

УДК 621.577 + 697.1

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНОЇ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШЕННЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ

Безродний М.К.¹, докт. техн. наук., Місюра Т.О.² канд. техн. наук¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», проф., 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, *m.bezrodny@kpi.ua*, ORCID 0000-0002-0788-5011²Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», аспірант, 03056, Київ, вул. Політехнічна 6, *Sconosciuto.T@gmail.com*, ORCID 0000-0002-2733-5308<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.7>

Викладено результати термодинамічного аналізу теоретичної моделі теплонасосної системи вентиляції, кондиціювання та осушення виробничого приміщення за змінних величин внутрішніх надходжень вологи та теплоти у період перехідної та теплої пори року. Оцінено вплив рекуперації енергії відпрацьованого повітря на ефективність системи. Проведені розрахунки з використанням методу послідовних наближень для оцінки параметрів повітря у вузлових точках системи. Встановлено теоретичну холодильну ефективність даної системи. Дану модель можна застосувати для проектування припливно-витяжних установок із встановленим контуром теплового насоса.

В статье изложены результаты термодинамического анализа теоретической модели теплонасосной системы вентиляции, кондиционирования и осушения производственного помещения по переменным величинам внутренних поступлений влаги и теплоты в период переходной и теплой поры года. Установлено и оценено влияние рекуперации энергии отработанного воздуха на эффективность системы. Проведены расчеты с использованием метода последовательных приближений для оценки параметров воздуха в узловых точках системы. Определена теоретическая холодильная эффективность данной системы. Данную модель можно применить для проектирования приточно-вытяжных установок с установленным контуром теплового насоса.

The article presents the results of thermodynamic analysis of the theoretical model of the heat pump system of ventilation, air conditioning and dehumidification of the production room with variable values of internal moisture and heat generation during the transition and warm seasons. The influence of exhaust air energy recovery on the system efficiency is established and evaluated. Calculations were performed using the method of successive approximations to estimate the air parameters at the nodal points of the system. This established the theoretical refrigeration efficiency of this system and showed the benefits of energy recovery to reduce energy consumption for the system. This model can be used for the design of air handling units with a set heat pump circuit.

Бібл. 15, рис. 6.

Ключові слова: тепловий насос, холодильний коефіцієнт, рекуператор, вентиляція, кондиціювання, відновлювані джерела енергії, осушення, припливно-витяжна установка.

Загальна проблема

У 2018 році світове споживання вугілля збільшилось на 2,5 % [1]. Зіткнувшись із проблемами виснаження викопного палива та забруднення навколишнього середовища, дослідники докладають зусиль у двох напрямках: розробці методів використання альтернативних джерел енергії та підвищення енергоефективності цих методів для зменшення споживання викопного палива та забруднення, спричиненого його використанням [2].

Температура та відносна вологість в приміщенні, а також їх контроль є важливими факторами для підтримки комфортних умов у наших будинках та технологічних умов у виробничих приміщеннях. Тим паче, це важливо, якщо ми залишаємось цілий день у приміщенні, як це зараз відбувається з деякими

людьми похилого віку або широкою громадськістю за нинішніх обставин Covid-19, де уряд встановив такі вимоги, щоб уникнути поширення вірусу [3].

Вентиляція є механізмом, за допомогою якого в будівлі контрольованим чином подається чисте повітря [4]. Вона необхідна для усунення забруднень (надлишкові волога, теплота або шкідливі речовини), що утворюються всередині приміщень, та для підтримки мінімальних умов забезпечення здоров'я. Як наслідок, зростає потреба в енергії, оскільки повітря в приміщенні замінюється чистим зовнішнім повітрям, яке необхідно попередньо обробити. Як зазначається в [5], хоча за останні два десятиліття був досягнутий значний прогрес у вентиляції, немає однозначної відповіді щодо того, наскільки сучасні стратегії контролю вентиляції можна покращити.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Надлишкова волога є однією з головних причин пошкодження і руйнування будівель [6], особливо в українських умовах, коли вологі стіни під дією низьких температур замерзають, у результаті чого бетон і цегляна кладка схильні до розтріскування, що призводить до передчасного виходу споруд з ладу. Не настільки катастрофічні, але, тим не менш, значні наслідки надмірної вологості мають місце при зберіганні різного роду матеріалів і виробів. Для всіх матеріалів існує стан, у якому вони знаходяться в рівновазі з навколишнім середовищем. Найчастіше коливання вологості є єдиним або найбільш важливим чинником, що викликає нестабільність властивостей матеріалів [7].

Відомі три основні методи боротьби з надлишковою вологістю повітря всередині будівель і споруд: асиміляція, адсорбція та конденсація [8]. Останній є одним із найбільш поширених в припливно-вентиляційних установках, оскільки є відносно простим у виконанні та обслуговуванні, не потребує регенерації або заміни сорбентів та дозволяє досягати високої енергоефективності за рахунок встановленого контуру теплового насоса (ТН). Такі теплонасосні установки (ТНУ) є високоефективними та при правильному проектуванні зменшують споживання первинної енергії по відношенню до традиційних систем [9].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми

У роботі [10] розглядається ТНУ вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рекуперацією вентиляційного повітря. Її компоновка є типовою та використовується багатьма виробниками ТНУ у тому числі для цілей осушення. Принцип та перевага даної схеми полягає в тому, що виконуються умови збереження постійних параметрів припливного повітря як по температурі, так і по вологості, у той час як в реальній практиці тільки один із параметрів є цільовим (найчастіше температура). Даний принцип реалізується двома способами: або додатковим зовнішнім джерелом енергії у вигляді електричного чи рідинного нагрівача, або спеціальною організацією повітряних потоків таким чином, щоб досягалась максимально ефективна утилізація енергії, яка була згенерована в системі. У роботі досліджується саме останній спосіб.

З термодинамічного аналізу більш простої схеми [11] видно, що дана ТНУ є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 %) та невисокі розрахункові значення температур (34 °С). Такі параметри навколишнього середовища цілком відповідають клімату України в теплу пору року.

У даному дослідженні було проаналізовано роботу даної системи та визначено її енергоефективність не тільки для вентиляції та кондиціювання, але і для осушення виробничих приміщень, де є внутрішні надходження вологи.

Постановка задач дослідження

Метою статті є дослідження енергоефективності підтримання технологічного режиму у виробничому приміщенні в теплий період року за допомогою ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря зі змінною часткою свіжого припливного повітря в залежності від його параметрів, внутрішніх і зовнішніх надходжень теплоти та внутрішніх вологовиділень з урахуванням попередньої рекуперації холоду відпрацьованого повітря.

Опис ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря та робочого процесу зміни стану вентиляційного повітря

На рис. 1 зображена принципова схема вентиляції, кондиціювання та осушення з рекуперацією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: свіже зовнішнє повітря з температурою t_0 , вологовмістом d_0 і масовою витратою G_0 поступає до рекуператора, де охолоджується за постійного вологовмісту до температури t_{0x} за рахунок холоду вентиляційних викидів з приміщення з температурою t_2 , вологовмістом d_2 і масовою витратою $G_{заг}$. Охолоджене зовнішнє повітря направляється до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури t_6 та вологовмісту d_6 . Підігріте відпрацьоване повітря після рекуператора за температури t_n та сталого вологовмісту надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру t_k з незмінним вологовмістом d_2 . Нагріте відпрацьоване повітря розділяється на два потоки: один потік з масовою витратою G_0 скидається в навколишнє середовище; другий потік подається до камери змішування, де змішується з охолодженим зовнішнім повітрям

після випарника ТН. Отримана суміш повітря (t_1 , d_1 , $G_{\text{заг}}$) після камери змішування спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції, кондиціювання (для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень) та видалення зайвої вологості з приміщення.

На рис. 2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в $h-d$ діаграмі. Точка О побудована за параметрами навколишнього середовища (t_0 , h_0) [12]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою t_2 і відносною вологістю φ_2 повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [13] в залежності від технологічного призначення приміщення. За $h-d$ діаграмою визначається h_2 . Згідно з величиною внутрішніх вологовиділень та величиною об'ємних витрат повітря для асиміляції вологості визначається необхідне значення вологовмісту припливного повітря d_1 на лінії $h_2 = \text{const}$ за d_1 знаходиться точка 1', яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції для видалення зайвої вологості. Перехід 1'-1 зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання, тобто додаткове переохолодження для компенсації зовнішніх і внутрішніх теплових надходжень.

Температура повітря в точці 1 на лінії $d_1 = \text{const}$ може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто

$\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_0 - t_2)$, де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого (як буде показано нижче) залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 підігрівається в рекуператорі до температури t_n за сталого вологовмісту d_2 . Потім цей потік надходить до конденсатора ТН, де підігрівається до температури t_k за постійного вологовмісту. Після конденсатора одна частина повітря видаляється в навколишнє середовище, інша змішується з охолодженим у рекуператорі, а потім у випарнику ТН зовнішнім повітрям (точки ох і В відповідно), утворюючи в точці 1 суміш повітря з вологовмістом $d_1 = d_1$ та температурою t_1 , яка направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес 1-2 відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

Визначення температури припливного повітря на вході в приміщення

За методикою, що описана в роботі [11], співвідношення між переохолодженням припливного повітря для задоволення потреб кондиціювання і перепадом температур ззовні і всередині приміщення можна записати

$$\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_0 - t_2), \quad (1)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти.

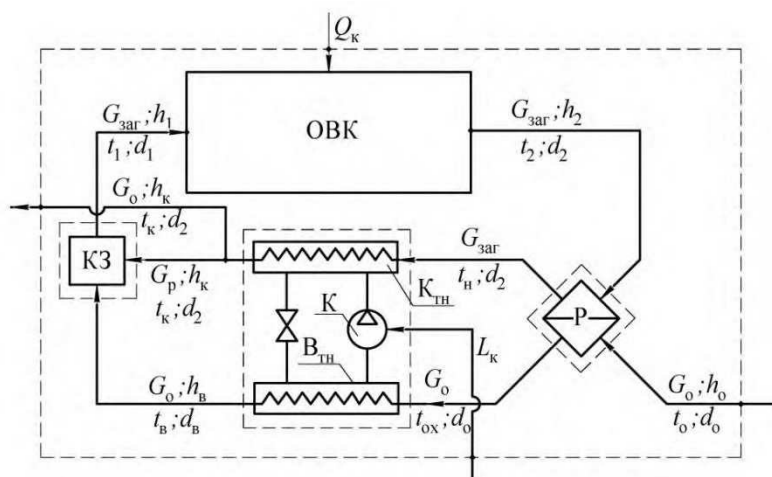


Рис. 1. Принципова ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в приміщенні з рекуперацією вентиляційного повітря: $K_{\text{тн}}$ – конденсатор ТН; $B_{\text{тн}}$ – випарник ТН; K – компресор; $KЗ$ – камера змішування; P – рекуператор; $ОВК$ – об'єкт вентиляції та кондиціювання повітря

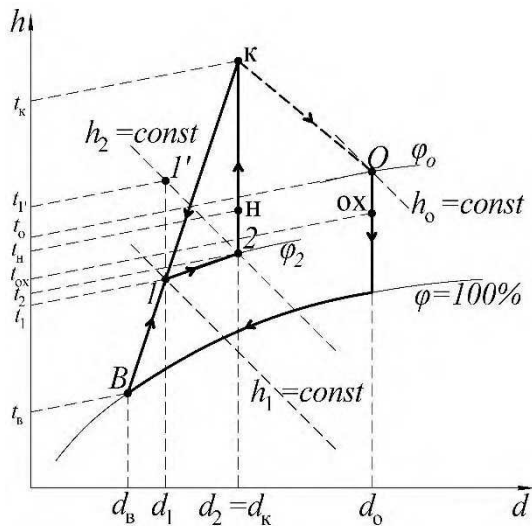


Рис. 2. Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в h - d діаграмі

У свою чергу величина K визначається наступним чином

$$K = K_1 + K_2, \quad (2)$$

$$K_1 = \frac{3600KF}{\rho_n c_p K_{п.об} V_{прим}}, \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{Q_{вн}}{G_{заг} c_p (t_0 - t_2)}, \quad (4)$$

де K_1 – коефіцієнт, який залежить від геометричних і теплофізичних характеристик будівлі і кратності повітрообміну об'єкта кондиціювання; K_2 – коефіцієнт, який залежить від внутрішніх тепловиділень; $\bar{K}$, Вт/(м²·°C) – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій приміщення; F , м² – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються надходження теплоти до приміщення; ρ_n , кг/м³ – густина повітря; c_p , кДж/(кг·°C) – питома теплоємність повітря; $K_{п.об}$, 1/год – кратність повітрообміну; $V_{прим}$, м³ – об'єм приміщення; $Q_{вн}$, кВт – внутрішні тепловиділення.

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K в рівнянні (1) може бути попередньо визначений через коефіцієнти K_1 і K_2 . Тим самим із рівняння (1) може бути визначена температура t_1 припливного повітря на вході в приміщення.

Термодинамічний аналіз ТНУ

Проведення термодинамічного аналізу ТНУ передбачає попереднє визначення її термодинамічного стану за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від змінних параметрів зовнішнього середовища (температура та відносна вологість повітря). Стан ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря залежить від невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є доля потоку свіжого зовнішнього повітря, що направляється на випарник ТН, температури повітря після рекуператора, після випарника та конденсатора ТН, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів системи та системи в цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з виразу для оцінки його ефективності [14]

$$\eta_p = \frac{t_n - t_2}{t_0 - t_2} \text{ або } \eta_p = \frac{t_0 - t_{ox}}{t_0 - t_2}, \quad (5)$$

де η_p – коефіцієнт ефективності рекуператора; t_n , t_{ox} , °C – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (5) вирази для температур t_n і t_{ox} мають наступний вигляд

$$\begin{aligned} t_{ox} &= t_0 - \eta_p(t_0 - t_2), \\ t_n &= t_2 + \eta_p(t_0 - t_2). \end{aligned} \quad (6)$$

Ентальпії h_n і h_{ox} визначаються з h - d діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ($t_n \times d_2$) та зовнішнього повітря ($t_{ox} \times d_0$).

Рівняння для визначення ентальпії свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН може бути визначена із рівняння теплового балансу для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 h_0 + G_p h_k = G_{заг} h_1, \quad (7)$$

де G_0 , G_p , $G_{заг}$, кг/с – масові витрати свіжого, частки нагрітого відпрацьованого і загального потоків повітря; h_0 , h_k , h_1 , кДж/кг_{с.п.} – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (7) на величину $G_{заг}$, отримаємо

$$K_0 h_B + (1 - K_0) h_K = h_1, \quad (8)$$

де K_0 – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

Тоді, ентальпію h_B , що визначається з рівняння (8), можна записати як

$$h_B = \frac{h_1 - (1 - K_0) h_K}{K_0}. \quad (9)$$

Вологовміст свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН можна виразити з рівняння матеріального балансу вологи для всієї схеми, яке має вигляд

$$G_{\text{заг}}(d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_0 d_2 + G_0(d_0 - d_B). \quad (10)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (10) на величину $G_{\text{заг}}$, після ряду перетворень отримаємо

$$d_B = d_2 - \frac{d_2 - d_1}{K_0}. \quad (11)$$

Температура на виході з випарника ТН, t_B , може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря на лінії $\Phi = 100\%$ в точці її перетину з h_B або d_B .

Частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_K = Q_{\text{вип}} + L_K. \quad (12)$$

Складові рівняння (12) визначаються так: тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_K = G_{\text{заг}}(h_K - h_N), \quad (13)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_0(h_{\text{ок}} - h_B), \quad (14)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_K = Q_{\text{вип}}/\varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (15)$$

де $\varepsilon_{\text{ТН}}$ – холодильний коефіцієнт ТН.

Із рівняння (12) з урахуванням (13) – (15) після деяких математичних перетворень вираз для визначення частки свіжого зовнішнього повітря приймає вигляд

$$K_0 = \frac{h_K - h_N}{h_{\text{ок}} - h_B} \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}. \quad (16)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціонування працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \eta_{\text{ТН}} \frac{1}{\frac{273 + t_K + \Delta t_K}{273 + t_B - \Delta t_B} - 1}, \quad (17)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, які здійснюються робочим тілом у ТН. Згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0.6...0.8 (прийнято $\eta_{\text{ТН}} = 0.8$) [15]; t_B – температура свіжого зовнішнього повітря на виході з випарника ТН, °С; t_K – температура відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С; Δt_g – температурний перепад між потоками зовнішнього повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С; Δt_K – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [15] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти $\Delta t_K = \Delta t_g = 10$ °С.

Ентальпія відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН визначається з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми

$$G_0 h_0 + L_K + Q_{\text{конд}} = G_0 h_K. \quad (18)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (18) на величину $G_{\text{заг}}$ та врахувавши рівняння (1) в $Q_{\text{конд}}$, після ряду перетворень отримаємо

$$h_K = h_0 + (h_{\text{ок}} - h_B) \frac{1}{\varepsilon_{\text{ТН}}} + \frac{c_p K(t_0 - t_2)}{K_0}. \quad (19)$$

Температура на виході з конденсатора ТН, t_K , може бути визначена за допомогою h - d діаграми вологого повітря в точці перетину h_K з вологовмістом всередині приміщення d_2 .

Ентальпію h_1 з достатньою точністю можна визначити за наступною розрахунковою формулою для вологого повітря [12]

$$h_1 = 1.005 t_1 + (2500 + 1.8 t_1) d_1. \quad (20)$$

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов робо-

ти самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = Q_{\text{хол}}/L_{\text{к}}, \quad (21)$$

де $Q_{\text{хол}}$, кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1), \quad (22)$$

З урахуванням рівнянь (22) та (14), (15) вираз (21) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}(h_0 - h_1)}{K_0(h_{\text{ох}} - h_{\text{в}})}, \quad (23)$$

Розрахунковий аналіз ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення повітря

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ виконано для типового виробничого приміщення з заданим технологічним режимом. Як прототип обрано ковальський цех одного з підприємств в Київській області. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [13]: температура в приміщенні $t_2 = 19^\circ\text{C}$; відносна вологість повітря в приміщенні $\phi_2 = 50\%$; за кількістю вологи, що виділяється в цеху, та витратою повітря був визначений діапазон зміни приросту вологовмісту повітря $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$.

За заданих умов було визначено вологовмісти повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2: $d_1 = 6.4, 5.9, 5.4, 4.9 \text{ г/кгс.п.}$ і $d_2 = 6.9 \text{ г/кгс.п.}$.

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (6), (9), (11), (16), (17), (19) і (23) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування, а також внутрішніх вологовиділень як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН (рис. 3), частка свіжого зовнішнього повітря (рис. 4), холодильний коефіцієнт ТН (рис.5)), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції, кондиціонування та осушення (рис. 6).

Для оцінки ефективності рекуперації були проведені розрахунки без рекуператора ($\eta_p = 0$) і з рекуператором, коли $\eta_p = 0.8$. При виборі величини K врахована така обставина. За наведеною у роботі [11] методикою для обраного виробничого приміщення розраховано K за середньою кількістю тепловиділень, що становить $K = 0.2$ (відношення зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Через те, що внутрішні тепловиділення можуть змінюватись в широкому діапазоні, значення для K прийнято наступні: 0.2 і 0.4.

На рис. 3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора t_k та випарника t_e ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а) і приросту вологовмісту повітря (б) ($t_k, t_e = f(t_0, \phi_0, \Delta d, K, \eta_p)$). Температури t_k обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН. Видно, що умови використання даної схеми погіршуються зі збільшенням відносної вологості навколишнього середовища. Діапазон застосування даної схеми складає: від $t_0 = 26^\circ\text{C}$ ($\phi_0 = 80\%$) до $t_0 = 34^\circ\text{C}$ ($\phi_0 = 40\%$). Температури тв за $t_0 > 24^\circ\text{C}$ майже не залежать від відносної вологості ϕ_0 та температури t_0 навколишнього середовища та становлять в середньому 6°C .

Криві 4 і 9 (а) показують випадок, коли рекуперація відсутня. Як видно, використання рекуперації має позитивний вплив як на температури після випарника ТН t_e (їх підвищення на 3°C), так і на температури після конденсатора ТН t_k (їх зменшення на $3-5^\circ\text{C}$). Збільшення теплових притоків у приміщенні (криві 5 і 10, а) майже не впливають на температури t_e та підвищують температури t_k у середньому на $2-3^\circ\text{C}$. На рис. 3, б показано, що зі збільшенням внутрішніх вологовиділень необхідне більше осушення зовнішнього повітря. Як наслідок, температури t_e знижуються, а температури t_k збільшуються. Для відносної вологості зовнішнього повітря $\phi_0 = 40\%$ система здатна працювати практично в усьому діапазоні температур. Таким чином, регіоном використання даної ТНУ є країни з помірним континентальним кліматом з низькими значеннями відносної вологості повітря.

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку свіжого зовнішнього повітря на вході в систему K_0 , яка направляється на випарник ТН. Відповідні розрахункові дані для змінної частки свіжого повітря, що отримані за рівнянням (16), наведені на рис. 4. З графіків видно, що частка свіжого повітря для підтримання заданих комфортних параметрів повітря

в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури t_0 , так і відносної вологості φ_0 навколишнього середовища. За постійної температури t_0 потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням відносної вологості φ_0 , коефіцієнта рекуперації η_p та величини K , тобто надходжень теплоти до приміщення. За збільшення φ_0 , зростає ентальпія h_0 . Це, а також більш глибока утилізація холоду вентиляційного повітря у рекуператорі, призводить до збільшення температури t_k відпрацьованого повітря після конденсатора ТН. У результаті до КЗ надходить більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості φ_0 . Тому проектування ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря має здійснюватися за умови змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не забезпечить заданого технологічного режиму всередині приміщення за зміни параметрів навколишнього середовища. Збільшення приросту вологовмісту повітря (рис. 4, б) призводить до необхідності зменшення частки свіжого повітря (збільшення рециркуляції), що пов'язано з більш інтенсивним осушенням повітря у випарнику і, як наслідок, зменшенням його температури.

На основі числового аналізу співвідношень (17) і (23) побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН та ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення від температури та відносної вологості навколишнього середовища, коефіцієнта рекуперації, різних значень величин K і Δd ($\varepsilon_{\text{ТН}}, \varepsilon_{\text{сх}} = f(t_0, \varphi_0, \Delta d, K, \eta_p)$) (рис. 5-6). Холодильний коефіцієнт ТН значно знижується з ростом відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря. Застосування рекуперації підвищує ефективність ТН.

З графіків на рис. 6 видно, що енергоефективність даної ТНУ досягає найбільших значень також в зоні відносно низьких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря, ефективності процесу рекуперації та потреби в осушенні приміщення. Значення холодильних коефіцієнтів схеми мало залежать від характеристики приміщення, тобто величини K , в усьому діапазоні температур t_0 .

Висновки

1. Аналіз даної ТНУ вентиляції, кондиціонування та осушення показав переваги рекуперації холоду для забезпечення вищого холодильного коефіцієнта схеми в робочому діапазоні температур навколишнього середовища за розглянутих значень відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря.

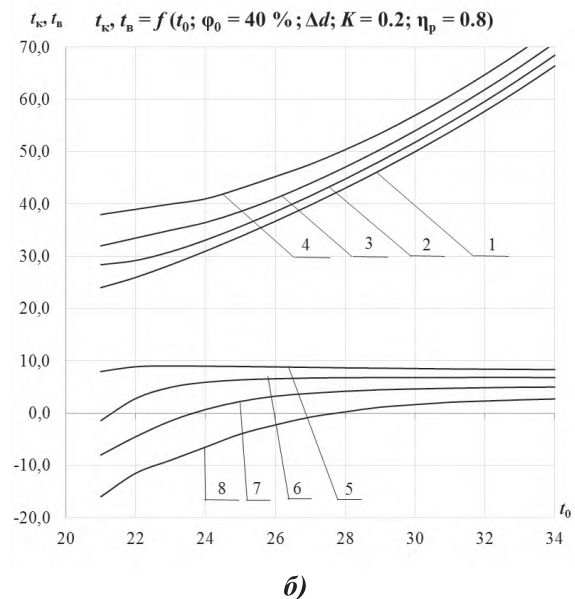
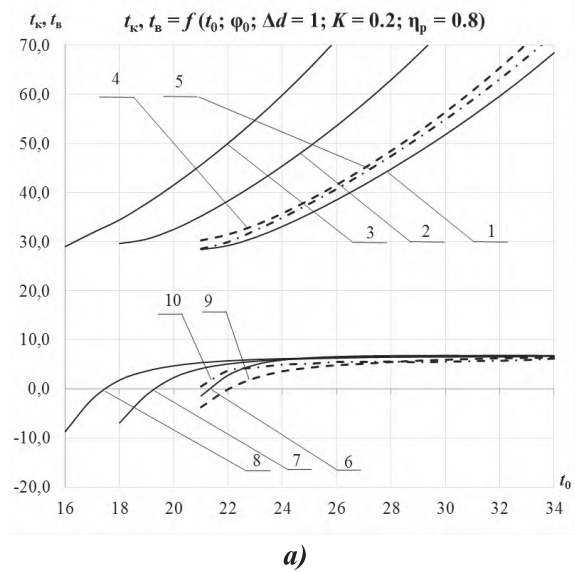
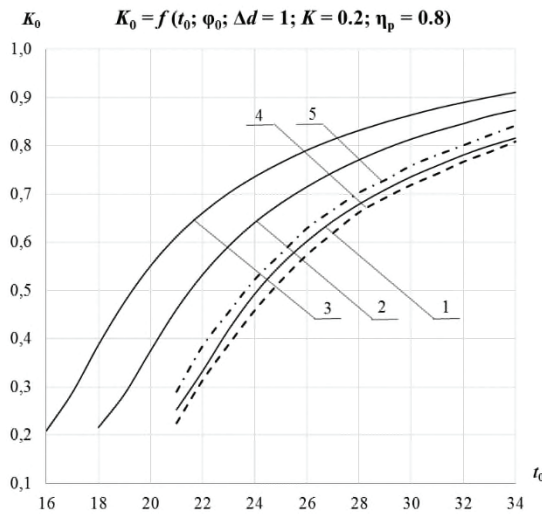


Рис. 3. Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ г/кг с.н., $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 (t_k) – $\varphi_0 = 40\%$, 60% , 80% ; 4 (t_k) – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 (t_k) – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; 6-8 (t_b) – $\varphi_0 = 40\%$ – 80% ; 9 (t_b) – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 10 (t_k) – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 (t_k) – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг с.н.; 5-8 (t_b) – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг с.н.

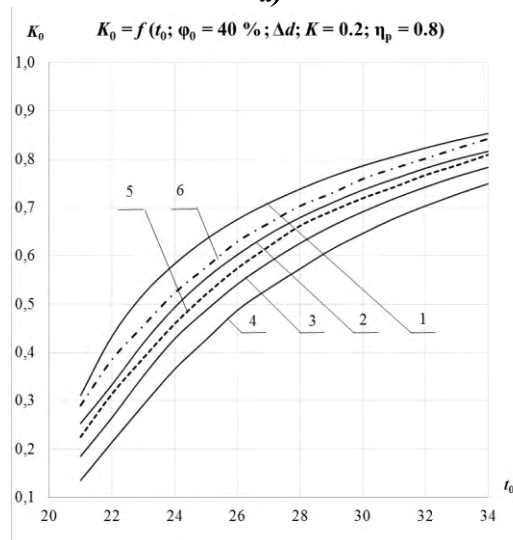
2. Розглянута система вентиляції, кондиціонування та осушення в приміщеннях, де потребується підтримання технологічного режиму (температури та вологовмісту) в теплий період року, може ефективно працювати до деяких помірних значень параметрів зовнішнього середовища, подальше збільшення яких обмежується максимальною температурою скидного повітря після конденсатора ТН.

3. Дана схема є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 %) та невисокі розрахункові значення температур (34 °С).

4. Застосування ТН для осушення приміщень, де наявні виділення вологи, є енергоефективним та екологічним заходом, який дозволяє економити первинні енергоресурси.

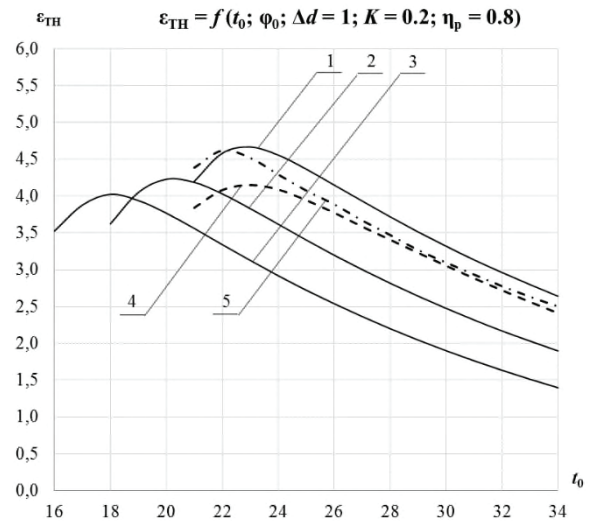


а)

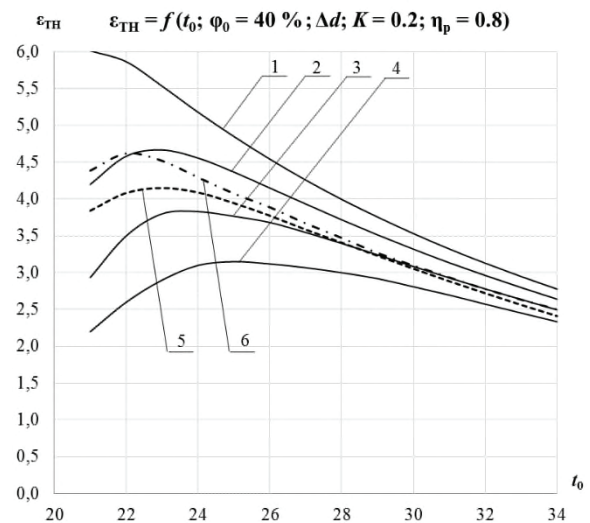


б)

Рис. 4. Залежності змінної частки свіжого зовнішнього повітря від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ г/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг_{с.п.}; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 6 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$

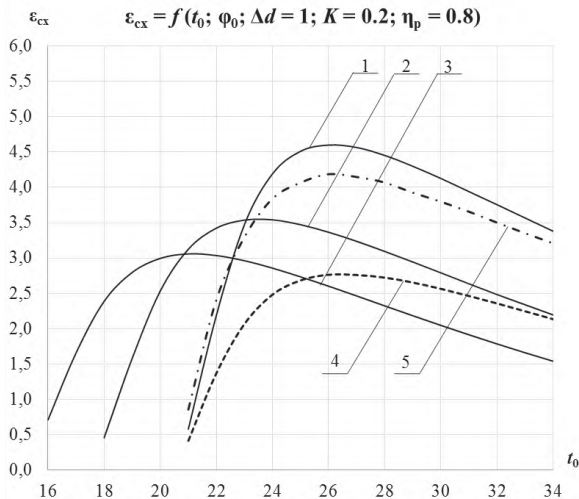


а)

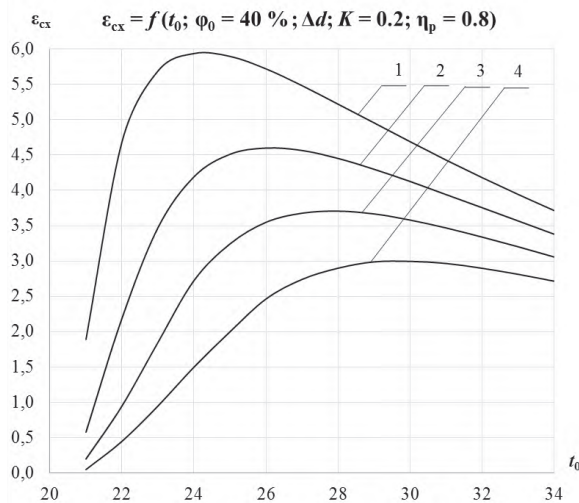


б)

Рис. 5. Залежності холодильного коефіцієнта ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ г/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ г/кг_{с.п.}; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 6 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$



а)



б)

Рис. 6. Залежності холодильного коефіцієнта всієї схеми від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря Δd (б): а) $\Delta d = 1$ з/кг_{с.п.}, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-3 – $\varphi_0 = 40\% - 80\%$; 4 – $\varphi_0 = 40\%$ і $\eta_p = 0$; 5 – $\varphi_0 = 40\%$ і $K = 0.4$; б) $\varphi_0 = 40\%$, $K = 0.2$ і $\eta_p = 0.8$: 1-4 – $\Delta d = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0$ з/кг_{с.п.}

Отримані результати дослідження буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу з вдосконалення існуючих ТНУ опалення, вентиляції, кондиціювання та осушення.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Zhang J., Zhang H.-H., He Y.-L., Tao W.-Q.: A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China. *Applied Energy*. 178(2016), 800–825. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.049

2. Chwieduk D.: Analysis of utilization of renewable energies as heat sources for heat pumps in building sector. *Renewable Energy*. 9(1996), 720–723. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Picallo-Perez A., Sala-Lizarranga J. M., Odriozola-Maritorea M.: Ventilation of buildings with heat recovery systems: Thorough energy and exergy analysis for indoor thermal wellness. *Journal of Building Engineering*. 39(2021). DOI: 10.1016/j.jobee.2021.102255

4. Chenari B.: Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 59(2016), 1426-1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. Rotger-Grifol S.: Demand Response Potential of Ventilation Systems in Residential Buildings. *Energy and Buildings*. 121(2016). DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. Straube J. F.: Влага в зданиях. АВОК. 6(2002), 30-35.

7. Гагарин В. Г.: Комментарии к статье "Влага в зданиях". АВОК. 6(2002), 36-38.

8. Вишневикий Е.П.: Анализ особенностей использования основных методов осушения воздуха. *Журнал С.О.К.* 3(2004), 5-13.

9. Mazzeo D.: Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage. *Journal of Cleaner Production*. 213(2019), 1228–1250. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of Thermodynamics*. 42 (2021).

11. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*. 17(2020), 118–132.

12. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2004. – 192 с.

13. Опалення, вентиляція та кондиціювання // Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 149 с.

14. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.

15. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

ENERGY ANALYSIS OF A HEAT PUMP AIR HANDLING UNIT FOR THE DEHUMIDIFICATION AND AIR CONDITIONING OF A PRODUCTION PREMISE

Bezrodny M.K., Misiura T.O.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 6, Politekhnicheskaya str., Kyiv, 03056, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/tpe.1.2022.7>

The article presents the results of thermodynamic analysis of the theoretical model of the heat pump system of ventilation, air conditioning and dehumidification of the production room with variable values of internal moisture and heat generation during the transition and warm seasons. The influence of exhaust air energy recovery on the system efficiency is established and evaluated. As a prototype was adopted blacksmith shop, where it is necessary to maintain technological conditions (temperature and relative humidity). Calculations were performed using the method of successive approximations to estimate the air parameters at the nodal points of the system. This established the theoretical refrigeration efficiency of this system and showed the benefits of energy recovery to reduce energy consumption for the system. This model can be used for the design of air handling units with a set heat pump circuit.

References 10, table 1, figures 5.

Key words: heat pump, refrigerant efficiency, recuperator, ventilation, air conditioning, renewable sources of energy, dehumidification, air-handling unit.

1. Zhang J., Zhang H.-H., He Y.-L., Tao W.-Q.: A comprehensive review on advances and applications of industrial heat pumps based on the practices in China. *Applied Energy*. 178(2016), 800–825. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.06.049

2. Chwieduk D.: Analysis of utilization of renewable energies as heat sources for heat pumps in building sector. *Renewable Energy*. 9(1996), 720–723. DOI: 10.1016/0960-1481(96)88385-6

3. Picallo-Perez A., Sala-Lizarranga J. M., Odriozola-Maritorena M.: Ventilation of buildings with heat recovery systems: Thorough energy and exergy analysis for indoor thermal wellness. *Journal of Building Engineering*. 39(2021). DOI: 10.1016/j.job.2021.102255

4. Chenari B.: Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 59(2016), 1426-1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074.

5. Rotger-Griful S.: Demand Response Potential of Ventilation Systems in Residential Buildings. *Energy and Buildings*. 121(2016). DOI:10.1016/j.enbuild.2016.03.061.

6. Straube J. F.: [Humidity in buildings]. *ABOK [ABOK]*. 6(2002), 30-35. (in Rus.)

7. Gagarin V. G.: [Commentaries to the article "Humidity in buildings"]. *ABOK [ABOK]*. 6(2002), 36-38. (in Rus.)

8. Vishnevskiy E. P.: [Analysis of the peculiarities of using the main methods of air dehumidification]. *Jurnal S.O.K [S.O.K. Journal]*. 3(2004), 5-13. (in Rus.)

9. Mazzeo D.: Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage. *Journal of Cleaner Production*. 213(2019), 1228–1250. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212

10. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of Thermodynamics*. 42 (2021).

11. Bezrodny M. K., Misiura T. O.: The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with an excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*. 17(2020), 118–132.

12. Bozhenko M. F. [Heat sources and heat consumers].—Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2004. – 192 c. (in Ukr.)

13. *State Building Standards of Ukraine DBN B.2.5-67: 2013, "Heating, ventilation and air conditioning"*. Ministry of Regional Development, Construction and Housing of Ukraine, Kyiv 2013. (in Ukr.)

14. Bezrodny M. K., Prytula N. O. [Thermodynamic and energy efficiency of heat pump schemes of heat supply].—Kyiv: «Polytechnica» [Polytechnics], 2016. – 272 p. (in Ukr.)

15. Moroziuk T. V. [Theory of refrigeration machines and heat pumps]. – Odessa: Studiia «Negociant» [Negociant Studio], 2006. – 712 p. (in Rus.)

Отримано 16.11.2021

Received 16.11.2021