічних міток членистоногих на їх поведінку, при багаторазовому використанні приладу пропонуємо застосовувати смуги бинту, змінюючи їх перед поміщенням нової особини. Для підтримування природного рівня освітлення, а також для забезпечення можливості спостереження за членистоногими застосовано оглядове вікно (див. нижче).

Теоретичні та експериментальні дослідження. Основою приладу (рис. 1) є дві ємності 1, 3 для рідин та теплопровідний канал 2, у який поміщають досліджуваний об'єкт. Додатково прилад містить електронний блок керування температурою рідини однієї із ємностей (ємність 1) та блок вимірювання температури у відповідних точках теплопровідного каналу.

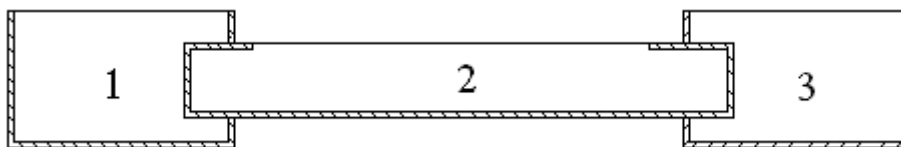


Рис. 1. Основні структурні елементи приладу

Структурні елементи приладу (рис. 1) виготовлено з листової сталі. Зовнішня поверхня приладу покрита теплоізолюючим пінопластом (на рис. 1 не показано). В ємності 3 знаходилася рідина з фіксованою температурою (вода з танучим льодом), що забезпечувало можливість підтримування постійної (близької до нуля) температури правої частини теплопровідного каналу. Рідина в лівій ємності підігрівалась і залежно від величини її температури забезпечувалася відповідна величина градієнта температури в теплопровідному каналі 2. Для досягнення та підтримання необхідної температури рідини ємності 1, а також для вимірювання температури вздовж теплопровідного каналу розроблено електронний блок .

Обмеження рівня акустичних сигналів (шумів) змусило відмовитися від механічних систем перемішування рідини в ємності 1 при нагріванні чи підтримуванні її температури на заданому рівні. Для забезпечення малих температурних полів у рідині ємності 1 збільшена площа нагрівника. Збільшення площі нагрівника досягалось використанням чотирьох однакових нагрівників, рівномірно розміщених в об'ємі рідини ємності 1. Загальна потужність нагрівників змінювалася шляхом зміни схеми їх з'єднання. Усі нагрівники рівновіддалені від дна ємності 1 і знаходяться на однакових відстанях від вертикальних ребер цієї ємності. З метою запобігання виникнення завад поздовжнього типу, що можуть дестабілізувати роботу схеми регулювання температури, перевірялася величина опору між корпусом нагрівника й одним з його мережевих електродів. Величина опору між указаними точками повинна бути не менше 2 МОм. Фактично з 16 нагрівників лише 4 характеризувались указаною величиною опору.

Виконання умови низького рівня електромагнітного поля забезпечувалося, в першу чергу, мінімізацією величини електричної енергії, що розсіювалася на нагрівниках. Зазначена величина електричної енергії визначалась енергією, необхідною для: а) підігріву рідини до заданого рівня температури; б) компенсації втрат тепла рідини, зумовлених теплообміном з навколишнім середовищем; в) підтримування заданої величини теплового потоку, а отже, і заданої величини градієнта температури в теплопровідному каналі.

Проведемо кількісну оцінку величини теплової енергії, необхідної для кожного з цих випадків:

а) оцінимо величину потужності нагрівників, необхідну для нагрівання рідини (води) від температури навколишнього середовища $t_{nc}=20^{\circ}\text{C}$, до деякої проміжної температури, наприклад, до $t_p=40^{\circ}\text{C}$ за формулою [4]:

$$Q = m \cdot C \cdot (t_p - t_{nc}), \quad (1)$$

де m – маса води, C – теплоємність води.

При розмірах ємності 1 $0.2 \times 0.2 \times 0.2 \text{ м}^3$ маса оптимальної кількості води становить $m = 6 \text{ кг}$. Враховуючи, що теплоємність води $C = 4190 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K}$, то кількість теплової енергії, необхідної для нагрівання води до вказаної температури дорівнює:

$$Q = m \cdot C \cdot (t_p - t_{nc}) = 6 \text{ кг} \cdot 4190 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K} \cdot (40^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}) = 502 \text{ кДж}$$

Прийmemo, що для надання воді такої кількості енергії достатньо $\Delta t = 20$ хв (1200 сек). Отже, сумарна потужність нагрівників повинна бути не менше:

$$P = Q / \Delta t = 502,8 \text{ кДж} / 1200 \text{ сек} = 419 \text{ Вт.}$$

б) знайдемо величину тепловтрат зовнішньою поверхнею сталіної ємності 1 в навколишнє середовище за рахунок теплопровідності [5]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d}{l} + \frac{1}{a_2}}, \quad (2)$$

де a_1 – коефіцієнт тепловіддачі на межі повітря – сталь, d – товщина сталі, l – теплопровідність сталі, a_2 – коефіцієнт тепловіддачі на межі сталь – рідина.

Підставивши в рівняння (2) значення відповідних величин [4, 5], отримаємо:

$$k = 5,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Величина тепловтрати в навколишнє середовище одиничною площею зовнішньої поверхні ємності 1 при високій температурі рідини в цій ємності $t_p = 80^\circ \text{C}$ і температурі навколишнього середовища $t_{nc} = 20^\circ \text{C}$ дорівнює:

$$Q = k \cdot (t_p - t_{nc}) = 5,7 \cdot (80 - 20) = 342 \text{ Вт/м}^2.$$

Для простоти розрахунку прийmemo, що величини теплообміну за рахунок теплопровідності з навколишнім середовищем верхньої (кришка), нижньої (дно) та бокових стінок ємності 1 з рідиною підігрітою до 80°C однакові. Ємність 1 має кубічну форму з розмірами ребер 0.2 м отже величина площі зовнішньої поверхні $S = 0.2 \cdot 0.2 \cdot 6 = 0.24 \text{ м}^2$. Величина тепловтрат ємністю 1 в навколишнє середовище дорівнює:

$$Q_{\text{розс.}} = Q \cdot S = 342,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot 0.24 \text{ м}^2 = 82 \text{ Вт};$$

в) величину потужності, необхідної для підтримування максимальної величини теплового потоку, а отже і максимальної величини градієнта температури в теплопровідному каналі визначимо при умові великої (близької до максимальної) різниці температур між кінцевими точками теплопроводу. Фактично це випадок великої різниці температур між ємностями 1 та 2 рис. 1:

$$\Delta t = t_p - t_o = 80^\circ \text{C} - 0^\circ \text{C} = 80^\circ \text{C}.$$

Величина теплового потоку вздовж теплового каналу, без урахування втрат тепла в навколишнє середовище, може бути знайдена за формулою [4]:

$$Q_{\text{кан.}} = l S \Delta t / b, \quad (3)$$

де l – теплопровідність сталі, S – площа поперечного перерізу теплопровідного каналу, Δt – різниця температур між крайніми точками теплопровідного каналу, b – довжина теплопровідного каналу.

Підставивши в рівняння (3) значення відповідних величин, отримаємо:

$$Q_{\text{кан.}} = 52 \cdot 6 \cdot 10^{-4} \cdot 80 / 0,7 = 3,6 \text{ Вт}$$

Порівняння результатів розрахунку величини необхідної енергії за всіма трьома пунктами свідчить, що найбільша енергія необхідна для забезпечення підігрівання води ємності 1 до заданої температури.

Для зменшення величини тепловтрат, а отже, і мінімально необхідної електричної енергії, ємність 1 теплоізолювали (рис. 2). Ефективність теплоізолюючого матеріалу перевірялась згідно з критерієм авторів [5]. За даним критерієм, пінопласт володіє достатньо високими теплоізолюючими властивостями.

Величина коефіцієнта теплопередачі для випадку, зображеному на рис. 2, може бути знайдена зі співвідношення [5]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{d_1}{l_1} + \frac{d_2}{l_2} + \frac{1}{a_2}}, \quad (4)$$

де a_1 – коефіцієнт тепловіддачі на межі повітря – пінопласт, d_1 (d_2) – товщина пінопласту (сталі), l_1 (l_2) – теплопровідність пінопласту (сталі), a_2 – коефіцієнт тепловіддачі на межі сталь – рідина.

Товщина металу (сталі), з якого виготовлено власне прилад (рис. 1) $d_2 = 1,5 \text{ мм}$. Теплопровідність пінопласту $l_1 = 0,04 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, а теплопровідність сталі $l_2 = 52 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ [4, 5]. При $d_1 = 10 \text{ мм} = 10^{-2} \text{ м}$ і наведених вище числових значеннях величин в рівнянні (4) отримаємо:

$$k = 2,35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

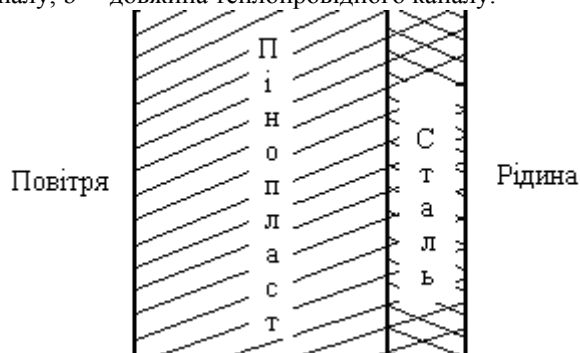


Рис. 2. Теплопередача через безмежну двошарову плоску структуру

Прийmemo, що рідина має температуру $t_p = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура навколишнього середовища $t_{nc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цій умові через одиницю площі структури зображеної на рис. 3, передаватиметься енергія:

$$Q = k(t_p - t_{nc}) = 2.35 \cdot (80 - 20) = 141\text{ Вт/м}^2.$$

Оскільки величину тепловтрат оцінюємо лише за рахунок теплопровідності, то характер теплообміну не змінюється при зміні просторової орієнтації. Тому теплообмін з навколишнім середовищем верхньої (кришка), нижньої (дно) та бокових стінок ємності 1 з рідиною, підігрітою до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, можна вважати однаковими. Ємність 1 має кубічну форму з розмірами ребер 0.2 м . Величину площі зовнішньої поверхні ємності утепленої пінопластом знайдемо з урахуванням товщини пінопласту. Прийmemo, що товщина пінопласту $d_1 = 10\text{ мм}$, при цьому розміри зовнішнього ребра куба $d = 0.22\text{ м}$. Тому величина площі, що контактує із зовнішнім середовищем, $S = 0.22 \cdot 0.22 \cdot 6 = 0.29\text{ м}^2$. Отже, тепла енергія, розсіювана в навколишнє середовище зовнішньою поверхнею пінопласту, що оточує ємність 1, буде:

$$Q_{розс.} = 141\text{ Вт/м}^2 \cdot 0.29\text{ м}^2 = 40.9\text{ Вт}.$$

Провівши аналогічні розрахунки при різній товщині (30, 50 і 100 мм) пінопласту, отримаємо відповідні величини k , S та $Q_{розс.}$, а отже, величину електричної енергії, необхідної для компенсації втрат теплової енергії внаслідок її розсіювання в навколишнє середовище. За результатами проведених розрахунків отримано, що товщина пінопласту 50 мм і навіть 30 мм є цілком прийнятною для суттєвого зменшення тепловтрат.

Постійність величини градієнта температури вздовж теплопровідного каналу може бути забезпечена при виконанні таких умов:

- теплопровідний канал однорідний за своїми фізичними властивостями і характеризується незмінними геометричними розмірами;
- величина втрати теплової енергії, внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем, суттєво менша (в ідеальному випадку нульова) від величини потоку теплової енергії по теплопровідному каналу.

Виконання вказаних умов забезпечується промисловим виготовленням профілю і вибором матеріалу профілю. Вибір матеріалу здійснюється за величиною теплопровідності. Природно, що найбільше цій умові відповідає мідь, яка характеризується високою теплопровідністю $\lambda = 380\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [3]. Відсутність промислових мідних профілів змусила обмежитися сталним профілем з теплопровідністю $\lambda = 52\text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ [3].

Оцінимо величину тепловтрат у навколишнє середовище сталним теплопровідним каналом при товщині теплоізолюючої пінопластової оболонки 100 мм . Пінопласт такої товщини випускається промисловістю і при цій товщині пінопласту збільшення розмірів теплопровідного каналу ще прийнятне. Для кількісної оцінки величини втрат тепла $Q_{розс.}$ у навколишнє середовище розглянемо випадок розсіювання тепла елементарною ділянкою покритого пінопластом каналу рис. 3. Елементарну ділянку обираємо як частину теплопровідного каналу, що знаходиться між ізотермічними поверхнями з температурами t_1 та t_2 . Враховуючи відносно високу теплопровідність сталі, можна вважати, що ізотермічні поверхні перпендикулярні до осі симетрії каналу. Прийmemo, що елементарна ділянка каналу з температурою t_1 знаходиться безпосередньо біля ємності 1 з нагрітою до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ рідиною. Цілком закономірно вважати, що температура лівої частини елементарної ділянки теплопровідного каналу $t_1 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для спрощення алгоритму розрахунку вибираємо елементарну ділянку настільки вузькою (значно меншу від загальної довжини каналу, наприклад, $b = 5\text{ см}$ див. рис. 3), щоб зміну температури вздовж цієї ділянки можна було вважати лінійною і достатньо малою в порівнянні з різницею температури між поверхнею каналу та температурою навколишнього середовища. Припустимо також, що реалізовано випадок ідеальної теплоізоляції теплопровідного каналу від можливих втрат тепла з його поверхні в навколишнє середовище. Отже, розглядаємо випадок коли величина градієнта температури не змінюється вздовж теплопровідного каналу. Температура рідини (вода з танучим льодом) в ємності 2 нульова. Тому величина градієнта температури вздовж теплопровідного каналу довжиною 70 см дорівнює:

$$\text{grad } t = (80\text{ }^{\circ}\text{C} - 0\text{ }^{\circ}\text{C}) / 70\text{ см} = 1,14\text{ }^{\circ}\text{C/см}.$$

Отриману величину градієнта температури прийmemo як таку, що реалізована у випадку, зображеному на рис. 3. При умові, що ширина елементарної ділянки каналу становить $b = 5\text{ см}$, то величина зміни температури на такій ширині дорівнює $\Delta t = t_1 - t_2 = 1,14\text{ }^{\circ}\text{C/см} \cdot 5\text{ см} = 5,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, що менше, ніж зміна температури в $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ між поверхнею каналу ($80\text{ }^{\circ}\text{C}$) та температурою навколишнього середовища ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Указані числові значення температур прийmemo за основні величини при розрахунку втрат тепла теплопровідним каналом, покритим пінопластом.

Величина коефіцієнта теплопередачі в навколишнє середовище в цьому випадку:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a} + \frac{d}{l}}, \quad (5)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі на межі повітря – пінопласт, d – товщина пінопласту, l – теплопровідність пінопласту.

Для спрощення розрахунків вважаємо тепловий опір контакту пінопласт – сталь настільки малим,

що ним можна знехтувати. У реальності цей опір достатньо великий, а це тільки зменшить величину тепловтрат у навколишнє середовище. Отже, ми розглядаємо найгірший випадок, коли тепловтрати максимально великі. Підставивши в рівняння (5) числові значення відповідних величин ($a = 20 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $d=0.1 \text{ м}$, $l=0.04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$), отримаємо, що коефіцієнт теплопередачі:

$$k=0.392 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Середня величина температури теплопровідного каналу обраної ділянки:

$$t_{\text{сеп}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{80 + 74.3}{2} = 77.15 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Величина тепловтрат одиниці площі зовнішньої поверхні елементарної ділянки теплопровідного каналу дорівнює:

$$Q = k(t_{\text{сеп}} - t_{\text{hc}}) = 0.392 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К} (77.15 - 20) = 22.4 \text{ Вт/м}^2$$

У перпендикулярній до рисунка площині канал має форму квадрата з розмірами сторін $L=0.1 \text{ м}$. Утеплення теплопровідного каналу пінопластом товщиною $d=0.1 \text{ м}$ призведе до збільшення величини площі зовнішньої поверхні каналу. У цьому випадку величина площі зовнішньої поверхні елементарної ділянки шириною $b=5\cdot 10^{-2} \text{ м}$ утепленого пінопластом теплопровідного каналу дорівнює:

$$S = 4 \cdot (L + 2d) \cdot b = 4 \cdot (0.1 + 2 \cdot 0.1) \cdot 0.05 = 6 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Шукана величина втрати теплової енергії елементарною ділянкою поверхні каналу при його середній температурі $77.15 \text{ }^\circ\text{С}$ буде дорівнювати:

$$Q_{\text{розс.}} = Q \cdot S = 22.4 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 = 1.34 \text{ Вт}$$

Водночас величина тепловтрат зовнішньою поверхнею елементарної ділянки теплопровідного каналу без теплоізоляції $Q_{\text{розс.}} = 22.8 \text{ Вт}$. У цьому випадку $k = a = 20 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, а величина площі зовнішньої поверхні елементарної ділянки $S = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Величину потоку теплової енергії, переданої вздовж металу теплопровідного каналу, знайдемо з виразу:

$$Q_{\text{кан.}} = l \cdot s \cdot \Delta t / b, \quad (6)$$

де l – теплопровідність матеріалу, з якого виготовлено теплопровідний канал (сталь); s – площа поперечного перерізу теплопровідного каналу (площа сталі); Δt – різниця температур між початком і кінцем елементарної ділянки теплопровідного каналу; b – ширина елементарної ділянки теплопровідного каналу.

Для сталі, з якої виготовлено теплопровідний канал, $l=52 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Числові значення решти величин, що входять у рівняння 6, такі:

$$s = 1.5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-1} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad b = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad \Delta t = 5.7 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Підставивши їх у рівняння (6) отримаємо:

$$Q_{\text{кан.}} = 3.55 \text{ Вт}.$$

Основу оглядового вікна складають три листи органічного скла. Простір між ними (рис. 4) заповнено осушеним аргеном, що суттєво зменшує величину теплопровідності [1, 3].

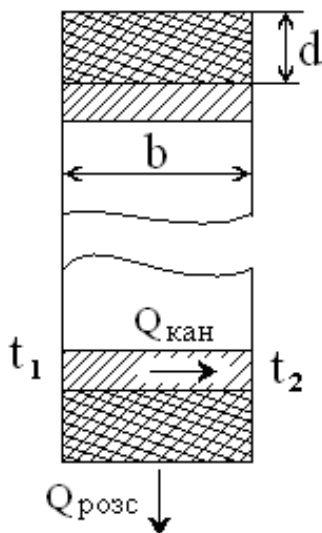


Рис. 3. Теплові потоки елементарної ділянки теплопровідного каналу, покритого пінопластом товщиною d

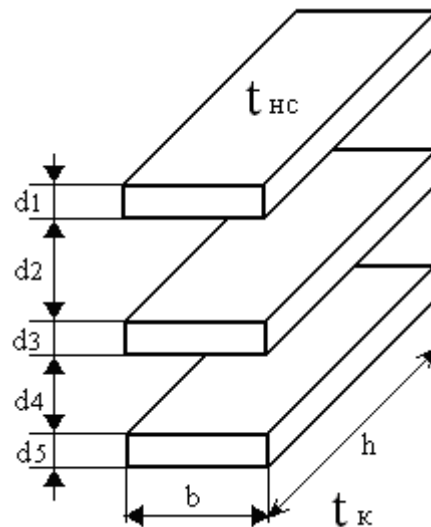


Рис. 4. Елементарна ділянка оглядового вікна

Величина коефіцієнта теплопередачі для випадку, зображеного на рис. 4, може бути знайдена з виразу [5]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum_{i=1}^2 \frac{d_i}{l_i} + \frac{1}{a_2}}, \quad (7)$$

де a_1 – коефіцієнт тепловіддачі на межі повітря – органічне скло; d_i – товщина органічного скла (повітря); l_i – теплопровідність органічного скла (повітря); a_2 – коефіцієнт тепловіддачі на межі органічне скло – повітря.

Підставивши числові значення відповідних величин у рівняння (7), отримаємо:

$$k = 1.05 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Оцінку величини тепловтрат виконаємо при умові максимально можливої величини температури зі сторони теплопровідного каналу при його середній температурі $t_{cep} = 77,15^\circ\text{C}$. Величина температури навколишнього середовища $t_{nc} = 20^\circ\text{C}$. Ширину елементарної ділянки оглядового вікна обрано такою ж, як і у випадку розрахунку тепловтрат теплопровідним каналом $b = 50$ мм, що дає можливість порівняти між собою ці величини. При обраних геометричних розмірах площа елементарної ділянки оглядового вікна шириною $b = 50$ мм і довжиною $h = 100$ мм (рис. 4) дорівнює $S = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Розрахунок тепловтрат проведемо при вказаних числових значеннях величин і отримаємо:

$$Q = S \cdot k (t_{cep} - t_{nc}) = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot 1.05 \text{ Вт/м}^2\text{К} (77.15 - 20)^\circ\text{C} = 0.3 \text{ Вт}.$$

Така величина Q цілком прийнятна, оскільки менша, ніж величина тепловтрат розсіювання зовнішньою поверхнею елементарної ділянки теплопровідного каналу $Q_{розс.} = 1.31$ Вт і менше величини теплового потоку вздовж теплового каналу $Q_{кан.} = 3.55$ Вт.

Природно, що в реальному випадку можна очікувати більшої величини тепловтрат через оглядове вікно, оскільки при розрахунках вважалося, що між оглядовим вікном і верхньою площиною теплопровідного каналу витримується належна герметичність. Крім цього, при розрахунках не враховано теплообмін за рахунок конвекції та випромінювання [3].

Схема електрична принципова блоку регулювання та вимірювання температури зображена на рис. 5.

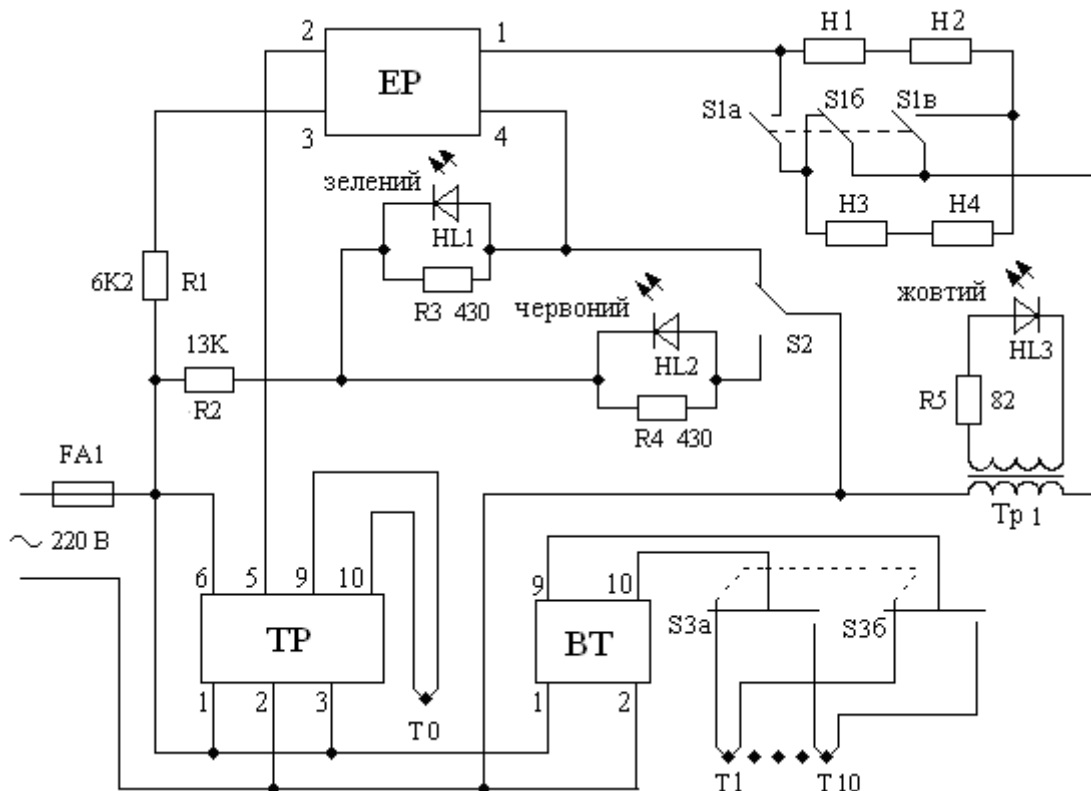


Рис. 5. Схема електрична принципова блоку регулювання та вимірювання температури

Регулятор температури (ТР) промисловий марки REX-C100FK02 передбачає можливість використання термопари як датчика температури. Низький опір термопари суттєво зменшує чутливість схеми терморегулятора до електромагнітних завад. З метою зниження похибки вимірювання й усереднення величини температури рідини ємності 1 рис. 1 термопара терморегулятора Т0 розміщена в тонкостінну трубку з низькою теплопровідністю (нержавіюча сталь) із запаяним у торці мідним циліндром. Висока теплопровідність мідного циліндра забезпечує усереднення величини температури рідини навколо циліндра. Надійний тепловий контакт термопари з мідним циліндром досягається за рахунок використання берилієвої

пасти з високою теплопровідністю. Оптимізація параметрів пропорційно-інтегрально-диференційного (ПІД) закону регулювання терморегулятора забезпечила можливість підтримання заданого рівня температури з похибкою, що не перевищувала ± 0.5 °C. Перемикачем S1 змінювалась схема увімкнення нагрівників. При положенні S1, зображеному на рис. 5, загальна потужність нагрівників становила 125 Вт. Після зміни положення S1, а отже, і зміни схеми увімкнення нагрівників загальна потужність на них зростала до 500 Вт. Протікання струму через нагрівники Н1÷Н4 відображалось свідченням жовтого кольору світлодіода HL3. З метою зниження розсіюваної всередині блоку регулювання та вимірювання температури теплової енергії, а отже зміни температури «холодних» кінців термопари світлодіод HL3 вмикався в кола живлення нагрівників через трансформатор Tr1 (792-1C-C1-D1).

У зв'язку з відсутністю можливості прямого візуального контролю рівня рідини в ємності 1 (рис. 5) використано поплавкову систему зміни положення перемикача S2. Якщо рівень рідини знижувався нижче допустимого, тобто такого рівня, при якому нагрівники не були повністю занурені в рідину, то перемикач S2 під дією ваги поплавка переходив у нижнє положення. При цьому знеструмлювалися керуючі контакти 3-4 електронного реле RA2425H і нагрівники Н1÷Н4 від'єднувались від мережевої напруги. Нижнє положення перемикача S2 відображалось свідченням червоного кольору світлодіода HL2. При нормальному рівні рідини (нагрівники повністю занурені в рідину) перемикач S2 знаходиться у верхньому положенні. Цей стан, а саме стан готовності системи до роботи, відображався зеленим свідченням світлодіода HL1.

Вимірювання температури в контрольних (заданих) точках теплопровідного каналу здійснювалося вимірювачем ВТ такого ж типу, як і терморегулятор з єдиною відмінністю, що заданий рівень температури (нижня частина дисплея приладу) вибирався заздалегідь вище (нижче) від максимальної (мінімальної) вимірюваної температури, яка відображалась на верхній частині дисплея. Перемикачем S3 на вхід ВТ подавався сигнал термопари відповідної контрольної точки теплопровідного каналу.

Дрейф нуля «холодних» кінців термопар систем терморегулювання та вимірювання температури зумовив необхідність уведення в розроблюваний прилад термометр для контролю величини дрейфу нуля. Похибка вимірювання температури термометром ± 0.1 °C. Термометр вимірює температуру біля спаю першої термопари «холодної» ємності 2.

Експериментальні дослідження розподілу температури вздовж теплопровідного каналу свідчать, що забезпечити стабільність величини градієнта температури вздовж каналу, незважаючи на вжиті заходи, вдалося лише в першому наближенні. При температурі рідини ємності 1 $t_1 = 80$ °C і нульовій температурі ємності 2 $t_2 = 0$ °C величина $\Delta t_{\max} = 1.2$ °C /см в той же час $\Delta t_{\min} = 0.28$ °C /см біля ємності 1 та ємності 2 відповідно. Враховуючи те, що розміри синантропних членистоногих здебільшого не перевищують 10 мм, отриману максимальну величину градієнта, можна вважати такою, що не буде формувати додатковий чинник впливу на їх поведінку.

Для забезпечення захисту від механічних пошкоджень і за необхідності транспортування сам прилад було поміщено в захисний ящик з кришкою та ручками.

Висновки

Розроблений прилад за своїми основними показниками дозволяє дотримати вимог біологічної адекватності експериментів із вивчення температурних преферендумів синантропних членистоногих. Номінальна споживана потужність приладу не перевищує 130 Вт. За необхідності пришвидшення досягнення заданого рівня температури рідини ємності 1, передбачена можливість збільшення споживаної потужності до 505 Вт. За умови заміни рідини ємності 1 (води) на більш високотемпературну (синтетичне мастило), можна суттєво збільшити величину температури цієї ємності. Це дозволить досягнути більших величин температурних градієнтів.

Література

1. Азнаурян І. О. Фізика та фізичні методи дослідження матеріалів : навчальний посібник / І. О. Азнаурян. – К. : КНУБА, 2007. – 248 с.
2. Богданова Е.Н. Научные основы интегрированной медико-биологической системы регуляции численности синантропных членистоногих: автореф. дис. ... докт. биол. наук : 03.00.09. – М., 2010. – 49 с.
3. Борискина И. В. Проектирование современных оконных систем гражданских зданий : учебное пособие / И. В. Борискина, А. А. Плотников, А. В. Захаров. – М. : АСВ, 2000. – 320 с.
4. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер с нем. – М.: Мир, 1983. – 520 с.
5. Михеев В.А. Основы теплопередачи / Михеев В.А., Михеева И.М. – М. : Энергия, 1973. – 320 с.
6. Dixon A.F.G. Relationship between the minimum and maximum temperature thresholds for development in insects / A.F.G. Dixon, A. Honek, P. Keil, M.A.A. Kotela, A.L. Sizling, V. Jarošík // Functional Ecology. – 2009. – № 23. – P.257–264. doi: 10.1111/j.1365-2435.2008.01489.x
7. Dynamics of collective decision making of honeybees in complex temperature field / Szopek M., Schmicki T., Thenius R., Radspieler G., Crailsheim K. // PLOS ONE. – 2013. – V. 8 (10). – P.1–11.
8. Fedoriak M. Spiders (Araneae) of Chernivtsi City (Ukraine) / Fedoriak M., Rudenko S., Iaroshynska O. & E. Zhukovets // Arachnologische Mitteilungen. – №43 – Nürnberg, July 2012. – P. 37-50. doi:

10.5431/aramit4311.

9. Heran H. Untersuchungen über den Temperatursinn der Honigbiene (*Apis mellifica*) unter besonderer Berücksichtigung der Wahrnehmung strahlender Wärme // *Journal of Comparative Physiology A: Neuroethology, Sensory, Neural, and Behavioral Physiology*. – 1952. – № 34. – P. 179–206.

10. Jarošík V., Kratochvíl L., Honek A. & Dixon A.F.G. A general rule for the dependence of developmental rate on temperature in ectotherms // *Proceedings of the Royal Society London B (Supplementum)*. – 2004. – № 271. – P. 219–221.

11. van der Have T.M. A proximate model for thermal tolerance in ectotherms // *Oikos*. – 2002. – № 98. – P. 41–155.

References

1. Aznauryan I. O. Fizyka ta fizychni metody doslidzhennya materialiv : Navchal'nyi posibnyk / I.O. Aznauryan. –K. : KNUBA, 2007. – 284 p.

2. Bogdanova Ye. N. Nauchnye osnovy integrirovannoi mediko-biologicheskoi sistemy regulatsii chislenosti sinantropnykh chlenistonogikh : avtoref. dis. ... dokt. biol. nauk : 03.00.09. – M., 2010. – 49 p.

3. Boriskina I. V. Proektirovanie sovremennykh okonnykh sistem grazhdanskikh zdaniy : uchebnoe posobie / I. V. Boriskina, A. A. Plotnikov, A. V. Zakharov. – M. : Izdatel'stvo ASB, 2000. – 320 p.

4. Kukhling Kh. Spravochnik po fizike: Per. s nem. – M. : Mir, 1983. – 520 p.

5. Mikheev V. A. Osnovy teploperedachi / V. A. Mikheev, I. M. Mikheeva. – M. : "Energiya", 1973. – 320 p.

6. Dixon A.F.G. Relationship between the minimum and maximum temperature thresholds for development in insects / A.F.G. Dixon, A. Honek, P. Keil, M.A.A. Kotela, A.L. Sizling, V. Jarošík // *Functional Ecology*. – 2009. – № 23. – P.257–264. doi: 10.1111/j.1365-2435.2008.01489.x

7. Dynamics of collective decision making of honeybees in complex temperature field / Szopek M., Schmicki T., Thenius R., Radspieler G., Crailsheim K. // *PLOS ONE*. – 2013. – V. 8 (10). – P.1–11.

8. Fedoriak M. Spiders (Araneae) of Chernivtsi City (Ukraine) / Fedoriak M., Rudenko S., Iaroshynska O. & E. Zhukovets // *Arachnologische Mitteilungen*. – №43 – Nürnberg, July 2012. – P. 37-50. doi: 10.5431/aramit4311.

9. Heran H. Untersuchungen über den Temperatursinn der Honigbiene (*Apis mellifica*) unter besonderer Berücksichtigung der Wahrnehmung strahlender Wärme // *Journal of Comparative Physiology A: Neuroethology, Sensory, Neural, and Behavioral Physiology*. – 1952. – № 34. – P. 179–206.

10. Jarošík V., Kratochvíl L., Honek A. & Dixon A.F.G. A general rule for the dependence of developmental rate on temperature in ectotherms // *Proceedings of the Royal Society London B (Supplementum)*. – 2004. – № 271. – P. 219–221.

11. van der Have T.M. A proximate model for thermal tolerance in ectotherms // *Oikos*. – 2002. – № 98. – P. 41–155.

Рецензія/Peer review : 17.1.2015 р.

Надрукована/Printed :25.1.2015 р.

Стаття рецензована редакційною колегією