

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

А. А. ЗУБАРЄВ, Є. І. ТРУШЛЯКОВ

**АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВИХ УСТАНОВОК
КОНДИЦІОНУВАННЯ ТА РЕФРИЖЕРАЦІЇ**

Рекомендовано Методичною радою НУК як методичні вказівки

Миколаїв 2009

УДК 621.56 (075.8)

Зубарєв А.А., Трушляков Є.І. Автоматизація суднових установок кондиціонування та рефрижерації: Методичні вказівки. – Миколаїв: НУК, 2009. – 36 с

Кафедра кондиціонування та рефрижерації

У посібнику розглянуті особливості експлуатації суднових холодильних установок, класифіковані завдання їх автоматизації. Викладені основи проектування систем автоматичного регулювання температури об'єктів охолодження, ступені заповнення випарників, холодопродуктивності компресорів. Приведені технічні характеристики нових приладів і пристроїв автоматичного регулювання.

Призначено для напряму підготовки 8.050604 "Енергомашинобудування" для спеціальності "Холодильні машини та установки" для студентів денної та заочної форм навчання.

Рецензент канд. техн. наук, доцент Чередніченко О.К.

Згідно з наказом ректора НУК № 08 від 09.01.2008 "навчально-методичні посібники, методичні вказівки друкуються в авторській редакції" і відповідальність за їх редагування несе автор.

1. ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК. МЕТА Й ЗАВДАННЯ АВТОМАТИЗАЦІЇ

В процесі проектування суднових установок кондиціонування та рефрижерації (СУКР) визначення теплопритоків до охолодженого об'єкту, холодопродуктивності компресорів і навантажень на теплообмінні апарати зазвичай виконують для найважчих умов експлуатації, а саме при максимальних або близьких до них температурах забортної води $t_{3,в}$ і зовнішнього повітря $t_{3,п}$ з обов'язковим урахуванням сонячної радіації; при повному завантаженні об'єктів охолодження і навантаженні устаткування з урахуванням охолодження, заморожування, доморожування і резервування, що регламентується Регістром України. Це призводить до завищення сумарних теплопритоків Q_T , холодопродуктивності компресорів $Q_{0к}$, поверхонь теплообміну апарату в порівнянні з середньостатистичними необхідними значеннями.

Вказані відмінності збільшуються при проектуванні із-за введення різних поправок і коефіцієнтів запасу, що враховують неточність методик розрахунку і можливість пошкодження при експлуатації. Крім того, при підборі елементів СУКР у зв'язку з обмеженістю номенклатури серійного устаткування, величин продуктивності компресорів і площі теплообмінних поверхонь апаратів, зазвичай перевищує розрахункові значення. Отже, навіть при повному збігу експлуатаційних і проектних умов режим роботи СУКР тільки випадково може співпасти з розрахунковим.

На універсальних рефрижераторних судах СУКР проектується для найнижчої температури охолоджуваного об'єкту t_{06} . Перехід на режими з вищою температурою зазвичай супроводжується відключенням час-

тини устаткування і відповідним перерегулюванням. В окремих випадках розрахунковий режим роботи визначається без урахування теплопритоків на доохолодження, заморожування чи доморожування, а їх компенсація забезпечується включенням резервного компресора, але це вимагає і резервування теплообмінної поверхні приладів охолодження або переходу на інший цикл роботи. Наприклад, у виробничій установці проекту "Кюльаутомат" транспортних рефрижераторів типу "Бухта Русская" [1] при доморожуванні риби холодильна машина перемикається на цикл роботи з проміжним підсосом пари в гвинтові компресори S3–900A. Ця схема (з увімкненим економайзером [1]) може використовуватися і при відключенні одного компресорно-конденсаторного агрегату для підвищення холодопродуктивності працюючого.

Відомо [7], що система об'єкти охолодження – холодильна машина володіє властивістю саморегулювання (самовирівнювання), тобто здатністю повернутися в стан рівноваги при зміні якого-небудь зовнішнього параметра. Проте ця рівновага наступить при новому значенні параметрів, що характеризують внутрішній стан системи. Як правило, це знижує ефективність її роботи і, головне, порушує технологічний процес холодильної обробки, що може призвести до зниження якості і повного псування рефрижераторних вантажів.

Метою автоматизації СУКР є надійне забезпечення заданого технологічного режиму холодильної обробки з високою точністю при мінімальних експлуатаційних витратах і поліпшенні умов праці обслуговуючого персоналу. Ця мета може бути досягнута частково або повністю залежно від рівня автоматизації.

При повній автоматизації пристрої автоматики управляють всіма основними процесами, що дозволяє відмовитися від безперервного обслуговування. При цьому необхідно вирішити великий комплекс задач по управлінню СУКР, який можна розбити на основні групи: регулювання, захисту, сигналізації та контролю.

До головних завдань регулювання слід віднести:

- 1) підтримка заданих температур в об'єктах охолодження (основне завдання);
- 2) регулювання подачі хладагента у випарники;
- 3) регулювання холодопродуктивності компресорів.

Відсутність автоматичних пристроїв, що забезпечують вирішення цих завдань, може крім погіршення ефективності роботи системи призвести до неприпустимого порушення технології, переповнюванню випар-

ників і, як наслідок, до вологого ходу і гідравлічних ударів в компресорах, виникненню аварійних режимів роботи компресора і іншого устаткування.

Отже, вирішення цих завдань в значній мірі забезпечує і захист системи від виникнення небезпечних режимів.

При автоматизації однооб'єктних установок, в яких кожен охолоджуваний об'єкт обслуговується окремим або групою паралельно працюючих компресорів, завдання 1 і 3 зазвичай поєднуються, тобто регулювання холодопродуктивності компресора проводиться безпосередньо за температурою $t_{об}$.

У багатооб'єктних установках, коли один або група паралельно працюючих компресорів обслуговує декілька об'єктів, ці завдання вирішуються роздільно навіть при однакових температурах в них.

До допоміжних завдань регулювання, вирішення яких забезпечує раціональні режими експлуатації, можна віднести підтримку різних температур кипіння у випарниках і тиску конденсації, регулювання відносної вологості повітря в охолоджуваних приміщеннях, а також автоматизацію процесів відтайки інею, пусків, зупинок і змін режимів роботи елементів СУКР.

Система автоматичного захисту (САЗ) забезпечує попередження про можливість виникнення небезпечних режимів роботи і, у разі досягнення граничних значень контрольованих параметрів, відключає окремі компресори, апарати або всю установку. У обох випадках САЗ працює спільно з системою автоматичної сигналізації. Крім цього, системи сигналізації і контролю дають інформацію про досягнення заданого режиму роботи і про відхилення від нього, дозволяють оцінювати якість роботи окремих елементів і їх знос, визначати можливість додаткового завантаження трюмів, проводити експлуатаційні випробування і статистичні спостереження.

В цьому посібнику виконаний аналіз роботи основних вузлів регулювання, дані рекомендації по вибору схем і підбору елементів системи автоматизації, забезпечуючих вирішення головних завдань регулювання. Представлені на малюнках приклади компоновки окремих вузлів автоматизації (іноді груп) в основному відносяться до одноступінчатих СУКР, оскільки вони мають найбільш широке застосування на судах.

2. ПІДТРИМКА ЗАДАНИХ ТЕМПЕРАТУР ОБ'ЄКТІВ ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1. Методи і засоби регулювання температур об'єктів

В процесі експлуатації теплове навантаження на прилади охолод-

ження різних об'єктів може змінюватися на різну величину і навіть в протилежних напрямках. Тому завдання підтримки температур в кожному конкретному об'єкті вирішується незалежно від інших об'єктів, а регулювання продуктивності обслуговуючого їх компресора здійснюється по інтегральній дії всіх об'єктів.

Рівновага в системі об'єкт – прилади охолодження характеризується рівністю теплопритоків і холодопродуктивності приладів охолодження:

$$Q_{\tau} = Q_{\pi}.$$

Холодопродуктивність приладів охолодження

$$Q_{\tau} = G_x i_x, \quad (1)$$

залежить від витрати і зміни тепловмісту хладагента або хладоносія в теплообміннику. З іншого боку,

$$Q_{\pi} = k_{\pi} F_{\pi} \theta_{\pi}, \quad (2)$$

де k_{π} – усереднений коефіцієнт теплопередачі; F_{π} – сумарна площа теплообмінної поверхні приладів охолодження даного об'єкту; θ_{π} – середньологарифмічна або середня різниця температур між об'єктом, наприклад повітрям трюму, і тілом, що охолоджує.

Розгляд виразу (1) показує, що шляхом регулювання G_x можлива зміна Q_{π} від нульового до максимального для даного приладу значень. Цей спосіб підтримки $t_{об}$ в заданому діапазоні знайшов найбільш широке застосування в сучасних СУКР.

Аналіз рівняння (2) показує можливість ряду додаткових способів регулювання: зміною швидкості охолоджуваного тіла (дія на k_{π}), зміною середньої температури охолоджуючого тіла t_x , відключенням частини теплообмінної поверхні. Проте останній спосіб можна вважати окремим випадком першого (зміна G_x), оскільки відключення приладів або окремих секцій завжди проводиться за рахунок припинення подачі робочого тіла в них.

Регулювання зміною швидкості охолоджуваного тіла іноді як додатковий спосіб реалізується в повітряних системах охолодження рефрижераторних приміщень шляхом періодичного відключення вентиляторів, застосуванням вентиляторів з регульованою частотою обертання або з поворотними лопатками, використанням поворотних жалюзі, байпасних каналів і т. п. Але застосування цього способу обмежене, оскільки зменшення витрати і швидкості повітря навіть на невелику величину істотно порушує розподіл повітря в приміщеннях.

Слід зазначити, що зміна G_x залежно від способу регулювання зав-

жди робить вплив як мінімум на одну з складових рівняння (2). І, навпаки, зміна k_{Π} або θ_{Π} в безпосередніх системах охолодження повинно завжди супроводжуватися зміною витрати хладагента.

Побудова статичної характеристики приладу або групи приладів охолодження одного з об'єктів $Q_{\Pi} = f(t_{об})$ за відсутності якого-небудь регулювання вхідних або вихідних параметрів робочого тіла неможлива зважаючи на непередбачуваність впливу інших об'єктів. Тому для подальшого аналізу розглянемо широко поширений випадок роботи багатооб'єктної СУКР з автоматичною підтримкою $p_0(t_0)$ при безпосередньому охолодженні або температури проміжного хладоносія t_w при непрямому охолодженні, а також з автоматичним регулюванням ступеня заповнення випарників.

При зневазі можливими змінами коефіцієнтів теплопередачі ізоляції k_{i3} і k_{Π} статичні характеристики об'єкту і приладів охолодження можуть бути представлені прямими лініями (рис. 1).

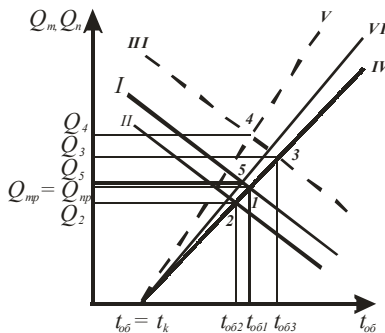


Рис 1. Статичні характеристики об'єкту і приладів охолодження

Як уже згадувалося, розрахунковий режим роботи системи об'єкт – прилади охолодження (характеристики I і IV) практично не реалізується. Реальна статична характеристика об'єкту зазвичай відповідає лінії II, тобто відрізняється меншим значенням Q_{Π} . При незмінній статичній характеристиці приладів Q_{Π} (лінія IV) система приходить в рівновагу при меншому значенні $t_{об}$ (точка 2), що може призвести до переохолодження або підморожування продуктів. У нерегульованій СУКР це призвело б також до зниження температури хладоносія t_w , виникнення небезпеки його замерзання, до зменшення p_0 і збільшення p_k/p_0 , що супроводжується падінням ефективності циклу і процесів стиснення в компресорі, до ще більшого зниження $t_{об}$. У нашому ж випадку зниження $t_{об}$ обмежене температурою тіла (t_0 або t_w), що охолоджує, а цикл холодильної машини залишається незмінним.

Збільшення Q_T (лінія III) можливе тільки при надзвичайних обставинах, що іноді виникають при наднормативній подачі "теплых" вантажів. Збереження розрахункової температури об'єкту (точка 4) забезпечується тільки при підключенні додаткового приладу (лінія IV). Проте таке резервування зазвичай не застосовується. Тому збільшення Q_T зверху розрахункових значень на практиці неприпустимо, оскільки підвищення температури до $t_{об.з}$ може призвести до порушення технології, наприклад до розморожування частини вантажу, відтаювання інею й стіканню талої води на вантаж.

Підбір стандартних приладів охолодження зазвичай призводить до завищення теплообмінної поверхні (див. розд. I). При цьому характеристика приладів відповідатиме лінії VI. Як і у разі зниження Q_T (лінія II), тут також зменшується $t_{об}$ (точка 5), але декілька вище холодопродуктивність: $Q_{п5} > Q_{пр}$. Останнє приводить до необхідності збільшення $Q_{ок}$ і, відповідно, витрат електроенергії. Отже, в даному випадку запас поверхні шкідливий.

Проведений аналіз показує, що підтримка постійних p_0 або t_w обмежує можливі коливання $t_{об}$ і іноді може забезпечити технологічний режим.

У сучасних СУКР основним способом підтримки $t_{об}$ служить позиційне або плавне регулювання G_x . Найбільшого поширення набули двопозиційні схеми регулювання зважаючи на простоту пристроїв і стійкість роботи. На рис. 2 показані фрагмент схеми багатооб'єктної СУКР з безпосередньою системою охолодження і двопозиційним регулюванням $t_{об}$.

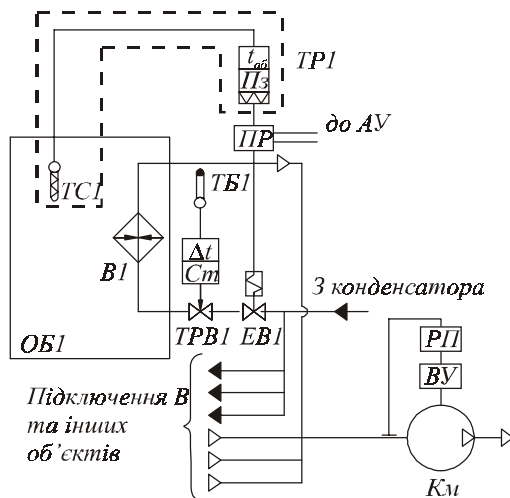


Рис. 2. Схема автоматизації з двопозиційним регулюванням $t_{об}$

Охолодження об'єкту ОБ1 (див. рис. 2) проводиться випарником В1 (повітроохолоджувачем, або групою послідовно включених батарей). Підтримка $t_{об1}$ забезпечується двопозиційним електронним термореле ТР1 і "нормально закритим" електромагнітним клапаном ЕВ1, підключеним через проміжне реле ПР1 або безпосередньо. При зниженні $t_{об1}$ до встановленого на реле значення t_y , відключається живлення ЕВ1, клапан закривається, припиняючи подачу хладагента у випарник. Клапан відкривається при зростанні температури об'єкту до $t_{з.п} = t_y + \Delta t_{з.п}$, де $\Delta t_{з.п}$ – зона повернення термореле. В даний час на зміну раніше встановлених електронних приладів РТ-2 4, 7 використовуються датчики-реле температур Т419–МІ–01; Т419–МІ–02; Т419–МІ–03; Т419–МІ–04 з діапазонами настрійок відповідно $-50 \dots 0$; $-25 \dots +25$; $0 \dots +50$; $+25 \dots +75$ °С. Вони мають регульовану зону повернення (диференціал) $\Delta t_{з.п} = 1 \dots 10$ °С, погрішність уставки ± 1 °С, розкид спрацювання ± 2 °С.

Манометричні реле типу ТР–0М5, що рекомендуються в [4, 7] використовувати не варто, оскільки вони замінюються аналогічними приладами типу ТАМІ02 із значно меншою масою. Для підтримки температури в суднових об'єктах охолодження можуть використовуватися термореле ТАМІ0І–І–0І; ТАМІ0І–І–02; ТАМІ0І–І–03 з діапазоном уставок відповідно $-35 \dots +5$; $-20 \dots +10$; $+5 \dots +35$ °С. Ці марки термореле мають регульовану зону повернення $-2,5 \dots 6,0$ °С, точність настройки $\pm 0,5$ °С, основну погрішність $\pm 1,5$ °С, розкид спрацювання $\pm 0,3$ °С. У всіх вказаних приладах зона повернення направлена у бік підвищення температури.

Основним недоліком електронного термореле є необхідність додаткового електричного живлення приладу. Пряме підключення термореле до ЕВ можливо тільки при відповідності роду, напруги і сили комутованого струму параметрам приладу і відсутності необхідності подачі сигналів до інших елементів системи автоматизації. Виключенням є лампи світлової сигналізації, які підключаються паралельно в ланцюг живлення ЕВ. Часто ж сигнали від реле повинні передаватися до інших елементів і в схему АУ, наприклад, для відключення і пуску компресорів. З цією метою в схемах встановлюються проміжні реле ПР (див. рис. 2) з необхідною кількістю комутаційних ланцюгів.

При двопозиційному регулюванні коливання $t_{об}$ завжди більше встановленого $t_{з.п}$ зважаючи на інерційність самих приладів, нерівномірність поля температур в охолоджуваному об'єкті, відхилень t_x і головне, тепловій інерційності випарної системи. На рис. 3 показані динамічна характеристика випарника і графік зміни $t_{об}$ за час робочої T_p і неробочої $T_{н.р}$ частини всього циклу $T_{ц}$.

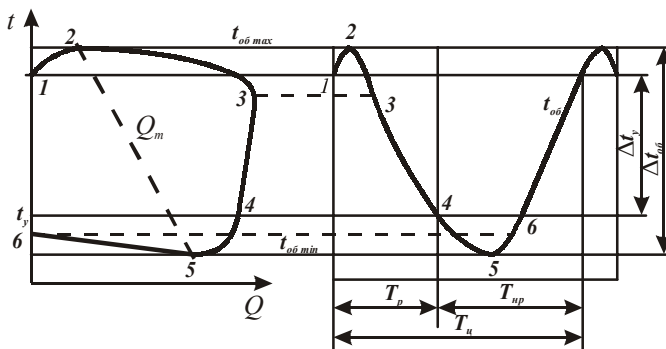


Рис. 3. Динамічна характеристика випарника

У момент відкриття ЕВ (точка 1) випарник заповнений тільки паро-подібним хладагентом з температурою $t_{об}$. Отже, і $t_{об}$ продовжує підвищуватися. По мірі заповнення і охолодження випарника $Q_{в}$ збільшується, а темп зростання $t_{об}$ зменшується. У точці 2 температура досягає максимуму $t_{об, max}$ і система знаходиться в тепловій рівновазі: $Q_{в} = Q_{т}$. Потім $Q_{в}$ стає вищим $Q_{т}$ і в точці 3 (перегін кривої охолодження), відповідного повному (номінальному) заповненню випарника, досягає максимуму. При цьому різниця $Q_{в} - Q_{т}$ витрачається на охолодження вантажу, ізоляційних конструкцій і устаткування усередині об'єкту. При подальшому охолодженні величина $Q_{в}$ і темп падіння $t_{об}$ декілька знижуються зважаючи на зменшення $Q_{п}$ (див. рівняння (2)) при $p = \text{const}$ і збільшення $Q_{т}$. У точці 4 $t_{об}$ стає рівній температурі уставки термореле t_y , і відбувається закриття ЕВ, що припиняє подачу хладагента. Проте випарник ще заповнений і, отже, процес охолодження продовжується, але в убуючому темпі. У точці 5 $Q_{в} = Q_{т}$, а температура об'єкту мінімальна. Точка перегину кривої утеплення 6 відповідає повному википанню хладагента і $Q_{в} = 0$. Чергове включення ЕВ відповідає $t_1 = t_y + \Delta t_{3,п}$.

З рис. 3 видно, що коливання температури повітря об'єкту $\Delta t_{об}$ вищі $\Delta t_{3,п}$. Причому інерційність випарної системи збільшує різницю $\Delta t_{об} - \Delta t_{3,п}$, а теплова інерційність об'єкту – зменшує. В той же час, усередині окремих частин продукту (пакетів, ящиків, туш, напівтуш і т. п.) коливання температур зазвичай нижче $\Delta t_{об}$ і можуть бути навіть менше $\Delta t_{3,п}$.

Звичайно, що в системах безпосереднього охолодженням з регулюванням G_x , показаним на рис. 2, величина $t_y - t_{об, min}$ завжди вище за різницю $t_{об, max} - t_1$ і залежить від маси хладагента у випарній системі. Тому при однаковій установці величини $\Delta t_{3,п}$ в батарейних системах охолод-

ження $\Delta t_{об}$ зазвичай вище, ніж у повітря. Серйозне значення має і схема подачі хладагента у випарники. Випарники з нижньою подачею містять приблизно у півтора рази більше хладагента, чим з верхньою подачею.

У всіх системах безпосереднього охолодження з двопозиційним регулюванням завжди забезпечується автоматизація подачі рідкого хладагента в прилади охолодження. У переважній більшості випадків для цього використовується терморегулюючі клапани (ТРВ), що встановлюються за ЕВ. На рис. 2 показаний ТРВ з внутрішнім відбором тиску. Позначення ТРВ інших типів приведені в розд. 3.

На рис. 4 показана схема двопозиційного регулювання температур об'єктів при охолодженні розсолу за допомогою електронних термореле. Від всіх ТР сигнали поступають до проміжних реле ПР, зв'язаних електричними ланцюгами з ЕВ, насосом розсолу, АУ і приладами сигналізації. При закритті всіх ЕВ пускач П зупиняє насос. У особливих випадках можливе застосування позиційного або плавного регулювання його продуктивності. Регулювання холодопродуктивності компресора проводиться власним приладом РП. Особливістю даної схеми є можливість роботи системи розсолу і, отже, охолодження об'єктів протягом деякого часу після зупинки компресора. Це дозволяє в певних випадках змінювати холодопродуктивність установки простим засобом – "пуск – зупинка" компресора (див. розд. 4).

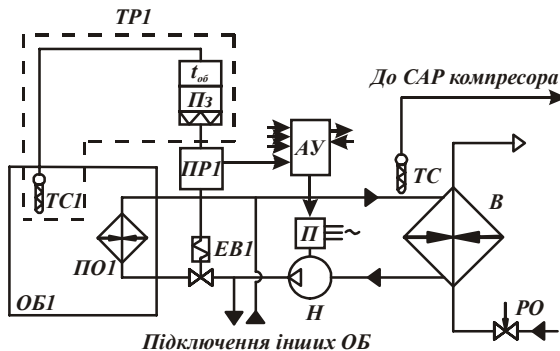


Рис. 4. Схема регулювання температур об'єктів при охолодженні розсолу за допомогою електронних термореле

У розглянутих схемах двопозиційного регулювання застосовують запірні "нормально закриті" електромагнітні клапани прямої, непрямої і комбінованої дії. Для СУКР можуть використовуватися клапани наступних марок: СВМ22–6С – для рідкого і газоподібного R–22; СВМ22–10С,

CBM22–5C, CBM22–25C, CBM22–40C – для газоподібного R–22; CBMA–10C, CBMA–15C, CBMA–25C, CBMA–40C – для рідкого і газоподібного аміаку; CBMB–25C, CBMB–40C – для води прісної; CBMM–6C, CBMM–10C, CBMM–15C – для води прісної і морської; CBMM–25C, CBMM–40C – для води морської; CBMP–25C, CBMP–40C – для расолів NaCl і CaCl.

У всіх марках цифра, що стоїть після тире (–6C, –10C і т.д.), означає умовний діаметр вентиля в міліметрах. Ці вентиля мають перепад тиску на відкритому клапані 0,02 МПа для хладагентів і 0,03 МПа для води і расолів при швидкостях рідини і газу 1 і 8 м/с.

Підтримка $t_{об}$ в холодильних машинах з системою безпосереднього охолодження шляхом плавного регулювання витрати хладагента застосовується у край рідко. Так, при установці пропорційного регулятора температур ПРТ на вході у випарник (рис. 5,а) зменшення Q_T викликає відповідне прикриття дросельного вентиля регулятора і зниження рівня киплячого хладагента, що зумовлює збільшення перегріву пари, що виходить з випарника, і, отже, до зростання питомої роботи стиснення і температури нагнітання компресора. Крім того, погіршується відведення масла з випарників з нижньою подачею хладагента. Головним же недоліком розглянутої схеми є велика вірогідність переповнювання випарника і гідравлічних ударів при пуску компресора.

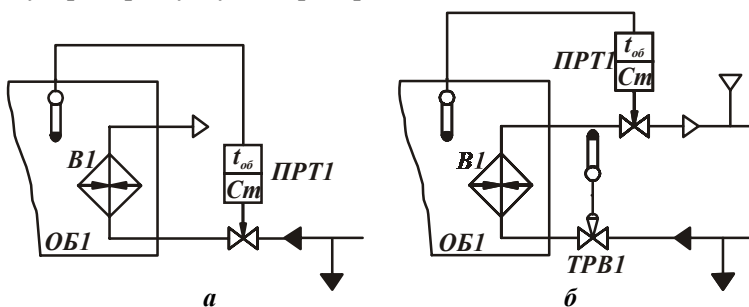


Рис. 5. Схеми плавного регулювання расходу хладагента

Вказаних недоліків позбавлена схема, представлена на рисунку 5,б. У ній заповнення випарника забезпечується ТРВ, а регулювання Q_x проводиться ПРТ, встановленим на паровій лінії за випарником. Додатковим її достоїнством є збільшення тиску кипіння у випарнику $p_{0в}$ в порівнянні з p_0 при зменшенні Q_T , яке призводить до зниження $Q_{в'}$ інтенсивності висадки інею і усування продуктів.

Як ПРТ використовують дросельні регулятори температури прямої

і непрямої дії (пілотні) – в останніх управління виконавчим клапаном зазвичай проводиться регулятором прямої дії. У літературних джерелах [4, 7] автори наводять технічні характеристики такого типу дросельного регулятора – РТ–ДЗ. Ці регулятори випускаються з D_y 15, 20, 25, 32, 40, 50 і 60 мм, діапазоном настройок – 10...20°C, нерівномірністю 3°C, довжиною капіляра 3 м, пропорційним законом регулювання. Нemoжливiсть підтримки $t_{об} < -10^\circ\text{C}$ істотно обмежує можливість застосування даного способу регулювання $t_{об}$. Додатковим недоліком цієї схеми є велика інерційність всіх ланок системи "об'єкт – ПРТ – випарник – ТРВ", що приводить до виникнення стійких автоколивань.

Певної уваги заслуговує спосіб точної підтримки $t_{об}$ шляхом плавного регулювання подачі хладагента у випарники за допомогою ТРВ, що реагує не тільки на температуру перегрітої пари, але і на температуру об'єкту [6]. Переваги і недоліки цього способу будуть розглянуті в розд. 3.

У системах непрямого охолодження ТРВ відсутній, прилади охолодження завжди заповнені хладоносієм, і тому система з ПРТ (див. рис. 4,) працює достатньо стійко. Проте у відомій літературі [4, 7] дані про ПРТ для хладоносія з температурою настройки нижче +20°C відсутні. Отже, при курсовому і дипломному проектуванні від застосування такої схеми слід утриматися.

Для всіх раніше розглянутих схем регулювання температур багатоб'єктних установок слід передбачати:

- індивідуальне регулювання холодопродуктивності компресора по p_0 або $t_{вс}$ при безпосередній і по t_w при непрямій системах охолодження;
- установку реле і регуляторів в РМВ (бажано);
- установку датчиків (ТБ або ТС) в зоні, що має температуру, близьку до середнього значення $t_{об}$. У повітряних системах датчик найчастіше розташовують в потоці повітря на виході з охолоджуваного контура. При використанні електронних приладів в трюмах рекомендується встановлювати чотири або більш датчиків (ТС), рівномірно розподілені в об'ємі приміщення;
- світлову сигналізацію про досягнення заданої температури об'єкту, про відключення або включення подачі хладагента (хладоносія) в прилад охолодження. Лампи сигналізації включаються паралельно ЕВ;
- дистанційне вимірювання і запис $t_{об}$. З цією метою в охолоджуваних об'єктах встановлюються додаткові датчики.

2.2. Вдосконалення позиційних способів регулювання

Вибір схеми і приладів автоматичного регулювання $t_{об}$ є досить складним оптимізаційним завданням, що вимагає обліку властивостей об'єкту, типу приладів охолодження, способу розподілу повітря, дія цієї схеми на інші вузли автоматичного регулювання. Просте збільшення точності приладів регулювання шляхом зменшення $\Delta t_{з.п}$ не завжди приводить до бажаного збільшення точності підтримки $t_{об}$, але викликає підвищення частоти циклів регулювання, що прискорює знос ТР і ЕВ і ускладнює умови роботи системи автоматичного регулювання холодопродуктивності компресорів. Основною перешкодою при підвищенні точності підтримки $t_{об}$ є перекіс поля температур в охолоджуваному приміщенні. Наприклад, в провізійних камерах з батарейною системою охолодження навіть при невеликому їх об'ємі (близько 10 м³) різниця температур повітря по висоті приміщення досягає 5–6°C [5]. Отже, зниження коливань $t_{об}$ можливо тільки при застосуванні повітряних або змішаних систем охолодження.

Аналіз характеристик позиційного регулювання, виконаний в підрозд. 2.1 (див. рис. 3), показує, що вдосконалення позиційних способів регулювання можливе в основному за рахунок зменшення наступних величин: $\Delta t_{з.п}$; $\Delta t_{об} - \Delta t_{з.п}$, частоти циклів, витрати хладагента.

Вибір $\Delta t_{з.п}$ і відповідних приладів відбувається на основі норм зберігання, що регламентуються санітарними правилами і іншими керівними документами. Для більшості харчових продуктів, що зберігаються в провізійних коморах, допустимі коливання температур обмежуються величиною $\pm 1,5...2,0^\circ\text{C}$. В цьому випадку можливе застосування термореле будь-яких типів при установці $\Delta t_{з.п} = 2,5...3,5^\circ\text{C}$. Ряд продуктів вимагає точнішої підтримки $t_{об}$.

Зокрема, діапазон температур зберігання охолодженого м'яса складає $-2...0^\circ\text{C}$. Допустимі коливання температур в рефрижераторних трюмах для більшості продуктів також складають $\pm 1^\circ\text{C}$, а для ряду охолоджених вантажів ще менше $\pm 0,3...0,5^\circ\text{C}$. У всіх цих випадках застосування ТР манометричного типу стає неможливим, а при $\Delta t_{об} < 1^\circ\text{C}$ потрібна розробка нових суднових приладів з $\Delta t_{з.п} < 1^\circ\text{C}$ або застосуванням плавних способів регулювання.

При заданому діапазоні граничних коливань $t_{об}$ з метою зменшення частоти циклів слід приймати можливо більше значення, що забезпечує режим зберігання. Для цього необхідно зменшити різницю $\Delta t_{об} - \Delta t_{з.п}$.

В системах безпосереднього охолодження це в основному можливо за рахунок скорочення різниці $t_y - t_{об, \min}$.

Одним із способів зменшення вказаної різниці є установка за випарниками I електромагнітних клапанів EB2 (рис. 6), які одночасно із закриттям EB1 припиняє відсмоктування пари з випарника. При цьому тиск в приладі швидко підвищується, припиняються кипіння хладагента і його теплообмін з охолоджуванним об'єктом. У такій схемі при одночасному відкритті електромагнітних клапанів зважаючи на інерційність ТРВ можливий перелив рідкого хладагента через випарник. Тому EB1 включається через деякий час, забезпечуване, електронним блоком затримки БЗ.

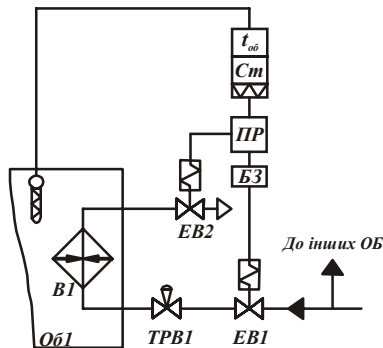


Рис. 6. Схема підвищенні точності підтримки $t_{об}$

Іншим способом зменшення різниці $t_y - t_{об, \min}$ у меншій мірі, $t_{об, \max} - t_l$ є перехід до багатопозиційного способу регулювання шляхом ділення приладів охолодження або їх секцій на групи з індивідуальним включенням. На рис. 7 показаний фрагмент схеми регулювання температур в трюмах, що охолоджуються двома двосекційними повітроохолоджувачами. Подача хладагента в кожен з двох груп, складених з секцій різних повітроохолоджувачів, забезпечується при відкритті відповідного ЕВ по команді електронної схеми регулювання. Можливе застосування декількох варіантів вказаних схем. Схема складається з електронного двопозиційного реле ТР1 і електронного блоку регулювання ЕБР, що забезпечує трипозиційне регулювання сумарної холодопродуктивності повітроохолоджувачів 0, 50 і 100 %. При зміні Q_T в межах $(0,5 - 1,0)Q_B$, група секцій № 1 працює постійно, а № 2 — періодично. При $Q_T < 0,5Q_B$ група № 2 постійно відключена, а № 1 включається періодично.

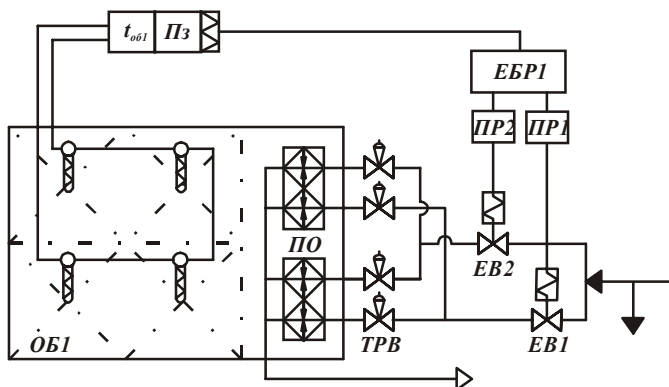


Рис. 7. Схема автоматизації секційних приладів охолодження

Принцип формування груп секцій повітроохолоджувачів залежить від особливостей об'єкту охолодження і типу системи розподілу повітря. Принцип формування груп секцій повітроохолоджувачів залежить від особливостей об'єкту охолодження і типу системи розподілу повітря. Відомо, що в трюмах рефрижераторних судів основну частку Q_T в режимі зберігання складають теплопритоки крізь зовнішні огорожі. Тому основну масу холодного повітря слід направляти уздовж цих огорож з метою "перехоплення" теплового потоку. При безканалній системі воздухорозподілу з подачею повітря під вантажні ґрати ця мета буде кращим чином досягатися об'єднанням в групу № 1 "зовнішніх" секцій повітроохолоджувачів, а в групу № 2 – "внутрішніх" (див. рис. 7).

Застосування цього способу підтримки $t_{об}$ в установці з батарейною системою охолодження при раціональному угрупованні батарей може забезпечити широкий діапазон регулювання, але приводить до істотного подовження трубопроводів подачі і відведення хладагента або хладоносія.

Доцільність застосування багатопозиційного регулювання $t_{об}$ пов'язана не тільки з можливим зниженням різниці, але і з істотним зменшенням частоти циклів. Для схеми, представленій на рис. 7, це забезпечується: при $Q_T > 0,5Q_B$ збільшенням $T_{нр}$ групи № 2, а при $Q_T < 0,5Q_B - T_{нр}$ групи № 1. Крім того, таке регулювання в два рази зменшує діапазон зміни G_x і Q_B , чим істотно покращує умови регулювання компресорів.

В установках з різними температурами об'єктів зменшення частоти циклів регулювання в приміщеннях з вищими температурами може бути досягнуте штучним підвищенням $p_{об}$ і $t_{об}$ при незмінному тиску всмокту-

вання в компресор, орієнтованому на приміщення з найнижчою температурою. Це забезпечується установкою за відповідними випарниками регуляторів тиску "до себе" (РГТ), що підтримують заданий тиск $p_{0в}$ (рис. 8).

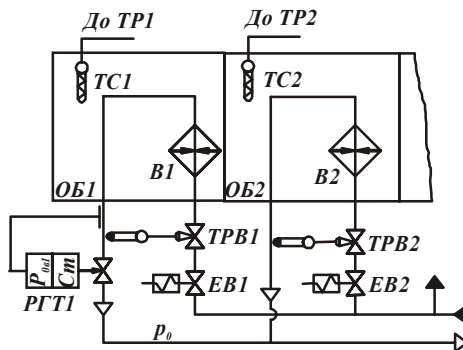


Рис. 8. Схема встановлення РГТ

У цих РГТ відбувається дроселювання пари до тиску всмоктування в компресор. Крім вказаного ефекту таке включення випарників значно зменшує усихання продуктів і висадку ієну на теплообмінній поверхні за рахунок скорочення різниці $t_{об} - t_0$, знижує вірогідність переохолодження або підморожування вантажу, розташованого поблизу батарей або повітроохолоджувачів. Тому воно знайшло широке застосування в провізійних коморах при різності температур в них більше $8-12^{\circ}\text{C}$ і в трюмах багатотемпературних рефрижераторних судів.

При розробці схем автоматичної підтримки $t_{об}$ можливе сумісне застосування всіх розглянутих способів вдосконалення позиційного регулювання, проте це приводить до ускладнення і дорожчання установки і, в деяких випадках, може понизити її надійність. Тому остаточне рішення повинне ухвалюватися на основі техніко-економічного аналізу для кожного конкретного типу судна і установки.

3. РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ ХЛАДАГЕНТА У ВИПАРНИКИ

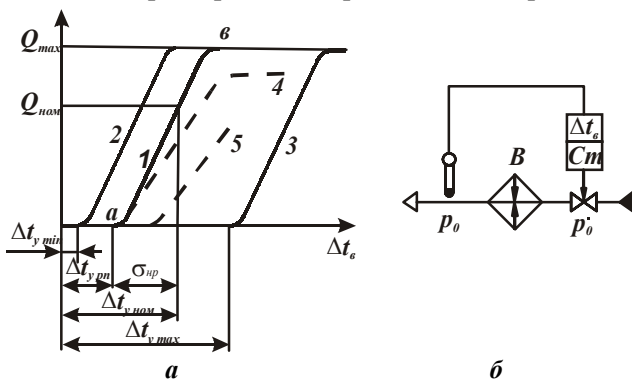
Найбільш економічним і надійним є режим роботи СУКР, при якому з випарників виходить волога пара, а в компресор поступає сухий насичений або помірно перегрітий пар. Перша умова забезпечує високу ефективність теплообміну і скорочення поверхні випарників, а також хороше відведення масла, що особливо важливе для хладонових систем, друге – зниження втрат процесу стиснення і безпека експлуатації компресора.

Робота випарника вологою парою із ступенем сухості x значно менше одиниці при сухому ході компресора повною мірою реалізується тільки в системах з насосною подачею хладагента, що мають кратність циркуляції $n_{\text{ц}} = C_p / C_{\text{п}} = 2 \dots 10$, де C_p і $C_{\text{п}}$ – масові витрати рідкого хладагента, що подається, і пари, що виходить з випарника. Це практично усуває необхідність регулювання подачі хладагента, що особливо важливе для установок з великою кількістю об'єктів охолодження, наприклад плиткових і роторно-плиткових скороморозильних апаратів. Проте необхідність регулювання рівня заповнення циркуляційного ресивера зберігається.

У безнасосних системах подачі хладагента (під дією різниці тиску $p_{\text{кн}}$ і p_0), що знайшли найбільше застосування на судах, на номінальному сталому режимі $n_{\text{ц}} = 1$. Тому відхилення теплового навантаження, включення і виключення компресорів і апаратів, зміна параметрів циклу приведе до надмірного перегріву пари або до підвищення вологості пари і переливу рідини через випарник ($n_{\text{ц}} > 1$). Ця обставина показує необхідність точного регулювання подачі хладагента у випарники відповідно до їх теплового навантаження.

Як параметр регулювання використовується перегрів пари у випарнику $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в}} - t_0$ або рівень рідкого хладагента. І у тому, і в іншому випадку зміна подачі хладагента може здійснюватися плавно і позиційно. Застосування позиційного живлення викликає коливання параметрів (p_0 , $\Delta t_{\text{в}}$ та інш.), і це є недоліком способу.

Живлення по перегріву в переважній більшості випадків здійснюється плавно за допомогою ТРВ, що представляє пропорційний (статичний) регулятор різниці температур з манометричною термосистемою. Принцип дії і конструкції ТРВ достатньо висвітлені в літературі [2, 6, 7, 9]. Розглянемо їх статичні характеристики, представлені на рис. 9,а.



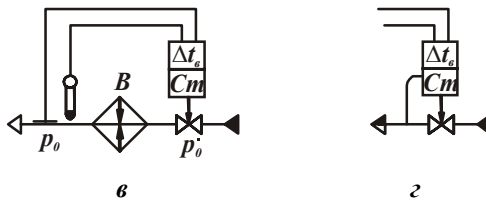


Рис. 9. Статичні характеристики ТРВ

Початок відкриття вентиля (крапка **a**) відповідає рівності Δt_v і величині перегріву початку відкриття клапана $\Delta t_{\text{від.к}}$ залежною від установки датчика Δt_y . Підвищення Δt_v призводить до збільшення тиску в термобалоні ТБ, прохідного перерізу клапана і холодопродуктивності Q аж до максимального значення Q_{max} . У крапці **б** клапан відкритий повністю, і подальше підвищення Δt_v до збільшення Q не призводить. Номінальна пропускна спроможність $Q_{\text{ном}}$ зазвичай приймається на 10...30 % нижче Q_{max} . Величину $\sigma_{\text{нр}}$ (см. рис. 9, **a**) називають номінальною нерівномірністю ТРВ. Для більшості вітчизняних хладагенових ТРВ діапазон уставок 2...8°C, а $\sigma_{\text{нр}} = (4,7) \pm 1^\circ\text{C}$, у аміачних ТРВ $\sigma_{\text{нр}} = 1,5^\circ\text{C}$ та $\sigma_{\text{нр}} = (6 \pm 1)^\circ\text{C}$.

Характеристика **1** відображає властивості ТРВ тільки за певних умов, згідно специфікацій. У них включаються наступні параметри: t_0 , $t_{\text{кн}}$, t_y і величина переохолодження рідкого хладагента в конденсаторі $\Delta t_{\text{по}}$. Режиму специфікації відповідають номінальні значення Q і $\sigma_{\text{нр}}$, рівність $\Delta t_{\text{уст}} = \Delta t_{\text{від. ном}}$. Зміна уставки при збереженні інших параметрів специфікацій призводить до зсуву характеристик (лінії 2 і 3), але і при цьому зберігається рівність $\Delta t_y = \Delta t_{\text{від}}$. Проте характеристики 1, 2, 3 можуть декілька відрізнятися крутизною, залежною від властивостей заповнювача ТБ. На характеристики ТРВ істотний вплив роблять і інші параметри. Зниження $t_{\text{кн}}$ практично не відбивається на положенні точки відкриття клапана, але зменшує крутизну характеристики (лінія 4) і максимальну пропускну спроможність. Підвищення $t_{\text{кн}}$ на 10°C, по даним [7], викликає приріст пропускної спроможності на 5–10 %. Згідно з цими ж даними, зменшення переохолодження рідини на 1°C при $\Delta t_{\text{по}} < 3\text{--}5^\circ\text{C}$ може понизити пропускну спроможність на 10–15 %. Це пояснюється частковим скипанням хладагента і "замиканням" прохідного перетину клапана.

Зміни t_0 призводять до значних зсувів характеристик, залежних в основному від властивостей речовини-наповнювача термосистеми. Так, при паро-рідинному заповненні ТБ, зважаючи на логарифмічну залежність тиску насичення наповнювача від температури, зниження t_0 при тому ж

зусиллі пружини клапана ($\Delta t_y = \text{const}$) приведе до пізнішого відкриття регулятора при $\Delta t_{\text{від}} < \Delta t_{y,\text{сп}}$ (лінія 5). Крутизна характеристики також зменшиться. Таким чином, при менших значеннях t_0 ТРВ працює з великими величинами "закритого" і "відкритого" перегрівів.

Весь діапазон номінальних холодопродуктивностей випарників СУКР забезпечується вітчизняними ТРВ чотирьох баз. ТРВ першою – третьою баз – прямої дії, четвертою – пілотні (див. рис. 9,з). Вентилі першої бази можуть виконуватися з внутрішнім і зовнішнім зрівнюванням тиску (рис. 9,б,в), решти баз – тільки із зовнішнім (рис. 9,в,з). Необхідність зовнішнього зрівнювання виникає при значних втратах у випарнику $\Delta p_b = p'_0 - p_0$, зважаючи на що при внутрішньому зрівнюванні величина Δt_y істотно вище потрібної, оскільки на мембрану ТРВ, з одного боку, впливає тиск термосистеми $p_{\text{тб}} = f(t_b)$, а з іншого – тиск на вході у випарник $p'_0 > p_0$. У ТРВ із зовнішнім зрівнюванням на елементи вентиля впливають тиск p_0 і температура t_b ("перетворена" в $p_{\text{тб}}$) в одному перетині паропроводу і, отже, величина Δp_b на роботу регулятора робить лише непрямий вплив зважаючи на нерівність $p_{\text{кн}} - p'_0 < p_{\text{кн}} - p_0$.

Для випарників з гідравлічним опором більше 0,02 МПа, зокрема для повітроохолоджувачів і секцій з трьох-чотирьох послідовно включених батарей, рекомендується застосовувати регулятори із зовнішнім зрівнюванням тиску. Їх марки, умови роботи і холодопродуктивності приведені в таблиці 3.1. Приклад умовного позначення: ТРВ для R-22, працюючий в діапазоні $t_0 = -20 \dots +20^\circ\text{C}$, холодопродуктивність 10000 ккал/год (11,6 кВт) – 22ТРВК–10.

Таблиця 3.1. Марки, умови роботи і холодопродуктивності ТРВ

$\sigma_{\text{нр}}^\circ\text{C}$			Холодопродуктивність, тис. ккал/год (цифри в умовному позначенні ТРВ)
12ТРВК для $t_o = -30 \dots +10^\circ\text{C}$, $t_k = \leq 70^\circ\text{C}$	22ТРВК для $t_o = -20 \dots +20^\circ\text{C}$, $t_k = \leq 60^\circ\text{C}$	22ТРВК для $t_o = -50 \dots -10^\circ\text{C}$, $t_k = \leq 60^\circ\text{C}$	
7 ± 1	4 ± 1	7 ± 1	-1,0; -1,6; -2,5; -4; -6,3; -10
5 ± 1		5 ± 1	-16; -25; -40; -63; -100
5 ± 1 (пілотні)		5 ± 1 (пілотні)	-160; -250
—	4 ± 1 (пілотні)	—	-250; -400

Всі регулятори мають діапазон налаштувань $\Delta t_y = 2 \dots 8^\circ\text{C}$. При $t_0 \geq +5^\circ\text{C}$ для 12ТРВК, $t_0 > +10^\circ\text{C}$ для 22ТРВК и $t_0 > -15^\circ\text{C}$ для 22ТРВК величина мінімального значення перегріву $\Delta t_{\text{від,мін}} (2^\circ\text{C})$ збільшується не більш ніж до 4°C . Специфікаційні умови: для 12ТРВК $t_0 = 15^\circ\text{C}$, $t_{\text{кн}} = 30^\circ\text{C}$; для 22ТРВК $t_0 = -5^\circ\text{C}$ і $t_{\text{кн}} = 35^\circ\text{C}$; для 22ТРВК $t_0 = -30^\circ\text{C}$, $t_{\text{кн}} = 30^\circ\text{C}$. Для всіх типів $\Delta t_{y,\text{сп}} = (4 \pm 1)^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\text{по}} \geq 4^\circ\text{C}$.

Для випарників з невеликим гідравлічним опором при малій холодопродуктивності можуть використовуватися регулятори з внутрішнім зрівнюванням тиску.

Підбір ТРВ, безумовно, краще всього було б проводити по їх характеристиках для відповідних $t_{\text{кн}}$ і t_0 . При відсутності ж таких регулятори підбирають по номінальній специфікаційній холодопродуктивності ТРВ з дотриманням умови $Q_{\text{ном}} \geq Q_{\text{в, ном}}$. Проте у кожному конкретному випадку слід враховувати розглянуті раніше властивості характеристик ТРВ (рис. 9, а). Наприклад, при $t_{\text{кн}} > 40^\circ\text{C}$ іноді може бути підібраний регулятор з $Q_{\text{ном}}$ декілька менше $Q_{\text{в, ном}}$, завжди є запас $Q_{\text{max}} - Q_{\text{ном}} = (0,1-0,3) Q_{\text{max}}$.

Для побудови циклу ХМ необхідно визначити величину $\Delta t_{\text{в}} = \Delta t_{\text{від}} + \sigma_{\text{нр}}$. Зазвичай $t_{\text{кн}}$ і t_0 відрізняються від специфікаційних для ТРВ значень і $\Delta t_{\text{від}} \neq \Delta t_y$. Тому $\Delta t_{\text{в}}$ слід визначати по встановленій залежно від t_0 і типу випарників величині Δt_y з урахуванням вказаних відхилень.

Для установок із зміною Q_0 і параметрів циклу в широкому діапазоні працездатність вибраних ТРВ слід перевіряти по методиці, викладеній в [7]. При зменшенні холодопродуктивності нижче $0,1 Q_{0\text{ном}}$ необхідно передбачати ТРВ меншої продуктивності, включений по схемі на рис. 10. Перемикання з основного (ТРВ1) на допоміжний (ТРВ2) вентиль забезпечується РТ, за допомогою ЕВ1 і ЕВ2 АУ проводить закриття обидва ЕВ при зупинці компресора.

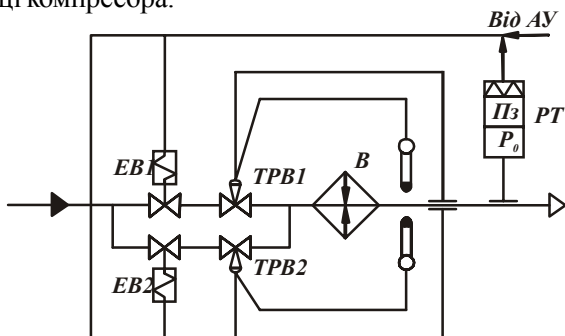


Рис. 10. Схема підключення двох ТРВ

У схемах СУКР, що розробляються, умовне зображення ТРВ повинне відповідати його типу (див. рис. 9,б,в,г).

Останнім часом простежується тенденція розміщення ТРВ в РМВ. В цьому випадку з метою зменшення шкідливого впливу високої температури РМВ на термосистему дуже перспективне застосування ТРВ з вбудованим термочутливим елементом (випускається зарубіжними фірмами [7, 9]). Така конструкція декілька ускладнює трасування парових трубопроводів, але істотно підвищує надійність приладу зважаючи на відсутність термобалона, капіляру, трубки відбору тиску і підвищує точність регулювання, оскільки термочутливий елемент (зазвичай сільфон) знаходиться безпосередньо в потоці пари.

Величину настройки перегріву необхідно визначати вже на початку проектування СУКР, зокрема при побудові циклу. Вибір Δt_v в основному залежить від виду циркуляції хладагента у випарнику, а також від типу схеми СУКР і компресорів.

При нижній подачі хладонів в батареї і повітроохолоджувачі перегрів пари Δt_v повинен складати 1–2°C, але не більше 5°C, оскільки, по даним [8], в цьому випадку ще можливе винесення масла з випарника у вигляді крапель маслохладонового розчину. Однак ТРВ забезпечити надійну роботу з таким перегрівом не можуть. На мінімальній настройці $\Delta t_y = 2^\circ\text{C}$ при зневазі неточністю настройки і зміною характеристик ТРВ перегрів пари складатиме $\Delta t_v = 6...9^\circ\text{C}$. Деякі ТРВ дозволяють з достатньою точністю підтримувати менші значення перегріву. Але в цьому випадку навіть на сталому режимі з випарника виходить пара з великим змістом рідини і компресор наражається на небезпеку вологого ходу. Тому в одиночних батареях і секціях послідовно включених батарей провізійних комор застосовують тільки верхню подачу хладагента. До речі, такий спосіб підключення батарей істотно спрощує і скорочує процеси відтайки. У повітроохолоджувачах провізійних комор часто здійснюється горизонтальна або комбінована подача хладагента, при цьому ТРВ може настроюватися на помірний або максимальний перегрів. У трюмних повітроохолоджувачах з метою підвищення ефективності теплообміну за рахунок кращого заповнення і створення протитечії (у сучасних схемах переважає подача повітря в охолоджувач зверху вниз) в більшості випадків використовують нижню подачу хладагента. Але цей спосіб з достатньою упевненістю може бути застосований в схемах з гвинтовими компресорами, що допускають роботу вологим ходом. У схемах з поршне-вими компресорами необхідно передбачати або додатковий перегрів пари перед циліндрами або встановлювати захисних віддільників рідини.

В деяких випадках при установці термочутливого елементу на значному віддаленні від випарника, наприклад в РМВ, якщо трубопровід всмоктування проходить через приміщення з $t < t_b$, можливе забезпечення роботи випарника вологим ходом з подачею в компресор пари із значним перегрівом, відповідним максимальній настройці ТРВ. Слід зазначити, що цей "шкідливий" перегрів повинен бути розрахований для визначення точного значення питомої холодопродуктивності.

ТРВ також використовується для живлення кожухотрубних і кожухозмійовикових хладонових випарників. У випарниках з внутрішньотрубним кипінням забезпечується надійне повернення масла при достатньому перегріві пари. На відміну від цього у випарниках з міжтрубним кипінням довільне винесення крапель рідини з маслом можливе тільки при високому рівні хладагента у випарнику, тобто при перегріві, близькому до нуля. Для стійкої ж роботи системи регулятор – випарник потрібний значний перегрів із-за вказаних раніше властивостей ТРВ. і можливості бурхливого скипання великої кількості хладагента з подальшим викидом рідини в паропровід. Це вимагає застосування системи примусового відведення масла, яка ускладнює установку і знижує її ефективність. Переважне оснащення таких випарників двопозиційними регуляторами перегріву, які здатні періодично в кожному циклі, знижувати перегрів до дуже малих значень і забезпечувати в ці моменти винесення крапель або пінної емульсії маслохладонового розчину. Ця схема показана на рис. 11. У ній використовується електронне реле різниці температур РРТ, до складу якої входять термоперетворювачі TC1 і TC2. Двопозиційне регулювання здійснюється за допомогою "нормального закритого" ЕВ. Ручний регулюючий вентиль РВ настраюється в період наладки і надалі не регулюється. У розглянутій схемі може бути використане реле типу РРТ–2 із зоною повернення 0,2...2,0°C [7]. З метою зниження коливань p_0 рекомендується проводити настройку зони на 0,2...0,3°C, а термоперетворювачі розміщувати усередині обичайки: TC1 – в нижній частині, TC2 – декілька вище за верхній ряд трубок.

Регулювання заповнення випарників по перегріву пари за відсутності дуже різних коливань теплового навантаження

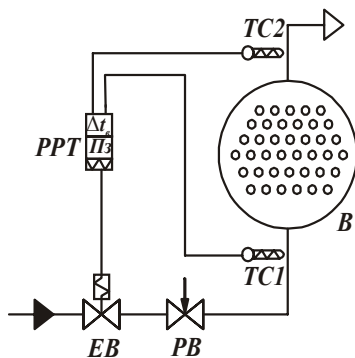


Рис. 11. Двопозиційні регулятори перегріву

і відповідній настройці ТРВ досить добре вирішує тільки одну умову оптимальної роботи системи випарник – компресор – забезпечувати сухий хід компресора. Інша ж умова – робота випарника вологою парою – у всіх розглянутих раніше схемах не виконується. Тому доцільно провести оцінку можливості забезпечення обох умов в СУКР з регенерацією. На рис. 12 представлені варіанти підключення ТРВ і відповідні ним цикли установки. Регенеративні цикли показані жирними лініями, а початкові нерегенеративні – тонкими. Для всіх випадків величина перегріву пари, підтримувана ТРВ, прийнята постійною.

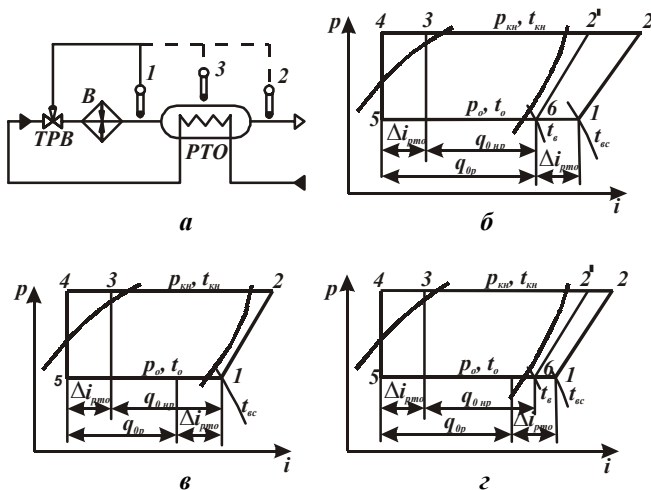


Рис. 12. Варіанти підключення ТРВ й відповідні цикли ХМ

У багатооб'єктних установках для кожної групи охолоджуваних об'єктів, що обслуговуються своїм компресором, зазвичай передбачається один РТО. У зв'язку з цим для таких СУКР традиційною є установка термобалонів ТРВ відразу за відповідними випарниками, тобто по варіанту 1 (рис. 12, а, б). В цьому випадку регенерація дає відомий ефект, але всі випарники працюють перегрітою парою. Установка ж ТБ по варіантах 2 і 3 вимагає застосування для кожного випарника свого РТО, що є технічно і економічно недоцільним.

У випадках, коли випарник або група випарників з одним ТРВ мають свій РТО (установки з одним або двома-трьома об'єктами, установки непрямого охолодження), теоретично можливе застосування будь-якого з трьох варіантів. Варіант 1 є найнадійнішим для компресора, оскільки забезпечує максимальний перегрів пари (точка 1 на рис. 12, б).

Проте випарник працює перегрітою парою. Варіант 2, відповідний установці ТБ на паровій лінії за РТО, навіть теоретично не дає позитивного ефекту від введення регенерації, оскільки пара перед компресором перегріта максимально (величина $t_1 - t_0$ контролюється ТРВ і можливості її підвищення жорстко обмежені), а питома холодопродуктивність не змінюється $-q_{0p} = q_{0np}$ (рис. 12, в). Робота випарника вологою парою в даному випадку не є перевагою, так як навіть невелика, але різка зміна режиму роботи (підвищення теплового навантаження або, зниження p_0) приведе до потрапляння рідини в компресор. У варіанті 3 термобалон, встановлений на корпусі РТО, реагує на температуру пари, частково перегрітої рідким хладагентом. При правильному виборі місця установки ТБ можуть забезпечуватися (рис. 12, з) достатній перегрів пари $t_1 > t_1'$, збільшення q_0 і робота випарника вологою парою (точка б). Таким чином, цей варіант теоретично є оптимальним. Проте, по даним [7], така система також працює нестійко.

На нашу думку, варіант 3 можна застосовувати тільки в установках з одним або декількома випарниками (кондиціонер, СХУ одного приміщення, СХУ з системою розсолу), параметрів, що працюють у вузькому діапазоні, але при спеціальній конструкції РТО, що виключає поступове накопичення рідини в паровій порожнині регенератора і потрапляння її в компресор. У всіх інших випадках рекомендується застосовувати варіант 1.

Відомо, що ТРВ не є регуляторами $t_{об}$ і Q_b . Проте в деякій мірі вони володіють здатністю стримувати зміну $t_{об}$ і "підстроювати" випарник до зміненого теплового навантаження. Наприклад, при підтримці $p_0 = \text{const}$ і відсутності систем регулювання $t_{об}$, зменшення Q_T призводить до зниження $t_{об}$ і різниці $t_{об} - t_0$. Одночасно ТРВ "прагне" підтримувати заданий перегрів, що при зменшенні температурного натиску $t_{об} - t_b$ можливо тільки за рахунок меншого заповнення випарника, тобто при більшому закритті клапана і зменшенні Q_b . Отже, темп зниження $t_{об}$ падатиме і величина $t_{об}$ стабілізується, а система прийде в новий стан рівноваги: $Q_T = Q_b$.

Вказана здатність ТРВ використовувалася для регулювання температури в провізійних камерах, зокрема, на судах старої споруди [5]. При зміні режиму роботи проводилася відповідна зміна установки ТРВ. Проте така система для сучасних СУКР непридатна, оскільки, по-перше, не є повністю автоматичною і, по-друге, не забезпечує підтримку $t_{об}$ в необхідних межах.

Живлення випарників по рівню використовується в основному для аміачних і вуглеводневих машин тих, що охолоджують рідкий хладагент (випарники розсолів з кипінням в міжтрубному просторі) і рідше –

повітря (крупні повітроохолоджувачі стаціонарних установок, повітроохолоджувачі скороморозильних апаратів). Застосовуються регулятори плавної і двопозиційної дії (рис. 13). На лівій частині рис. 13 показана схема плавної дії, а на правій – двопозиційного. При позиційному живленні для зменшення коливань p_0 за ЕВ встановлюється ручний регулюючий вентиль РВ, в якому відбувається основне дроселювання хладагента. Ступінь відкриття РВ підбирається при первинній настройці системи. За даними [2], при максимальній холодопродуктивності випарника вона повинна забезпечувати відношення часу відкриття до часу закриття ЕВ порядку 1–2. Характеристики деяких реле РР і регуляторів РГР рівня приведені в літературі [4, 7].

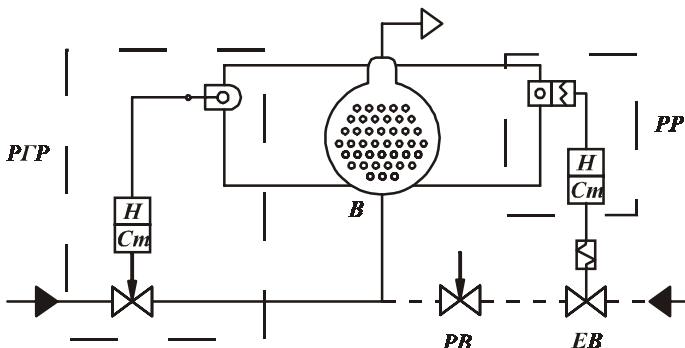


Рис. 13. Схема підключення плавного й позиційного регуляторів рівня

Застосування реле і регуляторів рівня поплавцевого типу для хладонових випарників у край ускладнене зважаючи на відсутність чітко вираженого рівня хладагента в них, оскільки у верхній частині випарника знаходиться піна маслохладонової суміші. В цьому випадку доцільнішим є використання температурного регулятора плавної дії (рис. 14), ТРВ, встановленого у верхній частині внутрішньої порожнини затопленого випарника або в спеціальній камері рівня. Якщо термобалон ТРВ омивається сухою парою, його температура і прохідний перетин клапана максимальні. При обмиванні ТБ піною маслохладонового розчину температура датчика знижується і прохідний перетин клапана зменшується.

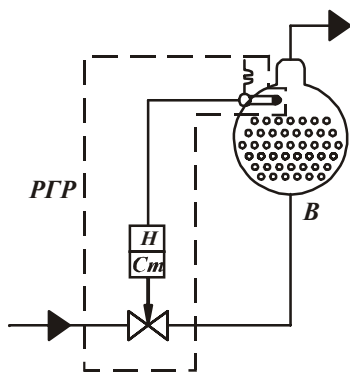


Рис. 14. Підключення регулятора рівня плавної дії

У схемах СУКР з РТО або із змійовиками перегріву пари випарників практично всі регулятори рівня за рахунок відповідної установки поплавцевих камер (див. рис. 13) або ТБ (див. рис. 14) можуть забезпечити роботу випарника вологою парою при сухому ході компресора. Це є їх головним достоїнством в порівнянні з ТРВ.

4. РЕГУЛЮВАННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРІВ

Рішення цієї задачі автоматизації пов'язане з необхідністю узгодження характеристик $Q_t = Q_v = Q_{0к}$ на різних режимах при забезпеченні оптимальних або, в крайньому випадку, допустимих параметрах роботи СУКР. У однооб'єктних установках воно зводиться до безпосередньої підтримки температури повітря рефрижераторного приміщення або хладоносія. При цьому тиск кипіння p_0 і температура всмоктуваної пари можуть істотно коливатися. У багатооб'єктних установках регулювання $Q_{0к}$ повинне проводитися відповідно до змін сумарної холодопродуктивності випарників всіх об'єктів. В цьому випадку найбільш зручним параметром регулювання є тиск пари в загальному всмоктуючому колекторі $p_{вс}$, яке зазвичай приймається рівним тиску кипіння p_0 у випарниках об'єкту з найнижчою температурою. Використання як параметр регулювання температури всмоктуваної пари призводить до зниження точності підтримки $p_0(t_0)$ зважаючи на її складну залежність від інших параметрів, а також від типу і настройки регуляторів заповнення випарників. Тому в переважній більшості випадків регулювання крупних багатооб'єктних установок проводиться при підтримці p_0 у вузьких межах.

На сьогодні розроблена велика кількість способів позиційного і плавного регулювання холодопродуктивностей компресорів [2, 6, 7, 8, 9]. Їх зміст полягає в зміні:

- коефіцієнта робочого часу компресорів способом "пуск – зупинка";
- кількості циліндрів шляхом їх відключення;
- питомого об'єму всмоктуваної пари дроселюванням;
- коефіцієнта подачі λ за рахунок скорочення ходу стиснення і байпасування, стислої пари, що полягає в перепусканні, на сторону всмоктування;
- геометрії проточної частини компресора;
- частоти обертання валу компресора.

Всі ці способи можуть використовуватися в сучасних СУКР. Не-

рідко регулювання $Q_{0к}$ проводиться одночасно двома способами. На судах зміна частоти обертання застосовується у край рідко, оскільки цей спосіб, будучи найбільш ефективним при електроприводі від регульованої мережі постійного струму, практично повністю втрачає свої достоїнства при використанні змінного струму зважаючи на сильне зростання складності і маси приводу, капітальних витрат і енергетичних втрат.

Найпоширенішим, простішим і, у ряді випадків, високоекономічним є спосіб "пуск – зупинка". Він часто використовується як основний спосіб регулювання $Q_{0к}$ в малих установках, а в СУКР великої холодопродуктивності – як додатковий. Ефективність і характеристики цього способу залежать від типу об'єкту охолодження, теплової ємкості системи, кількості компресорів. Розглянемо найбільш характерні випадки його застосування.

У однооб'єктних СУКР з одним основним компресором двопозиційне регулювання $Q_{0к}$ проводиться безпосередньо по $t_{об}$ реле електронного (рис. 15) або манометричного типу. При підвищенні $t_{об}$ по команді ТР схема АУ через пускач П включає електродвигун компресора М і ЕВ подачі хладагента у випарники. У необхідних випадках здійснюється розвантаження пуску компресора [7].

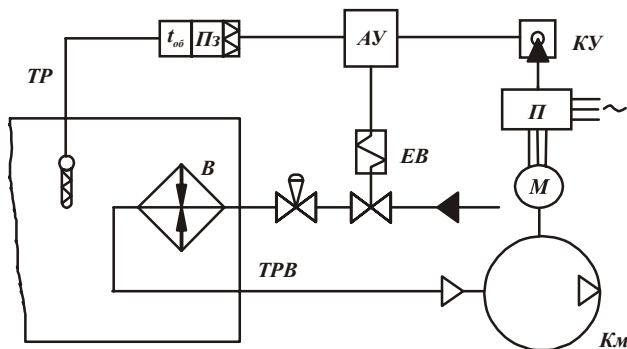


Рис. 15. Схема підключення електронного реле

Якщо застосована повітряна система охолодження, електровентилятор повітроохолоджувача при невисоких вимогах до точності підтримки $t_{об}$ зазвичай відключається схемою АУ одночасно з компресором, а при високій точності і значних об'ємах охолоджуваного приміщення працює з номінальною або зниженою частотою (у двосекційних ПО може передбачатися відключення одного з електровентиляторів). Ключ КУ служить для переключення схеми на ручне управління. Зупинка компресора на аварій-

ному режимі проводиться по сигналу блоку автоматичного захисту схемою АУ. Установку датчиків (ТС або ТБ), підбір ТР і ЕВ слід проводити відповідно до вказівок розд. 2. У описаній схемі закономірність зміни $t_{об}$ кількісно відповідає графіку на рис. 3. Аналогічний вигляд має і характеристика випарника. Проте в даному випадку після виключення компресора відсмоктування пари з випарника припиняється і тиск його росте до встановлення температурної рівноваги $t_0 = t_{об}$. Тому у випарниках зазвичай залишається частина хладагента, що не випарувався.

Це приводить до зменшення $t_{об, max} - t_1, t_y - t_{об, min}$ і $\Delta t_{об}$. Проте в схемах з верхньою подачею хладагента у випарник і нижнім розташуванням компресора рідина може перетекти у всмоктуючий патрубок і викликати аварію компресора при пуску. Отже, таку схему циркуляції хладагента допустимо застосовувати тільки в СУКР із захисним віддільником рідини.

Використання способу "пуск – зупинка" для регулювання $Q_{ок}$ однооб'єктних установок завжди призводить до зниження енерговитрат і напруження компресора. Але дуже часті пуски викликають передчасний знос компресора, пускової апаратури і других елементів. Тому такий спосіб регулювання допускається застосовувати при частоті циклів $1/T_{ц}$ до п'яти–шести в годину для малих поршневих компресорів і до двох–трьох в годину для середніх і великих [7, 9]. Для вирішення питання про доцільність застосування способу "пуск – зупинка" необхідно визначити максимальну частоту циклів для проектного холодильного комплексу по методиці [7]. Зменшити частоту циклів можна шляхом поліпшення теплової ізоляції, скорочення різниці $Q_{ок ном} - Q_{т ном}$, акумуляції холоду.

У багатооб'єктних установках непрямого охолодження регулювання $Q_{ок}$ проводиться аналогічно, але по температурі хладоносія. При цьому датчик встановлюється зазвичай на лінії повернення хладоносія у випарник (див. рис. 4). Якщо тепла ємкість системи хладоносія недостатня, зменшення частоти циклів до значень, що рекомендуються, можливо за рахунок установки за випарником бака-накопичувача хладоносія, в якому встановлюється датчик термореле.

У схемах багатооб'єктних установок управління компресором найпростіше здійснювати по командах термореле, що підтримує температуру окремих об'єктів. Такий варіант забезпечить пуск компресора одночасно з включенням ЕВ будь-якого об'єкту, а зупинку – після закриття ЕВ всіх об'єктів. Проте закриття окремих ЕВ супроводжуватиметься зниженням p_0 і t_0 , а при закритті всіх ЕВ можливе виникнення вакууму і підсос повітря в систему хладагента, спрацьовування реле низького тиску

РТН, скипання маслохладонової суміші в картері компресора і погіршення його мастила. Якщо регулювання здійснювати по тиску p_0 в загальному всмоктуючому колекторі за допомогою оперативного реле РТО, вказані явища можна виключити. Проте в цьому варіанті можлива зупинка компресора при відключенні частини об'єктів до досягнення заданих температур інших об'єктів. Отже, така система може застосовуватися при малій кількості об'єктів охолодження.

В установках з великою кількістю об'єктів, наприклад провізійних комор (три-шість і більше камер), доцільно застосувати схему трипозиційного регулювання, що поєднує спосіб "пуск – зупинка" і байпасування (рис. 16). Тут пуск і зупинка компресора також здійснюється схемою АУ по сигналах ТР, але при зниженні p_0 до встановленого значення $p_{\text{рто}} > p_{\text{ртн}}$, зазвичай відповідної роботи однієї камери, відбувається спрацьовування РТО і відкриття ЕВ байпасної лінії.

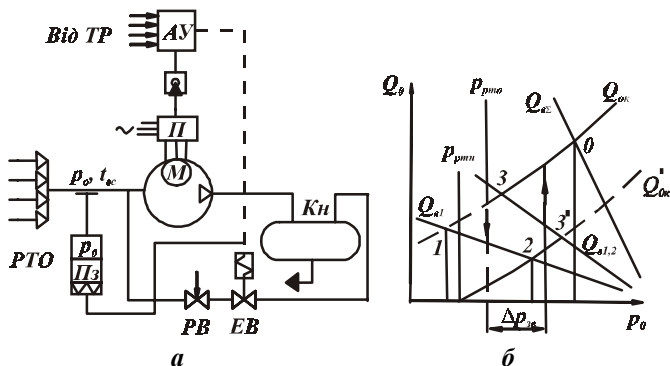


Рис. 16. Схема трипозиційного регулювання

Аналіз характеристик компресора і випарників (одного об'єкту $Q_{\text{в1}}$, двох об'єктів $Q_{\text{в1,2}}$ і всіх об'єктів $Q_{\text{в}\Sigma}$) на рис. 16 показує, що за відсутності байпасування і роботи випарників тільки одного об'єкту система перейде з режиму максимального навантаження (точка 0) на режим з $p_0 < p_{\text{ртн}}$ (точка 1). Включення байпаса ступінчасто змінює характеристику компресора (лінія $Q'_0\text{к}$) і забезпечує режим з $p_0 > p_{\text{ртн}}$ (точка 2). З малюнка видно, що зона повернення РТО повинна бути відрегульована так, щоб тиск зворотного спрацьовування був вищий, але нижче p_{03} . Якщо p_{02} має надмірно низькі значення, прохідний перетин байпасної лінії, включаючи ЕВ, повинно бути збільшено для зсуву характеристики компресора в зону менших значень. Якщо малі значення p_{03} , потрібне настроювання РТО на включення байпаса при роботі двох камер. У випадках позиційного

регулювання $t_{об}$ необхідно враховувати, що її коливання можуть істотно змінювати характеристику Q_B .

Отже, при необхідності точного визначення значень $p_{пто}$ і $\Delta p_{з.п}$ потрібна побудова зон характеристик Q_B , а при значних коливаннях $t_{кн}$ – зон характеристик $Q_{ок}$. Проте на практиці вважають за краще визначати раціональні значення $p_{пто}$ і $\Delta p_{з.п}$ досвідченим шляхом в процесі наладки і здавальних випробувань СУКР.

Розглянута схема дозволяє здійснювати розвантаження компресора при пуску.

Пуск і зупинку компресора можна також здійснювати за допомогою реле низького тиску. Така схема за рахунок відповідної настройки РНТ і РТО дозволяє проводити розвантаження пуску без "втручання" АУ, але вимагає ретельного узгодження характеристик РТН і ТР об'єктів з мінімальною температурою, оскільки при їх неправильній настройці можливі часті пуски компресора.

Байпасування приводить до скорочення витрати споживаної енергії і тому застосовується тільки в комбінації з іншими способами для малих СУКР. Крім того, перепускання гарячої пари приводить до істотного підвищення $t_{вс}$, внаслідок чого температура нагнітання t_n може перевищити допустиму. З метою зниження $t_{вс}$ і t_n рекомендується відбір пари в байпасну лінію проводити з конденсатора (див. рис. 16,а) або ресівера.

До простих способів регулювання також відноситься дроселювання пари на всмоктуванні в компресор. Тут зниження $Q_{ок}$ досягається за рахунок зменшення питомого об'єму всмоктуваної пари, що при тих же об'єктах компресора приводить до зменшення його масової продуктивності. Перевагою способу є можливість збереження оптимальних значень $t_{об}$ у випарниках об'єктів, що виключають підморожування охолоджених вантажів і замерзання хладоносія, підвищення інтенсивності висадки інею і усихання продуктів. Проте зниження тиску всмоктування $p_{вс}$ приводить до зростання питомої роботи стиснення і, отже, енергетичних втрат – нижчу ефективність регулювання має тільки байпасування. Крім того, зниження $p_{вс}$ при незмінному $p_{кн}$ зменшує λ , підвищує навантаження на деталі кривошипношатунного механізму під час ходу нагнітання, що вимагає збільшення запасів міцності і зносостійкості, може привести до підсосу повітря, скипання маслохладонового розчину в картері компресора і порушення роботи системи мастила. Унаслідок вказаних причин цей спосіб застосовується обмежено і лише в малих СУКР, що працюють у відносно вузькому діапазоні теплових навантажень.

Деяке поліпшення експлуатаційних можливостей розглянутого способу можливе за рахунок його доповнення перепусканням пари. У таких схемах (рис. 17) регулятор тиску "до себе" РГТ1 сприймає тиск кипіння p_0 і, при його зменшенні, прикриває клапан, знижуючи тиск всмоктування $p_{вс}$ і, як наслідок $Q_{0к}$. Якщо байпасування проводиться плавним способом (рис. 17,а), регулятор тиску "після себе" РГТ2 сприймає $p_{вс}$ і при його пониженні збільшує прохідний перетин клапана, запобігаючи падінню тиску нижче граничних значень $p_{пр}$. Якщо ж байпасування здійснюється двопозиційним способом (рис. 17,б), то при $p_{вс} > p_{пр}$ регулювання проводиться РГТ1, а при $p_0 = p_{пр}$ за допомогою РТО і ЕВ включається байпасна лінія.

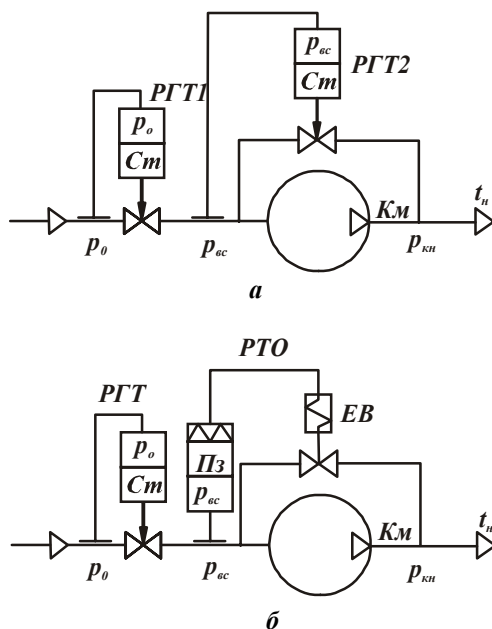


Рис 17. Схеми регулювання з перепуском пари

Як і у попередньому випадку (див. рис. 16), застосування байпасування не приводить до зменшення енергетичних втрат, не забезпечує роботу компресора при допустимих параметрах. Для зниження температур всмоктування $t_{вс}$ і нагнітання t_n рекомендуються ті ж методи. Як основний спосіб регулювання байпасування практично не застосовується.

ВИСНОВОК

Вже зараз застосовуються регулятори, які можуть управляти продуктивністю компресорів, періодично включати прилади охолодження, підтримуючи задані температури об'єктів, забезпечувати розвантаження пуску компресорів, блокування механізмів і пристроїв, необхідні відключення трубопроводів, вимірювати температури об'єктів і сигналізувати про їх зміну. В найближчий час управління крупними СУКР, буде здійснюватиметься єдиним регулюючим пристроєм, що представляє, по суті аналого-обчислювальний комплекс, здатний одночасно вирішувати всі завдання автоматизації [8,9], забезпечуючи за будь-яких умов експлуатації оптимальний режим роботи установки. Проте це вимагає створення цілого ряду нових, переважно електричних (електронних) приладів автоматики. Такі роботи в даний час ведуться всіма провідними організаціями. Наприклад, зарубіжними фірмами розробляється ТРВ електронного типу і представляється, що такий прилад зможе забезпечити постійний перегрів пари незалежно від параметрів циклу, тобто здійснювати астатичне регулювання, або по командах центрального регулюючого пристрою змінювати його в оптимальному напрямі [9].

При розробці схем автоматизації СУКР студент повинен аналізувати і використовувати найбільш досконалі і економічні способи і схеми регулювання, проводити підбір приладів, пристроїв і механізмів по тих, що діють ТУ і іншим керівним документам, пропонувати нові технічні рішення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Возаков Ю.Г.* Холодильные установки транспортного рефрижератора типа "Бухта Русская" // Холодильная техника, 1986. – №12. – С. 19–22.
2. *Калинин Ю.Ф. Лехмус А.А.* Автоматизация судовых холодильных установок: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 42 с.
3. *Петров Ю.С., Олейниченко В.Т., Чуркин А.А.* Судовые холодильные установки и машины. – М.: Пищевая промышленность, 1985.
4. *Сирота А.А., Моря А.А., Кадодьян П.С.* Приборы автоматики судовых холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: Методические указания. – Николаев: НКИ, 1984. – С. 5–26.
5. *Стефанович В.В., Дейнего Г.П.* Системы охлаждения судовых провизионных камер // Холодильная техника. – 1986. – №4. – С. 5–26.
6. Судовые холодильные установки/ *Ю.В. Захаров, А.А. Лехмус, А.А. Сирота, Ф.А. Чегринцев* – Л.: Судостроение, 1986. – 256 с.
7. *Ужанский В.С.* Автоматизация холодильных машин и установок.: 3-е изд. – М.: Пищевая промышленность, 1991. – 304 с.
8. *Кокорин О.Я.* Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Изд-во физ.-мат. лит., 2003. – 272 с.
9. *Доссат Р.Дж., Хоран Т.Дж.* Основы холодильной техники. – М.: Техносфера, 2008. – 824 с.

Навчальне видання

ЗУБАРЄВ Анатолій Анатолійович
ТРУШЛЯКОВ Євген Іванович

АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВИХ УСТАНОВОК
КОНДИЦІОНУВАННЯ ТА РЕФРИЖЕРАЦІЇ

Методичні вказівки

(українською мовою)

Комп'ютерна правка та верстка *М.В. Удод*
Коректор *М.О. Паненко*

Свідectво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 29.04.08. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 2,0. Обл.-вид. арк. 2,1.
Тираж 100 прим. Вид. № 22. Зам. № 171. Ціна договірна

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5

ДЛЯ ЗАМЕТОК