

Проаналізована ефективність вентиляції виробничого приміщення з потужними джерелами конвекційних тепловиділень по деяким схемам перетекання повітря "знизу – вгору", викликаного штучно- і термодинамічними потенціалами тиску при рівномірному витіканні повітря з приповерхової області при наявності (або відсутності) систем витяжної вентиляції з вентиляційними зонтами.

Ключевые слова: конвекційні тепловиділення, схема перетекання повітря, ефективність вентиляції.

Zhukovskiy S.S., Klimenko G.M. Efficiency aeration production facilities with a powerful source of heat flows at the bottom-up

In this article efficiency of ventilation of industry room with power source of convective heat flows at schemes of air transfer "from bottom – to top", that are caused artificial and thermal forced potential of pressure at uniformity of source air distribution directly into serviced area and uniformity air leakage from ceiling space at presence (or absence) of exhaust ventilation system with ventilation devices has been analysed.

Keywords: convective heat flows; scheme of air transfer; efficiency of ventilation; potential of pressure.

УДК 697.922.2

Доц. С.С. Жуковський, канд. техн. наук;
студ. Р.А. Гудз – НУ "Львівська політехніка"

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ВИДІВ ПОВІТРЯ У ПРОЦЕСАХ ЗАГАЛЬНОГО МЕХАНІЧНОГО ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ

Запропоновано визначати розрахункові параметри основних видів повітря у процесах загального вентиляції приміщень у теплий (літній) період року з урахуванням: параметрів межового зовнішнього повітря, виду повітророзподілення, схеми перетікання повітря через приміщення і показника термічної ефективності вентиляції.

Ключові слова: загальне вентиляція, розрахункові параметри повітря, робоча зона, зона обслуговування, температура, вид повітророзподілення, повітрообмін приміщення.

Вступ. Грамотне визначення розрахункових параметрів основних видів повітря (зовнішнього, притічного, внутрішнього робочої зони (РЗ) чи зони обслуговування (ЗО), витічного), безпосередньо впливає на кількісно-якісні величини, які характеризують процеси вентиляції приміщень, насамперед розрахунковий повітрообмін і термічно-вологісні параметри РЗ (ЗО).

Аналіз літератури. Розрахункові параметри зовнішнього повітря для житлових, громадських, адміністративно-побутових і виробничих приміщень рекомендовано приймати [1-3]:

- параметри категорії А ($t_{3,A}$, $I_{3,A}$ – для систем вентиляції (СВ), повітряного душення і систем кондиціювання (СК) третього класу для теплої періоду року (ТПР);
- параметри категорії Б ($t_{3,B}$, $I_{3,B}$ – для систем обігріву (СО), СВ, СК і повітряного душення для холодного періоду року (ХПР);
- для систем кондиціювання (СК) другого класу в ТПР належить приймати t_3 на 2 °С і I_3 на 2 кДж/кг нижчими від означених розрахункових параметрів категорії Б.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для перехідних періодів року (ППР) належить приймати:

- для СО і СВ – температуру +8°С і питому ентальпію +22,5 кДж/кг;
- для СВ допускається приймати параметри, визначені в межах використання невідігрітого зовнішнього повітря як притічного;
- для СК – параметри, за яких у кондиціувачі не витрачається теплота і холод для готування повітря.

Не зовсім зрозуміла доцільність виконання проектних розрахунків систем вентиляції і кондиціювання для перехідних умов року, адже такі ж параметри межового зовнішнього повітря можуть виникати як в інші часові періоди року, так і в часових проміжках окремих діб.

У зарубіжній практиці (крім більшості пострадянських держав) під час проектування СВ і СК розглядають лише два річні розрахункові періоди – зимовий і літній, причому відсутній поділ параметрів на розрахункові категорії А і Б (пропонують параметри для літнього і для зимового періодів року, які характеризуються статистично визначеними температурами зовнішнього повітря за сухим і мокрим термометрами).

У процесі проектування систем обігріву (СО) у вітчизняній проектній практиці вирізняють обігрівальний (опалювальний) період року [1, 3], під час якого задіюють для живлення СО централізовані або центральні теплотранспортні системи, і який розпочинається за середньодобової температури зовнішнього повітря, нижчої від +8 °С упродовж трьох діб і триває до часу, коли аналогічна температура за відповідний часовий період перевищує +8 °С [4].

За місцевих джерел теплогенерування СО і систем вентиляції (СВ) з природним притоком зовнішнього повітря у приміщення системи місцевого обігріву повинні функціонувати до часу, коли $t_3 = t_{6,P3}$ або принаймні коли $t_3 = t_{6,P3} - (1 \dots 4)$ і дещо більше °С, залежно від схеми перетікання повітря через приміщення). Цей часовий період, протягом якого переважно функціонують СО, а також, відповідно, СВ і СК, варто назвати періодом обігріву або зимовим періодом. Весь інший залишковий річний період потрібно називати літнім періодом. Такі розрахункові (проектні) часові періоди, власне зимовий і літній, наявні в нормативних документах країн, членів ЄС.

Важливе значення у проектуванні СВ приміщень мають нормативні приписи щодо вибору розрахункових параметрів, особливо температури, а також рухомості і відносної вологості внутрішнього повітря у зоні обслуговування $t_{6,ZO}$ (чи робочій зоні $t_{6,P3}$) приміщень [1-3]. Аналіз цієї літератури засвідчує, що за $t_{3,A}$, $t_{6,ZO}$ (чи $t_{6,P3}$) повинна не більше ніж на 3°С перевищувати $t_{3,A}$, але $\leq 28^\circ\text{C}$ (не зрозуміло, чому власне +3°С). За $t_{3,A} > 25^\circ\text{C}$, згідно з приписами [1, 3], для виробничих приміщень з теплонапругою q_A :

- $q_A \leq 20$ ккал/(год·м³) – $t_{6,P3}$ не більше $t_{3,A} + 3^\circ\text{C}$, але $\leq 31^\circ\text{C}$;
- $q_A \leq 20$ ккал/(год·м³) – $t_{6,P3}$ не більше $t_{3,A} + 5^\circ\text{C}$, але $\leq 33^\circ\text{C}$ (не зрозуміло, чому величини +3°С і +5°С є незмінними).

Однак у житлово-громадських і адміністративно-побутових приміщеннях [1-3] допустимий температурний рівень не обмежений, а температуру $t_{6,ZO}$ рекомендовано приймати такою, що не перевищує більше ніж на 3°С

температуру $t_{3,А}$, що суперечить одній з основних задач вентилявання приміщення – забезпеченості нормативно допустимого термічного рівня для перебування людей $t_{в,30} \leq 28^\circ\text{C}$. Окрім цього, у приписах вітчизняної нормативної літератури не вказано можливості діапазону відхилень від нормованих температур $t_{в,30}$ і не враховано залежності цих температур від температури межового зовнішнього (поряд з будівлею) повітря t_3 , подібно як це рекомендовано приписами іноземної літератури, наприклад [5, 6].

Табл. Температура внутрішнього повітря РЗ ($t_{в,РЗ}$ приміщень з термічним виробництвом і обробленням гарячих виробів та її залежність від температури межового зовнішнього повітря [6])

Температура межового зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$	$t_{в,РЗ}$ максимальна, $^\circ\text{C}$		$t_{в,РЗ}$ рекомендована, $^\circ\text{C}$	
	вироби теплі	вироби гарячі	вироби теплі	вироби гарячі
-18...+10	23 $^{\pm 3}$	26 $^{\pm 3}$	18 $^{\pm 3}$	23 $^{\pm 3}$
+10...+26	28 $^{\pm 3}$	32 $^{\pm 3}$	26 $^{\pm 3}$ *	29 $^{\pm 3}$ *
+26...+32	31 $^{\pm 1}$ *	35 $^{\pm 1}$	29 $^{\pm 1}$ *	32 $^{\pm 1}$ *

Заувага. * – Найчастіше досягається через охолодження готованого (зовнішнього) повітря

Під час проектування СВ у ХПР температура $t_{в,30}$ громадських, житлових, офісних і адміністративно-побутових приміщень або $t_{в,РЗ}$ виробничих приміщень нормується однозначно залежно від призначення приміщень [1-3]. Регламентовані розрахункові параметри внутрішнього повітря (температура t_6 , рухомість v_6 і відносна вологість ϕ_6) повинні забезпечуватись при всіх станах зовнішнього повітря в межах розрахункових параметрів категорії Б для ХПР. У цей річний період у різних обігріваних приміщеннях у час, коли вони не використовуються і в неробочий час, слід приймати t_6 нижчу від розрахункової, але не нижчу $+5^\circ\text{C}$, забезпечуючи відновлення розрахункової t_6 до початку задіяння приміщення або до початку роботи [1,3]. Згідно з [2], у ХПР у виробничих приміщеннях, за відсутності джерел явного тепла, рекомендовано $t_{в,РЗ} = 10^\circ\text{C}$, а за наявності теплоджерел – економічно доцільну, але не нижче 5°C .

Задача дослідження. Узалежити особливості визначення розрахункових параметрів притічного, внутрішнього РЗ (чи ЗО) і витічного повітря у вентиляваних у теплий (літній) період року (ТПР) приміщеннях від визначальних чинників впливу, насамперед від схеми перетікання повітря через приміщення, що пов'язана з видом і місцерозміщенням повітророзподільників (ПР) та параметрами сформованих ними струменів на рівні РЗ (ЗО), а також місцерозміщенням і видом повітровитікачів (ПВ).

Результати досліджень. У приписах літератури [1-3] недостатньо уваги приділено вибору розрахункових параметрів притічного і витічного повітря, не проаналізований їх зв'язок з визначальними чинниками впливу, наприклад з видом повітророзподілення і зі схемою перетікання повітря через приміщення.

Коректне визначення температур притічного t_{np} і витічного $t_{вит}$ повітря є надзвичайно важливим чинником достовірного визначення розрахунко-

вого повітрообміну вентиляваних приміщень у ТПР і забезпечення їх якісного вентилявання.

У літературі [3] наявні рекомендації щодо визначення температури притічного повітря у системах механічної вентиляції без попереднього готування повітря, а також з попереднім контактним (адіабатичним) і опосередкованим (в теплообміннику) охолодженням чи нагріванням повітря. Нагрівання повітря вентилятором пов'язано з його повним тиском, що є правильним допущенням, яке узгоджується з результатами експериментальних досліджень [4]. Однак такий підхід є надто спрощеним і не враховує, наприклад, виду повітророзподілення і схеми перетікання повітря через приміщення.

Адже відомо, що визначальними чинниками впливу на зростання температури повітря у струмені (струменях), сформованими повітророзподільниками (ПР), є рівень їх розміщення у приміщенні, вид сформованих струменів і схема перетікання повітря через приміщення [5].

Наприклад, у разі розподілення повітря джерельними сферично профільованими підлоговими і низькими циліндричними припідлоговими ПР притічного повітря з температурою t_{np} , до нього мінімально домішується навколишнє повітря, а тому $t_{в,РЗ} \cong t_{np} + 0,5 \dots 1^\circ\text{C}$. Внаслідок цього ефекту можна в розширеному часовому діапазоні, як притічне, використовувати зовнішнє повітря за температур $t_3 \leq 27 \dots 26^\circ\text{C}$ або 28°C (у житлово-громадських приміщеннях), а у виробничих з $t_3 \leq 30,5^\circ\text{C}$, або навіть 31°C (при затіканні зовнішнього повітря безпосередньо в РЗ через регульовані за площею конструкційні отвори зовнішніх огорожень), що забезпечить відповідний економічний ефект (зменшення температурного діапазону штучного охолодження готованого повітря).

У випадках, коли визначена згідно з рекомендаціями [1-3] величина $t_{в,30}$ ($t_{в,РЗ}$) перевищуватиме 28°C (або $t_{в,РЗ} > 31^\circ\text{C}$, необхідно у повітроготувачі (ПГ) передбачити теплообмінник для сухого (або контактно-мокрого) охолодження готованого (переважно зовнішнього) повітря. Мокре охолодження, наприклад адіабатичне чи політропічне, не рекомендується з міркувань інтенсивного розвитку у повітряно-водному середовищі хвороботворних мікроорганізмів.

Доцільно передбачати сухе повітроохолодження (чи подібне повітроохолодження без скраплювання чи зі скраплюванням із повітря водяної пари), але в цьому випадку для охолодження холодоносія, який рухається у трубах теплообмінника, потрібна холодильна машина. Особливості визначення температури притічного повітря для випадків розподілення неготованого зовнішнього повітря і для випадків його сухого охолодження зображено на рис. 1. На І-d діаграму наносять, згідно з розрахунковими параметрами $t_{3,А}$ та $I_{3,А}$, точку 3. На 1°C вище точки 3, по променю $d_3 = \text{const}$ (сухе нагрівання у вентиляторі і трубопроводах), наносять точку П, яка характеризує параметри притічного повітря (на виході із ПР). З точки П будують допоміжний промінь $\varepsilon = +\infty$ (вертикаль) і на його перетині з температурою $t_{в,РЗ} = t_{np} + \Delta t_p$ (де Δt_p – розрахунковий перепад температур (рис. 2)) отримують точку В, яка засвід-

чує температуру повітря в РЗ чи (ЗО). На перетині ізотерми $t_{\text{вум}}$ і допоміжного променя $\varepsilon = +\infty$ отримують точку В, яка характеризує параметри витічного повітря. Якщо температура $t_{\text{в.РЗ}} > 28^\circ\text{C}$ (чи $t_{\text{в.РЗ}} > 31^\circ\text{C}$), то передбачають суше охолодження готованого повітря, наприклад до температури $t_{\text{ох}}$ (точка О, рис. 1). Далі на перетині ізотерми $t_{\text{нр}} = t_{\text{ох}} + 1$ з $d_3 = \text{const}$ визначають положення точки Π^* , яка характеризує температуру термічно готованого притічного повітря. Далі визначають температуру $t_{\text{в.ЗО}} = t_{\text{нр}} + \Delta t_p$, яка повинна відповідати умовам термічного комфорту і не перевищувати 28°C ($t_{\text{в.РЗ}} \leq 31^\circ\text{C}$).

Після визначення температури внутрішнього повітря $t_{\text{в.ЗО}}$ чи $t_{\text{в.РЗ}}$ (рис. 1) уточнюють інші параметри внутрішнього повітря РЗ (чи ЗО). Для цього, на підставі балансів повного тепла $\Delta Q_{\text{в.н}}$, Вт, і вологовиділень $M_{\text{вн}}$, км/год визначають тепловологісне відношення $\varepsilon = 3,6 \cdot \Delta Q_{\text{в.н}} / M_{\text{вн}}$, кДж/кг (власне процес змішування притічного повітря з навколишнім внутрішнім повітрям у напрямку поширення струменя (струменів), сформованих ПР). Для цього на I-d діаграми з точки із параметрами $t = 0^\circ\text{C}$, $d = 0$ г/кг, будують промінь ε , а потім з точки Π або точки Π^* промінь ε' (або ε^*) паралельний ε і на його перетині з ізотермою $t_{\text{в.РЗ}}$ (або $t_{\text{в.ЗО}}$) отримують точку B_y (чи точку B^*) з уточненими параметрами внутрішнього повітря РЗ ($i_{\text{в.РЗ}}$, $d_{\text{в.РЗ}}$, $\varphi_{\text{в.РЗ}}$) чи ($i_{\text{в.ЗО}}$, $d_{\text{в.ЗО}}$, $\varphi_{\text{в.ЗО}}$).

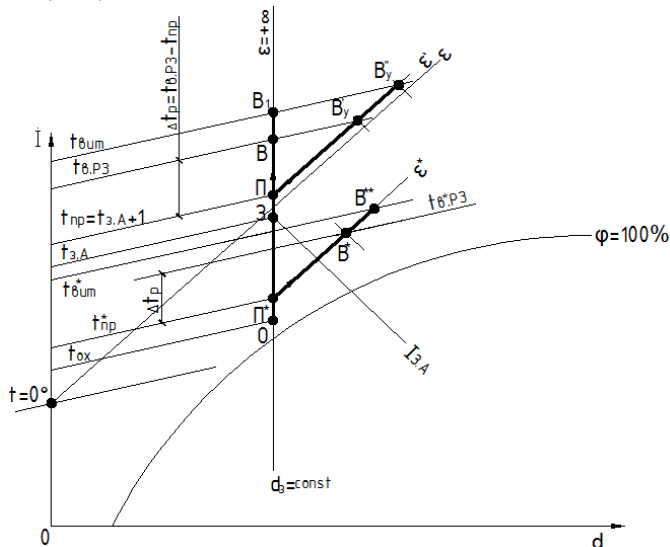


Рис. 1. Схеми процесів готування повітря в ТПР та змішування притічного повітря з внутрішнім повітрям РЗ з визначенням параметрів станів повітря

Необхідно враховувати, що:

- при розподіленні притічного повітря через лопатко-завихрювальні підлогові ПР температура $t_{\text{в.РЗ}} = t_{\text{нр}} + 1 \dots 3^\circ\text{C}$ (конкретна чисельна величина, зазначеного температурного діапазону $1 \dots 3^\circ\text{C}$, має уточнюватись розрахунком струменів, сформованим таким ПР);

- при розподіленні притічного повітря джерельними циліндричними (фільтраційними) пристінними (приколонними) ПР з горизонтально скерованими струменями у громадських (офісних) приміщеннях можна приймати $t_{\text{в.РЗ}} = t_{\text{нр}} + 1 \dots 1,5^\circ\text{C}$ (залежно від далекості струменів), а у виробничих приміщеннях зі значними тепловиділеннями в них навіть $t_{\text{в.РЗ}} = t_{\text{нр}} + 1 \dots 2,5^\circ\text{C}$;
- при ежекційно-перемішувальному повітророзподіленні, за схеми перетікання повітря "зверху-вниз" з витоком повітря через рівномірно розміщені підлогові повітровитікачі (ПВ) нормовані температурно-швидкісні параметри внутрішнього повітря у всьому просторі РЗ, з допускними відхиленнями, можна забезпечити лише при рівномірності цих параметрів по всій площі верхнього рівня РЗ. У цьому випадку, у всьому просторі РЗ виникатиме майже повне (а в ідеалі-повне) перемішувальне перетікання повітря через нього, а температура витічного повітря $t_{\text{вум}}$ приблизно дорівнюватиме $t_{\text{в.РЗ}}$.

Температуру витічного повітря визначають за величиною показника температурної ефективності загального вентилявання приміщення m_t [4, 5]:

$$m_t = (t_{\text{в.РЗ}} - t_{\text{нр}}) / (t_{\text{вум}} - t_{\text{нр}}), \quad (1)$$

де: $t_{\text{в.РЗ}}$, $t_{\text{нр}}$, $t_{\text{вум}}$ – температури, відповідно, внутрішнього РЗ, притічного і витічного повітря, $^\circ\text{C}$.

Величина m_t визначається залежить від схеми перетікання повітря через приміщення (рис. 2):

- за схеми перетікання повітря згідно з рис. 2, а, – $m_t = 0.9 \dots 0.98$ (активне перемішувальне перетікання);
- за схеми перетікання повітря згідно з рис. 2, б, – $m_t = 0.4 \dots 0.5$ (умовно-активне термовипірне вентилявання);
- за схеми перетікання повітря згідно з рис. 2, с, – $m_t \leq 0.1$ – активне термовипірне вентилявання;
- за схеми перетікання повітря згідно з рис. 2, д, – $m_t = 0.2 \dots 0.4$ – термовипірне вентилявання.

Маючи чисельну величину m_t , визначають температуру витічного повітря за формулою:

$$t_{\text{вум}} = t_{\text{нр}} + (t_{\text{в.РЗ}} - t_{\text{нр}}) / m_t, \quad ^\circ\text{C}. \quad (2)$$

На перетині променя ε' з ізотермою $t_{\text{вум}}$ (рис. 1) отримують точку B_y , що характеризує параметри витічного повітря ($i_{\text{вум}}$, $d_{\text{вум}}$), або на перетині променя ε^* з ізотермою $t_{\text{вум}}$ отримують точку B^* , яка також характеризує параметри витічного повітря. Маючи параметри притічного, внутрішнього РЗ (чи ЗО) і витічного повітря визначають розрахункові повітрообміни загального притічно-витічного вентилявання приміщення (за відсутності системи місцевої вентиляції або її наявності).

За схеми перетікання згідно з рис. 2, а параметри повітря на виході із ПР (власне $t_{\text{нр}}$, $v_{\text{нр}}$) потрібно визначати попереднім розрахунком сформованих ПР струменів при забезпеченні у верхньому рівні РЗ нормованих $t_{\text{в.РЗ}}$ і $v_{\text{в.РЗ}}$. Очевидно, що $t_{\text{нр}}$ і $v_{\text{нр}}$ залежатимуть від відстані h (рис. 2, а), або від траєкторії руху початково скерованого струменя. Якщо притічні струмені рівномірно перекриватимуть верхній рівень РЗ по всій площі, то у всьому просторі РЗ сформується повністю перемішувальне перетікання повітря, а отже, і рівномірні параметри внутрішнього повітря. Маючи уточнені параметри притічно-

го (т. P або т. P^*), внутрішнього у ЗО (РЗ) (т. B_y і т. B^*) і витічного (т. B_y і т. B^*) повітря на підставі тепловолігісних балансних рівнянь вентиляційного приміщення визначають його повітрообмін [5].

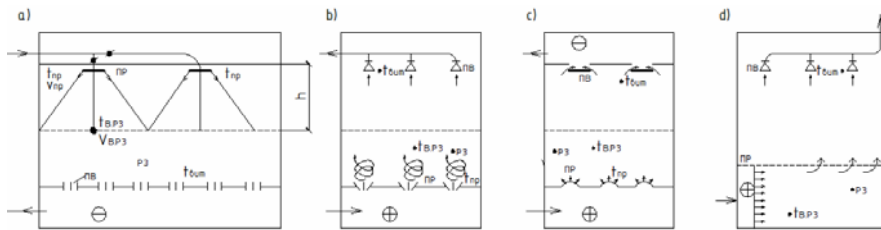


Рис. 2. Деякі схеми перетікання повітря через приміщення і відповідні розрахункові перепади температур $\Delta t_p = t_{в.рз} - t_{пр}$: а) "зверху-вниз" при ежекційно-перемішувальному повітророзподіленні з витоків повітря через рівномірно розміщені підлогові повітровитікачі (ПВ) – $\Delta t_p = 2 \dots 10^\circ\text{C}$ (уточнюються розрахунком притічних струменів, сформованих ПР і визначально залежна від висоти розміщення ПР); $t_i = 0,9 \dots$ до $\approx 1,0$ (активне перемішувальне вентилявання); б) "знизу-доверху" при закручувально-ежекційному повітророзподіленні через підлогові завихрювальні ПР та рівномірно розміщених стельових (стельових) ПВ – $\Delta t_p = 1 \dots 3^\circ\text{C}$ (уточнюється розрахунком притічних струменів); $t_i \approx 0,4 \dots 0,5$ (умовно-активне термовипірне вентилявання); в) "знизу-доверху" при підлоговому джерельному повітророзподіленні і рівномірно розміщених стельових плафонно-щілинних ПВ – $\Delta t_p = 0,5 \dots 1,0^\circ\text{C}$; t_i від ≈ 0 до $0,1$ (активне термовипірне вентилявання); г) "збоку-убік-догори" за пристінного (приколонного) джерельного повітророзподілення через циліндричні ПР та рівномірно розміщених стельових (пристельових) ПВ – $\Delta t_p = 1 \dots 1,5^\circ\text{C}$ (залежно від віддаленості сформованих ПР струменів (потоків)); $t_i = 0,2 \dots 0,3$ (термовипірне вентилявання); при застосуванні панельних ПР, коли наявна бічна ежекція навколишнього повітря, величина Δt_p може перевищувати $1,5^\circ\text{C}$

Висновки:

1. Дотепер вибір розрахункових параметрів основних видів повітря у процесах вентиляції приміщень не пов'язують з визначальними чинниками впливу. Потребус уточнення вибір розрахункових параметрів межового зовнішнього повітря.
2. Запропоновано визначати на етапі проектування для теплої (літньої) періоду року розрахункові параметри притічного, внутрішнього робочої зони (зони обслуговування) і витічного повітря з урахуванням параметрів межового зовнішнього повітря, виду повітророзподілення, схеми перетікання повітря через приміщення і показника термічної ефективності його загального вентилявання.

Література

1. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М. : Изд-во ЦИТИП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
2. СНиП 2.04.05-91*. Отопления, вентиляция и кондиционирование : Изд. неофициальное. – К. : Вид-во ЗНИИЭП, 1996. – 66 с.
3. Внутренние санитарно-технические устройства. – Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха : справ. проектировщика / под ред. И.Г. Старовойтова. – М. : Стройиздат, 1977. – 502 с.
4. Глушакення термінів з вентиляції приміщень : метод. вказівки з курсу "Вентиляція" для студ. базового напрямку 6.0921 "Будівництво", спеціальності 7.092108 "Теплогазо-

постачання і вентиляція" (магістр) / укл. : С.С. Жуковський, О.Т. Возняк. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2008. – 24 с.

5. Жуковський С.С. Вентилювання приміщень : навч. посібн. / С.С. Жуковський та ін. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2007. – 491 с.

6. DIN 33403, Teil 1...3 (484 bis 6.88). Klima am Arbeitsplatz.

Жуковский С.С., Гудз Р.А. Особенности определения расчетных параметров основных видов воздуха в процессах общеобменного механического вентилирования помещения

Предложено определять расчетные параметры основных видов воздуха в процессах общеобменного вентилирования помещений в теплый (летний) период года с учетом: параметров пограничного наружного воздуха, вида воздухораспределения, схемы перетекания воздуха через помещение и показателя термической эффективности вентилирования.

Ключевые слова: общеобменное вентилирование, расчетные параметры воздуха, рабочая зона, зона обслуживания, температура, вид воздухораспределения, воздухообмен помещения.

Zhukovskyy S.S., Hudz R.A. Features determination calculated parameters of the main types of air in the process of general mechanical ventilation of premises

It is proposed to determine the parameters of the main types of air in the process of general ventilation lodgment in the warm (summer) season, taking into account parameters of adjacent outdoor air the type of air distribution, circuit flow of air through lodgment and thermal efficiency of ventilation.

Keywords: general ventilation, the calculated parameters of air, work area, temperature, type of air distribution, air exchange longment.

УДК 674.047

Аспір. А.Б. Пилип'як¹; доц. Л.Ф. Дзюба², канд. техн. наук; проф. І.Т. Ребезнюк¹, д-р техн. наук

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕННЯ У ВУЗЬКІЙ СТРІЧКОВІЙ ПИЛЦІ ПІД ЧАС РІЗАННЯ ДЕРЕВИНИ

Описано методику та експериментальну установку для досліджування зміни напруження у стрічковій пилці залежно від трьох чинників: напруження попереднього натягу; ширини полотна пилки; висоти пропилю.

Ключові слова: експериментальна установка, вузька стрічкова пилка, напруження в полотні пилки.

Одним з чинників, який істотно позначається на роботоздатності стрічкової пилки, є напруження у її полотні. Згідно з [1], це напруження може змінюватися під час пиляння деревини на 30-40 %. Така зміна напруження може призвести до втрати полотном стрічкової пилки динамічної стійкості. Спрогнозувати, цю зміну на підставі розраховування на сьогодні не можна, оскільки у науково-технічних працях немає відповідних математичних залежностей. Тому, щоб уточнити величину зміни напруження в полотні пилки та створити математичну залежність для її описування залежно від різних важливих факторів, потрібно провести експериментальне дослідження.

¹ НЛТУ України, м. Львів; ² Львівський ДУ БЖД