

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ  
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ  
ім. А.М.ПІДГОРНОГО

Змієвський Геннадій Олексійович

УДК 621.565

**ТЕПЛО-МАСООБМІН В ТРУБЧАТОМУ  
ОСУШУВАЧІ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків –2004

Дисертація є рукописом

Робота виконана в ДП “ЕКО” СП ВКФ “ЕРСІТ” та на кафедрі теплотехніки Національного Технічного Університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор  
Братута Едуард Георгійович,  
Національний технічний університет “ХПІ”,  
професор кафедри теплотехніки;

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
Маляренко Віталій Андрійович,  
Харківська Національна академія міського господарства,  
професор кафедри електропостачання міст;

кандидат технічних наук, доцент  
Гакал Павло Григорович,  
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є.Жуковського  
“ХАІ”,  
доцент кафедри аерокосмічної теплотехніки.

Провідна установа: Національний технічний університет України “КПІ”,  
кафедра АЕС і інженерної теплофізики.

Захист відбудеться “10” червня 2004 р. о 14:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 в Інституті проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного НАН України за адресою 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного НАН України за адресою 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий “08” травня 2004 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
кандидат технічних наук

О.Е.Ковальський

**Актуальність теми.** В теперішній час практично жодне сучасне промислове виробництво не обходиться без такого енергоносія як стиснене повітря, що використовується у двох основних напрямках: технологічному (виплавка чавуна і стали в металургії, одержання кисню у повітрярозділяючих установках і т.д.) і силовому (пнемопривід різних машин і механізмів у машинобудуванні, гірничодобувній промисловості, ковальському, ливарному та інших виробництвах).

Для виробництва і передачі стисненого повітря до споживача використовуються спеціальні системи повітропостачання промислового підприємства, що включають компресорні і повітродувні станції, трубопровідний і балонний транспорт для подачі стисненого повітря до споживачів.

В даний час на багатьох підприємствах, як правило, з централізованою системою пневмопостачання, задачі підготовки стисненого повітря вирішувалися переважно двома шляхами. У першому повітря осушується з застосуванням дорогих адсорбентних пристроїв або з застосуванням холодильних фреонових машин, що пов'язано зі значними енергетичними і матеріальними витратами. В другому видалення конденсату здійснюється за допомогою розвитої мережі вологозбірників із продувними вентилями. Таке технічне рішення, як свідчать обстеження, приводить до того, що втрати стисненого повітря можуть скласти до 40%.

Як впливає з ряду робіт, проблема осушування стисненого повітря може бути вирішена за рахунок упровадження на промислових підприємствах системи підготовки стисненого повітря типу ОСП.

Осушувач стисненого повітря (ОСП) являє собою трьохпоточний рекуперативний теплообмінник, який виконаний у виді пучка трубок Фільда з поперечним обдувом його потоком атмосферного повітря, що подається осьовим вентилятором. Конденсат, що утворився при цьому, видаляється автоматичним пристроєм, що практично виключає втрати стиснутого повітря.

Досвід промислового застосування систем ОСП, показує, що вони можуть бути застосовані для 80-90% підприємств, не вимагають спеціальних холодоагентів або поглинаючих засобів, а окупність устаткування не перевищує 2,5 роки при вартості осушувача на 20-40% нижче вартості традиційних пристроїв. Апарати ОСП розраховані на широкий діапазон продуктивності по стисненому повітря – від 10 м<sup>3</sup>/хв до верхньої межі, що не є обмеженою за рахунок модульної конструкції осушувачів.

У зв'язку з цим, тема дисертаційної роботи, яка присвячена експериментально-теоретичному дослідженню перспективних апаратів ОСП із метою підвищення їхніх експлуатаційних характеристик, відповідає цілям загальнодержавної

програми енергозбереження і є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася в ДП “ЕКО” СП ВКФ “ЕРСІТ”, а також на кафедрі теплотехніки Національного технічного університету “ХПІ” у рамках робіт, проведених Комітетом стандартів України по міжнародних проектах стандартизації: ISO 8573-1 “Стиснене повітря. Забруднювачі і класи чистоти”; ISO 8573-8 “Стиснене повітря. Методи визначення змісту твердих забруднювачів по їх масовому змісту”; ISO 8573-9 “Стиснене повітря. Методи визначення рідкої вологи”.

**Мета і задачі дослідження.** Ціль роботи складається в створенні на основі експериментально-теоретичних досліджень розрахункової бази для проектування апаратів ОСП з обґрунтуванням їхніх раціональних режимно-конструктивних і схемних характеристик стосовно до різних умов їхньої промислової експлуатації. Задачами дослідження, обумовленими метою роботи, є:

- розробка математичної моделі процесів тепло- і масообміну при охолодженні й осушуванні стисненого повітря в апараті типу ОСП;
- проведення на основі математичної моделі розрахункового дослідження впливу основних режимно-геометричних характеристик на ефективність апарату з метою вибору оптимальних рішень;
- створення експериментального стенду і методики проведення дослідів з метою встановлення адекватності математичної моделі і надійності запропонованої в роботі уточненої методики розрахунку апаратів ОСП.

**Об'єктом дослідження** є трубчатий рекуперативний теплообмінник із трубками Фільда, призначений для осушування й охолодження стисненого повітря на виході з компресора.

**Предметом дослідження** є процеси тепло-масообміну і гідродинаміки, що визначають ефективність апаратів ОСП при різних схемно-конструктивних рішеннях.

**Метод дослідження** включає сполучення математичного моделювання і фізичного експерименту на спеціальній дослідній установці напівпромислового типу.

#### **Наукова новизна отриманих результатів.**

1. Уперше стосовно до особливостей процесів тепло- і масообміну в охолоджувачі ОСП розроблена математична модель апарата, що дозволила проводити докладні чисельні дослідження.
2. На основі чисельної реалізації математичної моделі уперше встановлений вплив конструктивних і режимних параметрів осушувача, а також схеми руху взаємодіючих середовищ на термодинамічну ефективність апарата.
3. Шляхом розрахункового і фізичного експерименту уперше визначені оптимальні

схемно-конструктивні параметри осушувача стисненого повітря.

### **Практичне значення роботи.**

1. Створено розрахунково-теоретичну базу для інженерного проектування осушувачів стисненого повітря типу ОСП.

2. Розроблено підтверджені промисловими іспитами практичні рекомендації для вибору раціональних схемних рішень апарата і його режимно-геометричних характеристик, що забезпечують зниження металоємності при досягненні необхідної ефективності кондиціонування стисненого повітря.

3. Апарати типу ОСП, удосконалені відповідно до результатів, отриманих в дисертації, впроваджені в системах пневмопостачання наступних промислових підприємств: ПО “Скловолокно”, м. Полоцьк, 2000 р.; ВАТ “Керамін”, м. Мінськ, 2001 р.; ВАТ “Поліміз”, м. Борисів, 2000 р.; Нафтопереробний завод “Укртатнафта”, м. Кременчук, 2002 р.; Завод феросплавів, м. Запоріжжя, 2003 р.

4. Упровадження здійснене в навчальний процес НТУ “ХП” на кафедрі теплотехніки при викладанні навчальних курсів “Кондиціонування повітря промислових підприємств”, “Тепловикористовуючі апарати й установки” і “Системи охолодження промислових підприємств”.

**Особистий внесок здобувача** полягає в узагальненні інформації щодо вимог до якості стисненого повітря, існуючих способів її забезпечення та постановці задачі [1, 8, 9]. У співавторстві з науковим керівником, здобувач сформулював математичну модель процесу осушування стисненого повітря і створив методику інженерного розрахунку апарата на основі чисельної реалізації математичної моделі. Дисертант безпосередньо розробив методику проведення промислових випробувань апаратів ОСП, результати яких подані в роботі [7], особисто проводив теоретичні та експериментальні дослідження осушувача стисненого повітря, результати яких висвітлюються в статтях [2, 3, 4, 5, 6.] а також виконав узагальнення і аналіз отриманих результатів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідалися на:

- міжнародної конференції “ТТЕ-2001”, м. Алушта, 2001 р.
- міжнародної конференції “Microcad-2001”, м. Харків, 2001 р.

**Публікації.** За результатами виконаних досліджень опубліковано 9 друкованих праць, з них 6 – у виданнях, визнаних ВАК України в якості спеціальних.

**Структура й обсяг дисертації.** Робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 188 сторінок машинописного тексту. Робота містить 10 ілюстрацій по тексту, 45 ілюстрацій на 26

окремих сторінках, 9 таблиць по тексту, 3 таблиці на 3 окремих сторінках, 2 додатки на 8 сторінках, 126 найменувань використаних літературних джерел на 10 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **введенні** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета, задачі дослідження, його наукове і практичне значення.

У **першому розділі** виконаний огляд методів кондиціонування стисненого повітря, що включає адсорбційні, абсорбційні методи й осушування на базі холодильних машин. Показано також, що по енергетичних витратах трубчатий осушувач з використанням зовнішнього повітря як охолоджувального середовища має істотні економічні переваги порівняно з іншими методами.

Схема осушувача стисненого повітря (ОСП), який досліджується в даній роботі, і конструкція трубчастого елемента Фільда, на основі якого сформована поверхня теплообмінного апарата, показані на рис. 1 і рис. 2.

Стосовно до конструкції ОСП виконано огляд методів розрахунку тепло- і масообмінних процесів в апаратах кондиціонування повітря, а також інформації, що стосується граничних умов теплообміну на відповідних елементах поверхонь, включаючи зовнішній теплообмін трубного пучка, а також теплообмін усередині трубних елементів і кільцевого зазору.

Аналіз літературних джерел, у яких розглянуті основні аспекти процесів тепло- і масообміну в рекуперативних апаратах, теплотехнологічні функції яких близькі до функцій ОСП, досліджуваного в нашій роботі, дозволив зробити ряд висновків, що визначили мету і зміст подальшого дослідження.

Так, при наявності в літературі досить великого обсягу інформації, що стосується методів розрахунку окремих “елементарних” процесів тепло- і масообміну в різних режимних і геометричних умовах їхньої реалізації встановлено, що в даний час відсутня теоретично обґрунтована й експериментально перевірена методика розрахунку осушувачів стисненого повітря, створених на базі трубчастих елементів Фільда.

Рис. 1. Конструктивна схема осушувача стисненого повітря типу ОСП.

1 – теплообмінник; 2 – вентилятор; 3 – трубопровід входу вологого повітря; 4 – вихід сухого повітря; 5 – конденсатовідводчик; 6 – обігрівальний кожух; 7 – рама вентилятора; 8 – вентиль ручного зливу конденсату; 9 – колектор вологого повітря; 10 – зовнішня труба; 11 – внутрішня труба; 12 – колектор-вологовідділювач; 13 – перепускна труба; 14 – колектор сухого повітря; 15 – вихідний колектор

В другому розділі наданий математичний опис процесів теплообміну і гідродинаміки в осушувачі стисненого повітря. На основі аналізу фізичних особливостей процесів в ОСП і можливих підходів до їхнього розрахунку, а також у підсумку обґрунтування основних допущень при математичному моделюванні, сформована система рівнянь, що описують процеси тепло- і масообміну в ОСП.

Рис. 2. Схема теплообмінних елементів Фільда.

Серед допущень, прийнятих у роботі, найбільш істотними є допущення про те, що в кожній точці простору тепло- і масообміну виконується співвідношення Льюїса  $\alpha/\beta=C_p$ , а також допущення про те, що тепловим і гідродинамічним опором конденсатної плівки, що утвориться на внутрішній поверхні зовнішньої труби і зовнішньої поверхні внутрішньої труби, можна зневажити у зв'язку з малістю її товщини. У роботі приведені докладне обґрунтування прийнятих допущень.

Розглядається елементарна ділянка теплопередаючої поверхні трубки Фільда, розташованої в  $i$ -м ряду теплообмінника, що представляє собою об'ємний елемент цієї трубки, виділений двома перетинами I-I і II-II, перпендикулярними до напрямку руху стисненого повітря, та які віддалені один від одного на відстань  $d$  (рис. 3).

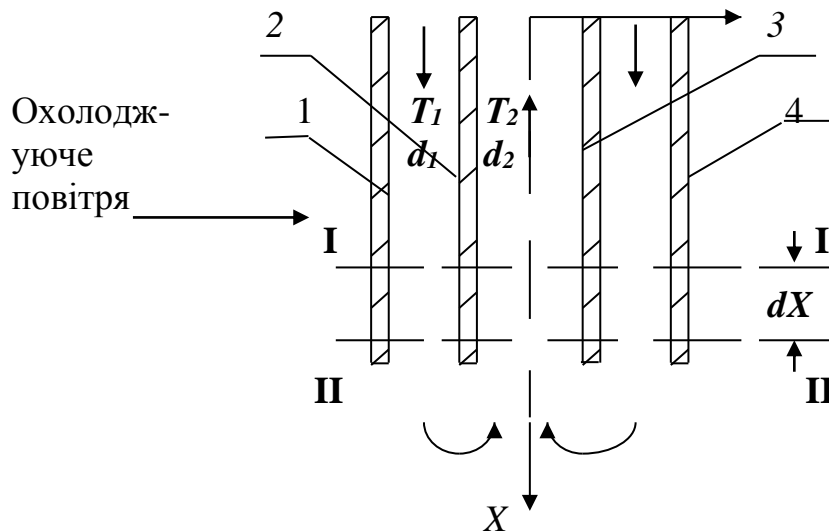


Рис.3. Елементарна ділянка теплопередаючої поверхні

У залежності від початкових параметрів охолоджуючого і стисненого повітря, а також від співвідношень водяних еквівалентів повітряних потоків і рівнів тиску стиснення після компресора розглядається ряд варіантів рівнянь балансів теплоти і маси на

елементарній ділянці апарата.

**Варіант №1.** Обидві поверхні  $f_1$  і  $f_2$  – мокрі, тобто на обох поверхнях відбувається випадання конденсату. У цьому випадку система рівнянь має вигляд:

$$\frac{d(\rho w)}{dX} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{dT_1}{dX} = -\frac{1}{C_p m_n} [\alpha_{c.n.1}(T_1 - T_{cr1})f_1 + \alpha_{c.n.2}(T_1 - T_{cr2})f_2], \quad (2)$$

$$\frac{dd_1}{dX} = -\frac{1}{m_n} [\beta_{c.n.1}(d_1 - d(T_{cr1}))f_1 + \beta_{c.n.2}(d_1 - d(T_{cr2}))f_2], \quad (3)$$

$$\frac{dT_2}{dX} = -\frac{1}{C_p m_n} \alpha_{c.n.3}(T_{cr2} - T_2)f_3, \quad (4)$$

$$\left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{cr1} - T_{вн}) = \frac{\alpha_{c.n.1} f_1 L}{C_p G_n} (T_1 - T_{cr1} + \frac{r}{C_p} (d_1 - d(T_{cr1}))), \quad (5)$$

$$\alpha_{c.n.3}(T_{cr2} - T_2)f_3 = (\alpha_{c.n.2}(T_1 - T_{cr2}) + r\beta_{cr2}(d_1 - d(T_{cr2})))f_2, \quad (6)$$

$$d_{cr1} = \frac{622}{P \cdot 10 \frac{156+8,12T_{cr1}}{236+T_{cr1}} - 1}, \quad (7)$$

$$d_{cr2} = \frac{622}{P \cdot 10 \frac{156+8,12T_{cr2}}{236+T_{cr2}} - 1}, \quad (8)$$

$$T_{пк} = T_{пн} + \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{cr1} - T_{пн}) \quad (9)$$

Для рішення системи рівнянь (1)-(9) використовуються чотири граничних умови. Такими умовами є:

$$X = 0: T_1(0) = T_0; X = 0: d_1(0) = d_0; X = L: T_1(L) = T_2(L); T_{пн} = T^*.$$

де  $T^*$  – температура зовнішнього повітря перед першим рядом трубок.

При записі системи рівнянь (1)–(9) використовувалися наступні позначення:

$T_1$  і  $T_2$  – поточні значення температур повітря в кільцевому зазорі і внутрішній трубці;  $d_1$  – поточне значення вологовмісту повітря в кільцевому зазорі;  $T_{пн}$  і  $T_{пк}$  – температури повітря, перед  $i$ -м рядом трубок і за ним;  $T_{cr1}$  і  $T_{cr2}$  – температури стінок поверхонь 1 і 2 (рис.2);  $G_n$  – масова витрата охолоджуючого повітря, що приходиться на одну трубку;  $m_n$  – масова витрата стисненого повітря, що протікає через одну трубку;  $\alpha_{c.n.1}$ ,



$\alpha_{\text{сп.2}}, \alpha_{\text{сп.3}}$  коефіцієнти тепловіддачі з боку стисненого повітря відповідно на поверхнях 1, 2 і 3 (рис.2);  $\alpha_4$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку охолоджуючого повітря на поверхні 4;  $\beta_{\text{сп.1}}, \beta_{\text{сп.2}}$  - коефіцієнти масовіддачі;  $f_1, f_2, f_3$  і  $f_4$  – величини поверхонь одного погонного метру трубок.

Наведена вище система рівнянь (1)-(9) описує процеси переносу тепла і маси в трубці Фільда, встановленої в  $i$ -м ряду трубчастого осушувача стисненого повітря. Рівняння (2) і (3) відбивають зміни температури й абсолютного вологовмісту стисненого повітря, що рухається в кільцевому зазорі. Зміни температури стисненого повітря, що переміщується по внутрішній трубці, відповідає рівняння (4).

Рівняння (5) і (6) записані з умови рівності теплових потоків через поверхні 1 і 4, а також 2 і 3. Ці рівняння служать для визначення відповідних температур стінок поверхонь зовнішньої і внутрішньої трубок.

**Варіант №2.** Поверхня  $f_1$  – мокра, поверхня  $f_2$  – суха. У цьому випадку система рівнянь включає рівняння (1), (2), (4), а також наступні:

$$\frac{dd_1}{dX} = -\frac{1}{m_n} [\beta_{\text{сп.1}} (d_1 - d(T_{\text{сп.1}})) f_1], \quad (10)$$

$$\left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{\text{сп.1}} - T_n) = \frac{\alpha_{\text{сп.1}} f_1 L}{C_p G_n} \left[ T_1 - T_{\text{сп.1}} + \frac{r}{C_p} (d_1 - d(T_{\text{сп.1}})) \right], \quad (11)$$

$$\alpha_{\text{сп.3}} (T_{\text{сп.2}} - T_2) f_3 = \alpha_{\text{сп.2}} (T_1 - T_{\text{сп.2}}) f_2, \quad (12)$$

$$d_{\text{сп.1}} = \frac{622}{P \cdot 10^{\frac{156+8,12T_{\text{сп.1}}}{236+T_{\text{сп.1}}}} - 1}, \quad (13)$$

$$T_{\text{нк}} = T_{\text{мн}} + \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{\text{сп.1}} - T_{\text{мн}}). \quad (14)$$

**Варіант №3.** Обидві поверхні  $f_1$  і  $f_2$  – сухі. У цьому випадку система рівнянь включає рівняння (1), (2), (4), а також наступні співвідношення:

$$\left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{\text{сп.1}} - T_n) = \frac{\alpha_{\text{сп.1}} f_1 L}{C_p G_n} (T_1 - T_{\text{сп.1}}), \quad (15)$$

$$\alpha_{\text{сп.3}} (T_{\text{сп.2}} - T_2) f_3 = \alpha_{\text{сп.2}} (T_1 - T_{\text{сп.2}}) f_2, \quad (16)$$

$$T_{\text{нк}} = T_{\text{мн}} + \left[ 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_n}\right) \right] (T_{\text{ср1}} - T_{\text{мн}}) \quad (17)$$

У дисертації приведені рівняння для визначення опору тертя в кільцевому каналі, у зоні повороту потоку з кільцевого каналу в центральний патрубков, у центральній трубці, а також опір трубного пучка при обдуві зовнішнім повітрям.

Рішення представлених вище систем рівнянь залежать від ряду фізичних величин, що входять до них у явному і неявному виді, таких, як питома теплоємність і коефіцієнт теплопровідності, кінематична в'язкість, щільність і теплота паротворення. Для цих величин були використані відповідні емпіричні співвідношення, що маються в літературі.

Основна система рівнянь (1)-(9) доповнена емпіричними співвідношеннями для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі на відповідних поверхнях  $f_1, f_2, f_3$  і  $f_4$  апарату (див. рис. 2). При цьому були використані відомі, добре апробовані співвідношення М.І. Михєєва, Б.С. Петухова, Хаузена, С.С. Кутателадзе В.П. Ісаченка, В.М. Боришанського, Є.А. Краснощекова, а також більш пізні результати П.Л. Кирилова, Ю.С. Юр'єва і В.П. Бабкова.

**Третій розділ** присвячений розрахунковому дослідженню ефективності трубчатих осушувачів стисненого повітря.

Аналіз існуючих чисельних методів рішення систем диференційних і алгебраїчних рівнянь показав, що найбільш адекватними для рішення отриманої в другому розділі системи рівнянь є різницеві методи рішення звичайних диференційних рівнянь.

Маючи у виді, що точність рішення системи рівнянь (1)–(9) визначається точністю рішення перших трьох диференціальних рівнянь, як метод рішення приймемо модифікований метод Ейлера. У відповідність з цим методом рішення вихідного рівняння може бути замінено його різницеvim аналогом у виді:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{2} h (y_i' + y_{i+1}') = y_i + \frac{1}{2} h (f(x_i, y_i) + f(x_{i+1}, y_{i+1})),$$

де  $y_i$  і  $y_{i+1}$  – відповідно значення функції  $y$  у крапках  $x_i$  і  $x_{i+1}$ , що відстоять одна від іншої на відстані  $h = L/n$ ;  $n$  – число розбивок інтервалу довжиною  $L$ , а  $i$  – номер вузла розбивки.

При такій апроксимації вихідного диференціального рівняння порядок погрішності не перевищує величини  $O(h^2)$ , і рівняння для визначення величин  $T_1, T_2$  і  $d_1$  можна представити у виді:

$$W_{i+1} = W_i \frac{T_{1,i+1}}{T_{1,i}}, \quad (18)$$

$$T_{1,i+1} = T_{1,i} - \frac{h}{2C_p G_n} (\alpha_1 f_1 (T_{1,i} - T_{cr,i} + T_{1,i+1} - T_{cr1,i+1}) + \alpha_2 f_2 (T_{1,i} - T_{cr2,i} + T_{1,i+1} - T_{cr2,i+1})) \quad (19)$$

$$d_{1,i+1} = d_{1,i} - \frac{h}{2C_p G_n} (\alpha_1 f_1 (d_{1,i} - d_{cr,i} + d_{1,i+1} - d_{cr1,i+1}) + \alpha_2 f_2 (d_{1,i} - d_{cr2,i} + d_{1,i+1} - d_{cr2,i+1})) \quad (20)$$

$$T_{2,i} = T_{2,i+1} + \frac{\alpha_3 f_3 h}{2C_p G_n} (T_{cr2,i} - T_{2,i} + T_{cr2,i+1} - T_{2,i+1}) \quad (21)$$

Значення величин  $T_{cr1}$  і  $T_{cr2}$  для кожного  $i$ -го вузла визначалися з відповідних нелінійних рівнянь методом простої ітерації:

$$T_{cr1} = T_{cr1,c} + \frac{r}{C_p} \frac{\alpha_1 f_1 L}{c_n G_n E + \alpha_1 f_1 L} (d_1 - d_{cr1}), \quad (22)$$

$$T_{cr2} = T_{cr2,c} + \frac{r}{C_p} \frac{\alpha_2 f_2}{\alpha f_2 + \alpha_3 f_3} (d_1 - d_{cr2}), \quad (23)$$

де

$$T_{cr1,c} = \frac{T_1 c_n G_n E + T_1 \alpha_1 f_1 L}{c_n G_n E + \alpha_1 f_1 L},$$

$$T_{cr2,c} = \frac{T_2 \alpha_3 f_3 + T_1 \alpha_2 f_2}{\alpha_3 f_3 + \alpha_2 f_2},$$

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{c_n G_n}\right),$$

$$d_{cr} = \min(d_1(x), d(T_{cr})), \quad (24)$$

$$d(T_{cr}) = \frac{622 p_H}{P - p_H},$$

де  $p_H$  – величина парціального тиску водяної пари, обумовлена по апроксимаційної залежності М.И. Фільнея.

Слід зазначити, що умова (24) дозволяє автоматично робити вибір розрахункових залежностей для ділянок поверхні, що працюють у “мокрому” або “сухому” режимах.

Кінцеві параметри стисненого повітря визначалися як середньоарифметичні по всіх рядах трубок:

$$T_{1,cp} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} T_{1j}, \quad d_{1,cp} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} d_{1j}, \quad T_{2,cp} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} T_{2j}.$$

Кількість точок по довжині труби, необхідне для досягнення прийнятної точності, визначалося за допомогою чисельного експерименту. Були проведені контрольні розрахунки з 20, 40 і 160 точками по довжині трубки. У результаті розрахунків виявилось, що як кінцеві, так і проміжні результати при 20 точках збігалися з точністю до четвертої значущої цифри для даних, що були отримані при подвоєному числі точок. У цьому випадку для шестирядного теплообмінника охолоджувача ОСП розрахунок зводиться до рішення 960 алгебраїчних рівнянь, що вирішувалися методом ітерацій на ПЕОМ із тактовою частотою 800 МГц.

Тестування розробленого алгоритму і реалізуючої його програми розрахунку було проведено на прикладі рішення задачі охолодження стисненого повітря без випадання конденсату в багаторядному трубчатому теплообміннику при одноходовому русі охолоджуючого і охолоджуваного потоків повітря, для якого було отримано точне аналітичне рішення.

На рис. 4 показані результати порівняння. Тут суцільні лінії відповідають аналітичному рішення, крапками показані підсумки реалізації алгоритму чисельного рішення.

Для порівняння теплової ефективності апаратів різної конструкції по їх здатності до осушування, використовується коефіцієнт ефективності, запропонований у другому розділі у формі

$$E_d = \frac{d_n - d_k}{d_n - d(t_n)}.$$

Приведене в чисельнику цього вираження значення  $(d_n - d_k)$  у г/кг являє собою максимальне нормативне відхилення величини абсолютної вологості стисненого повітря від граничного значення  $d(t_{нк})$ . У відповідність із ГОСТ 17433-80 гранична величина цього відхилення може знаходитися в діапазоні 0,5–0,8 г/кг.

Рис. 4. Розподіл температур стисненого повітря, вологовмістів і температур стінок по довжині труби.

- 1 – температура первинного потоку стисненого повітря;  
 2 – температура внутрішньої стінки; 3 – температура регенеративного потоку; 4 – температура зовнішньої стінки; 5 – вологовміст стисненого повітря.

Таким чином, усі конструкції ОСП, коефіцієнти ефективності яких будуть розташовуватися вище кривій  $E_d(0,8)$  (див. рис. 5), задовольняють вимогам нормативу.

Рис. 5. Залежність коефіцієнта ефективності  $E_d$  від температури зовнішнього повітря  $t_{1н}$  1 –  $\Delta_0=0,5$  г/кг; 2 –  $\Delta_0=0,8$  г/кг;

Як об'єкт для проведення чисельного експерименту обрано апарат ОСП-15 (принципова схема якого показана на рис. 1) із продуктивністю по стисненому повітрю  $L_c = 10$  м<sup>3</sup>/хв.

Розрахунки показали, що в жодному з експлуатаційних режимів у раніше прийнятій конструкції агрегату ОСП-15 не вдається забезпечити одержання необхідної здатності по осушуванню. При цьому максимальний дефіцит ефективності має місце при максимальній температурі охолоджуваних і охолоджуючих повітряних потоків, коли зовнішнє повітря має максимальну відносну вологість ( $\varphi_{1н} = 95\%$ ).

Виконані розрахунки дозволили проаналізувати причини низької теплотехнічної ефективності існуючої конструкції агрегату ОСП-15. Установлено, що основним лімітуючим показником є низькі значення коефіцієнта теплообміну в кільцевих каналах, де числа Рейнольдса не перевищують 2900. Це, у свою чергу, визначає низький рівень коефіцієнта ефективності порядку  $E_d=0,73$ , у той час як відповідно до нормативних документів необхідна величина повинна бути на рівні 0,94–0,96. Тому при аналізі шляхів підвищення теплотехнічної ефективності агрегатів типу ОСП у першу чергу було розглянуте питання про збільшення інтенсивності теплообміну в кільцевих каналах і трубах, по яких переміщається стиснене повітря. Дійсно, як показують попередні розрахунки, збільшення коефіцієнта теплообміну в кільцевому каналі вже в два рази дозволяє підвищити величину  $E_d$  до 0,902, а триразове збільшення величини  $\alpha_1$  приводить до підвищення ефективності до  $E_d = 0,951$ . У той же час збільшення величини  $\alpha_3$  у центральній трубці в два рази практично не збільшує ефективність по осушуванню ( $E_d=0,96$ ), але істотно знижує відносну вологість вихідного повітря.

З метою пошуку шляхів по підвищенню ефективності ОСП була проведена серія розрахунків по визначенню взаємного впливу величин  $\alpha_1$  (у центральній трубці) і  $\alpha_3$  (у кільцевому зазорі) на інтегральні характеристики трубчастого теплообмінника. При цьому вважалось, що рівень коефіцієнта теплообміну  $\alpha_4$  з боку охолоджуючого повітряного потоку досить високий у порівнянні з величинами  $\alpha_1$  і  $\alpha_3$  і немає необхідності його збільшувати. Результати цих розрахунків представлені на рис. 6. З рис. 6 випливає, що

коефіцієнт ефективності істотно зростає при збільшенні коефіцієнта  $\alpha_1$  і незначно збільшуються з ростом коефіцієнта  $\alpha_3$ .

Наслідком збільшення коефіцієнтів ефективності є зниження температур і абсолютних вологовмістів стисненого повітря на виході з кільцевих каналів. Найбільш різке зниження розглянутих величин має місце при збільшенні  $\alpha_1$  у діапазоні від 20 Вт/(м<sup>2</sup>К) до 40 Вт/(м<sup>2</sup>К). При подальшому збільшенні  $\alpha_1$  темп зниження параметрів  $t_{2c}$  и  $d_{23}$  істотно сповільнюється.

У серії розрахунків була проаналізована залежність експлуатаційних параметрів від витрати зовнішнього повітря через теплообмінник, що змінювався від 5000 м<sup>3</sup>/год до 10000 м<sup>3</sup>/год при постійному значенні коефіцієнта тепловіддачі в кільцевому каналі  $\alpha_1 = 80$  Вт/(м<sup>2</sup>К).

Рис. 6. Залежність  $E_d$  від  $\alpha_1$  і  $\alpha_3$  при  $L_n=7000$  м<sup>3</sup>/год

1 –  $\alpha_3=120$  УТ/(м<sup>2</sup>К); 2 – 80; 3 – 40.

Установлено, що зміна витрати зовнішнього повітря  $L_n$  для не модернізованої конструкції, у якій величини  $\alpha_4$  великі в порівнянні з іншими коефіцієнтами теплообміну, збільшення витрати повітря не приводило до відчутних ефектів. При збільшенні рівня величин  $\alpha_1$  і  $\alpha_3$  вплив зміни витрати повітря виявилось більш значимим. Так, при дворазовому збільшенні  $L_n$  величина  $E_d$  зростає на 4%.

Значно більш слабкий вплив робить збільшення витрати  $L_n$  на кінцеву температуру стисненого повітря  $t_{2c}$ . Так, наприклад, при  $\alpha_1=80$  Вт/(м<sup>2</sup>К) збільшення  $L_n$  у два рази приводить до падіння  $t_{23}$  лише на 10 %.

У зв'язку з малим гідравлічним опором по тракті стисненого повітря був проаналізований варіант підвищення ефективності апарата за рахунок зменшення величини еквівалентного діаметра кільцевого каналу. Результати розрахунків, виконаних при зміні величини радіального зазору від 0,00355 м до 0,0027 м при номінальній витраті стисненого повітря і стандартних початкових умов по його температурі й абсолютній вологості, показали, що величина  $E_d$  збільшилася з 0,73 до 0,80, однак, як видно з рис. 5, це збільшення виявляється явно не достатнім.

Таким чином, для одержання необхідних значень  $E_d$  одним впливом на величину кільцевого зазору через технічні обмеження обійтися не вдається і необхідно одночасне застосування другого фактора, що впливає, а саме внесення конструктивно-схемних змін у характер гідравлічного тракту стисненого повітря.

Існуюча конструкція розглянутого теплообмінника ОСП-15 є двооходновою по охолоджуючому повітрю й одноходновою по стиснутому. Для збільшення швидкості повітря в кільцевих каналах необхідно зробити конструкцію двооходновою також і по стисненому повітрю. У цьому випадку стиснене повітря повинне з камери первинного повітря надходити лише в кільцеві зазори половини теплообмінних елементів і, пройшовши них, розгорнутися, і надійти в другу половину внутрішніх трубок. Пройшовши ці трубки, стиснене повітря повинне потрапити в другу, ізольовану від першої, частина колектора і знову при своєму русі повторити шлях, описаний вище.

Реалізація цієї двооходновою схеми руху стисненого повітря може бути втілена в різних конструктивних рішеннях, що були проаналізовані з погляду їхньої теплотехнічної ефективності з метою вибору найбільш переважними.

У ході чисельного моделювання були розглянуті 7 схемних рішень, у кожному з яких варіювалися наступні режимно-конструктивні параметри: кільцевий зазор  $\delta$ , витрати зовнішнього  $L_n$  і стисненого  $G_c$  повітря, поздовжній  $S_1$  і поперечний  $S_2$  кроки трубного пучка, зовнішній  $d_1$  і внутрішній  $d_2$  діаметри внутрішньої труби, зовнішній діаметр  $D$  зовнішньої трубки, число рядів трубок  $N$  по ходу руху повітря, а також розміри фронтального перетину, довжина теплообмінного елемента  $l$  і кількість трубок у фронтальному перетині  $n$ .

У підсумку встановлено, що збільшення швидкості стисненого повітря в кільцевому каналі і використання перехресно-прямоточної схеми взаємодії охолодних і охолоджуваного потоків повітря при двооходовому русі стисненого повітря є найбільш доцільним рішенням.

Крім того, у цьому ж плані запропонована і розрахунково проаналізована схема роботи ОСП із рециркуляцією зовнішнього повітря і зміною його витрати в залежності від температури повітря в зимовий період.

На основі чисельного аналізу більш ніж 360 схемно-конструктивних варіантів реалізації апарата встановлені три найбільш переважні рішення, що дозволили зменшити масу трубного пучка й апарата в цілому в  $1,5 \div 2$  рази при збільшенні коефіцієнта ефективності осушування повітря більш ніж на 13%.

У цьому ж розділі була виконана розрахункова оцінка стану зовнішньої трубопроводної лінії стисненого повітря й отримані залежності для визначення безпечних довжин трубопроводів, по яких переміщення стисненого повітря відбувається без вологовипадіння в зимовий період.

**У четвертому розділі** представлено експериментальне дослідження осушувача

стисненого повітря і результати його промислових іспитів. Основною метою цієї частини роботи було, по-перше, експериментально підтвердити вірогідність сформованої в другому розділі математичної моделі процесу осушування стисненого повітря в трубчастому охолоджувачі, і, по-друге, проілюструвати підсумки промислових іспитів апаратів ОСП, створених на базі рекомендацій, отриманих у дисертації.

Як об'єкт докладних лабораторних досліджень був обраний осушувач ОСП-15, стосовно до якого виконаний великий обсяг розрахункових досліджень, результати яких представлені у третьому розділі.

Відповідно до відзначеної мети проведення експериментального дослідження осушувача в ході дослідів вимірюванню підлягали наступні фізичні величини і термодинамічні параметри: витрати стисненого  $G_c$  і зовнішнього  $L_n$  повітря; температура  $t_n$ , барометричний тиск  $B_n$  і відносна вологість  $\varphi_n$  зовнішнього повітря; температура  $t_{1c}$ , тиск  $p_{1c}$  і відносна вологість  $\varphi_{1c}$  стисненого повітря на вході в осушувач; температура  $t_{2c}$ , тиск  $p_{2c}$  і відносна вологість  $\varphi_{2c}$  стисненого повітря на виході з осушувача; температура  $t_{cx}$ , тиск  $p_{cx}$  і відносна вологість  $\varphi_{cx}$  стисненого повітря на вході в регенеративну частину трубних елементів.

У дисертації дається докладний опис методики проведення дослідів, вимірювальних засобів і встановлюється рівень максимальної похибки вимірювань.

Досить однозначним і, у визначеній мірі, комплексним способом перевірки адекватності є порівняння розрахункової  $M_{кр}$  і експериментальної  $M_{ке}$  маси конденсату, що випав на трубних елементах осушувача. Відмінність  $M_{кр}$  від  $M_{ке}$  фактично вбирає в себе всі особливості математичної моделі з її допущеннями, а також відбиває ступінь точності використаного алгоритму чисельної реалізації математичної моделі. На рис. 7 показані результати порівняння. Тут різні позначення відносяться до різних сполучень витрати стисненого повітря  $G_c$  (що змінювалося від 3740 до 5075 кг/год) і різних температур  $t_{1n}$  (від 5 до 18°C) при зміні відносної вологості  $\varphi_{1n}$  (від 68 до 89%).

Рис. 7. Порівняння розрахункової  $M_{кр}$  і експериментальної  $M_{ке}$  мас конденсату

Порівняння показує, що максимальна неузгодженість результатів розрахунку й експерименту не перевищує 6% при середній похибці на рівні 4%, що можна визнати цілком задовільним.

Ще одною перевіркою вірогідності математичної моделі процесів в осушувачі є

Рис. 8. Залежність  $t_{2c}(\bar{L}, t_n)$

1 –  $t_n = 27^\circ\text{C}$ ; 2 –  $t_n = 14^\circ\text{C}$ ;

3 –  $t_n = 4^\circ\text{C}$ ;



досліди, у яких вимірювалася температура  $t_{x,cr}$  після виходу стисненого повітря з кільцевих каналів і кінцева температура  $t_{2c}$  на виході з апарата у функції витрати зовнішнього повітря  $L_n$  і різних його температур  $t_n$ . Досліди проводилися в різні пори року при різних, але мало відрізняючихся витратах стисненого повітря  $G_c$ . Як приклад приведемо лише залежність  $t_{2c}$  від відносної витрати повітря  $\bar{L}$  (рис. 8). Тут суцільні лінії - розрахункові залежності, крапки - дані експерименту.

З рис. 8 видно, що максимальна абсолютна розбіжність не перевищує  $1^\circ\text{C}$ . З огляду на те, що розрахунок кінцевих і проміжних температур стисненого повітря в осушувачі також, як і визначення витрат конденсату, цілком відбиває зміст математичної моделі і структуру алгоритму рішення, то адекватність теоретичного аналізу процесів, що відбуваються в ОСП, можна вважати доведеним.

Крім цього, ще одним доказом гарного узгодження теоретичних і експериментальних результатів є вимір розподілу температури зовнішньої поверхні трубних елементів осушувача ОСП-15, виконане за допомогою оптичного цифрового термографа 3109Л. Одна з термограм представлена на рис. 9.

Рис. 9. Термограми

1 – експеримент; 2 – розрахунок

У результаті постійного удосконалювання апаратів ОСП був розроблений і впроваджений у промисловість параметричний ряд осушувачів, із продуктивністю від 10 до  $200\text{ м}^3/\text{хв}$ . стисненого повітря.

Крім лабораторних досліджень у роботі наведені результати натурних іспитів ОСП у складі компресорних станцій ВАТ “Поліміз” (м. Борисів), ВАТ “Керамін” (м. Мінськ), КП “Мінський мотоциклетний завод”, ПО “Скловолокно” (м. Полоцьк), АТВТ “УАЗ” (м. Ульяновськ), що включали дослідження ефективності апаратів із продуктивністю від 30 до  $200\text{ м}^3/\text{хв}$ . У ході цих іспитів, докладна інформація про які наведена в роботі, виявлено, що коефіцієнт ефективності при різних параметрах атмосферного повітря й умовах експлуатації змінювався в діапазоні від 0,872 до 0,955, що цілком відповідає нормативним вимогам технологічної експлуатації заводських систем стисненого повітря.

## ВИСНОВКИ

Представлені в дисертаційній роботі результати дослідження процесів тепло- і масопереносу в трубчастому осушувачі стисненого повітря дозволили сформулювати наступні основні висновки.

1. Аналіз існуючої інформації, про технічні характеристики трубчастих ОСП, показав, що ці апарати безсумнівно мають свої переваги перед традиційним устаткуванням, побудованим з використанням процесів адсорбції й абсорбції, а також із застосуванням холодильних машин. Це визначило актуальність і необхідність проведення дійсного дослідження, спрямованого на подальше удосконалювання трубчастих ОСП.

2. Для проведення всебічних і маловитратних досліджень було виконане математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу, що протікають в осушувачі повітря з трубками Фільда, у якому врахована багатофакторна залежності ефективності осушування стисненого повітря від ряду визначальних факторів, включаючи істотну зміну параметрів стисненого повітря уздовж теплообмінної поверхні і регенеративний характер взаємодії потоків у каналах трубок Фільда.

3. Розроблено алгоритм і програму для чисельної реалізації математичної моделі процесів тепло- і масообміну в осушувачі стисненого повітря. Порівняння результатів аналітичного рішення системи рівнянь з результатами чисельного методу для тестового варіанта охолодження газу без вологовипадіння, дозволило установити як адекватність моделі, так і вірогідність алгоритму рішення.

4. На підставі великого розрахункового дослідження апарата ОСП визначений вплив практично всіх режимних і схемно-конструктивних факторів на ефективність осушування. Встановлено, що найбільш перспективною є схема з двоходовим гідравлічним трактом по стисненому повітрю при величині кільцевого зазору в трубці Фільда на рівні  $2,8 \pm 0,2$  мм. Це рішення дозволяє забезпечити ефективність осушування повітря до рівня 0,959, що відповідає сучасним нормативам, визначаючим якість стисненого повітря.

5. Розроблені алгоритм і програма розрахунку можуть бути використані надалі при створенні нових конструкцій осушувачів із трубками Фільда, у тому числі і для випадків застосування інтенсифікованих труб і кільцевих каналів із внутрішньою накаткою (після появи більш достовірної інформації про їх теплотехнічні властивості), а також для аналізу експлуатаційних режимів роботи існуючих конструкцій осушувачів типу ОСП при різних сполученнях витрат охолоджуючого повітря і початкових параметрів охолоджуваного й охолоджуючого повітря.

6. Виконано розрахункову оцінку можливостей транспортування повітря через зовнішню трубопровідну систему. Отримано результати, що дозволили у функції ряду параметрів осушувача і температури зовнішнього повітря установити довжину зовнішніх магістралей, у межах якої транспортування повітря в зимовий період буде безпечним. Крім того, у цьому ж плані запропонована і розрахунково проаналізована схема роботи ОСП із рециркуляцією зовнішнього повітря і зміною його витрати в залежності від температури

повітря в зимовий період.

7. На основі чисельного аналізу більш ніж 360 схемно-конструктивних варіантів реалізації апарата встановлені три найбільш кращі рішення, що дозволили зменшити масу трубного пучка й апарата в цілому в  $1,5 \div 2$  рази при збільшенні коефіцієнта ефективності осушування більш ніж на 13%.

8. На базі осушувача ОСП-15 створена експериментальна установка, оснащена сучасними засобами технічної діагностики, що дозволили з досить високою точністю (стосовно до поставленої задачі перевірки адекватності математичної моделі) визначити основні режимно-параметричні характеристики осушувача.

9. Адекватність математичної моделі встановлена шляхом порівняння вимірюваних і розрахованих величин за наступними показниками:

- маса конденсату, що випав при осушуванні повітря в різних режимах експлуатації і при різних параметрах зовнішнього повітря (розбіжність результатів не більш 6%);
- кінцевій температурі стисненого повітря при витраті  $L_n$  зовнішнього повітря і його температурі  $t_{1n}$ , які варіювались (розбіжність не більш  $1^\circ\text{C}$ );
- температурі стисненого повітря  $t_{x, \text{cp}}$  на виході з кільцевих каналів при  $L_n$  і  $t_{1n}$ , які варіювались (розбіжність не більш  $1^\circ\text{C}$ );
- розподілові температури зовнішньої поверхні трубних елементів по їх довжині (неузгодженість не більше  $1^\circ\text{C}$ ).

10. Виконані промислові іспити апаратів ОСП підтвердили обґрунтованість інженерних рішень, прийнятих на основі експериментально-теоретичних досліджень процесів тепло- і масопереносу в трубчастому осушувачі. Встановлено, що якість стисненого повітря цілком відповідає вимогам заданих класів якості за ГОСТ 17433, а ефективність осушування відповідає вимогам споживачів стисненого повітря.

11. Проведені техніко-економічні розрахунки дозволили встановити, що собівартість осушування стисненого повітря в апаратах ОСП, розроблених на основі досліджень, проведених у дійсній роботі, у три рази нижче, ніж для фреонових осушувачів і більш, ніж у 10 разів нижче, ніж для адсорбційних осушувачів.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Лукьянов С.Г., Новосельский Ю.А., Змиевской Г.А. “С-ОСВ” – путь решения энергетической проблемы в технологии подготовки сжатого воздуха // Энергосбережение. – 1999. – №1. – С. 17–18.

2. Змиевской Г.А. Математическое моделирование процессов кондиционирования сжатого воздуха в концевых трубчатых охладителях // Інтегровані технології та

енергозбереження. – 2001. – №1. – С. 61–66.

3. Змиевской Г.А. Численное моделирование тепломассопереноса в концевом трубчатом охладителе сжатого воздуха // Збірник наукових праць „Системи обробки інформації”. – Вип. 2(12). – 2001. – С. 37–43.

4. Братута Э.Г., Змиевской Г.А. Влияние размера кольцевого зазора на эффективность осушки сжатого воздуха в трубчатом концевом охладителе // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2001. – №2. – С. 31–35.

5. Змиевской Г.А. Результаты промышленных испытаний трубчатого охладителя сжатого воздуха ОСВ-125/8 // Вестник НТУ “ХПИ”. – 2001. – №7. – С. 98–101.

6. Змиевской Г.А. Расчетная оценка эффективности различных схемных решений при рекуперативной осушке воздуха // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2002. – №2. – С. 85–90.

7. Братута Э.Г., Змиевской Г.А. Эксплуатационные характеристики параметрического ряда осушителей типа “ОСВ” // Механіка та машинобудування. – 2003. – Т.1. – С. 69–73.

8. Змиевской Г.А. Ресурсосбережение при подготовке сжатого воздуха // Мир техники и технологии. – 2002. – №6. – С. 47–49.

9. Змиевской Г.А., Воробьев В.Н., Дубенюк В.В., Гольдшмидт А.И. Сжатый воздух: регламентация чистоты // Стандартизація, сертифікація, якість. – №4 (23). – 2003. – С. 33-37.

## **АНОТАЦІЇ**

Зміївський Г.О. - Тепломасообмін в трубчатому осушнику стислого повітря. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеню кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – Харків, 2004.

Дисертація присвячена експериментально-теоретичному дослідженню перспективних апаратів осушування стисненого повітря (ОСП) з метою підвищення їх експлуатаційних характеристик. На підставі математичного моделювання та експериментальних досліджень проаналізовані практично усі схемно-конструктивні варіанти апаратів ОСП у широкому діапазоні режимних характеристик їх роботи. Це дозволило прийняти оптимальні конструктивні рішення, ефективність яких підтверджена як лабораторними, так і промисловими випробуваннями апаратів.

Ключові слова: осушування, стиснене повітря, тепломасообмін, математичне моделювання, експеримент, ефективність.

Змиевской Г.А. Тепло-массообмен в трубчатом осушителе сжатого воздуха. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, 2004.

Диссертация посвящена экспериментально-теоретическому исследованию перспективных аппаратов осушки сжатого воздуха (ОСВ) с целью повышения их эксплуатационных характеристик. На основе математического моделирования и экспериментальных исследований проанализированы практически все схемно-конструктивные варианты аппаратов в широком диапазоне изменения режимных характеристик их работы.

Предложенные в диссертационной работе алгоритмы и программа расчета могут быть использованы в дальнейшем при создании новых конструкций осушителей с трубками Фильда, в том числе и для случаев применения интенсифицированных труб и кольцевых каналов с внутренней накаткой (после появления более достоверной информации об их теплотехнических характеристиках), а также для анализа эксплуатационных режимов работы существующих конструкций осушителей типа ОСВ при различных сочетаниях расходов охлаждающего воздуха и начальных параметров охлаждаемого и охлаждающего воздуха.

Выполнена расчетная оценка состояния сжатого воздуха передаваемого по внешней трубопроводной системе. Получены результаты, позволившие в функции ряда параметров осушителя и температуры наружного воздуха установить длину внешних трубопроводных магистралей, в пределах которой транспорт воздуха в зимний период будет безопасным. Кроме того, в этом же плане предложена и расчетно проанализирована схема работы ОСВ с рециркуляцией наружного воздуха и изменением его расхода в зависимости от температуры воздуха в зимний период.

На основе численного анализа более чем 360 схемно-конструктивных вариантов реализации аппарата установлены три наиболее предпочтительные решения, позволившие уменьшить массу трубного пучка и аппарата в целом в 1,5÷2 раза при увеличении коэффициента эффективности осушки воздуха более чем на 13%.

Адекватность математической модели установлена путем сравнения измеренных и рассчитанных величин по следующим показателям: массе конденсата, выпавшего при

осушке воздуха в различных режимах эксплуатации и при различных параметрах наружного воздуха (расхождение результатов не более 6%); конечной температуре сжатого воздуха при варьируемом расходе  $L_n$  наружного воздуха и его температуре  $t_{1n}$  (расхождение не более 1°C); температуре сжатого воздуха  $t_{x,ср}$  на выходе из кольцевых каналов при варьируемых  $L_n$  и  $t_{1n}$  (расхождение не более 1°C); распределению температуры наружной поверхности трубных элементов по их длине (рассогласование не более 1°C).

Выполненные промышленные испытания аппаратов ОСВ подтвердили обоснованность инженерных решений, принятых на основе экспериментально-теоретических исследований процессов тепло- и массопереноса в трубчатом охладителе. Установлено, что качество сжатого воздуха полностью соответствует требованиям заданных классов качества по ГОСТ 17433, а эффективность осушки соответствует требованиям потребителей сжатого воздуха.

Проведенные технико-экономические расчеты позволили установить, что себестоимость осушки сжатого воздуха в аппаратах ОСВ, разработанных на основе исследований, проведенных в настоящей работе, в три раза ниже, чем для фреоновых осушителей и более чем в 10 раз ниже, чем для адсорбционных осушителей.

Ключевые слова: осушка, сжатый воздух, тепломассообмен, математическое моделирование, эксперимент, эффективность.

## ABSTRACT

Zmiyevskiy G.A. Heat and mass exchange in a tube-type compressed air dryer. – Manuscript.

Thesis for submitting of the scientific degree of Candidate of Technical Science in specialty 05.14.06 – Technical Thermal Physics and Industrial Heat Power Engineering. – A.M. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. – Kharkov, 2004.

The thesis considers experimental and theoretical investigations of perspective apparatus for drying of compressed air for industrial use. The work was carried out to increase operating characteristics of the equipment. Main scheme and variants of dryer construction within wide range of their regime characteristics were analyzed on the base of mathematical simulation and experimental research. The analysis allowed to choose preferable schemes of tube-type dryer and their effectiveness was confirmed by laboratorial and industrial tests.

Key words: drying, compressed air, heat and mass exchange, mathematical simulation, experiment, effectiveness.

Відповідальний за випуск к.т.н., доц. Акмен Р.Г.

Підп. до друку 05.05.2004 р. Формат видання 145x215.

Формат паперу 60x90/16. Папір Морга. Друк – ризографія.

Обсяг 0,9 авт. арк. Тираж 100 прим. Зам. № 22.

---

Видавничий центр НТУ “ХПІ”. Свідоцтво ДК № 116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ “ХПІ”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

---