

**ВЕНТИЛЯЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ТА ТЕПЛООБМІН ПРИ ОБТІКАННІ
НЕІЗОТЕРМІЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ПРИСТІННИМ ТУРБУЛЕНТНИМ
СТРУМИННИМ ПОТОКОМ**

В. Г. Горобець, доктор технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України М.

М. Л. Лисиченко, доктор технічних наук

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. Петра Василенка*

О. Ю. Синявський, кандидат технічних наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України,

e-mail: gorobetsv@ukr.net

Анотація. Для вентиляційних процесів розроблена методика розрахунку теплопереносу для турбулентних пристінних струминних течій та знайдено функціональне співвідношення між величиною густини відведеного теплового потоку і температурним напором на поверхні неізотермічних тіл, що обтікаються зовнішнім потоком. Отримано чисельні значення параметрів, які входять в отримане функціональне співвідношення.

Ключові слова: турбулентна пристінна струминна течія, неізотермічна поверхня, температурний напір, інтегральні методи розрахунку

Пристінні струминні потоки знайшли широке застосування для вентиляційних процесів на птахофермах, при нагріванні та охолодженні різних матеріалів в промисловому і агропромисловому секторах економіки. Для інтенсифікації процесів переносу, зменшення часу протікання теплообмінних процесів та для покращення технологічних процесів з використанням пристінних струминних течій застосовують турбулентні режими нагрівання та охолодження поверхонь. На відміну від методик розрахунку ламінарних режимів течії в останньому випадку необхідна розробка спеціальних методів, яка базується на

напівемпіричних рівняннях турбулентного переносу енергії і маси для зовнішнього теплоносія [1,2].

Мета досліджень – розробка методики розрахунку теплообміну при обтіканні неізотермічних поверхонь турбулентними струминними пристінними потоками з використанням інтегральних методів розв’язку вихідних рівнянь переносу теплоти і маси для зовнішнього потоку.

Матеріали та методика досліджень. Розглянемо турбулентний режим течії пристінного струменя. Для струминних пристінних течій вихідні рівняння пограничного шару (ПШ) при натіканні струменя поверхню тіла мають вигляд

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} - U \frac{dU}{dx} - \nu_t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0, \quad (2)$$

$$u \frac{\partial T_g}{\partial x} + v \frac{\partial T_g}{\partial y} - a_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} - \frac{\nu_t}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 = 0. \quad (3)$$

$$\int_0^{\infty} dy u^2 \psi = \frac{9}{20} \left(\int_0^{\infty} dy u \right) \left(\int_0^{\infty} dy u^2 \right) = E = const. \quad (4)$$

де u, v – компоненти швидкості потоку в напрямку декартових координат x, y відповідно, m/c ; U – швидкість зовнішнього потоку, m/c ; T_g, a_g – відповідно температура і коефіцієнт температуропровідності зовнішнього теплоносія, $^{\circ}C$, m^2/c ; ν_t, c_p – коефіцієнт кінематичної турбулентної в’язкості і питома теплоємність зовнішнього теплоносія, m^2/c , $kJ/kg^{\circ}C$; ψ – функція току, яка

визначається співвідношеннями $v = \frac{\partial \psi}{\partial x}$, $u = \frac{\partial \psi}{\partial y}$.

Рівняння (1)-(4) задовольняють асимптотичним умовам переходу течії у ПШ в нев’язку течію вдалині від тіла

$$u = v = 0 \text{ при } y = 0; \quad u \rightarrow U(x), \quad T \rightarrow T_{\infty} \text{ при } y \rightarrow \infty. \quad (5)$$

При спряженій постановці задачі для тонких тіл рівняння (1)-(4) доповнюються рівнянням переносу енергії в тілі, що обтікається

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} = \frac{q_s}{\lambda \delta_s}, \quad (6)$$

де $s(x, y)$, δ_s – профіль поверхні обтікання і товщина тіла, $\bar{T} = \frac{2}{\delta_s} \int_0^{\delta_s/2} T dy$ –

усереднена по товщині температура стінки.

Зазвичай в розрахунках використовують напівемпіричний підхід [4] виходячи з припущення, що пристінну течію можна розбити на дві частини – пристінну і зовнішню (рис. 1). При аналізі теоретичних результатів дослідження

використовується схема Л. Прандтля. Аналіз показує, що зовнішня частина ПШ

якісно подібна профілю плоского турбулентного струменя, для якого течія

близька до автомодельної і турбулентна в'язкість задовільно описується

залежністю $\nu_t = bU$ при $b = const$. В цьому випадку $u/U = \phi'(\eta)$, $\eta = y/y_{1/2}$.

Якщо це припущення використовувати для всієї області напівобмеженого

струменя, то автомодельний профіль швидкості збігається (у відповідних

змінних) з ламінарним профілем, який тільки якісно нагадує

експериментальний (див. рис. 2). Пунктирна крива на цьому рисунку шляхом

"стикування" різних рішень для зовнішньої і внутрішньої області ПШ струменя.

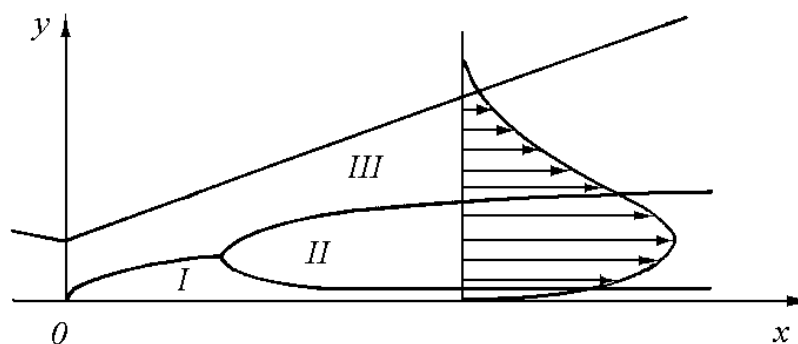


Рис. 1 Схема ПШ турбулентного напівобмеженого струменя:– ламінарний підшар, II – турбулентний пристінний шар, III – вільний турбулентний шар

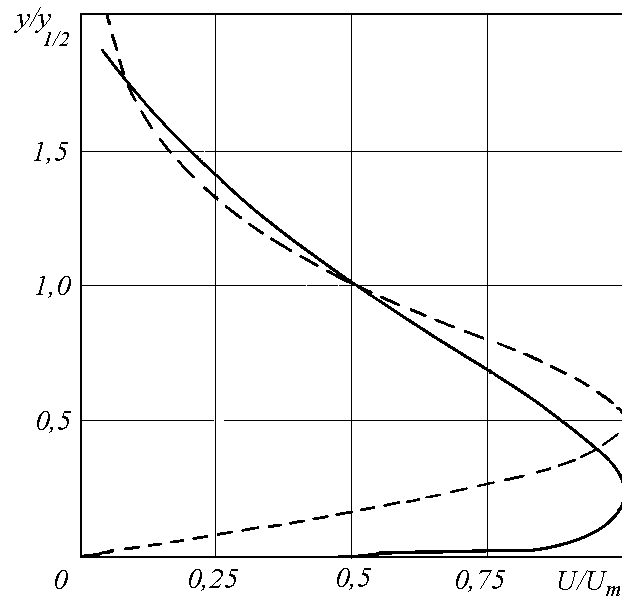


Рис. 2 Тепловіддача до пристінного турбулентного струменя від ізотермічної поверхні

Для зовнішньої області ПШ використовують розв'язок для вільного турбулентного струменя, а для внутрішньої зазвичай використовують степеневий профіль ("закон однієї сьомої"). Константи пропорційності вибираються в результаті співставлення з експериментом. При цьому може бути використана схема, яка викладена для ламінарного ПШ у роботі [7].

Методика розрахунку коефіцієнта кінематичної в'язкості для турбулентного режиму течії ν_t , що входить у рівняння (2), (3), базується на використанні співвідношення $\nu_t = f(\eta)bU$, де інтерполяційна функція вибирається у вигляді $1 - \exp(-c\eta^2)$, $c = const$, таким чином, щоб поблизу стінки $\nu_t \sim l^2 \frac{\partial u}{\partial y} \sim y^2$ по Прандтлю (l - довжина шляху змішування), а вдалині від стінки $\nu_t \sim bU \sim x^{1/3}$ – відповідно до закономірностей для вільного турбулентного струменя.

Автомоделне рівняння в цьому випадку приводиться до вигляду

$$(f(\eta)\varphi'')' + 2\varphi'^2 + \varphi\varphi'' = 0, \quad (7)$$

з граничними умовами

$$\varphi(0) = 0, \quad \varphi'(0) = 0, \quad \varphi'(\infty) = 0, \quad (8)$$

та умовою збереження витрат рідини і кількості руху в різних перерізах ПШ

$$\int_0^{\infty} d\eta \varphi \varphi'^2 = 1. \quad (9)$$

Задовільний збіг з експериментом досягається при $c \approx 30$ [5]. Є задовільне узгодження експериментальних даних з результатами розрахунків, виконаних із застосуванням інтегрального методу розв'язку рівняння енергії у шарі, в припущенні про подібність профілів швидкості і використанні степеневого закону з показником, який вибирався спочатку рівним $1/7$, а потім уточнювався при співставленні з експериментом. Для струминних течій турбулентне число Прандтля зазвичай вибирають рівним $0,75$ [5].

При цьому вираз для густини теплового потоку q_s , який відводиться з поверхні при довільному розподілі температурного напору можна представити у вигляді:

$$q_s = \alpha^* \left[\int_0^x f(x, \xi) \frac{dt_s}{d\xi} d\xi + \sum_1^{k=i} f(x, \xi_k) \Delta t_{sk} \right] \quad (10)$$

де перша складова описує неперервні ділянки зміни температурного напору, а друга – скачки температур Δt_{sk} в точках $x = \xi_k$. Функція впливу необігрітої ділянки $f(x, \xi) = \alpha_\xi / \alpha^*$ характеризує вплив цієї ділянки на зміну коефіцієнта тепловіддачі α_ξ при скачку температурного напору на поверхні.

Функцію впливу в узагальненому вигляді можна представити як [3]

$$f(\xi, x) = \left[1 - (\xi/x)^{C_1} \right]^{-C_2}. \quad (11)$$

Крім інтегрального представлення (10) співвідношення для q_s може бути представлено в іншому вигляді [3]

$$q_s = \alpha^* \left[t_s + \sum_{k=1}^{k=\infty} g_k x^k \frac{d^k t_s}{dx^k} + \sum_1^{k=i} f(x, \xi_k) \Delta t_{sk} \right], \quad (12)$$

де $g_k = (-1)^{k+1} f_k(1)$, а $f_k(\zeta) = \int_0^\zeta d\zeta \int_0^\zeta d\zeta \dots \int_0^\zeta f(\zeta) d\zeta + \sum_{i=1}^{i=k} \frac{(-1)^i \zeta^{k-1}}{i!(k-i)!}$.

Якщо значення коефіцієнтів C_1, C_2 відомі, то можна визначити всі значення g_k . З іншого боку, якщо відомі значення g_k можна визначити значення коефіцієнтів C_1, C_2 [7]. Розрахунки показують, що достатньо обмежитися одним або двома членами g_k , а іншими знехтувати враховуючи їх малість [3]. При обчисленні коефіцієнту тепловіддачі на ізотермічній поверхні α^* використовують емпіричні залежності, які, як правило, представлені у вигляді критеріальних залежностей для числа Стантона St^* , що пов'язаний з α^* співвідношенням $\alpha^* = St^* c_p \rho U$. При обчисленні ізотермічного числа Стантона відповідно до [4] маємо $St^* = q_s(x) / c_p \rho U t_s$, де U – початкова швидкість струменя. Отримана в [4] залежність з точністю до 4% узагальнює результати дослідів, проведених при значеннях $Re = Ul/\nu$ від 1600 до 3800. При $45 \leq x/l \leq 200$ ця залежність з точністю до 1% апроксимується формулою

$$St^*(x) = 0,118 Re^{1/5} (x/l)^{-9/16}. \quad (13)$$

При $x/l < 45$ можна використовувати співвідношення [6]

$$St^*(x) = 0,058 Re^{1/2} (x/l)^{-0,37}. \quad (14)$$

Ці результати отримані для повітря. Для середовищ з іншими значеннями числа Прандтля в співвідношення (13), (14) рекомендується вводити поправочний множник $(Pr_{\text{гос}}/Pr)^{0,4}$ [4, 6]. Розрахункові значення параметрів C_1, C_2 для функції впливу необігрітої ділянки, отримані в [4] рівні 9/20 і 1/9 відповідно. Однак експериментальним шляхом було встановлено, що найкраща відповідність виходить при $C_2 = 1/16$. Ця заміна відображає припущення про різні показникові функції для профілю швидкості і температури: експериментальний профіль температури повніший ніж профіль з показником 1/7. Тому в розрахунках рекомендується функцію впливу необігрітої ділянки використовувати у вигляді

$$f(\xi, x) = \left[1 - (\xi/x)^{9/20} \right]^{1/16}. \quad (15)$$

В цьому випадку $g_1 = 0,109$, а при $C_2 = 1/9$ маємо $g_1 = 0,203$.

Таким чином, використовуючи співвідношення (10), (12) з врахуванням виразів (13)-(15) та відповідних значень показників C_1 , C_2 і коефіцієнтів g_1 можна проводити розрахунок рівняння теплопереносу (6) при обтіканні стінок в різних теплообмінних пристроях пристінними турбулентними струминними течіями та визначити температурні характеристики цих пристроїв.

Висновки

1. Розроблена методика розрахунку теплообміну для умов пристінної струминної течії при обтіканні неізотермічних тіл в умовах турбулентного режиму течії. Методика базується на використанні гіпотези Прандтля для турбулентного пограничного шару і вибору інтерполяційних функцій, що описують розподіли швидкостей в цьому шарі.
2. Наведено загальну функціональну залежність між густиною відведеного з поверхні теплового потоку і температурним градієнтом на неізотермічній поверхні, що базується на інтегральних методах розв'язку рівнянь пограничного шару.
3. Отримано чисельні значення параметрів, що входять в функціональну залежність між густиною відведеного з поверхні теплового потоку і температурним градієнтом на неізотермічній поверхні.
4. Розроблену методику розрахунку теплообміну при натіканні пристінних турбулентних течій можна використовувати для розрахунку різноманітних теплообмінних пристроїв, у яких мають місце розглянуті умови течії теплоносіїв.

Список літератури

1. Гречанный О.А. Теплообмен при струйном обтекании произвольно неізотермической плоской поверхности / О.А. Гречанный, З.И. Наголкина, В.А. Сенатос // Промышленная теплотехника. – 1984. – №6. – С.3-10.
2. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массоперенос./ В.М. Кэйс – М.: Энергия. 1972. – 446 с.

3. Теплообмен при обтекании неизотермических тел / А.Ш. Дорфман – М.: Машиностроение. 1982. – 191 с.
4. Майерс Г.Е. Теплообмен в плоских турбулентных струях у стенки / Г.Е. Майерс, И.И. Шауэр, Р.Х. Юстис // Теплопередача. – 1963, т.80. №3 – С. 35-40.
5. Вулис Л.А. Теория струй вязкой жидкости / Л.А Вулис, В.П. Кашкаров – М. – Наука, 1965. – 432 с.
6. Дыбан Е.П. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел / Е.П. Дыбан, А.И. Мазур – Киев. – Наук. думка, 1982. – 303 с.
7. Gorobets V.G. Heat transfer in a non-isothermal extended surface / V.G. Gorobets – К.: Компринт, 2014. – 377 с.

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ И ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОБТЕКАНИИ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИСТЕННЫМ ТУРБУЛЕНТНЫМ СТРУЙНЫМ ПОТОКОМ

В. Г. Горобец, Н. Л. Лисиченко, А. Ю. Синявский

Аннотация. Для вентиляционных процессов разработана методика расчета теплопереноса для турбулентных пристенных струйных течений и найдено функциональное соотношение между величиной плотности отведенного теплового потока и температурным напором на поверхности неизотермических тел, которые обтекаются внешним потоком. Получены численные значения параметров, которые входят в полученное функциональное соотношение.

Ключевые слова: *турбулентное пристенное струйное течение, неизотермическая поверхность, температурный напор, интегральные методы расчета*

VENTILATION PROCESSES AND HEAT EXCHANGE AT FLOWING AROUND OF UNISOTHERMAL SURFACES OF TURBULENT WALL JET STREAM

V. Gorobets, N. Lisichenko, A. Sinyavsry

Annotation. Methodology of calculation of heat transfer for turbulent wall stream flows is worked out and a functional correlation between the density of the exhaust heat flow and temperature difference on the unisothermal surface that are streamlined by an external stream is found. The numeral values of parameters that are included in got functional correlation are calculated.

Key words: *turbulent wall stream flow, unisothermal surface, temperature difference, integral methods of calculation*