

СЕКЦИЯ: ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 697.1

Івашина Юрій Кирилович
Херсонський державний університет,
Заводяний Віктор Володимирович
Херсонський державний аграрний університет
(Херсон, Україна)

ВПЛИВ ПРИСТІННОГО ШАРУ ПОВІТРЯ НА ЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ КОНВЕКТИВНОЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ

Анотація. Проведено дослідження впливу теплового опору конвективного теплообміну на загальний тепловий опір стін на моделі кімнати. Показано, що найбільші теплові втрати модель кімнати має у випадку відсутності штор і встановленні нагрівної батареї під охолоджувану стіною. В залежності від умов експерименту тепловий опір пристінного шару повітря становить від 11,4% до 21% опору стіни для моделі. Запропоновано метод визначення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів. Визначено коефіцієнти теплопровідності газобетону, із якого виготовлена зовнішня стінка моделі; коефіцієнт конвективної тепловіддачі α_k . Перевірена можливість застосування α_k , отриманого за допомогою моделі, шляхом його розрахунку на основі отриманих експериментальних даних для стіни із силікатної цегли. Запропоновано метод визначення якості теплоізолюючої властивості стін.

Ключові слова: конвективний теплообмін, теплопровідність, рівняння Ньютона-Ріхмана, рівняння Фур'є, модель кімнати з газобетону..

Ivashina Yuriy Kirillovich
Kherson State University,
Zavodnyy Victor Vladimirovich
Kherson State Agrarian University
(Kherson, Ukraine)

INFLUENCE OF THE PRESENT AIR BALL ON THE VALUE OF THE COVERAGE OF CONVECTION HEATING

Abstract. The research of the influence of the thermal resistance of convective heat transfer on the total thermal resistance of the walls on the model of the room is carried out. It is shown that the biggest heat loss of a model room is in the absence of curtains and the installation of a heating battery under a cooled wall. Depending on the experimental conditions, the thermal resistance of the wall layer of the air ranges from 11.4% to 21% of the wall resistance for the model. The method of determining the coefficient of thermal conductivity of building materials is proposed. The coefficients of thermal conductivity of the aerated concrete from which the outer wall of the model is made are determined. coefficient of convective heat transfer α_k . The possibility of using α_k , obtained by means of a model, is

investigated by its calculation on the basis of the experimental data obtained for a wall of silicate bricks. The method of determining the quality of the insulation properties of walls is proposed.

Keywords: convective heat exchange, thermal conductivity, Newton-Richman equation, Fourier equation, model of room from aerated concrete.

Івашина Юрій Кирилович
Херсонський державний університет,
Заводяний Віктор Владимирович
Херсонський державний аграрний університет
(Херсон, Україна)

ВЛИЯНИЕ ПРИСТЕННОГО СЛОЯ ВОЗДУХА НА ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ

Аннотация. Проведено исследование влияния теплового сопротивления конвективного теплообмена на общее тепловое сопротивление стен на модели комнаты. Показано, что наибольшие тепловые потери модель комнаты имеет в случае отсутствия штор и установки нагревающей батареи под охлаждаемой стеной. В зависимости от условий эксперимента тепловое сопротивление прилегающего к стене слоя воздуха составляет от 11,4% до 21% сопротивления стены для модели. Предложено метод определения коэффициента теплопроводности строительных материалов. Определены коэффициенты теплопроводности газобетону, из которого изготовлена внешняя стена модели; коэффициент конвективной теплоотдачи α_k . Проверена возможность применения α_k , полученного с помощью модели, путем её расчета на основе полученных экспериментальных данных для стены из силикатного кирпича. Предложено метод определения качества теплоизолирующего свойства стен.

Ключевые слова: конвективный теплообмен, теплопроводность, уравнение Ньютона-Рихмана, уравнение Фурье, модель комнаты из газобетона.

1. Вступ

Енергозбереження та енергоефективність стають пріоритетними напрямками енергетичної політики дедалі більшої кількості країн, що зумовлено вичерпністю паливно-енергетичних ресурсів, посиленням техногенного впливу на навколишнє середовище, невідповідністю власних запасів ресурсів та потреби в них. Україна у сфері забезпечення енергоносіями змушена покладатися на їхніх імпорт. У її енергетичному балансі переважає природний газ, вугілля та атомна енергія, при цьому природний газ та уран Україна імпортує з інших країн, що робить її енергетично залежною.

В умовах постійно зростаючих цін на основні види енергоресурсів та значної зовнішньоекономічної залежності від постачальників енергоносіїв, питання покращення показників енергоефективності та зменшення споживання енергоресурсів в бюджетних установах, набувають особливої актуальності у зв'язку із нагальною необхідністю економії бюджетних коштів на їх утримання.

В Україні проводяться заходи щодо зменшення кількості споживання енергії, економії тепла, збереження енергоресурсів, зменшення теплових втрат, як в промисловій, так і в соціальній сферах. Покращити теплові характеристики приміщень і зменшити вихід тепла на вулицю можна зробити за рахунок утеплення стін, підвалу, покриття і перекриття будинку, утеплення (заміни) вікон, утеплення (заміни) вхідних дверей до будинку, переобладнання вентиляційної системи, оптимізації системи централізованого опалення тощо.

Важливим практичним значенням є розрахунок теплових втрат приміщень та споруд. Такі розрахунки проводять для всіх споруд, які проектується і навіть для тих, що вже експлуатуються, тому уточнення цієї методики є актуальним.

Методики розрахунку, запропоновані в різних джерелах, враховують тільки тепловий опір стін та їх покриття. Але всередині приміщень тепловий потік від внутрішньої поверхні стіни до повітря в кімнаті передається через пристінний шар повітря шляхом конвективного теплообміну. На цій ділянці теплового потоку також є градієнт температури, що свідчить про наявність теплового опору, який не враховується при розрахунках теплових втрат приміщень.

Головними труднощами під час розрахунку конвективного теплообміну є визначення коефіцієнта конвективної тепловіддачі α_k , який залежить як від факторів, що впливають на теплопровідність пристінного шару повітря, так і від факторів, що впливають на конвекцію: форма і розміри поверхні, її стан, фізичні властивості, режим руху повітря тощо. Тому α_k визначають за допомогою експериментів на моделях. Орієнтовні значення коефіцієнта тепловіддачі α_k коливаються в дуже широких межах. Так для газів при

природній конвекції $\alpha_k = 6 - 100 \frac{Bm}{m^2K}$ [1].

2. Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження є теплові втрати і тепловий опір приміщень.

Предметом дослідження є вклад опору конвективного теплообміну у загальний тепловий опір приміщень.

У відповідності з об'єктом, предметом і метою дослідження були визначені мета та завдання дослідження.

3. Мета та завдання дослідження

Метою роботи є дослідження вкладу опору конвективного теплообміну на загальний тепловий опір стін і теплові втрати приміщень.

завдання:

- зробити огляд наукової літератури;
- розглянути теорію теплообміну та методи його розрахунку;
- оцінити похибку вимірювання;
- виготовити модель кімнати, яка дала б можливість реалізації процесу стаціонарної теплопередачі;
- виготовити і проградувати термопари;

– розробити методіку і провести експерименти, які визначать вклад опору конвективного теплообміну на загальний тепловий опір стін і коефіцієнт конвективної тепловіддачі α_K ;

– дослідити можливість зменшення теплових втрат за рахунок конвективного теплообміну;

4. Дослідження існуючих рішень проблеми

Тепловий розрахунок будівель обмежується визначенням термічного опору складної теплопередачі за допомогою формули

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}$$

де коефіцієнти конвективної тепловіддачі приймаються усереднені для області в якій знаходиться будівля.

5. Методи досліджень

Типовий розмір кімнати $3 \times 6 \times 2,7 \text{ м}$. Нами виготовлена кімната в масштабі 1:10. Зовнішня стінка виготовлена із газобетону марки 800 (конструкційний), товщиною 0,1м. матеріал і товщина підбиралися із умови, щоб густина теплового потоку через зовнішню стіну реальної кімнати і моделі були близькими

$$\lambda_c \frac{\Delta t_p}{l_p} \approx \lambda_m \frac{\Delta t_m}{l_m}, \quad (2)$$

де λ_c , Δt_p , l_p - питома теплопровідність, реальна різниця температур кімнати і зовнішньої стіни, товщина стіни;

λ_m , Δt_m , l_m - відповідні величини для моделі.

$$\Delta t_p = (20 - (-10))^\circ \text{C} = 30 \text{ K};$$

$$\Delta t_m = 20 \text{ K}.$$

Згідно ГОСТ 379-19 прийемо $\lambda_c = 0,64 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ (кладка із силікатної цегли).

Для того, щоб знехтувати тепловими потоками через внутрішні конструкції і вважати, що вся виділена в кімнаті кількість теплоти при стаціонарному режимі переходить через зовнішню стінку, всі внутрішні елементи виготовлені із пінопласту товщиною 5см. Крім того, в дослідах температура всередині моделі встановлювалася близькою до температури кімнати, де встановлена модель.

Для реалізації умови постійності температури зовнішньої поверхні газобетонної стінки вона притискала до плити із сплаву алюмінію, яка є стінкою посудини, що заповнювалася водою із льодом. Для створення умови ізотермічності зовнішньої поверхні пінобетон притерався до алюмінієвої плити, яка має високу теплопровідність. Для того, щоб температура суміші лід-вода

була однаковою по всій висоті частину льоду поміщали в контейнер із сітки, який опускався на дно посудини і здійснювали переміщення в резервуарі. Бічна поверхня газобетонної стінки також теплоізолювалася скловатою і потім пінопластом.

Модель батареї опалювання також виготовлена у відповідності із вибраним масштабом із набору опорів МЛТ. Загальний електричний опір підбирався так, щоб при потужності 1Вт температура опорів була близькою до температури батареї опалювання. Для забезпечення стабільності потужності струм подавався від стабілізованого джерела струму Б5 - 43А. Потужність нагрівника визначалася в його робочому (нагрітому) стані за допомогою амперметра і вольтметра класу 0,2 з точністю 0,5%.

Методика вимірювання температури

Методика виготовлення термомпари детально висвітлена в нашій роботі [13].

Методика визначення температури поверхні

Для визначення температури поверхні всередині моделі кімнати стіни і різниці температур між поверхнею стіни t_c і кімнатною t_k використовували дві диференціальні мідь-константанові термомпари. Одна визначала t_k , інша – $\Delta t = t_k - t_c$.

Для вимірювання зонд притискували до стіни в різних точках однієї області стіни.

З метою виключення впливу сили притискування, а відповідно теплового контакту, було виготовлено спеціальний зондоутримувач. Його металевий каркас в чотирьох точках спирався на стіну. Всередині знаходився блок із пінопласту з каналом – направляючого до зонду, який притискався до стіни натягнутою гумою.

Між стіною та пінопластом існує зазор 4см для забезпечення конвективного теплообміну.

Проводилося не менше п'яти вимірювань в різних точках. У табл. 1. наведені середні значення.

Із таблиці слідує, що випадкова похибка визначення термо-ерс складає:

$$\left(\frac{\Delta \varepsilon_{сеп}}{\varepsilon_{сеп}} \right)_{вин} = \frac{2,4}{732} \cdot 100\% = 0,34\%$$

Таблиця 1.

Вимірювання термо-ерс

№	1	2	3	4	5	середнє
$\varepsilon, мкВ$	734	730	730	728	736	732
$\Delta \varepsilon, мкВ$	2	2	0	4	4	2,4

Систематична похибка визначення температури для 20°С складає 0,2К, тобто

$$\left(\frac{\Delta t}{t} \right)_{сис} = 1\%$$

Сумарна відносна похибка визначення температури поверхні:

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} + \frac{\Delta \alpha}{\alpha}, \quad (3)$$

де $\frac{\Delta \alpha}{\alpha}$ згідно формули (2) рівне 0,7%.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)_{\text{вун}}^2 + \left(\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)_{\text{инс}}^2} = \sqrt{0,34^2 + 0,2^2} = 0,4\%. \quad (4)$$

$$\frac{\Delta t}{t} = 0,4\% + 0,7\% = 1,1\%. \quad (5)$$

Таким чином, відносна похибка визначення температури поверхні складає 1,1%.

Методика визначення теплових втрат

Модель кімнати і умови експерименту вибрані так, щоб вся потужність P , яка виділяється нагрівником всередині кімнати при встановленні стаціонарного режиму температур, передавалася через зовнішню стінку холодильнику з льодом, тобто рівна тепловому потоку Q .

Загальний тепловий опір складається із послідовно з'єднаних опорів стінки і опору пристінного шару повітря через який здійснюється конвективний теплообмін. Тепловий опір стіни R_c залишається незмінним, а опір конвективного теплообміну R_k залежить від потоку повітря вздовж стіни і буде змінюватися в ході експерименту. Тепловий потік через ці два опори однаковий:

$$Q = \lambda_c \frac{t_c - t_c^{306}}{l_c} S = \alpha_k (t_k - t_c^{306}) S \quad (6)$$

де λ_c - коефіцієнт теплопровідності для стіни, l_c - її товщина, S - площа стіни, α_k - коефіцієнт конвективного теплообміну, t_k - температура повітря всередині моделі кімнати, t_c^{306} і t_c - температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінки.

Теплові потоки через стіну і пристінний шар рівні:

$$Q_C = Q_{III} \quad (7)$$

Із (2.7) і (2.8) слідує

$$\frac{R_c}{R_k} = \frac{t_c - t_c^{306}}{t_k - t_c} \quad (8)$$

Теплові опори шарів пропорційні різниці температур на їхніх поверхнях.

На основі (2.9) температури експериментальних даних можна зробити висновок, яку частину теплового опору стінки становить опір пристінного

конвективного шару. Такі дані дуже важливі, так як коефіцієнт конвективного теплообміну залежить від конкретних умов і розрахувати його дуже важко.

Із умови, що потужність нагрівник $P=Q$ і (2.7) можна розрахувати і значення α :

$$\alpha = \frac{P}{(t_k - t_e)S}. \quad (9)$$

6. Результати досліджень

Дослідження теплового потоку через стіну моделі кімнати

Ми досліджували залежність температури всередині (геометричному центрі) моделі від потужності нагрівника при постійних зовнішніх умовах: температурі кімнати і температурі зовнішньої поверхні стінки із газобетону ($t_C^{ЗОВ} = 0^{\circ}C$). Для зменшення теплових витрат модель не тільки теплоізолювалася, а і температура всередині встановлювалася близької до кімнатної. Температура визначалася після встановлення теплової рівноваги. Досліди проводилися так, щоб при кожних умовах температура в моделі кімнати t_k відрізнялася від зовнішньої t_3 на декілька десятих градусів в обидві боки від t_3 . Потужність нагрівника, яка приведена в таблиці і використовувалася в розрахунках, знаходилися декілька разів, а потім за допомогою лінійної апроксимації (коефіцієнти лінійної функції знаходились методом найменших квадратів) для температури $t_k=t_3$. Аналогічно визначалася і температура внутрішньої поверхні стінки t_c на основі експериментально визначених в кожному досліді значень термоерс термопари, яка притискала до центру стіни, що охолоджувалася. Результати розрахунків приведені в табл. 2.

Похибка експериментального визначення потужності складає 0,4%, а похибка приведених в таблиці значень P не перевищує 0,6%.

Таблиця 2.

Залежність потужності нагрівника P , температури кімнати t_k і температури внутрішньої поверхні стінки t_c , різниці температур пристінного шару повітря Δt_n і їх відношення в залежності від умов експерименту

№	Умова проведення експерименту	$P, \text{Вт}$	$\Delta P = P - P_0, \text{Вт}$	$E = \frac{\Delta P}{P}$	$t_k, ^{\circ}C$	$t_c, ^{\circ}C$	$\Delta t_n, ^{\circ}C$	$\frac{\Delta t_n}{\Delta t_C}, \%$
1	Нагрівання під охолоджуваною стіною	1,2	0	0		17,4	2,2	12,6
2	Нагрівання під бічною стіною	1,13	0,07	5,8	19,6	17	2,0	11,4
3	Охолоджувальна стіна щільно закрита шторою	0,72	0,48	40		16,2	3,4	21,0
4	Встановлена шторка не щільно	1,05	0,15	12,5		17,2	2,4	13,9

Дослідження теплопередачі через стінку моделі

Наведені в таблиці результати експериментів дозволяють визначити величини, які характеризують процес теплопередачі через стінку моделі, яка охолоджується.

Тепловий потік через стіну рівний потужності, що виділяється нагрівником, так як забезпечені необхідні умови:

$$P=Q=\lambda \frac{t_C - t_C^{30B}}{\delta} S \quad (10)$$

де $\delta = 10$ см – товщина стінки із газобетону, S – її площа.

На основі даних, наведених в таблиці 2 згідно формули (10) отримали

$\lambda = 0,165 \frac{Bm}{m \cdot K}$. Отримане значення знаходиться в задовільній відповідності із

даними довідників.

Таким чином, можна запропонувати метод визначення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів, який базується на використанні даної моделі приміщення і відзначається простою і точністю за рахунок виключення теплових витрат, що забезпечує тепловий потік через стіну, рівний потужності, що виділяється всередині моделі.

7. Аналіз результатів дослідження

Приведені результати свідчать про те, що найбільш теплові втрати модель кімнати має у випадку відсутності штор і встановленні нагрівної батареї під охолоджувану стіною. Встановлення батареї під бічною стіною зменшує теплові втрати на 5,8%, із чого при незмінних умовах ($t_k = 19,6$ °C і $t_c^{30B} = 0$ °C) слідує, що загальний тепловий опір зовнішньої стіни R збільшився.

Цей опір рівний сумі послідовно з'єднаних опорів стіни R_c і опору пристінного шару повітря R_n , через який здійснюється конвективний теплообмін. При встановленні батареї під холодною стіною збільшується швидкість висхідного потоку пристінного шару, що приводить до збільшення коефіцієнта конвективної тепловіддачі i , відповідно, до зменшення опору конвективного теплообміну

Нами була встановлена штора із товстої тканини. В першому випадку при її щільному встановленні (без зазорів) кімната від стіни відгороджувалася шаром повітря, що значно збільшувало загальний тепловий опір на 40%.

При встановленні штори із зазорами в 2 см зверху і знизу (що в масштабі відповідає 20 см для реальної кімнати) конвективний теплообмін між стіною і кімнатою не перекривається, тому теплові витрати суттєво не зменшуються.

Густина теплового потоку через пристінний шар повітря і стіну віддана стіни $\Delta t_c = t_c - t_c^{30B} = t_c$ і пристінного шару повітря $\Delta t_n = \Delta t_k - \Delta t_c$ пропорційно їх

тепловим опорам, тобто $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_c} = \frac{R_n}{R_c}$.

Із таблиці слідує, що в залежності від умов експерименту тепловий опір пристінного шару повітря становить від 11,4% до 21% опору стіни і його обов'язково необхідно враховувати при розрахунку теплових втрат.

8. Висновки

Проведено дослідження впливу теплового опору конвективного теплообміну на загальний тепловий опір стін на моделі кімнати. Модель і умови її використання підібрані так, що вони дозволяють визначити густину теплового потоку через досліджувану стіну і в стаціонарному режимі визначити різницю температур на стінці і пристінному шарі повітря при різних умовах.

Показано, що найбільші теплові втрати модель кімнати має у випадку відсутності штор і встановленні нагрівної батареї під охолоджувану стіною. Встановлення батареї під бічною стіною зменшує теплові втрати на 5,8%. Цей факт можна пояснити збільшенням швидкості висхідного потоку пристінного шару повітря в першому випадку, що призводить до збільшення коефіцієнта конвективної тепловіддачі і, відповідно, до зменшення опору конвективного теплообміну. Встановлення шторы із товстої тканини без зазорів збільшило загальний тепловий опір на 40%. При встановленні шторы із зазорами в 2 см зверху і знизу (що в масштабі відповідає 20 см для реальної кімнати) конвективний теплообмін між стіною і кімнатою не перебивається, тому теплові витрати суттєво не зменшуються.

З'ясовано, що в залежності від умов експерименту тепловий опір пристінного шару повітря становить від 11,4% до 21% опору стіни для моделі, і його обов'язково необхідно враховувати при розрахунку теплових втрат.

Запропоновано метод визначення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів, який базується на використанні розробленої моделі приміщення і відрізняється простотою і точністю за рахунок виключення теплових втрат.

Визначено коефіцієнти теплопровідності газобетону, із якого виготовлена зовнішня стінка моделі – $\lambda = 0,165 \frac{Bm}{m \cdot K}$.

Визначено коефіцієнт конвективної тепловіддачі α_k . Показано, що він залежить від густини теплового потоку q . Із збільшенням q коефіцієнт α_k зростає, що можна пояснити ростом швидкості руху в пристінному шарі повітря. Перевірена можливість застосування α_k , отриманого за допомогою моделі, шляхом його розрахунку на основі отриманих нами експериментальних даних для стіни із силікатної цегли. Розрахунки дали значення, яке добре корелює із отриманим на основі моделі критерієм можливості застосування отриманих на основі моделі значень α_k для розрахунку теплопередачі в реальних приміщеннях є рівність густини теплового потоку.

Проведено дослідження впливу опору конвективного теплообміну R_k на загальний тепловий опір зовнішніх стін із різних матеріалів. Встановлено, що для різних стін використання теплоізолюючого шару із пінопласту не тільки зменшує теплові втрати через стіни, а й зменшує відношення теплового опору конвективного теплообміну до теплового опору стіни із пінопластом.

Запропоновано метод визначення якості теплоізолюючої властивості стін, який полягає у визначенні відношення опору конвективного теплообміну до теплового опору стіни, що рівне відношенню різниць температур на пристінному шарі повітря і на стінці, які досить легко визначити експериментально.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ

1. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Высшая школа, 1980. – 552 с.
2. Бобров Ю.Л., Овчаренко Е.Г., Шойхет Б.М., Петухова Е.Ю. Теплоизоляционные материалы и конструкции. Учебник для средних профессионально-технических учебных заведений. – М.: ИНФРА-М, 2003 г. – 268 с.
3. Геращенко О.А., Федоров В.Г. Тепловые и температурные измерения. Справочное руководство. – К.: Наукова думка, 1965г. – 245 с.
4. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд.3-е, перераб. и доп. – М.:Энергия, 1975 г. – 488 с.
5. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979 г. - 416 с.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. – 344 с.
7. Полезные советы рыболову, домашнему мастеру, огороднику, кулинару / Сост. А.В.Русецкий, З.В.Русецкая. – Минск: Полымя, 1993. – 511 с.
8. Теплотехника: Учебник для студентов втузов/А.М.Архаров, С.И. Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
9. Умнякова Н.И. Как сделать дом теплым. – М.:Стройиздат, 1996. – 368 с.
10. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. — М.: Атомиздат, 1979. — 216 с.
11. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен: Учебное пособие для вузов. – 2-е изд. испр. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с., ил.
12. Швець І.Т., Кіраконський М.Ф. Загальна теплотехніка та теплові двигуни. – Київ: Вища школа, 1977р. – 271 с.
13. Визначення коефіцієнту конвективної тепловіддачі в пристінному шарі повітря житлових приміщень// Івашина Ю.К., Заводяний В.В. Научный взгляд в будущее. – Выпуск 5. Том 2. – Одесса: КУПРИЕНКО СВ, 2017 – с. 95-100.

ІНТЕРНЕТ – РЕСУРСИ

1. <http://economstroy.com.ua/montag-svoimy-rukamy/5917-yavuche-teploprovidnosti-v-budivnuztvi.html>;
2. <http://normamarket.ru/articles/teploizolyacziya-okon/>