

Dimenzioniranje in izvedba sodobne dvostopenjske hladilne naprave

Dimensioning and Construction of the Contemporary Two-Stage Cooling Device

Marjan Dimnik - Alojz Poredoš

V prispevku je predstavljena metodologija dimenzioniranja in izvedbe dvostopenjske hladilne naprave, ki lahko deluje tudi kot enostopenjska. Poudarjene so posebnosti preračuna sestavnih elementov v primerjavi z običajno enostopenjsko izvedbo. Opisan je postopek izdelave, zagona in meritev na napravi, ki uspešno deluje v eni ali dveh stopnjah. Na koncu je z rezultati meritev dokazana pravilna odločitev za dvostopenjsko izvedbo v primeru večjih razlik tlakov uparjanja in kondenzacije.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: procesi hladilni, moč hladilna, moč grelna, naprave hladilne)

In the paper the methodology for the dimensioning and construction of two-stage cooling device, which could operate as a single-stage also, is presented. Emphasis is laid on the calculation of the component parts in comparison with standard single-stage device. Furthermore a construction process, testing and measurements on experimental device, which successfully operates with single- or two stages, are described. At the end it is proofed that in case of higher differences between evaporation and condensation pressure it is reasonable to decide on two-stage cooling device.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: cooling process, cooling capacity, heating capacity, cooling devices)

0UVOD

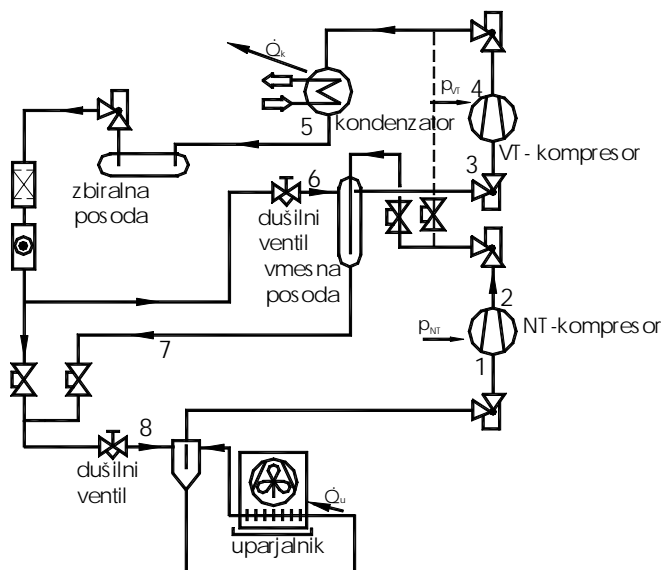
Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani v Laboratoriju za hladilno tehniko smo izdelali hladilno napravo, ki je namenjena za demonstracijo delovanja v enostopenjski in dvostopenjski izvedbi.

Z zvečanim razmerjem tlakov kondenzacije in uparjanja pri parnih hladilnih napravah se močno zmanjšuje dobavno število in s tem izkoristek kompresorja. Vsi koeficienti dobavnega števila $\lambda = \Pi \lambda_i$ se namreč pri obrabljenih kompresorjih bolj ali manj zmanjšujejo, poleg tega pa je pri kompresiji v eni stopnji pri velikih tlačnih razmerjih temperatura hladiva na izstopu iz kompresorja visoka in lahko presega mejo kemične stabilnosti, tako hladiva kakor olja za mazanje kompresorja. Zato se pri razmerju tlakov $p_k/p_u > 5$ do 9 odločamo za dvostopenjske in pri višjih tlačnih razmerjih za več stopenjske hladilne naprave. Nižja mejna vrednost velja za amoniak, višja vrednost

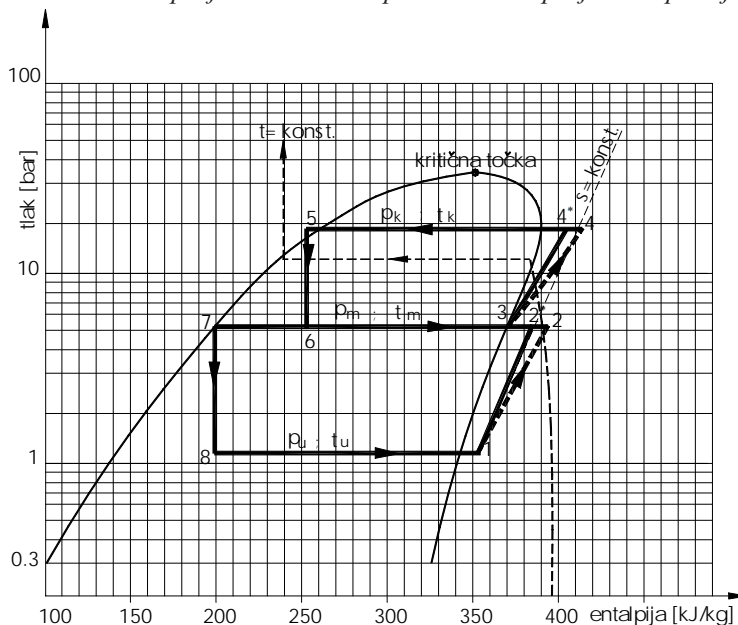
pa za preostala hladiva. Za ekstremno visoke razlike tlakov lahko uporabimo tudi kaskadne izvedbe hladilnikov.

1 DVOSTOPENJSKA HLADILNA NAPRAVA Z VMESNO POSODO

Nizkotlačni (NT) kompresor (sl.1) sesa uparjeno hladivo stanja 1 (sl.2) iz uparjalnika in ga komprimira na tlak p_m v vmesni posodi (stanje 2), kjer se ohladi blizu rosilne krivulje (stanje 3). Visokotlačni VT kompresor stiska paro hladiva na tlak kondenzacije p_k . V kondenzator vstopa pregreta para hladiva stanja 4 in se ohlaja do temperature nasičenja ter kondenzira do stanja 5. Kondenzat teče skozi zbiralno posodo, sušilno patrono, pokazna stekla in prvi dušilni ventil v vmesno posodo (stanje 6). Od tukaj odteka kapljevina stanja 7 skozi drugi dušilni ventil v uparjalnik (stanje 8), od tukaj pa pregreto paro ponovno sesa NT kompresor.



Sl. 1. Dvostopenjska hladilna naprava z dvostopenjsko ekspanzijo



Sl. 2. Krožni proces v dvostopenjski hladilni napravi z dvostopenjsko ekspanzijo v diagramu log p-h

2 PRERAČUN, IZBIRA IN DIMENZIONIRANJE ELEMENTOV

Opisano hladilno napravo smo dimenzionirali za naslednje podatke:

hladilna moč $\dot{Q}_u = 2,5 \text{ kW}$,

temperatura uparjanja $t_u = -40 \text{ °C}$,

tlak uparjanja $p_u = 1,37 \text{ bar}$,

temperatura kondenzacije $t_k = 40 \text{ °C}$,

tlak kondenzacije $p_k = 18,3 \text{ bar}$.

Za preračun hladilne naprave moramo najprej določiti proces v diagramu log p-h. Zato potrebujemo srednji tlak, ki ga izračunamo po enačbi:

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_u} \quad (1)$$

in pomeni geometrično srednjo vrednost obeh tlakov. V praksi se je izkazal tako določen srednji tlak bolj ustrezen kakor pa aritmetična srednja vrednost.

Tlak uparjanja p_u in tlak kondenzacije p_k ter izračunani srednji tlak p_m vrišemo v diagram log p-h za hladivo R404A in iz njega preberemo entalpije v točkah, ki so v nadaljevanju namenjene za termodinamični preračun.

2.1 Preračun uparjalnika

Uparjalnik v našem primeru odvzema toploto zmesi vode in etilenglikola v posodi s prostornino $0,14 \text{ m}^3$. Narejen je iz gladkih bakrenih cevi z zunanjim premerom 16 mm . Za potek uparjanja hladiva v uparjalniku in s tem povezano ohlajanje okolice smo izbrali

Preglednica 1. Vrednosti entalpij (kJ/kg) v posameznih točkah

h_1	h_2^*	h_3	h_4^*	$h_5=h_6$	$h_7=h_8$
352	378	371	395	255	192

temperaturno razliko 10 K med hladivom in hlajeno kapljevino.

Na temelju znane moči uparjalnika izračunamo površino oziroma dolžino cevi uparjalnika po enačbi:

$$\dot{Q}_u = Ak\Delta t \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}_u}{k\Delta t} \Rightarrow l = \frac{A}{d \cdot \pi} \quad (2).$$

Rezultat izračuna je dolžina cevi $l=13\text{m}$.

Vrednost za toplotno prehodnost k smo povzeli po [2] in znaša $348\text{ W/m}^2\text{K}$.

2.2 Izbira NT kompresorja

Na podlagi izkoristka:

$$\eta_i = \frac{h_2^* - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3),$$

ki znaša za tovrstne kompresorje okrog 0,8, izračunamo entalpijo pare hladiva na izstopu iz kompresorja:

$$h_2 = \frac{h_2^* - h_1}{\eta_i} + h_1 \quad (4)$$

in nadalje masni tok nizkotlačnega kompresorja:

$$\dot{m}_{NT} = \frac{P_{NT}}{(h_2 - h_1)} \quad (5)$$

ter moč nizkotlačnega kompresorja:

$$P_{NT} = \dot{m}_{NT} (h_2 - h_1) \quad (6).$$

Iz kataloga Danfoss izberemo kompresor SC15DLX

2.3 Izbira visokotlačnega kompresorja

Podobno kakor za nizkotlačni kompresor tudi v tem primeru vzamemo enako vrednost izkoristka ter analogno enačbi (4) izračunamo entalpijo h_4 .

Masni tok hladiva v VT kompresorju izhaja iz masne bilance vmesni posodi.

Torej lahko zapišemo bilančne enačbe:

$$\dot{m}_{NT}h_2 + \dot{m}_{VT}h_6 = \dot{m}_{VT}h_3 + \dot{m}_{NT}h_7 \quad (7),$$

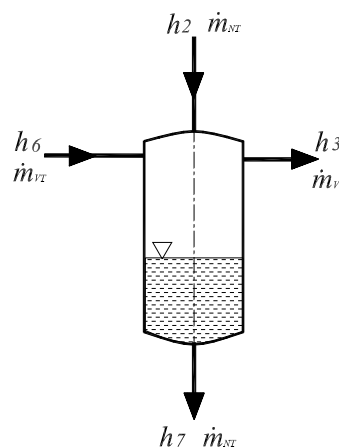
$$\dot{m}_{NT} (h_2 - h_7) = \dot{m}_{VT} (h_3 - h_6) \quad (8),$$

$$\dot{m}_{VT} = \dot{m}_{NT} \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad (9).$$

Moč VT kompresorja je:

$$P_{VT} = \dot{m}_{VT} \cdot (h_4 - h_3) \quad (10).$$

in znaša 730 W.



Sl. 3. Bilančna shema vmesne posode

Iz kataloga Danfoss izberemo kompresor SC18CLX 220-240/50

2.4 Preračun kondenzatorja

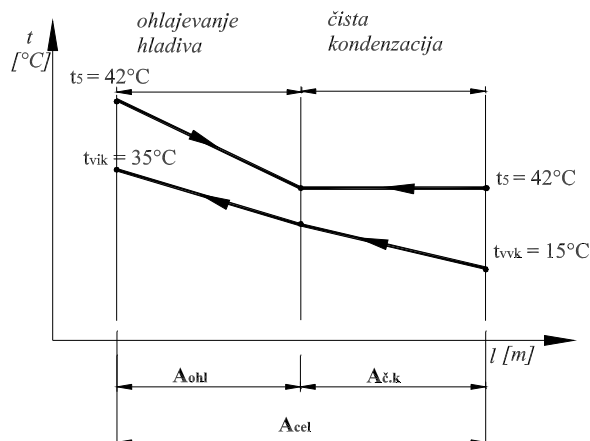
Skozi kondenzator teče masni tok \dot{m}_{VT} , zato je toplotna moč kondenzatorja določena z enačbo:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{VT} \cdot (h_4 - h_5) \quad (11).$$

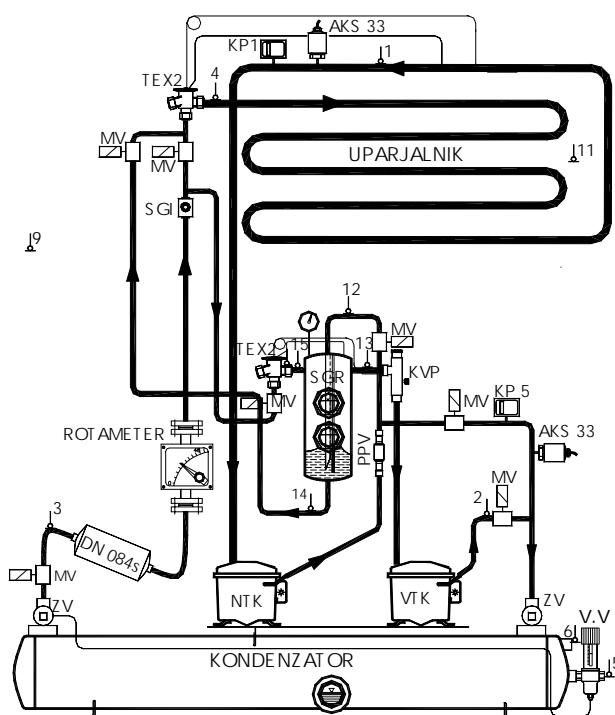
Na podlagi \dot{Q}_k , računane po tej enačbi znaša 3,76 kW, določimo potrebno površino vodnega kondenzatorja. V kondenzatorju se hladivo najprej ohladi do temperature nasičenja in nato kondenzira. Pri ohlajanju pare hladiva je toplotna prestopnost v cevi relativno majhna ($150\text{ W/m}^2\text{K}$), zato potrebujemo za ta proces razmeroma veliko površino. Na podlagi poznanih enačb iz prenosa toplote [3] smo izračunali površino $A_{\text{ohl.}} = 0,162\text{ m}^2$. Podobno smo izračunali površino kondenzatorja, potrebno za čisto kondenzacijo hladiva, ki znaša $A_{\text{ck}} = 0,284\text{ m}^2$. Tako znaša celotna potrebna površina kondenzatorja $A_{\text{cel.}} = 0,446\text{ m}^2$. Po podatkih proizvajalca tovrstnih kondenzatorjev LTH smo izbrali tip kondenzatorja VZ - 0,75.

3 IZDELAVA IN ZAGON NAPRAVE

Pri izdelavi naprave smo posebno pozornost posvetili čistosti vseh sestavnih elementov. Glavne, v prejšnjih poglavjih opisane elemente smo povezali z bakrenimi cevmi. Premer cevi smo določili na podlagi najmanjših hitrosti, ki so potrebne za pretok olja skozi elemente hladilnega sistema. V nasprotju z grelnimi sistemi, pri katerih cevi ponavadi predimenzioniramo zato, da se izognemo velikim tlačnim izgubam, v tem



Sl. 4. Potek temperatur v kondenzatorju



Sl.5. Izvedena eno- in dvostopenjska hladilna naprava z zaznavali

primeru lahko prevelik premer cevi povzroči zaostajanje in nabiranje olja v delu sistema in zato nastajajo poškodbe kompresorja. Poleg tega smo vgradili še elemente krmiljenja in varovanja ter elemente za preklop med enostopenjskim in dvostopenjskim načinom delovanja.

Po sestavi naprave (sl.5) smo opravili preskus tesnosti pri tlaku 18 bar. Napravo smo nato napolnili s hladivom R404A. Posebnih zagonskih težav ni bilo, tudi preklop iz enostopenjskega delovanja v dvostopenjski režim je uspel brez zapletov.

3.1 Zagon

Pri načrtovanju naprave smo se odločili, da vgradimo elektromagnetne ventile, s katerimi smo

lahko vzpostavili ustrezne cevne povezave in na ta način dosegli želena obratovanja. V fazi testiranja naprave se je izkazala potreba po dodatni vgraditvi protipovratnih ventilov (elektromagnetni ventili tesnijo samo enosmerno). Pred polnjenjem naprave s hladivom R404A smo napravo temeljito testirali na tesnost (vakuum).

4 MERITVE NA IZVEDENI NAPRAVI

Z meritvami želimo potrditi, v kolikšni meri smo napravo pravilno načrtovali in izdelali. Posebno skrb smo posvetili nameščanju in umerjanju zaznaval. Merilna zaznavala smo namestili v karakterističnih točkah hladilnega procesa. Merili smo: temperature, tlake, masni pretok hladiva in porabljeno električno moč na sponkah motorjev visoko- in nizko-tlačnega

Preglednica 2: Rezultati meritev dvostopenjske naprave

h_1 kJ/kg	h_2^* kJ/kg	h_4 kJ/kg	h_8 kJ/kg	\dot{m}_{NT} kg/h	T_{fvu} °C	$T_{f\underline{u}}$ °C	P_{NT} W	P_{VT} W
371	434	248	187	39,83	-34	-9.4	370	730

Preglednica 3: Rezultati meritev enostopenjskega delovanja

h_1 kJ/kg	h_2^* kJ/kg	h_2 kJ/kg	h_4 kJ/kg	P_{dej} W
371	434	448,77	248	370

kompressorja, ki je namenjen za določitev hladilnega števila.

4.1 Rezultati meritev dvostopenjskega delovanja

Izmerili smo parametre hladiva (p , T) v vseh značilnih točkah hladilnega sistema v primeru eno- in dvostopenjskega delovanja. Na podlagi teh smo iz diagrama log p - h za hladivo R 404A razbrali vrednosti entalpij (preglednica 2).

S podatki iz preglednice 2 lahko izračunamo hladilno število ε_{dej} dvostopenjske hladilne naprave. Dejansko hladilno število hladilnega sistema je razmerje med dejansko hladilno močjo za pogon kompresorjev (priključna moč na sponkah kompresorja).

$$\varepsilon_{2,dej} = \frac{\dot{Q}_u}{P_{NT} + P_{VT}} \quad (12)$$

in znaša 1,85.

Na temelju podatkov iz preglednice 3 izračunamo hladilno število enostopenjske hladilne naprave.

$$\varepsilon_{1,dej} = \frac{\dot{Q}_u}{P_{dej}} \quad (13)$$

in znaša 1,58.

5 SKLEP

V zadnjem času lahko na podlagi pregleda literature ugotovimo, da se večstopenjske hladilne naprave vse bolj uporabljajo. Po natančni proučitvi hladiv smo se odločili za freon R404A. Preračun in dimenzioniranje dvostopenjske hladilne naprave poteka podobno kakor običajne enostopenjske z nekaterimi posebnostmi. Te smo v tem prispevku posebej poudarili, kar velja predvsem za vmesno posodo in oba kompresorja. Izdelava nestandardnih elementov ter montaža celotne naprave je v celoti potekala v Laboratoriju za hladilno tehniko na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Po manjših začetnih težavah hladilna naprava sedaj uspešno deluje in dosega zelene parametre. V dokaz uspešnega delovanja smo opravili tudi meritve na napravi v vlogi

enostopenjskega in dvostopenjskega hladilnika. Po analizi meritev smo ugotovili, da je hladilno število v primeru dvostopenjske kompresije za 15 % večje kakor v primeru enostopenjske. Torej lahko povzamemo, da je primerno graditi dvostopenjske naprave v primeru, ko je razmerje kondenzacijskega in uparjalnega tlaka večje od 9 (v našem primeru 12,3). Preklop iz eno- v dvostopenjsko funkcijo je izveden z magnetnimi ventili. Izdelana hladilna naprava bo zanesljivo prispevala h kakovostnejšemu študiju strojništva v smeri Hladilna in ogrevalna tehnika.

Zahvala

Večino elementov smo dobili kot darilo sponzorja Danfoss tovarne kompresorjev iz Črnomlja, za kar se jim najlepše zahvaljujemo.

6 UPORABLJENI SIMBOLI

A	površina v m ²
d	premer cevi v m
d_z	zunanj premer cevi v m
h	specifična entalpija v kJ/kg
k	toplotna prehodnost v W/m ² K
l	dolžina cevi v m
\dot{m}	masni tok v kg/s
P	moč v W
p	srednji tlak v Pa
t	temperatura v °C
T	temperatura v K
\dot{V}	prostorninski tok v m ³ /s
v	hitrost v m/s
\dot{Q}	hladilna moč v W
λ	dobavno število
ε	hladilno število
η_i	izkoristek

Indeksi

č	čista
d	dušenje
dej	dejanski
f	freon
f <u>u</u>	freon, izstop iz uparjalnika
f <u>v</u>	freon, vstop v uparjalnik

k	kondenzacija	skupni	skupni
k, č	kondenzacija, čista	šp.	škodljivi prostor
k, oh	kondenzacija, ohlajevalna	t	termometrični
m	merjeno	u	uparjanje
n	notranji, netesnost	u, dej	uparjalna, dejanska
NT	nizkotlačni kompresor	vik	voda, izstop iz kondenzatorja
oh	ohlajevalna	v, sr	voda, srednja
ok	okolica	v	voda, vstop
R	hladivo	VT	visokotlačni kompresor
sr	srednja	vvk	voda, vstop v kondenzator
sr, č	srednja, čista	z	zunanj

7 LITERATURA

- [1] Breidert, H.-J. (1995) Projektierung von Kälteanlagen, *C.F Müller Verlag*, Heidelberg.
- [2] Breidenbach, K. (1990) Der Kälteanlagenbauer, Band 1. *C.F Müller Verlag*, Karlsruhe.
- [3] Breidenbach, K. (1990) Der Kälteanlagenbauer, Band 2. *C.F Müller Verlag*, Karlsruhe.
- [4] Breidert, H.-J. (1996) Formeln, Tabellen und Diagramme für die Kälteanlagenbauer, *C.F Müller Verlag*, Heidelberg.
- [5] Kraut, B. (1981) Strojniški priročnik, 6. izdaja. *Strojniški vestnik*, Ljubljana.
- [6] VDI Wärmeatlas (1993) 7. Erweiterte Auflage. *VDI Verlag*, Düsseldorf.
- [7] Poredoš, A. (1998) Zapiski predavanj in vaj.
- [8] Vujić, S. (1988) Rashladni uređaji. *Mašinski Fakultet*, Beograd.
- [9] Veith, H. (1995) Grundkurs der Kältetechnik, 7. überarbeitete, aktualisierte Auflage. *C.F. Müller*, Heidelberg.
- [10] Danfoss (1996) Katalog RK. 00. H5. 03, 9/96.
- [11] Heinrichs, *Messgeräte GmbH*, Katalog Nr. 2.310, Köln.
- [12] Zbornik predavanj (1984) Osnove vakuumske tehnike, Ljubljana, druga izdaja.

Naslov avtorjev: Marjan Dimnik
 prof.dr. Alojz Poredoš
 Fakulteta za strojništvo
 Univerze v Ljubljani
 Aškerčeva 6
 1000 Ljubljana

Prejeto: 21.7.2000

Sprejeto: 20.12.2000