



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

248620

(11) (B1)

(51) Int. Cl.⁴
F 25 B 29/00

(22) Přihlášeno 04 03 85
(21) PV 9643-84

(40) Zveřejněno 17 07 86

(45) Vydáno 15 02 88

(75)
Autor vynálezu

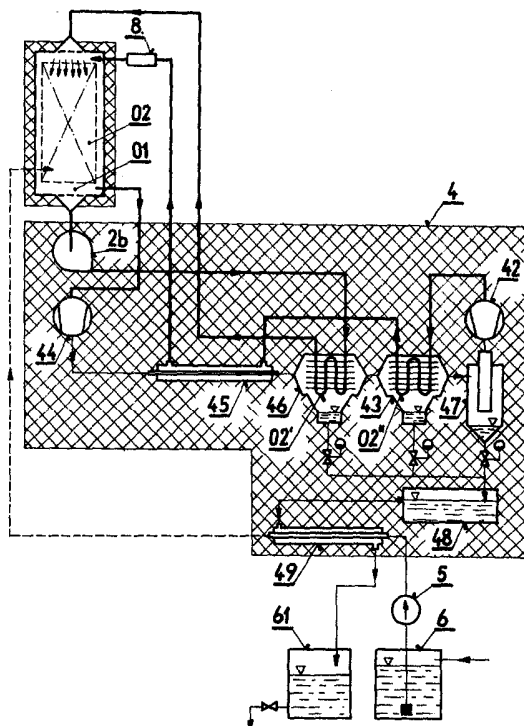
JURAJDA DRAHOMÍR ing., KARLŠTEJN

(54) Jednookruhová kompresorová odpařovací a kondenzační souprava

Zařízení řeší problém účinného využití kondenzačního tepla kapalin odpařených v kontinuálních sušárnách, zařízeních pro zahušťování, nebo destilaci kapalin, eventuálně v technologických tunelech pro odmašťování a chemickou předúpravu kovových detailů, jako podstatného, nebo i převažujícího zdroje energie pro vlastní provoz těchto zařízení.

Uvedeného efektu se dosáhne tím že pracovní kompresor (44) teplotosného plynu, spřažený s expanzní turbínou (42), je sací větví napojen na výstup z pracovní komory (01), výtlakovou větví přes protiproudý výměník (45), kondenzační výměníky (46,43), odlučovač (47) mlhoviny na expanzní turbínu (42). Z expanzní turbíny (42) je ochlazený teplotosný plyn veden přes chladicí potrubí (02') v kondenzačním výměníku (43) a protiproudový výměník (45) zpět na vstup do pracovní komory (01). Oběhový ventilátor (2b) ve vedlejší větví cirkulujícího teplotosného plynu je sací větví napojen na výstup z pracovní komory (01) a výtlakovou větví přes chladicí potrubí (02'') v kondenzačním výměníku (46) zpět na vstup do pracovní komory (01).

Přitom pracovní komora (01) i všechny prvky vlastní kondenzační jednotky (4) jsou od vnějšího okolí i od sebe navzájem tepelně izolovány. Teplo spotřebované v pracovní komoře (01) na odpaření kapaliny se v kondenzačních výměnících (46,43) v plném rozsahu exergoticky zhodnocené formě předává zpět do okruhu cirkulujícího teplotosného plynu.



Vynález se týká jednookruhové kompresorové odpařovací a kondenzační soupravy a řeší široký problém účinného využití kondenzačního tepla kapalin, odpařených v kontinuálních sušárnách, destilačních zařízeních, eventuálně v technologických tunelech pro odmašťování detailů organickými rozpouštědly, nebo chemickou předúpravu, jako podstatného, nebo i rozhodujícího zdroje energie pro vlastní provoz těchto zařízení.

Technologické procesy, jako regenerace kapalin destilací, nebo sušení nejrůznějších chemických a potravinářských produktů patří k energeticky náročným pochodům a kondenzační teplo, které se uvolní při kondenzaci par odpařených kapalin, ať již přímo v technologickém zařízení (např. v kondenzátoru destilačního zařízení), nebo mimo něj, zůstává u stávajících zařízení nedostatečně využito, nebo úplně nevyužito.

V mnoha případech spolu s latentním teplem unikají do volného ovzduší i páry chemických látek, jejichž hodnota je i vyšší, než cena unikajícího tepla.

Při vysoušení látek obsahujících vodu, se sušicího efektu dosahuje zpravidla zahřátím vysoušecího vzduchu i vysoušeného materiálu na teplotu blízkou, nebo vyšší než 100°C , a část vzduchu s vyšším obsahem vodních par ze sušárny, odchází bez užitku do volného ovzduší.

V případě sušení neporézních materiálů (např. ocelových detailů v sušicích zónách technologických zařízení pro chemické předúpravy) se spotřebuje převážná část tepla na vlastní ohřev těchto detailů a toto teplo je bez užitku vynášeno z technologického tunelu. Při tom provádět takové sušení při teplotách blízkých teplotě okolí není prakticky možné, neboť není k dispozici dostatečné množství vysoušeného vzduchu (relativní vlhkost venkovního vzduchu se pohybuje v průměru kolem hodnoty 75 %).

Teoreticky by bylo možné, nechat část vodní páry obsažené ve vzduchu zkondenzovat a uvolněného kondenzačního tepla využít pro zvýšení teploty takto vysoušeného vzduchu. Na základě výpočtu, nebo z psychrometrického diagramu je možno odvodit, že např. vzdušina s měrnou vlhkostí 15,2 g/kg s. v. a teploty 20°C má stejnou entalpii, jako vzdušina s měrnou vlhkostí 7,8 g/kg s. v. a teploty 38°C .

V souladu s druhou větou termodynamiky nemůže sice takový pochod proběhnout samovolně, může však být v principu realizován při dodání vnější mechanické práce. Při zvýšení teploty takto vysoušeného vzduchu o 15 až 20 kelvinů, by tepelná účinnost takového typu "vnitřního" tepelného čerpadla překročila hodnoty řádově 10^3 %.

V technické praxi se sice tepelná čerpadla postavená na tomto principu dosud nerealizovala, k uvedenému mechanismu transportu tepla však trvale dochází, např. v zemské atmosféře, a to jak v rozsahu celoplanetárního významu (především cirkulace ovzduší mezi tropickými a subtropickými pásmy způsobující vytváření vysušených pouštních oblastí v pásmech mezi 15. a 30. stupni zeměpisné šířky), tak ve föhnových stěnách při obtékání vlhkého, stabilně zvrstveného vzduchu přes horské hřebeny (což se v příslušných obdobích projevuje v omezených oblastech na závětrné straně pohorí).

Při proudění větru přes horské hřebeny dochází při stabilně zvrstveném ovzduší a dostatečné rychlosti větru i k vlnové deformaci laminárního proudu vzduchu za horskými hřebeny a tvorbě typických, zdánlivě stacionárních čočkovitých oblaků (cumulus lenticularis), které mnohdy i ve více patrech nad sebou opticky označují polohu vlnové deformace.

Proces kontinuální tvorby a zániku těchto oblaků je jedním z mála, přímému pozorování dostupných případů dokonale fungujícího tzv. fyzikálního perpetua mobile, jehož projevy jsou lokalizovány do prostorových útvarů rozměrů řádově pouze 10^2 až 10^4 m (na návětrné straně vlny dochází v důsledku ochlazení při adiabatické expanzi vzduchu do protitlaku k vylučování vodní mlhoviny, na závětrné straně v důsledku ohřátí vzduchu adiabatickou kompresí k odpaření

mlhoviny a vyrovnání teploty na původní hodnotu).

Fyzikální pochody probíhající ve fohnových stěnách, představují projevy zvláštního typu přírodního tepelného čerpadla, kdy v důsledku snížení kinetické energie větru a mechanického oddělení kapek vody z proudícího nasyceného vzduchu, dochází ke zvýšení energie vzduchu s nižší měrnou vlhkostí na úkor energie, při nepatrném zvýšení hodnoty entalpie oproti hodnotě, jakou měl původní vlhký vzduch (posuzováno z hlediska stejné vrstevnice na návětrné i závětrné strany hřebenu). Přitom tepelná účinnost tohoto typu přírodního tepelného čerpadla se pohybuje v hodnotách řádově 10^3 %.

Nedokonalé napodobení kontinuální tvorby a zániku oblaků typu cumulus lenticularis technickými prostředky by bylo sice jednoduché a snadno realizovatelné (zapojení odpařovací komory, expanzní turbíny seřízené na expanzi podtlaku, mlžné komory a exhaustoru do série), nemělo by však žádný praktický smysl. Naopak, pokus o věrnou reprodukci pochodů, které probíhají ve fohnových stěnách, by z hlediska stávajících a zjevně i perspektivních technických možností, narazil na nepřekonatelné potíže.

Mezi expanzní turbínu seřízenou pro expanzi do podtlaku a spřažený exhaustor, by muselo být zařazeno zařízení, pro prakticky okamžité a účinné oddělení mikroskopických kapiček vody ze vzduchu, které vzniknou při adiabatické expanzi vlhkého vzduchu v turbíně.

Na rozdíl od fohnové stěny, kde je během nuceného výstupu vzduchu na návětrné straně pohoří dostatek času i prostoru k tomu, aby se z mikroskopických částíček vodní mlhoviny vytvořily známými, i dosud ne zcela objasněnými mechanismy makroskopické dešťové kapky padající z oblaku, není zatím takový typ odlučovače technicky realizovatelný.

Další nevýhodou takto koncipovaného tepelného čerpadla by byla i jeho nízká výsledná tepelná účinnost. Vzhledem k mechanické účinnosti současných expanzních turbin i turboexhaustorů, která se pohybuje v rozmezí 50 až 70 %, by podíl nevratně zmařené práce (přeměněné v teplo), byl ve srovnání s teplem uvolněným při kondenzaci vodní páry v expanzní turbíně neúměrně vysoký.

Uvedené problémy řeší jednookružová kompresorová odpařovací a kondenzační souprava podle vynálezu, jehož podstata spočívá v tom, že pracovní kompresor teplotnosného plynu, který je mechanicky nebo elektricky spřažen s hnací hřídelí expanzní turbíny, je sací větví napojen na výstup z pracovní komory pro odpařování pracovní kapaliny a výtlačnou větví přes protiproudý výměník pro odvod tepla, vzniklého adiabatickou kompresí na sérii dvou kondenzačních výměníků, z nichž první je chlazen nekomprimovaným teplotnosným plynem z vedlejší větve teplotnosného plynu s pomocným oběhovým ventilátorem a druhý expandovaným teplotnosným plynem z hlavní větve okruhu, ochlazeným v důsledku práce vykonané v expanzní turbíně.

Z druhého kondenzačního výměníku je stlačený, částečně ochlazený a o páry kapaliny ochlazený plyn vyveden přes odlučovač hrubé mlhoviny na vstup do expanzní turbíny. Expandovaný plyn, nyní jako chladicí médium, je vyveden do druhého kondenzačního výměníku a odtud v zahřátém stavu přes první protiproudový tepelný výměník pro odvod tepla vzniklého adiabatickou kompresí zpět na vstup do pracovní komory.

Oběhový ventilátor v pomocné větvi teplotnosného plynu je sací větví napojen na výstup z pracovní komory a výtlačnou větví přes první kondenzační výměník zpět na vstup do pracovní komory. Přitom pracovní komora i všechny prvky vlastní kondenzační jednotky jsou od vnějšího okolí i od sebe navzájem tepelně izolovány.

Výhodou zařízení podle vynálezu jsou podstatně nižší energetické náklady na vlastní technologické pochody jako sušení, zahušťování roztoků, nebo prostá destilace, neboť teplo spotřebované na odpaření kapaliny v pracovní komoře zařízení se v kondenzačních výměnících v exergicky zhodnočené formě převádí zpět do okruhu cirkulujícího teplotnosného plynu.

Další výhodou je zpětné získávání odpařené pracovní kapaliny (např. organických rozpuštědél, nebo destilované vody) a možnost zachování vysoké čistoty cirkulujícího teplotosného plynu, v případě sušáren i možnost použití speciálního, nebo inertního plynu, jako teplotosného média.

Na obr. 1 je obecné schéma jednookruhové kompresorové odpařovací a kondenzační soupravy, bez bližší specifikace typu pracovní komory, ve které probíhá technologická operace spojená s odpařováním kapaliny, na obr. 2 je schematický svislý řez skříňovou sušárnou prádla pro domácnost, řešenou podle zjednodušené varianty jednookruhové odpařovací a kondenzační soupravy (expanzní turbína a kondenzační výměník jsou nahrazeny škrtkovým ventilem).

Na obr. 1 je pracovní komora 01 znázorněna jako tepelně izolovaná a uzavřená komora s odpařovací plochou 02, kterou může být např. povrch kapiček kapaliny rozstříkané v komoře. Pracovní kompresor 44 teplotosného plynu je sací větví napojen na výstup z pracovní komory 01 a výtlačnou větví na protiproudý výměník 45 pro odvod tepla, vzniklého adiabatickou kompresí. Odtud je komprimovaný teplotosný plyn veden přes kondenzační výměníky 46 a 43 do odlučovače 47 hrubé mlhoviny.

Z odlučovače 47 hrubé mlhoviny je ochlazený a o páry kapaliny ochuzený komprimovaný plyn veden na vstup do expanzní turbíny 42. Expandovaný plyn, nyní jako chladicí médium, je veden přes teplosměnné potrubí 02' v kondenzačním výměníku 43 a přes protiproudý výměník 45 pro odvod tepla, vzniklého adiabatickou kompresí, zpět na vstup do pracovní komory 01. Oběhový ventilátor 2h ve vedlejší větví cirkulujícího teplotosného plynu, je sací větví napojen na výstup z pracovní komory 01 a výtlačnou větví přes teplosměnné potrubí 02' v kondenzačním výměníku 46, zpět na vstup do pracovní komory 01.

Kondenzát kapaliny z výměníků 46, 43 a odlučovače 47 hrubé mlhoviny, je plovákovými ventily automaticky vypouštěn do sběrné nádrže 48 a odtud přes protiproudý výměník 49 do zásobní nádrže 61 kondenzátu.

Na obr. 1 je čárkově naznačen případ, kdy se zařízení využije pro prostou destilaci kapaliny. Destilovaná kapalina z nádrže 6 je čerpadlem 5 dopravována přes protiproudý výměník 49 na odpařovací plochu 02 v pracovní komoře 01.

Okruh teplotosného plynu nemusí být v principu uzavřený (a v některých případech to ani technicky není uskutečnitelné), ale může docházet k částečné výměně teplotosného plynu v okruhu. Z toho důvodu je na obr. 1 nakreslen vývod expandovaného teplotosného plynu do pracovní komory zvlášť (přes komoru 8) od vývodu teplotosného plynu dopravovaného oběhovým ventilátorem 2h.

Obecně by mohly být obě přípojky pracovního kompresoru 44 i oběhového ventilátoru 2h společné. Ve výměnících 46 a 43 jsou teplosměnné plochy potrubí 02' a 02'' cirkulujícího teplotosného plynu zakresleny symboly, vyhrazenými v oblasti chladicí techniky pro výparníky.

Prostřednictvím teplotosného plynu je totiž chlad vzniklý odpařením kapaliny na odpařovací ploše 02, přenesen na teplosměnnou plochu potrubí 02' a 02''. Z hlediska tohoto zvláštního případu "vnitřního" tepelného čerpadla, kdy chladivem jsou páry pracovní kapaliny dopravované ve směsi s teplotosným plynem, jsou výměníky 46 a 43 současně kondenzátory a zprostředkované i výparníky.

Fyzikální pochody probíhající v hlavní větví teplotosného plynu jsou analogické jevům ve fázové stěně. Polytropická komprese v kompresoru 44 odpovídá adiabatické kompresi při sestupu vzdušiny na závětrné straně pohoří. Teplo vzniklé adiabatickou kompresí se okruhu teplotosného plynu předává prostřednictvím výměníku 45. Expanze teplotosného plynu v expanzní turbíně 42 odpovídá adiabatické expanzi vzdušiny při nuceném výstupu na návětrné straně hřebenu a kondenzační teplo kapaliny je ochlazenému teplotosnému plynem předáno na teplosměnnou plochu potrubí 02' a 02''.

né ploše 02" ve výměníku 43.

Technická práce potřebná pro pohon pracovního kompresoru 44 je analogická úbytku kinetické energie větru, při nuceném výstupu relativně těžší vzdušniny nad horský hřeben a při druhé fázi nuceného sestupu za horským hřebenem (ohřev vzduchu při suchoadiabatické kompresi za hřebenem je rychlejší a rovnovážné polohy je dosaženo na vyšší vrstevnici).

Zpětně získaná práce v expanzní turbíně 42 odpovídá energii uvolněné při spontánním sestupu vzdušniny za horským hřebenem (zvyšující kinetickou energii větru) z nejvyššího bodu převýšení po dosažení vrstevnice, odpovídající rovnovážnému stavu.

Pracovní komora 01 s odpařovací plochou 02 je analogická, jak zemskému povrchu za horským hřebenem (kde dochází k vysušování vody), tak hladině moře před horským hřebenem, (kde v přírodních podmínkách dochází k nasycení vzduchu vodní parou). Vzhledem k tomu, že kondenzace kapaliny probíhá na kovových teplosměnných plochách výměníků 43 a 46, je množství vodních kapek stržených proudícím vzduchem malé a jelikož jde o hrubou mlhovinu, stačí pro její odloučení jednoduše řešený odlučovač 47.

Vzhledem k tomu, že ochlazený komprimovaný teplonosný plyn vystupující z odlučovače 47 je nasycen parami pracovní kapaliny, dojde při jeho expanzi v expanzní turbíně 42 k dalšímu vyloučení mlhoviny kapaliny, která se na teplosměnné ploše potrubí 02" v kondenzačním výměníku 43 znovu odpaří (a zvýší tím účinek prostupu tepla, tudíž i účinnost výměníku 43).

Na rozdíl od přehledného obecného schématu na obr. 1, mohou být při praktických aplikacích zařízení podle vynálezu přetlakové kondenzační výměníky 46 a 43 konstrukčně řešeny jako trubkové lamelové výměníky, u kterých tlakový plyn proudí vnitřkem trubek a beztlakový plyn mezi lamelami (což je z hlediska funkce výměníků ekvivalentní řešení).

Takové řešení je znázorněno u jedné z možných aplikací, zjednodušené varianty jednookruhové kompresorové odpařovací a kondenzační soupravy podle obr. 2.

Na obr. 2 je schematicky svislý řez skříňovou sušárnou pro domácnost, kde odpařovací komora 01 se zbylými prvky soupravy tvoří integrovaný celek. Na schématu jsou vyznačeny i vstupní dveře 1a do sušicí komory 01 a závěsy 02a na prádlo. V prostoru směšovací komory 8, je naznačeno umístění přídatného zařízení 8a, kterým může být např. elektrický jiskrový ozonizátor (zajišťuje oxidační bělení prádla během sušení), případně dávkovač aromatizujícího, nebo desinfekčního činidla.

Kondenzační výměník 46 i protiproudový výměník 45, jsou řešeny jako trubkové lamelové výměníky, u kterých tlakový vzduch proudí vnitřkem trubek a beztlakový chladicí vzduch vnějším směrem mezi lamelami. Při tomto řešení odpadají technické i bezpečnostní problémy s přetlakovými výměníky (trubkové výměníky nejsou z hlediska platných předpisů považovány za tlakové nádoby).

Vzhledem k malým rozměrům nebude tlakovou nádobou ani odlučovač 47 kondenzátu. Umístění pracovního kompresoru 44 zajišťuje i jeho účinné odhlučnění a chlazení (vlastní těleso kompresoru 44 je chlazeno expandovaným vzduchem ze své větve, elektromotor 44a cirkulujícím vzduchem vedlejší větve s ventilátorem 2b).

Skříňová sušárna sestavená podle obr. 2 bude nejekonomičtější pracovat v případech, kdy vysoušený předmět 02 bude obsahovat relativně velké množství kapaliny a v pracovní komoře 01, se v důsledku vysoké rychlosti proudícího vzduchu ve vedlejší větvi s ventilátorem 2b ustaví rovnovážná koncentrace páry blízká stavu nasycení. Za těchto podmínek, při možném nastavení kompresního poměru pracovního kompresoru na hodnotu 1,5 až 2 bude i tepelná účinnost tohoto případu "vnitřního" tepelného čerpadla relativně vysoká. Stupeň možného vysušení je předurčen kompresním poměrem.

Při poklesu vlhkosti recirkulujícího vzduchu v komoře Q1 na hodnotu, která při teplotě a tlaku vzduchu vystupujícího z výměníku 46 odpovídá stavu nasycení, je sušicí proces ukončen a veškerá práce vnášená do soustavy elektromotorem 44a přispívá dále pouze k růstu teploty vnitřních částí izolované soustavy.

V prakticky využitelných případech k tomuto stavu nebude docházet, i když v jednotlivých případech bude nutno volit vyšší kompresní poměr u pracovního kompresoru 44 a tím snižovat tepelnou účinnost zařízení.

Pro hodnocení celkového účinku však není rozhodující pouze kritérium tepelné účinnosti (z hlediska zařízení nahlíženého pouze jako tepelné čerpadlo), nýbrž souhrn všech ekonomicky vyhodnotitelných přínosů souvisejících s provozem zařízení.

Např. sušárna prádla (fotografických filmů, léčivých rostlin apod), sestavená dle schematu na obr. 2 bude za všech okolností pracovat hospodárněji, než všechny typy stávajících sušáren s elektrickým ohřevem, navíc bude skýtat jinak nedosažitelné výhody (např. vysoký stupeň čistoty, šetrné sušení při relativně nízké teplotě) a náklady na provoz bude snižovat, nebo dokonce zcela kompenzovat produkce kondenzátu vysušované kapaliny.

Z bližšího rozboru funkce jednookruhové kompresorové odpařovací a kondenzační soupravy vyplývá, že u zařízení menších výkonů (zpravidla pod 50 kW), bude v některých případech výhodnější vypustit z hlavní větve teplonosného plynu expanzní turbínu 42 a kondenzační výměník 43 a nahradit je škrticím ventilem 47a zařazeným účelně mezi výstup z odlučovače 47 mlhoviny a protiproudý výměník 42 (účinnější prostup tepla ve výměníku 42 v důsledku vyšší rychlosti proudění expandovaného plynu a odstranění problému přetlakového výměníku).

Vzhledem k reálné mechanické účinnosti (turbo)kompresorů a expanzních turbin, je totiž možno počítat maximálně s podílem 50 až 60 % zpětně získané energie pro náhon pracovního kompresoru 44 a to pouze v těch případech, kdy parciální tlak par odpařené kapaliny, bude ve srovnání s parciálním tlakem teplonosného plynu v odpařovací komoře zanedbatelně nízký.

Úměrně se vzrůstajícím parciálním tlakem par odpařované kapaliny, dopravované ve směsi s teplonosným plynem, bude podíl zpětně získané práce v expanzní turbíně 42 klesat.

Naopak, k tomu, aby množství tepla uvolněného kondenzací kapaliny ve výměnících 46 a 43 bylo v relaci s množstvím nerecuperované technické práce pro pohon kompresorů 44, je nutno pracovat za podmínek vyšší teploty v pracovní komoře Q1 (vyššího parciálního tlaku par odpařované kapaliny). U vodných roztoků to budou teploty zpravidla nad 50 °C.

Pro obecné stanovení optimálních podmínek chodu jednookruhové odpařovací a kondenzační soupravy (podle schematu obr. 1) je možno zjednodušeně formulovat základní rovnici pro rozdíl ekonomických přínosů a nákladů jako funkci kompresního poměru ϵ , u pracovního kompresoru 44:

$$\Delta F(\epsilon) = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot (1 - 1/\epsilon) - k_4 \cdot [\epsilon^{(n-1)/n} - 1] - k_5 \cdot \epsilon^y$$

kde ΔF je rozdíl mezi ekonomickým přínosem a náklady za jednotku času provozu zařízení. První kladný člen rovnice vyjadřuje ekonomický přínos související s kondenzací kapaliny, kde v koeficientu k_1 je zahrnuto kondenzační teplo kapaliny (tudíž i hodnota získaného tepla), v koeficientu k_2 cena zpětně získané kapaliny a v koeficientu k_3 jiné technické, nebo ekologické přínosy související s odpařováním a kondenzací par jímáné kapaliny.

Druhý člen rovnice je úměrný nákladům na technickou práci kompresoru 44, kde v koeficientu k_4 je zahrnut i podíl zpětně získané mechanické práce v expanzní turbíně 42 (pokud tato není vypuštěna) a n je koeficient polytropie.

Třetí člen rovnice vyjadřuje náklady na kondenzační výměníky a izolaci celého zařízení v závislosti na kompresním poměru, kde koeficienty k_5 a y souvisejí s amortizací a údržbou zařízení.

Z tvaru základní zjednodušené rovnice pro stanovení optimálního kompresního poměru je patrné, že optimální kompresní poměr se bude pohybovat v rozmezí hodnot 1,1 až 3, neboť výraz $(1 - 1/\epsilon)$ konverguje k jedné, naopak oba dva další členy rovnice rostou se stoupajícím kompresním poměrem nade všechny meze. Především v případech, kdy bude v pracovní komoře Q1 odpařován vodný roztok, bude optimální kompresní poměr zpravidla nižší než 1,5.

Vzhledem k reální účinnosti (turbo)kompresorů i expanzních turbin bude množství zmařené mechanické práce vždy větší, než množství tepla vyneseného ze systému kondenzátů a v řadě případů i větší, než množství tepla odvedeného do okolního prostředí v důsledku neideální tepelné izolace jednotlivých prvků soupravy. Z tohoto důvodu bude většinou účelné aplikovat jednookruhovou odpařovací a kondenzační soupravu pro kombinované využití a vlastní získávání kondenzátu může být potom vedlejším efektem.

Takovým případem může být využití jednookruhové odpařovací a kondenzační soupravy pro speciální klimatizaci skladových hal, např. s ocelovými plechy, které je nutno chránit proti korozi. (Při kolísání venkovní teploty a vlhkosti vzduchu během dne i během ročních období dochází při náhlém vzestupu venkovní teploty i v zatopených, ale nevytápěných halách ke kondenzaci vody na relativně chladnějším plechu a k jeho poškozování korozí).

Při této aplikaci bude směšovací komorou 8 skladová hala (která bude neustále promývána relativně teplejším a suchým vzduchem) a pracovní komorou může být např. komora na předsušování mokřých surovin, pracující při teplotě okolí. V případě skladové haly bez izolace proti zemní vlhkosti funkce komor Q1 a 8 splýne a celé zařízení bude m. j. i zvláštním případem tepelného čerpadla "země - vzduch" (voda teploty +4 až +10 °C difunduje do haly podlahou), přičemž náklady na tento speciální druh klimatizace, udržující trvalý teplotní i vlhkostní gradient oproti venkovnímu prostředí, bude snižovat průběžná produkce technické destilované vody.

Jiným příkladem aplikace jednookruhové odpařovací a kondenzační soupravy může být zařízení na likvidaci kalových vod z neutralizačních stanic chemických předúprav v těch závodech, které mají nedostatek vody, pro potřebné ředění neutralizovaných vod, před jejich vypouštěním do veřejných toků. V tomto případě bude odpařovací komorou Q1 kontinuální sušárna, ve které budou kaly z neutralizační nádrže vynášeny dopravníkem na vhodném nosiči proti proudu směsi sušicího vzduchu z obou větví soupravy.

Zařízení bude tudíž produkovat pevné odpady a technickou destilovanou vodu. Obdobně je možno použít zařízení na uvedeném principu pro regeneraci odpadních (splaškových a fekálních vod) ve speciálních případech, jako jsou geologické a výzkumné stanice v suchých oblastech, dále pro klimatizaci kosmických stanic a jako součást regeneračních zařízení vodního hospodářství těchto stanic.

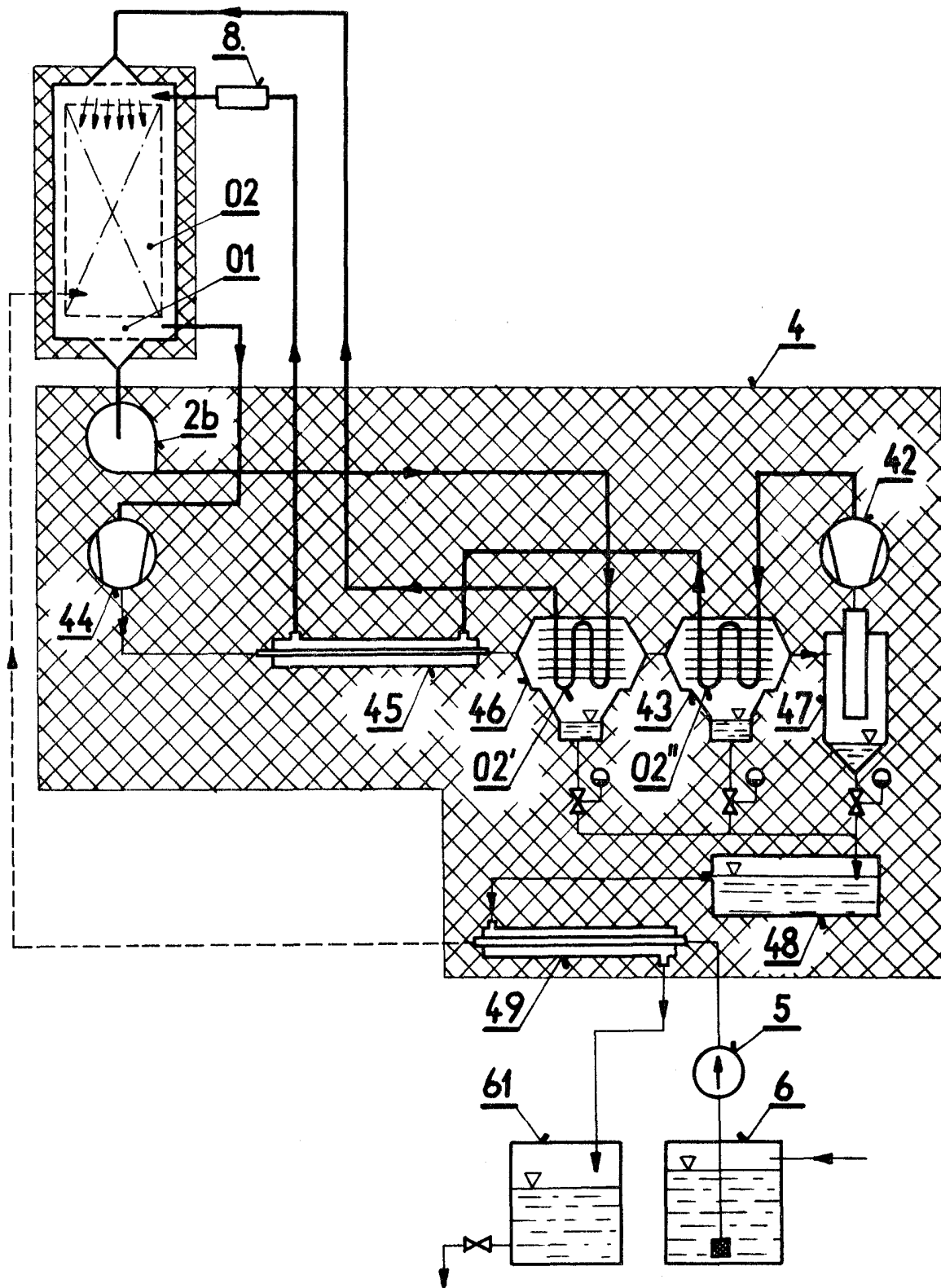
Dále přichází obecně v úvahu aplikace jednookruhové kompresorové soupravy u speciálních sušáren v chemickém, farmaceutickém a potravinářském průmyslu, v těch případech, kdy je žádoucí, nebo nutné, aby teplonosným médiem byl inertní, nebo jiný speciální plyn.

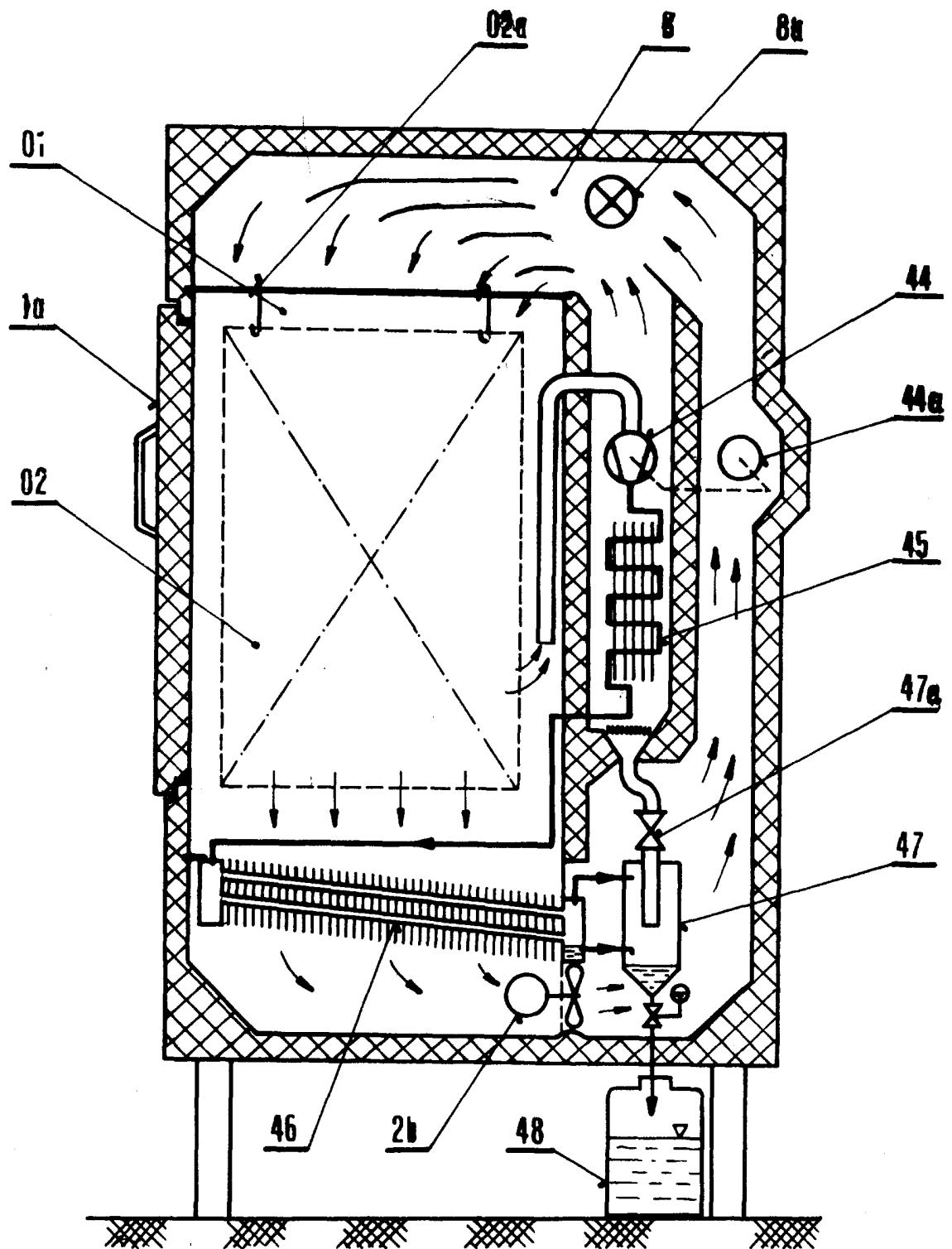
PŘEDMĚT VYNÁLEZU

Jednookruhová kompresorová odpařovací a kondenzační souprava sestávající z pracovní komory pro odpařování pracovní kapaliny recirkulujícím teplonosným plynem a vlastní kondenzační jednotky, vyznačená tím, že pracovní kompresor (44) teplonosného plynu, spřažený s expanz-

ní turbinou (42), je sací větví napojen na výstup z pracovní komory (01), výtlačnou větví přes protiproudý výměník (45), kondenzační výměníky (46,43), odlučovač (47) hrubé mlhoviny, expanzní turbinu (42), chladicí potrubí (02'') v kondenzačním výměníku (43) a protiproudý výměník (45) zpět na vstup do pracovní komory (01) a obšhový ventilátor (2b) vedlejší větve teplotonosného plynu je sací větví napojen na výstup z pracovní komory (01) a výtlačnou větví přes chladicí potrubí (02') v kondenzačním výměníku (46) zpět na vstup do pracovní komory (01), přičemž pracovní komora (01) i všechny prvky vlastní kondenzační jednotky (4) jsou od vnějšího okolí i od sebe navzájem tepelně izolovány.

2 výkresy





Obr. 2