

Ing. Alexander Čaja, PhD.

doc. Ing. Andrej Kapjor, PhD.

Ing. Ján Tuhovčák, Ph.D.

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Chladiace obehы a tepelné čerpadlá

Žilina 2020



INTERREG V-A
SLOVENSKÁ REPUBLIKA
ČESKÁ REPUBLIKA

Publikácia bola vydaná s podporou
Európskeho spoločenstva
prostredníctvom programu cezhraničnej
spolupráce

INTERREG V-A
SR-ČR 2014-2020

Publikácia je súčasťou projektu

„INTERREG V-A SK-CZ/2016/01
304011D102 - Výmena odborných
poznatkov a skúsenosti z oblasti
energetických systémov“



EURÓPSKA ÚNIA
EURÓPSKY FOND
REGIONÁLNEHO ROZVOJA

SPOLOČNE BEZ HRANÍC

Projekt je spolufinancovaný Európskou
úniou a Európskym fondom
regionálneho rozvoja (EFRR)

Spoločne bez hraníc

Autori:

Ing. Alexander Čaja, PhD.

doc. Ing. Andrej Kapjor, PhD.

Ing. Ján Tuhovčák, Ph.D.

Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

ISBN 978-80-8143-262-0

Predhovor

Skriptá, ktoré práve otvárate, vznikli ako výsledok spolupráce medzi Vysokým učeníom technickým v Brne a Žilinskou univerzitou v Žiline, ktoré sa spoločne podieľali na projekte Výmena odborných poznatkov a skúseností z oblastí energetických systémov – VOPES – v operačnom programe Interreg. Jedným z cieľov projektu bolo harmonizovať výučbu v oblasti energetiky a prispieť tak k prekonávaniu istých bariér (rôzny vývoj odborov v minulosti, rôzna podpora rozvoja odborov výučby atď.), ktoré stále pretrvávajú na oboch stranách hraníc (ČR – SR). Aby bol text dobre prístupný študentom/-kám z oboch štátov sú skriptá vydané v slovenskom a českom jazyku, pričom kolektív autorov zostáva rovnaký. Týmto postupom je naplnená hlavná idea projektu VOPES, aby boli dostupné rovnaké/harmonizované výukové podklady pre obe strany projektu, ale vždy v príslušnom národnom jazyku.

Skriptá obsahujú rozdelenie a popis rôznych druhov chladiacich systémov, ich jednotlivé časti a výpočet základných parametrov chladiacich okruhov. Ďalej sú popísané rôzne druhy kompresorov, ich konštrukcie, princíp činnosti, výhody a nevýhody a samozrejme chladivá využívané v minulosti a prítomnosti. Na rovnakom princípe ako chladiace okruhy pracujú aj tepelné čerpadlá, kde ale prvoradou úlohou je dodávanie tepla pre účely najmä vykurovania a ohrevu vody.

Všetky tieto znalosti sú z pohľadu autorov dôležitými znalosťami a schopnosťami, ktoré by mali študenti/-ky a budúci inžinieri/-ky pre svoje štúdium poznať, aby boli schopní v praxi vyvíjať, navrhovať a udržiavať chladiace alebo vykurovacie zariadenia s cieľom vytvoriť optimálne vnútorné prostredie vhodné pre tvorivú prácu, relaxáciu a regeneráciu ľudí, ktorí sa v ňom zdržiavajú.

Obsah

1.	ÚVOD	9
2.	SPÔSOBY CHLADENIA – HISTÓRIA.....	11
3.	CHLADENIE PRIAME A NEPRIAME	13
3.1	Využitie chladiacich zariadení	13
3.2	Chladivá a soľanky	13
3.3	Priame a nepriame strojové chladenie	14
4.	CHLADIACE OBEHY	17
4.1	Parný 1-stupňový chladiaci obeh (kompresorový obeh)	19
4.2	Ideálny chladiaci obeh	21
4.3	Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu.....	23
4.3.1	Izobarické podchladzovanie	23
4.3.2	Vnútna výmena tepla.....	24
4.3.3	Viacstupňové zapojenie.	25
5.	VIACSTUPŇOVÁ KOMPRESIA	27
5.1	Chladiaci obeh.....	27
5.1.1	S výmenníkom tepla	27
5.1.2	Prechodná stredotlaková nádoba.....	28
5.1.3	Obeh s nepriechodnou stredotlakovou nádobou	29
5.1.4	2-stupňový obeh s odlučovačom pár.	29
5.1.5	Ďalšie zefektívnenie chladiaceho obehu.....	30
6.	SORPČNÉ CHLADIACE ZARIADENIA	32
6.1	Sorpčne chladenie	32
6.1.1	Princíp absorpčného chladiaceho zariadenia LiBr – H ₂ O	33
6.1.2	Popis zariadenia	34
6.1.3	Sorpčné chladiace zariadenie pracujúce s dvojicou NH ₃ - H ₂ O	38
6.1.4	Látková a tepelná bilancia	38
6.1.5	Porovnanie pracovných dvojíc LiBr- H ₂ O a NH ₃ –H ₂ O	44

6.2	Difúzne chladiace zariadenia	45
7.	PAROPRÚDOVÉ CHLADIACE ZARIADENIA	47
8.	PLYNOVÉ CHLADIACE ZARIADENIA	51
8.1	Zapojenie bez vnútornej výmeny tepla.....	52
8.2	Zapojenie s vnútornou výmenou tepla	53
9.	TERMOELEKTRICKÉ CHLADIACE ZARIADENIA	58
9.1	Konštrukcia článkov a materiály.....	59
9.2	Použitie termoelektrického chladenia.....	59
10.	KOMPRESORY	61
10.1	PIESTOVÉ KOMPRESORY	62
10.1.1	Koncepcia piestového kompresora.....	62
10.1.2	Konštrukcia piestových kompresorov	63
10.1.3	Jednostupňové kompresory.....	64
10.1.4	Chladivové piestové kompresory	65
10.2	ROTAČNÉ KOMPRESORY	66
10.2.1	Skrutkové kompresory.....	67
10.2.2	Krídlové (lamelové) kompresory	69
10.2.3	Zubové kompresory.....	70
10.2.4	Kompresory s valiacim piestom.....	71
10.2.5	Kvapalinokružný kompresor.....	72
10.2.6	Špirálové kompresory.....	73
11.	VÍROVÉ TRUBICE	75
11.1	Chladiaci účinok v trubici	76
11.1.1	Odhad poklesu teploty.....	76
11.2	Efekt ohrievania vo vírovej trubici	78
12.	VÝROBA ĽADU A JEHO VYUŽITIE	79
12.1	Binárny (tekutý) ľad.....	79
12.2	Výhody a nevýhody binárneho ľadu.....	80
12.3	Suchý ľad	81

12.3.1	Výroba suchého ľadu:	82
12.3.2	Použitie suchého ľadu	82
12.3.3	Výroba snehu	83
13.	CHLADIVÁ	86
13.1	História chladív.....	86
13.2	Druhy chladív a ich značenie	88
13.2.1	Halogénové uhľovodíky	90
13.2.2	Izoméry	91
13.2.3	Prírodné chladivá – čisté uhľovodíky.....	92
13.2.4	Prírodné chladivá – anorganické plyny	92
13.2.5	Zmesi	93
13.3	Vlastnosti chladív	94
13.3.1	Termodynamické vlastnosti chladív.....	94
13.3.2	Ekologické požiadavky na chladivá	95
13.4	Rozpad ozónovej vrstvy	95
13.5	Globálne otepľovanie a skleníkový efekt.....	96
13.6	Bezpečnostné požiadavky na chladivá.....	98
13.7	Zmesi chladív	99
13.7.1	Neazeotropné (zeotropné) zmesi.....	99
13.7.2	Azeotropne zmesi.....	100
13.8	Rozpustnosť chladív v oleji.....	101
13.9	Prehľad vybraných chladív a ich vlastnosti	102
13.9.1	R-134a	103
13.9.2	R-290	104
13.9.3	R-404A	104
13.9.4	R410A.....	105
13.9.5	R-507	106
13.9.6	R-600	106
13.9.7	R-717	107

<i>¹ – pri tlaku 1bar, ² – pri teplote -32°C</i>	108
13.9.8 R-744	108
13.9.9 R-1234yf.....	109
13.9.10 R-1234ze	110
14. TEPELNÉ ČERPADLÁ	114
14.1 Termodynamika tepelných čerpadiel	114
14.2 SCOP faktor	116
14.3 Druhy tepelných čerpadiel	120
14.3.1 Prírodné zdroje tepla - vzduch	121
14.3.2 Prírodné zdroje tepla - voda.....	123
14.3.3 Prírodné zdroje tepla – pôda	124
14.3.4 Druhotné zdroje tepla	128
14.4 Technológia tepelných čerpadiel	129
14.5 Regulácia TČ	129
14.6 Zapojenie tepelných čerpadiel a ich aplikácia.....	132
14.6.1 VRV a VRF systémy	133
14.6.2 Aplikácia tepelných čerpadiel.....	134
14.7 Iné druhy tepelných čerpadiel	134

Zoznam obrázkov

Obr. 1 Schéma kompresorového chladiaceho obehu s priamym chladením	14
Obr. 2 Schéma kompresorového chladiaceho obehu s podchladzovačom pre nepriame chladenie	15
Obr. 3 Základná schéma sorpčného chladenia	16
Obr. 4 Znázornenie vykonanej práce v Ts-diagrame	18
Obr. 5 Znázornenie ideálneho Lorenzovho obehu v T-s diagrame	18
Obr. 6 Clausius – Rankinov porovnávací obeh	19
Obr. 7 Schematické znázornenie chladiaceho obehu	19
Obr. 8 Jednostupňový parný obeh v log p-h diagrame	19
Obr. 9 Určenie teploty na konci kompresie	20
Obr. 10 Porovnanie príkonu kompresora pre chladenie do -20°C a do -40°C	21
Obr. 11 Priebeh teplôt vo výparníku	22
Obr. 12 Kompresia	22
Obr. 13 Priebeh teplôt v kondenzátore	23
Obr. 14 Izobarické podchladenie zaradením výmenníka tepla do chladiaceho okruhu	24
Obr. 15 Priebeh teploty v dochladzovači – dochladzovanie najčastejšie vodou	24
Obr. 16 Vnútna výmena tepla zaradením výmenníka tepla do chladiaceho okruhu	25
Obr. 17 Ušetrená práca pri použití viacstupňovej kompresie	25
Obr. 18 Viacstupňová kompresia s výmenníkom tepla	27
Obr. 19 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou prechodnej strednotlakovej nádoby	28
Obr. 20 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou neprechodnej strednotlakovej nádoby	29
Obr. 21 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou odlučovača pár	29
Obr. 22 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou chladiva NH ₃	30
Obr. 23 Sorpčné chladiace zariadenie LiBr-H ₂ O	34
Obr. 24 Schéma sorpčného chladiaceho zariadenia	36
Obr. 25 Schéma vypudzovača	40
Obr. 26 Kondenzátor	41

Obr. 27 Výparník.....	41
Obr. 28 Absorbér.....	42
Obr. 29Schéma sorpčného zariadenia s výmenníkom tepla	43
Obr. 30 Schéma zapojenia so solárnym ohrevom.....	44
Obr. 31 VT umiestnený medzi chudobným roztokom vychádzajúcim z vypudzovača a bohatým roztokom z absorbéru	44
Obr. 32 Schéma paroprúdového kompresora (ejektora).....	48
Obr. 33 princíp plynového chladiaceho obehu	52
Obr. 34 Schéma zapojenia plynového obehu bez vnútornej výmeny tepla	52
Obr. 35 Schéma zapojenia plynového obehu s vnútornou výmenou tepla.....	53
Obr. 36Rozdiel medzi ideálnym a reálnym chladiacim obehom	57
Obr. 37 Princíp činnosti termoelektrického článku	60
Obr. 38 Príklad konštrukcie piestového kompresora	64
Obr. 39 Upchávkový chladičový kompresor	65
Obr. 40 Polohermetický uzatvorený chladičový kompresor	65
Obr. 41 Hermetický uzatvorený chladičový kompresor.....	66
Obr. 42 Princíp činnosti skrutkového kompresora.....	67
Obr. 43 Rozdelenie skrutkových kompresorov podľa konštrukcie.....	67
Obr. 44 Princíp činnosti krídlového kompresora	69
Obr. 45 Rozdelenie konštrukcií krídlových kompresorov.....	69
Obr. 46 Princíp stláčania vzduchu Rootsovým kompresorom.....	71
Obr. 47 Princíp činnosti kompresora s valiacim piestom	72
Obr. 48 Princíp činnosti kvapalinokružného kompresora	72
Obr. 49 Princíp činnosti a rez špirálového kompresora.....	74
Obr. 50 Princíp činnosti vírovej trubice	75
Obr. 51 Štruktúra prúdov vo vnútri rúrky.....	76
Obr. 52 Fázový diagram vody.....	83
Obr. 53 Kryštalická mriežka vody	84
Obr. 54 Plánovaná eliminácia HFC chladív z obehu	88

Obr. 55 Rozdelenie chladív do najdôležitejších kategórií	89
Obr. 56 Pomerné mólové množstvo halogénových uhlíkov v atmosfére.....	95
Obr. 57 Fázová zmena zeotropnej zmesi chladiva v t-ξ diagrame	100
Obr. 58 Fázová zmena azeotropnej zmesi chladiva v t-ξ diagrame	101
Obr. 59 Miešateľnosť chladív s olejom v závislosti na pracovných podmienkach.....	102
Obr. 60 Subkritický a kritický obeh CO ₂	109
Obr. 61 Schéma tepelného čerpadla	115
Obr. 62 Poloha bodu bivalencie v závislosti na výkone tepelného čerpadla a teplote vonkajšieho vzduchu	117
Obr. 63 Výskyt teploty v hodinách pre rôzne klimatické oblasti (zdroj: ČSN EN 14825)	118
Obr. 64 Delenie tepelných čerpadiel podľa zdroja a akumulačného média	121
Obr. 65 Tepelné čerpadlo v prevedení vzduch/vzduch s multisplitovou jednotkou	122
Obr. 66 Tepelné čerpadlo – zdroj tepla: voda.....	123
Obr. 67 Tepelné čerpadlo – zdroj tepla: podzemná voda	124
Obr. 68 Teplota v zemi v rôznej hĺbke pre rôzne obdobie.	125
Obr. 69 Pribeh teploty v zemine počas roku pre rôzne hĺbky (teplotné podmienky pre región Šumava, ČR, T _M = 7, 75°C).....	126
Obr. 70 Tepelné čerpadlo využívajúce teplo z hlbinného vrtu	127
Obr. 71 Energetické pilóty použité ako zdroj tepla.....	127
Obr. 72 Tepelné čerpadlo využívajúce teplo z plošného kolektoru	128
Obr. 73 Oblasti použitia hybridného tepelného čerpadla	129
Obr. 74 Rôzne možnosti odberu vstrekaného chladiva v okruhu	131
Obr. 75 Troj-rúrkový VRF systém.....	133
Obr. 76 Absorpčné tepelné čerpadlo	135
Obr. 77 Rotačné tepelné čerpadlo	135

Zoznam tabuliek

Tab. 1 Časový vývoj chladív.....	87
Tab. 2 Klasifikácia chladív podľa bezpečnosti na základe normy ASHRAE Standard 34	98
Tab. 3 Základný vzťah oleja a chladiva.....	102
Tab. 4 Porovnanie vlastností chladív R-134a a R-12	103
Tab. 5 Fyzikálne vlastnosti R-404A	104
Tab. 6 Fyzikálne vlastnosti chladiva R-410A.....	105
Tab. 7 Fyzikálne vlastnosti R507	106
Tab. 8 Vlastnosti vybraných chladív	107
Tab. 9 Fyzikálne vlastnosti R717	107
Tab. 10 Vplyv koncentrácie CO ₂ na zdravie človeka.....	108
Tab. 11 Fyzikálne vlastnosti chladiva HFO-1234yf	110
Tab. 12 Fyzikálne vlastnosti chladiva HFO-1234ze	111
Tab. 13 Prehľad chladív a ich základných vlastností	112
Tab. 14 Určenie SCOPON pre stredné klimatické podmienky	120
Tab. 15 Merný výkon čerpaný zo zeme vzťahnutý na 1 m hĺbky	127
Tab. 16 Typické vlastnosti zeminy pre plošný kolektor.....	128

1. ÚVOD

Chladiaca technika je komplexný vedný odbor, ktorý má vplyv na mnoho priemyselných a hospodárskych odvetví a ktorý výrazným spôsobom prispieva k riešeniu dôležitých problémov ľudstva. Jedným z najvýznamnejších je zaistenie výživy ľudstva. Ako obor interdisciplinárneho charakteru plne využíval ku svojmu rozvoju poznatky nie len vied technických, ale vo veľkej miere i chemických, a to hlavne v oblasti chladív, mazív a tepelných izolácií. Ak doterajší vývoj prebiehal plynule bez väčších výkyvov a konfliktov, nie je možné očakávať pokračovanie tohto stavu aj v budúcnosti.

Keďže dnes boli postavené nové úlohy pred chladiacu techniku, ktoré je možné celkovo označiť ako požiadavku na ekologizáciu odboru. Ich riešenie sa dotkne nielen výrobcov, ale v porovnateľnej, dokonca možno aj vo väčšej miere užívateľov chladiacich zariadení všetkých výkonových a teplotných oblastí. Za hlavné úlohy súčasnosti možno označiť prechod na chladivá s menším priamym negatívnym pôsobením na atmosféru a znižovanie energetickej náročnosti zariadení ako celkov a to ako voľbou a úpravou tepelného obehu, ako aj využitím odpadných tepiel.

Uskladnenie potravín v chlade je na rozdiel od ostatných konzervačných metód jedinou metódou, ktorá zachováva prirodzenú chuť, vôňu, konzistenciu i vzhľad produktu. Sušené ovocie, údené mäso, konzervovaná zelenina a ovocie a pod., napriek veľmi dobrým chuťovým vlastnostiam, sa vo veľkej miere odlišujú od čerstvých surovín. Mrazené potraviny uskladnené v mraziarňach sa môžu pri správnom ošetrovaní zachovať bez zmien, s rovnakými biologickými a nutričnými hodnotami i niekoľko mesiacov.

Ročný prírastok objemu zmrazovaných potravín sa vo svete v posledných rokoch pohybuje medzi 4 ÷ 12%. Sortiment výrobkov sa pritom neustále rozširuje. Dnes prakticky neexistuje skupina potravín, ktorá by sa nezmrazovala. Jedným z hlavných prostriedkov ako zabrániť stratám a uchovať potraviny v požadovanej kvalite na ich ceste od výroby až ku spotrebiteľovi je ich chladenie a mrazenie. Kvalita potravín závisí nielen na vstupnej surovine a jej spracovaní vo výrobe, ale i na dodržiavaní podmienok pri doprave a skladovaní.

Pri výrobe, skladovaní a distribúcií potravín musia platiť tieto zásady:

- potraviny musia byť vyrábané, skladované, transportované a uchovávané pri predaji i v domácnosti za optimálnych teplotných podmienok,
- pri dlhodobom skladovaní potravín musia byť zaistené ďalšie optimálne podmienky skladovacieho priestoru, a to optimálna relatívna vlhkosť vzduchu, pohyb vzduchu, popriprade uchovanie potravín v neutrálnej atmosfére rôznych plynov.

Tieto optimálne podmienky musia byť stále udržiavané t.j. počas výroby, pri transporte, pri predaji a tiež pri uchovaní v domácnosti (bez prerušenia).

Systematické a nepretržité uplatnenie optimálnych podmienok, najmä teplotných, vo výrobe a distribúcií potravín podliehajúcich za normálnych podmienok skaze, predstavuje tzv. chladiaci reťazec.

Jednotlivé hlavné články chladiaceho reťazca:

1. Chladiace zariadenie pri výrobe potravín a nápojov,
2. Zariadenie pre dlhodobé skladovanie potravín (chladiarne a mraziarne),
3. Zariadenie pre chladený transport potravín,
4. Chladiace zariadenie pri distribúcií potravín (v obchodoch a u spotrebiteľ'a).

Chladiaca technika zahŕňa oblasť dosahovania teplôt asi od 20°C teoreticky až do absolútnej nuly (0 K) a delí sa na dve oblasti:

- chladiaca technika (teploty nad 120 K),
- kryogenika (teploty pod 120 K).

Základné princípy dosahovania nízkych teplôt v chladiacej technike sú preskúmané a zvládnuté natoľko, že nemožno očakávať objavy nových princípov praktického významu. Súčasný trend rozvoja a výskumu v tejto oblasti je najmä:

- zlepšovanie energetických parametrov (účinnosti) s cieľom znížiť spotrebu palív a energie,
- zvyšovanie spoľahlivosti a predlžovanie životnosti,
- znižovanie hmotnosti a zjednodušovanie jednotlivých častí zariadenia,
- vývoj nových aplikácií na uspokojenie nových alebo zdokonalených technologických požiadaviek.

2. SPÔSOBY CHLADENIA – HISTÓRIA

O tom, že chladom sa predlžuje životnosť potravín, sa vedelo už v staroveku, keď začali ľudom slúžiť prvé komory a pivnice. Zostrojiť zariadenie na udržanie studených potravín napadlo ľudom až v 18. storočí. Už predtým však Číňania používali na tento účel ľad. Ochladzovali ním nápoje dávno predtým, ako sa objavili prvé "chladničky" v Európe. V 16. storočí sa zvyk chladenia nápojov ujal aj vo Francúzsku.

Do dejín chladničky sa ako prvý zapísal škótsky lekár Wiliam Cullen. Zachovala sa správa, že v roku 1755 sa pokúsil zostrojiť chladiacu skrinku, nevie sa však, ako vyzerala a nepozná sa ani princíp na akom pracovala.

Prvú chladničku prihlásil na patentovom úrade v roku 1801 až Francúz Focard-Chateau. Priekopníkom vynálezu chladničky v pravom slova zmysle však bol Američan Jacob Perkins žijúci v Anglicku. V 30. rokoch 19. storočia zistil, že niektoré látky sa pri vyparovaní ochladzujú, preto prikázal svojim mechanikom zostrojiť prístroj, ktorý by pracoval na tomto princípe a vyrábal chlad. Bol letný večer roku 1834, keď Perkinsonovi asistenti držali v rukách vlastnoručne vyrobený ľad. Boli takí nadšení, že ho v taxíku rozvážali po celom Londýne.

Svoju chladničku opísal Perkins takto: "Je to zariadenie, ktoré umožňuje použiť ľahko prchavé látky na chladenie a mrazenie inej látky, pričom ľahko prchavá látka kondenzuje a možno ju v chladiacom okruhu viesť ďalej bez strát." Tento princíp chladenia pretrval dodnes.

O zavedenie chladničky do praxe sa postaral škótsky tlačiar James Harrison. Nezávisle od Perkinsa objavil chladiace účinky éteru, ktorým čistil svoje tlačiarenské stroje. V roku 1862 sa začali vyrábať prvé chladničky na svete. Ešte v tom istom roku ich mala možnosť vidieť na medzinárodnej výstave aj široká verejnosť. Prvú chladničku zaviedol Harrison do pivovaru v Bingene v štáte Victoria. Bolí to zatiaľ len veľké zariadenia vhodné do závodov a tovární.

Prvú chladničku pre domácnosť vyrobil nemecký vynálezca Karl von Linde v roku 1879. Jej nasledovníci sa ujímali až od 20. rokov 20. storočia spolu s poloautomatickými práčkami, vysávačmi, ojedinele aj prvými mixérmi a umývačkami riadu.

V tom istom čase vynášiel Američan Birdsly mrazenie potravín. Pri výskume živočíchov na Labradore si totiž všimol, že ryby, ktoré po ulovení rýchlo zamrzli, zostali dlhšie neskazené. V roku 1930 založil v Springfiede mraziarenský závod a vďaka svojmu nápadu rýchlo zbohatol. Takže mrazené potraviny boli na svete. Ďalším problémom však bola ich preprava v zmrazenom stave. Tým sa v roku 1938 zaoberali dvaja špičkový odborníci - konštruktér Fred Jones a zakladateľ firmy Thermo King Joe Numero. Od týchto čias spoločnosť Thermo King pôsobí na celom svete a nepozná konkurenciu.

Spôsoby chladenia

Ak chceme aby zariadenia pracovali v širšom rozsahu výkonov používame rôzne typy chladenia. Uvoľnené teplo môže byť odvedené z povrchu systému mimo zariadenia niekoľkými spôsobmi, ktoré sa používajú jednotlivo alebo vo vzájomnej kombinácii. Najrozšírenejšie sú nasledovné typy:

- a) **Prirodzené chladenie** – je najjednoduchším, spoľahlivým a lacným chladením. Je to chladenie účinné a ekonomicky výhodné pre zariadenia s pomerne nevelkými stratovými výkonmi (menšie ako 20W) a veľkými medznými teplotami prechodu. Predovšetkým sú to súčiastky na báze kremíka.
- b) **Chladenie núteným obehom vzduchu** – zmenšovanie rozmerov výkonových zariadení a zväčšovanie počtu aktívnych súčiastok vyžaduje od konštruktéra zariadenia častejšie využívanie tohto typu chladenia. Činiteľ teplotného prenosu sa určuje aerodynamickými podmienkami obtekaného telesa a je závislý na rozdieli teplôt medzi prostredím a telesom, na rýchlosti pohybu média a jeho hustote. Sú tri základné typy pohybu plynu: laminárne, turbulentné a prechodné od laminárneho k turbulentnému. Laminárny a turbulentný pohyb sa charakterizuje tzv. Reynoldsovým číslom R_c :

$$R_c = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (2.1)$$

v – rýchlosť pohybujúceho sa média

l – veľkosť telesa

ν - koeficient kinematickej viskozity

- c) **Chladenie núteným obehom kvapaliny** - toto chladenie sa používa pri výkonových súčiastkach a má určité výhody v porovnaní so vzduchovým chladením. Veľký súčiniteľ tepelného prenosu spôsobený obehom chladiacej kvapaliny dovoľuje zmenšiť rozmery a váhu zariadenia. Pri použití kvapalinového chladienia je súčiastka umiestnená na chladiči, vnútri ktorého cirkuluje chladiaca kvapalina, alebo sa súčiastka obklopí plášťom, cez ktorý cirkuluje chladiaca kvapalina a pohlcuje uvoľnené teplo. Použitím vody namiesto vzduchu pri rovnakej rýchlosti pohybu sa prenos tepla zväčší viac ako 100 násobne. Oproti tomu tento typ chladienia sa používa zriedka, lebo jeho realizácia je zložitá.
- d) **Termoelektrické chladenie** – dovoľuje znížiť teplotu v malom objeme s nevelkými rozmermi a váhou celého zariadenia. Výhodou tohto typu chladienia je, že jeho účinnosť nezávisí od množstva odvádzaného tepla, t.j. že ho môžeme používať pre chladenie v širokom rozsahu stratového výkonu. Polovodičové termoelektrické chladiče majú pohodlnú a pohotovú reguláciu a jednoducho sa prepínajú z chladienia do ohrevu. Pri tomto chladiení je teplota puzdra a chladiča menšia ako teplota okolitého prostredia.

3. CHLADENIE PRIAME A NEPRIAME

Chladenie vieme rozdeliť do dvoch základných skupín, podľa spôsobu odvádzania tepla na:

- priame chladenie zabezpečuje také chladiace zariadenie, kde je chladený priestor priamo umiestnený vo výparníku.
- nepriame chladenie zabezpečuje chladenie ďalšou kvapalinou, soľankou, chladenie na väčšie vzdialenosti od chladiaceho zariadenia

Strojové chladenie má vo vybranom prostredí znížiť teplotu pod teplotu okolia. Ochladzovanie látok a predmetov má veľký význam vo všetkých odboroch ľudskej činnosti. Podstatou strojového chladenia je známy úkaz z termomechaniky, že každá kvapalina pri premene na paru spotrebuje veľké množstvo tepla, ktoré odoberá svojmu okoliu. Tým sa dosiahne veľké ochladenie predmetov podľa potreby priemyslu, služieb a domácností.

3.1 Využitie chladiacich zariadení

Chemický priemysel	syntetický kaučuk, syntetické vlákna, plasty, čpavok, kyslík, výroba liečiv
Potravinársky priemysel	výroba ľadu, mrazené krémy, čokoláda, výroba piva, mrazené ovocie
Zdravotníctvo	transfúzne stanice, výroba a skladovanie liekov, pre potrebu nemocníc
Stavebníctvo	klimatizácia, zmrazenie vlhkých látok pri stavbe tunelov, betónové hrádze
Obchod a služby	chladiace pulty, mrazená zelenina a ovocie, skladovanie potravín, v reštauráciách a jedálňach
Výskumné ústavy	polárne podmienky, podmienky vo vysokých výškach, laboratória všetkých druhov, odolnosť osív v poľnohospodárstve
Strojárstvo	výskum materiálov, kalenie a zušľachtovanie ocelí, tlakové spájanie súčiastok, presné meradlá

3.2 Chladivá a soľanky

Chladivá sú kvapaliny, ktoré pri svojej premene na paru odoberajú svojmu okoliu teplo. Najčastejšie sa používajú také kvapaliny, ktoré majú veľké výparné teplo a nízky bod varu. Voda teda nie je vhodná, pretože má vysoký bod varu.

Potrebné vlastnosti chladiva:

- veľké výparné teplo
- bod varu pri atmosférickom tlaku má byť pod 0°C
- ľahké skvapalnenie pár chladiva pri teplote okolo 25°C
- nesmie narúšať materiál chladiaceho zariadenia
- musí byť nehorľavé, nejedovaté a pokiaľ možno lacné

Najpoužívanéjšie chladivá:

- etán
- propán
- oxid uhličitý
- čpavok
- etylén
- propylén
- metylchlorid
- trichlótrifluórmétán

Priame chladenie zabezpečuje také chladiace zariadenie, kde je chladený priestor priamo umiestnený vo výparníku.

Nepriame chladenie zabezpečuje chladenie ďalšou kvapalinou, soľankou, chladenie na väčšie vzdialenosti od chladiaceho zariadenia.

Soľanka je teplotnosná látka, ktorá zostáva kvapalná aj pri nízkych teplotách pod bodom mrazu a pri ohreve nemení svoje skupenstvo.

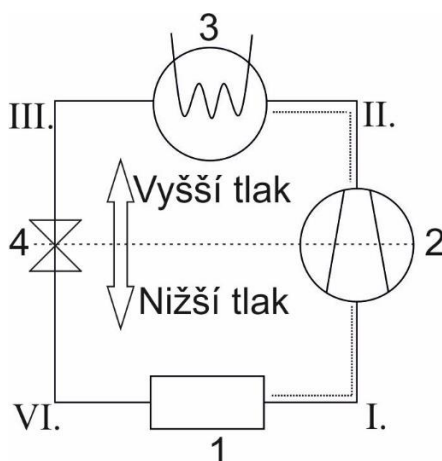
3.3 Priame a nepriame strojové chladenie

Na strojové chladenie sa používajú tieto najdôležitejšie spôsoby:

- kompresorový chladiaci obeh – využíva fyzikálne vlastnosti chladiva
- sorpčný chladiaci obeh – využíva fyzikálno–chemické vlastnosti chladiva

Kompresorový chladiaci obeh s priamym chladením má tieto výhody:

- a) menší teplotný rozdiel medzi chladivom vo výparníku a chladenou látkou
- b) nižšia spotreba elektrickej energie
- c) menšie celkové obstarávacie náklady

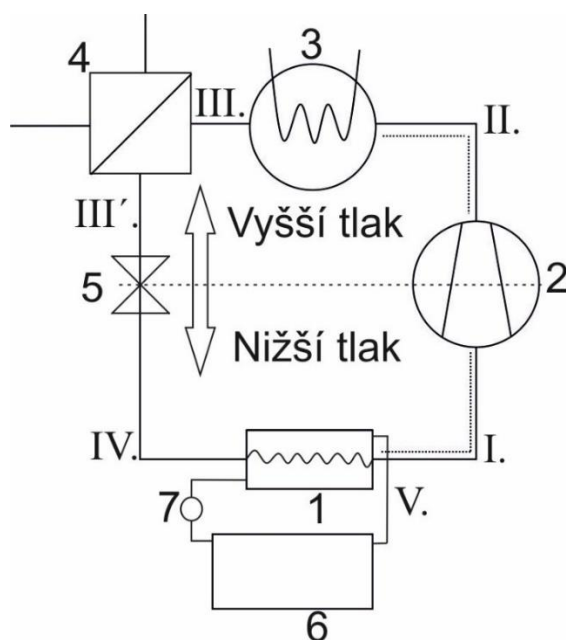


Obr. 1 Schéma kompresorového chladiaceho obehu s priamym chladením

1 - Výparník; 2 - Kompresor; 3 - Kondenzátor (skvapalňovač); 4 - Regulačný (škrtiaci) ventil,
 I – Pary chladiva s nízkym tlakom, II – Pary chladiva s vyšším tlakom, III – kvapalné chladivo s vyšším tlakom, IV – kvapalné chladivo s prímiesou pár s nižším tlakom

Kompresorový chladiaci obeh s nepriamym chladením má nasledujúce výhody:

- strojové zariadenie môže byť umiestnené kdekoľvek a môže slúžiť pre niekoľko spotrebiteľov (mraziarne zeleniny a zimný štadión)
- pri poškodení výparníka sa neznehodnotia chladené predmety



Obr. 2 Schéma kompresorového chladiaceho obehu s podchladzovačom pre nepriame chladenie

1 - Výparník; 2 - Kompresor; 3 - Kondenzátor (skvapalňovač); 4 - Podchladzovač (dochladzovač); 5 - Regulačný (škrtiaci) ventil; 6 - Chladič; 7 - Čerpadlo, I – Pary chladiva s nízkym tlakom, II – Pary chladiva s vyšším tlakom, III – kvapalné chladivo s vyšším tlakom, III' – navyše ochladené kvapalné chladivo s vyšším tlakom, IV – kvapalné chladivo s menšou prímiesou pár s nižším tlakom, V – soľanka

Kompresorové chladiace obehy môžu mať zlepšenú účinnosť týmto usporiadaním:

- dvojstupňovým stláčaním kompresorom
- dvojstupňovým škrtiením
- zariadením s pohlcovačom – dochladzovačom

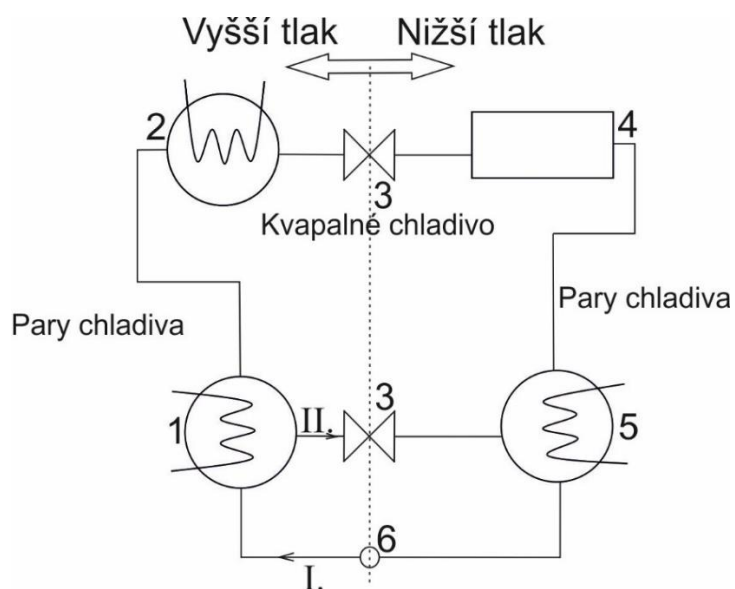
Pri sorpčnom chladiacom obeh s priamym chladením je kompresor nahradený jednak absorbérom, kde pary chladiva pohlcuje voda (absorbent), jednak vypudzovačom, odkiaľ sa teplom vytláčajú len pary chladiva do kondenzátora.

Sorpčné chladenie sa používa najmä v domácich chladničkách, pretože je bezhlučné. Okrem chladiva a absorbentu (vody) sa zúčastní obehu tretia látka plynného skupenstva. Tento

plyn vytvára spolu s vyparovaným chladivom atmosféru vo výparníku, tým sa dosiahne vyrovnanie tlakov v celom obehú a nie je potrebné obehové čerpadlo.

Výhody sorpčných chladničiek:

- bezhlučná prevádzka
- menšia poruchovosť a dlhodobá prevádzka takmer bez údržby



Obr. 3 Základná schéma sorpčného chladenia

1 – výparník (vypudzovač); 2 – kondenzátor (skvapalňovač); 3 regulačný (škrtiaci) ventil; 4 – výparník; 5 – absorbér (pohlcovač); 6 – čerpadlo bohatého roztoku

I – bohatý roztok, II – chudobný roztok

4. CHLADIACE OBEHY

Uzatvorený chladiaci obeh je vytvorený postupnosťou jednotlivých termodynamických procesov, pri ktorých sa pracovná látka (chladiivo) vracia do späť východiskového stavu. Uskutočňuje sa v sústave prvkov (strojov a prístrojov) prepojených potrubím a nazýva sa chladiacim okruhom.

Chladiaci okruh sa skladá z prvkov troch typov :

- Prvky, v ktorých prebieha prenos tepelnej alebo inej energie bez prívodu mechanickej energie zvonku. Typicky ide o výmenníky tepla, ale aj napr. o paroprúdový kompresor. Pri výpočte vychádzame zo zákona o zachovaní energie a hmotnosti, platí:

$$\Sigma Qi - \Sigma Qe \pm \Sigma Qv = 0 \quad (4.1)$$

kde index i znamená vstup do prvku, index e výstup a index v označuje tepelný tok, ktorý sa v príslušnom prvku vyvíja alebo spotrebováva.

- Prvky, v ktorých prebieha premena mechanickej energie na tepelnú alebo naopak, konkrétne ide o kompresory a detandery.
- Prvky, v ktorých prebieha pochod škrtenia, ktorý sa používa na zníženie tlaku pracovnej látky. Tento proces prebieha pri konštantnej entalpii, ak možno zanedbať rýchlostnú zložku chladiiva pred škrtiacim prierezom a za ním. Pri škrtení vriacej kvapaliny alebo mokrej pary vychádzame pri chladiacich obehoch vždy z takého stavu vzhľadom na polohu inverzného bodu, že teplota vždy klesá a časť kvapaliny sa mení na sýtu paru.

Pre štúdium základných zákonitostí a pre porovnanie so skutočnými obehmi chladiacich zariadení sa používajú dva porovnávacie obehly s maximálnou v praxi nedosiahnuteľnou termodynamickou efektívnosťou.

Pre prípad prívodu a odvodu tepla za konštantnej teploty (fázová premena jednozložkovej látky alebo azeotropickej zmesi) sa používa Carnotov obeh, zložený z vratných izotermických a izoentropických procesov.

Pre privádzané teplo vzťahnuté na jednotku hmotnosti platí:

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1) \quad (4.2)$$

Minimálna práca potrebná na uskutočnenie obehu medzi teplotami T_0 a T_K je:

$$a = (T_2 - T_1) \cdot (s_2 - s_1) \quad (4.3)$$

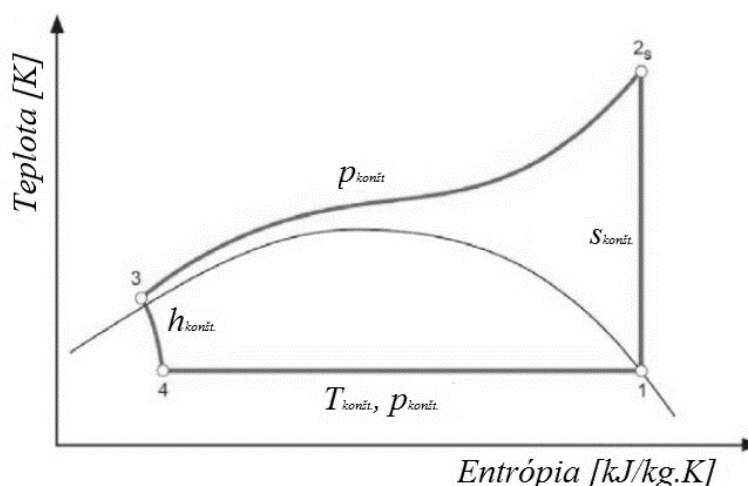
Odvádzané teplo sa vyjadrí vzťahom:

$$q_2 = q_1 + a = T_2(s_2 - s_1) \quad (4.4)$$



Obr. 4 Znáznornenie vykonanej práce v Ts-diagrame

Pre prípady prívodu a odvodu tepla za premenlivých teplôt (fázová premena neazeotropnej zmeny, ohrev alebo ochladzovanie látky, ktorá nemeň skupenstvo) sa používa Lorenzov obeh, zložený z izoentrop a všeobecných neizotermických pochodov.



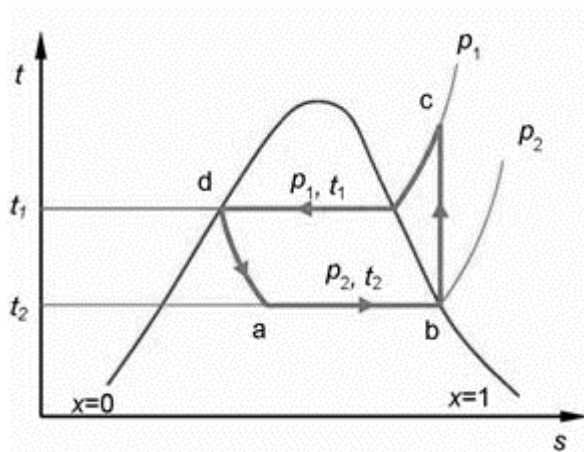
Obr. 5 Znáznornenie ideálneho Lorenzovho obehu v T-s diagrame

Hodnotenie termodynamickej efektívnosti chladiacich obehov je založené na porovnaní množstva užitočne získanej energie a energie nevyhnutne potrebnej na uskutočnenie obehu, ide o tzv. energetické účinnosti. Číselné hodnoty pomeru uvedených energií sú v chladiacej technike zväčša väčšie ako 1, a preto sa tento pomer nenazýva účinnosťou, ale tzv. chladiacim faktorom ε_{CH} , pre ktorý platí:

$$\varepsilon_{CH} = \frac{q_1}{a} = \frac{Q_1}{P} \quad (4.5)$$

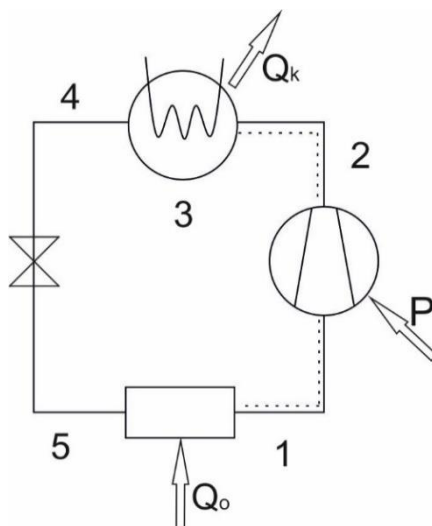
Skutočné obeh sa od uvedených teoretických odlišujú v dôsledku nevratností procesov spôsobených zdieľaním tepla s okolím, hydraulickými stratami, konečnými rozdielmi teplôt a niektorými procesmi uskutočnenými iným spôsobom. Skutočnému parnému kompresorovému chladiacemu obehu sa najviac približuje Clausius – Rankinov porovnávací

obeh zložený z izobarického prívodu a odvodu tepla, izoentropického stláčania sýtej pary a zo zníženia tlaku škrténím vriacej kvapaliny.

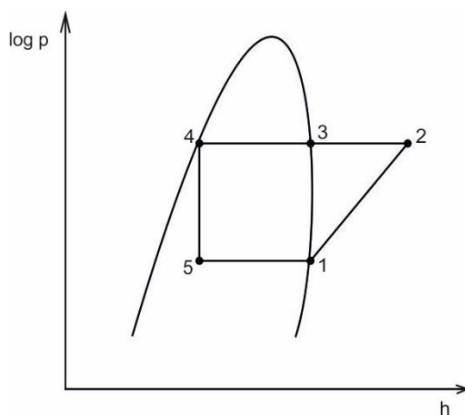


Obr. 6 Clausius – Rankinov porovnávací obeh

4.1 Parný 1-stupňový chladiaci obeh (kompresorový obeh)



Obr. 7 Schematické znázornenie chladiaceho obehu



Obr. 8 Jednostupňový parný obeh v log p-h diagrame

_____ kvapalina ----- para

Chladivo sa vyparuje pri veľmi nízkej teplote. napr. čpavok sa vyparuje pri tlaku 1 atm a teplote -33°C .

1-2 kompresia ide po čiare $s = \text{konštanta}$ (entropia $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

- v kompresore sa nachádzajú iba sýte alebo prehriate pary

2-3-4 – kondenzácia chladiva (premena z plynnej do kvapalnej fázy)

4-5 – škrtenie (iba hodnota $h = \text{konštanta}$)

5-1 – vyparovanie

Q_o – chladiaci výkon

$$Q_o = m \cdot q_o \text{ [kW]} \quad (4.6)$$

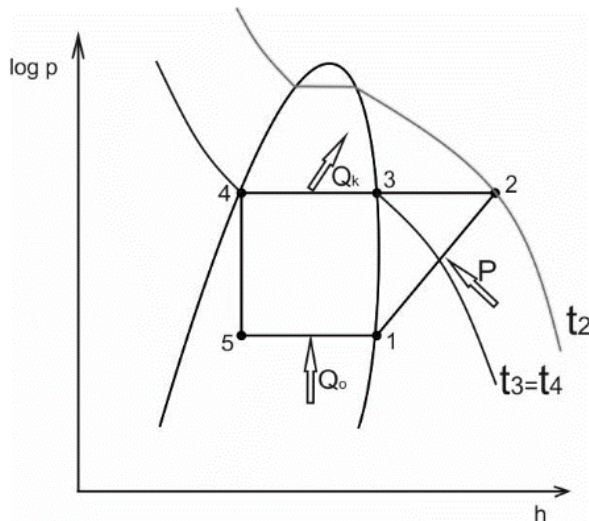
m – sekundové pretečené množstvo chladiva (kg/s)

q_o – hmotová chladivosť

P – príkon kompresora (kW)

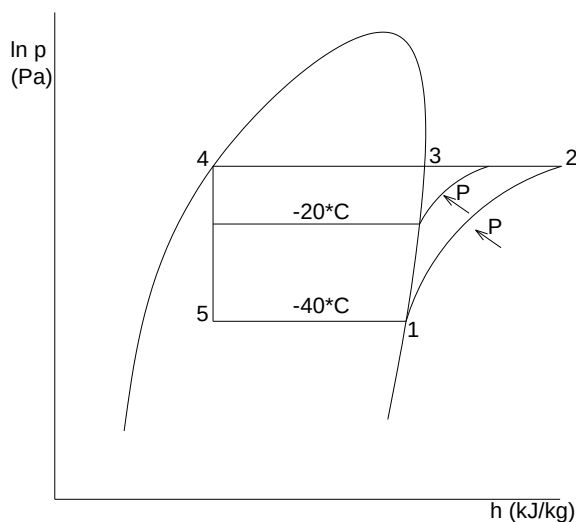
Q_k – teplo odvedené kondenzátorom (kW)

$$Q_k = Q_o + P \text{ [kW]} \quad (4.7)$$



Obr. 9 Určenie teploty na konci kompresie

4.2 Ideálny chladiaci obeh



Obr. 10 Porovnanie príkonu kompresora pre chladenie do -20°C a do -40°C

$$dq = du + da_o \quad (4.8)$$

$$dq = dh - da_t \quad (4.9)$$

Čím je nižšia teplota, tým viac energie musíme dať do obehu.

$$Q_o = \frac{q_o}{v''} \quad (4.10)$$

- q_o – hmotová chladivosť
- v'' - objemová chladivosť

$$Q_o = m \cdot q_o \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.11)$$

Pretečené sekundové množstvo chladiva je vyjadrené nasledujúcim vzťahom:

$$m = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{Q_o}{h_1 - h_5} \quad [\text{kg}] \quad (4.12)$$

$$q_o = h_1 - h_5 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.13)$$

Pri izobarickej zmene sa $a_t = 0$, a všetko teplo privedené do obehu sa rovná zmene entalpie.

Príkon kompresora.

$$P = m \cdot a \quad [\text{kW}] \quad (4.14)$$

m – pretečené sekundové množstvo chladiva

a – práca

$$a = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.15)$$

Q_k – teplo odvedené kondenzátorom

$$Q_k = m \cdot q_k = m \cdot (h_2 - h_4) = Q_o + P \quad (4.16)$$

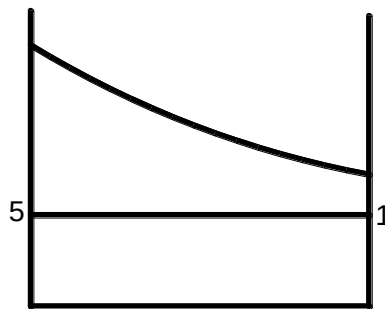
Chladiaci faktor

$$\varepsilon_c = COP = \frac{Q_o}{P} \quad (4.17)$$

- je vyjadrený ako pomer tepla, ktoré potrebujeme odovzdať a príkonu kompresora
- $COP \gg 5 \div 7$ – malo by byť čo najvyššie

Základné energetické bilancie jednotlivých častí chladiaceho obehu sú:

Výparník – je to v podstate výmenník tepla (5-1)

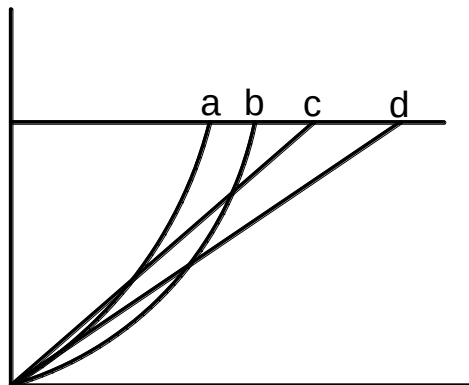


Obr. 11 Priebeh teplôt vo výparníku

Pri chode zariadenia sa tlak a tým aj teplota vyparovania ustáľuje ako rovnovážny stav množstva chladiva vyparovaním z chladenej látky a množstvom chladiva odsatým kompresorom (je to otázka správneho dimenzovania kompresora: V skutočnom kompresore nie je teplota varu stála.

- horná krivka znázorňuje ochladzovanie látky (izobarický dej), vyparuje sa mokrá para chladiva až na stav sýtej pary
- dolná krivka znázorňuje vyparovanie chladiva (oblasť mokrej pary)

Kompresia (1-2)



Obr. 12 Kompresia

a – adiabatická zmena – $d_q = 0$ (bez prívodu a odvodu tepla)

Pri adiabetickej zmene, ak plyn prúdi potrubím, môže nastať jeho ohriatie. Pri izoentropickej zmene k žiadnemu ohriatiu nedochádza.

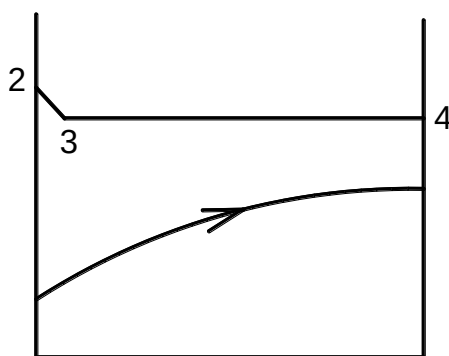
b – polytropická kompresia pri dobre chladenom kompresore

c – polytropická zmena pri horšie chladenom kompresore

d – turbokompresor

Konečný tlak kompresie je určený teplotou kondenzácie. Kompresia je teoreticky adiabatický dej – a. V skutočnosti je ale polytropický. Tlakové straty kompresora v sacom (obdobne aj výtlačnom) potrubí je treba uvažovať tam, kde majú relatívne vysoké hodnoty a to pri veľmi nízkych teplotách.

Kondenzátor (zrážac) – 2-4



Obr. 13 Priebeh teplôt v kondenzátore

2 – je v oblasti prehriatej pary a preto je teplota vyššia ako teplota kondenzácie

2 – 3 – minimálne množstvo tepla, ktoré (z toho) musíme odvieť

4.3 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu

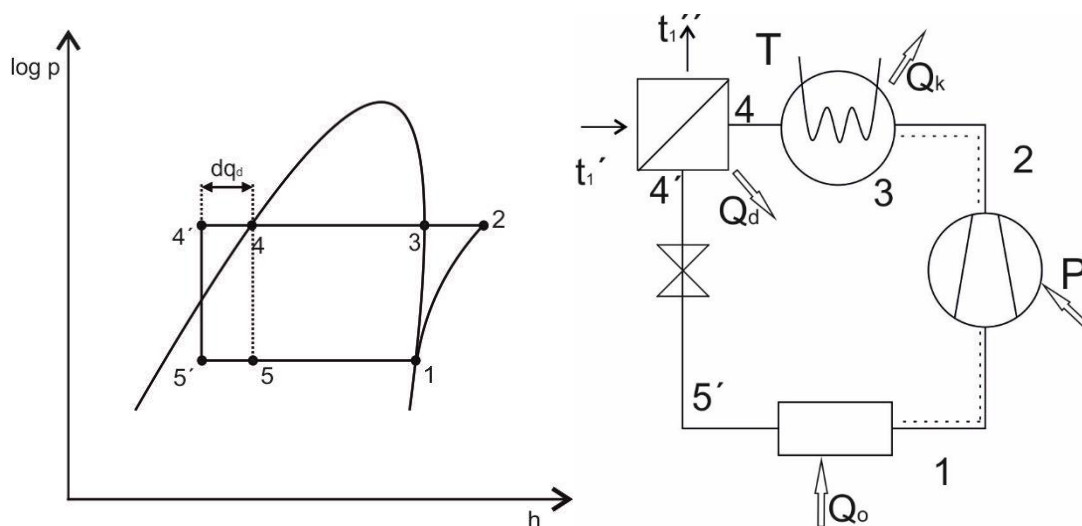
Podchladenie kvapalného chladiva, t.j. jeho izobarické ochladenie na teplotu t_v nižšiu ako je kondenzačná teplota t_k , má za následok zväčšenie hmotnostnej aj objemovej chladivosti. Tento pochod prebieha vo výmenníku zaradenom medzi kondenzátor a škrtiaci orgán. Podchladenie možno uskutočniť nižšie popísanými dvoma spôsobmi.

Q_o – chladiaci výkon

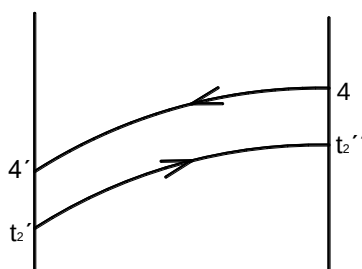
$$Q_o = m - q_o \text{ [kW]} \quad (4.18)$$

4.3.1 Izobarické podchladzovanie

Izobarické podchladzovanie prebieha odvádzaním podchladzovacieho tepla Q_v mimo okruhu, ak je k dispozícii látka chladnejšia, ako látka pre odvádzanie tepla z kondenzátora.



Obr. 14 Izobarické podchladenie zaradením výmenníka tepla do chladiaceho okruhu



Obr. 15 Priebeh teploty v dochladzovači – dochladzovanie najčastejšie vodou

Takéto dochladzovanie je vzhľadom na potrebné množstvo vody neekonomické. Hmotová chladivosť sa zvyšuje o hodnotu q_d' .

$$q_d' = h_4 - h_4' \quad (4.19)$$

$$Q_o' = m' \cdot q_o' \quad (4.20)$$

- v tomto prípade sa jedine práca kompresora nemení.

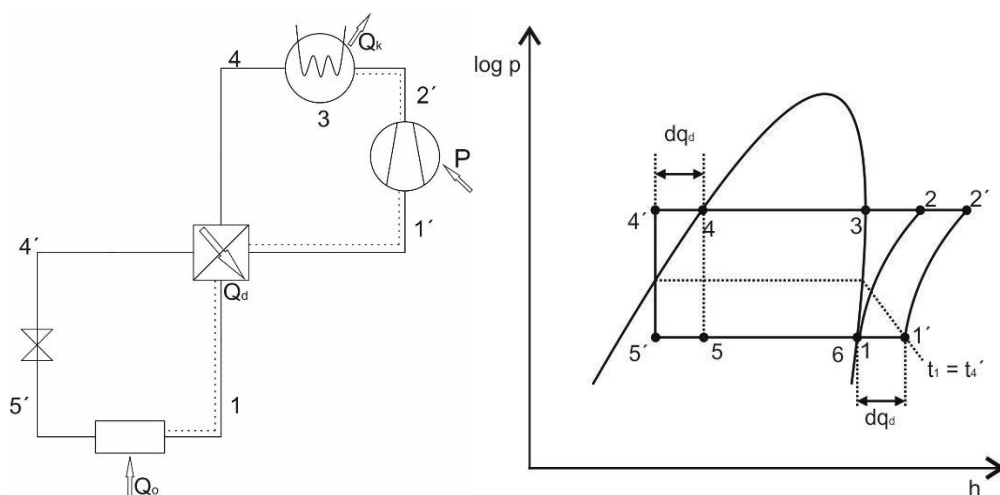
$$q_o' = h_1 - h_5' \quad (4.21)$$

Chladiaci faktor sa potom určí podľa nasledujúceho vzťahu:

$$COP = \varepsilon_c = \frac{Q_o'}{P} \quad (4.22)$$

4.3.2 Vnútna výmena tepla

Vnútna výmena tepla prebieha odvedením podchladzovacieho tepla Q_d do pár nasávaných z výparníka do kompresora.



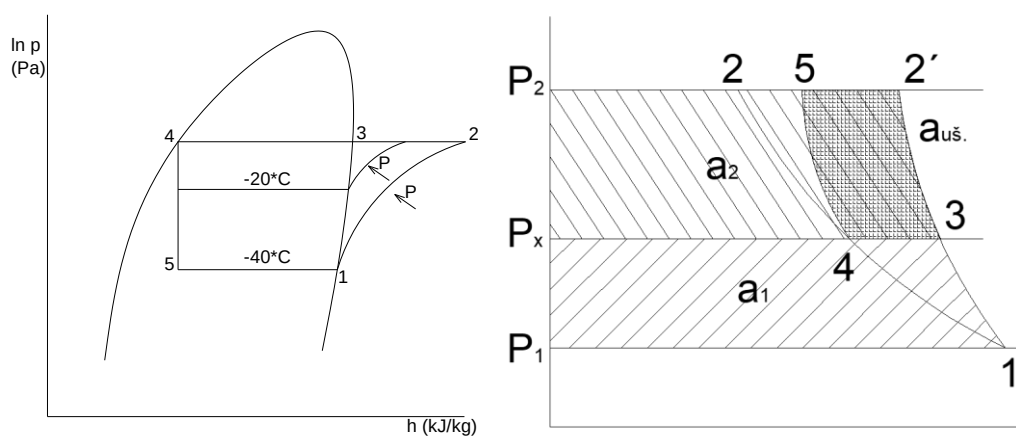
Obr. 16 Vnútna výmena tepla zaradením výmenníka tepla do chladiaceho okruhu

Chladiaci faktor sa určí podobne ako v predchádzajúcom prípade podľa vzťahu (4.22). Výhodou v tomto prípade je, že do kompresora sa nasávajú prehriate pary.

4.3.3 Viacstupňové zapojenie.

Jednostupňový spôsob stlačenia chladiva nie je pre všetky v praxi sa vyskytujúce prípady vhodný, preto sa zavádza z týchto dôvodov viacstupňové zapojenie:

- ak potrebujeme podstatne rozdielnejšie teploty vyparovania vynútené technológiou alebo z hospodárnenie spôsobu chladenia pri veľmi nízkych teplotách.



Obr. 17 Ušetrená práca pri použití viacstupňovej kompresie

- 1 – 2 – izotermická kompresia
- 1 – 2' - adiabatická kompresia
- 1 – 3 – prvý stupeň kompresie
- 3 – 4 – medzichladič
- 4 – 5 – druhý stupeň kompresie

- kompresný pomer sa určí ako pomer tlaku pred kompresorom a za ním:

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.23)$$

V prípade použitia dvojstupňovej kompresie sa určí tzv. deliaci tlak P_x

$$P_x = \sqrt{P_2 \cdot P_1} \quad (4.24)$$

Pričom platí že:

$$\frac{p_2}{p_x} = \frac{p_x}{p_1} = \textit{konštanta} \quad (4.25)$$

Pre 1-stupňovú kompresiu je kompresný pomer $\pi = 6 - 10$. Pre vyššie hodnoty sa používa viacstupňová kompresia s medzichladičom, kde platí že $a_1 = a_2$. Ušetrená práca je potom oblasť medzi bodmi 2' - 3 - 4 - 5.

- b) Ak treba zabrániť vysokým kompresným pomerom π , následným poklesom objemov a tým aj dopravnej účinnosti a teda zvýšením výkonu piestového kompresora.

Pri chladení do -45°C je asi 14-násobná kompresia – nutnosť použiť 2-stupňový kompresor.

Pri chladení do -60°C je asi 34-násobná kompresia – nutnosť použiť 2-stupňový kompresor.

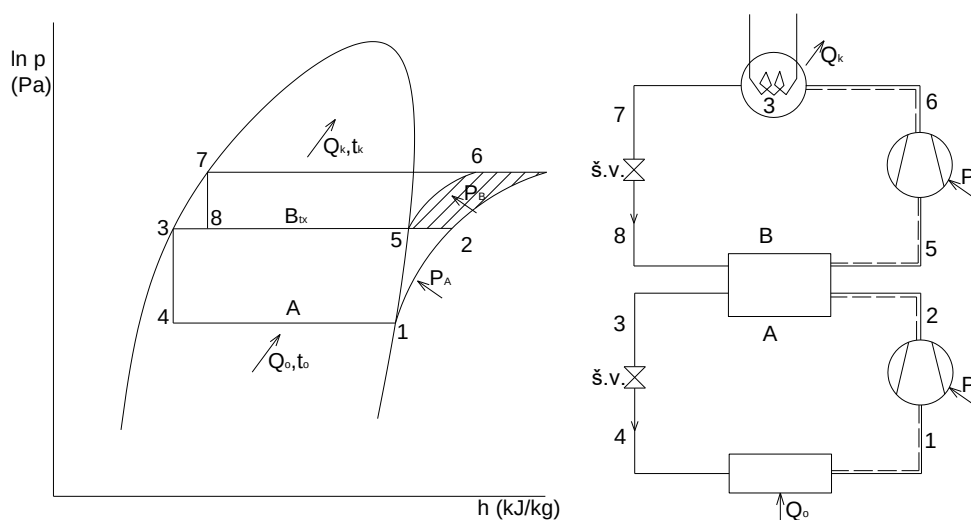
Pri chladení do -80°C je asi 200-násobná kompresia – nutnosť použiť 3-stupňový kompresor.

5. VIACSTUPŇOVÁ KOMPRESIA

5.1 Chladiaci obeh

Základný význam pre hospodárnosť viacstupňového obehu má chladenie pary chladiva medzi jednotlivými stupňami, ktorému je úmerná ušetrená práca na kompresiu. Príklady dvojstupňových chladiacich zariadení s parnými obehmi v základnom usporiadaní sú bližšie opísané v nasledujúcich schémach.

5.1.1 S výmenníkom tepla



Obr. 18 Viacstupňová kompresia s výmenníkom tepla

$$Q_o = q_o \cdot m_A \quad (5.1)$$

m_a – sekundárne pretečené množstvo v obehu A.

$$q_o = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.2)$$

$$a_A = h_2 - h_1 \quad (5.3)$$

$$P_A = m_A \cdot (h_2 - h_1) = m_A \cdot a_A \quad (5.4)$$

Pre výmenník tepla platia nasledujúce vzťahy:

$$m_A \cdot (h_1 - h_4) = m_B \cdot (h_5 - h_8) \quad (5.5)$$

$$m_B = m_A \cdot \frac{(h_1 - h_4)}{(h_5 - h_8)} \quad (5.6)$$

$$m_B > m_A \quad (5.7)$$

Pre hmotnostný tok chladiva platí, že:

$$m_B \doteq 1,2 \div 1,3 \cdot m_A \quad (5.8)$$

Potom:

$$P_B = m_B \cdot (h_6 - h_5) \quad (5.9)$$

$$Q_k = m_B \cdot (h_6 - h_7) = Q_o + P_A + P_B \quad (5.10)$$

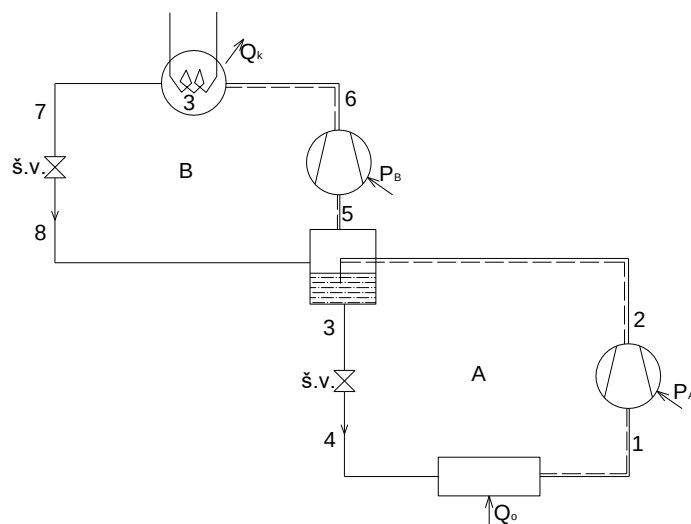
Následne sa chladiaci faktor určí ako:

$$COP = \frac{Q_o}{P_A + P_B} = 2,5 \div 4 \quad (5.11)$$

- tento spôsob 2-stupňového chladenia je veľmi neekonomický, lebo vo výmenníku vznikajú veľké straty.

5.1.2 Prechodná stredtlaková nádoba

- je to najviac využívaný a zároveň aj najhospodárnejší spôsob dvojstupňovej kompresie pre chladiace obeh. Stlačené chladivo z prvého obehu ústi do stredtlakej nádoby pod hladinou kondenzátu. Tým sa pary chladiva ochladzujú a následne vstupujú do kompresora druhého stupňa, kde sú opäť stláčané.



Obr. 19 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou prechodnej strednotlakovej nádoby

$$Q_o = q_o \cdot m_A q_o = h_1 - h_4 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

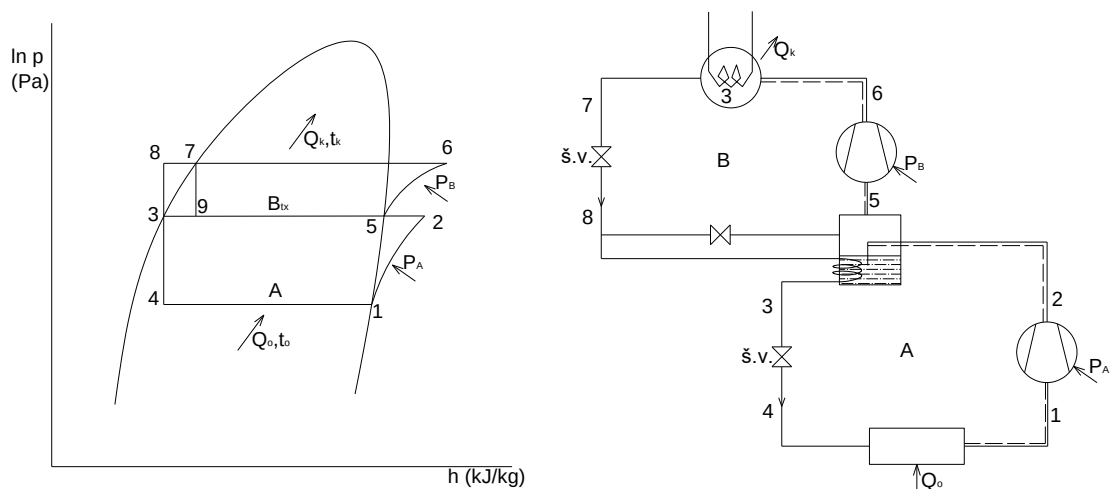
$$P_A = m_A \cdot (h_2 - h_1) = m_A \cdot a_A$$

$$P_B = m_B \cdot (h_6 - h_5)$$

$$Q_k = m_B \cdot (h_6 - h_7) = Q_o + P_A + P_B$$

$$COP = \frac{Q_o}{P_A + P_B}$$

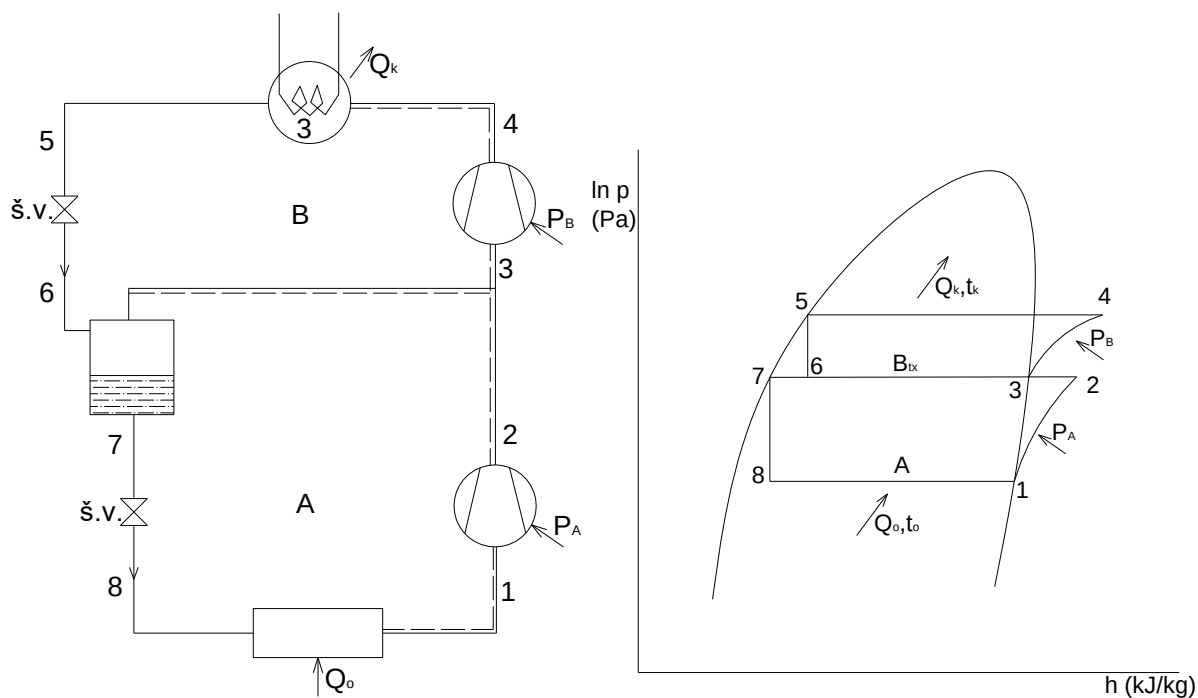
5.1.3 Obeh s nepriechodnou strednotlakovou nádobou



Obr. 20 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou neprechodnej strednotlakovej nádoby

- je menej hospodárny, ako s priechodnou nádržou, ale dáva možnosť využitia celého tlakového spádu (p_x , p_o), pre dopravu kvapaliny na veľké vzdialenosti a do veľkej výšky. Súčasne obmedzuje alebo vylučuje tvorbu pár pred škrtiacim ventilom. Zároveň tu nastáva dochladzovanie kvapaliny do prvého obehu.

5.1.4 2-stupňový obeh s odlučovačom pár.



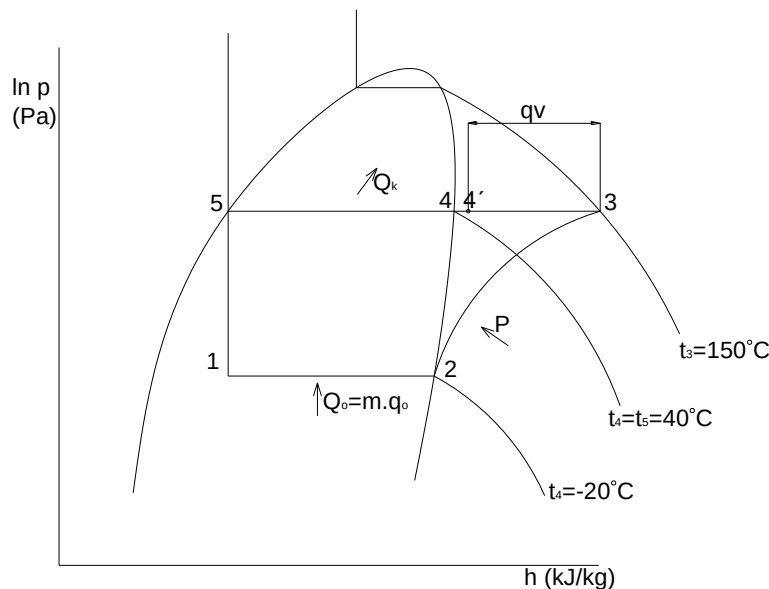
Obr. 21 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou odlučovača pár

$$m_A \cdot (h_2 - h_7) = m_B \cdot (h_3 - h_6)$$

- je najmenej hospodárny z uvedených 4 alternatív, ale je najjednoduchší a zväčša sa používa u zariadení s turbokompresorom

5.1.5 Ďalšie zefektívnenie chladiaceho obehu

- použitím chladiva NH_3 (R717, čpavok)



Obr. 22 Zvyšovanie hospodárnosti chladiaceho obehu pomocou chladiva NH_3

Pri použití čpavku ako chladiva máme k dispozícii veľký teplotný spád, ktorý môžeme využiť napr. na vykurovanie. V tom prípade je možné do okruhu zaradiť výmenník tepla, ktorý bude prebytočné vyprodukované teplo odoberať. Pre určenie veľkosti výmenníka tepla potrebujeme vedieť strednú logaritmickú teplotu, ktorú určíme podľa nasledujúceho vzťahu:

$$\Delta t_{str} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad (5.12)$$

Následne si vieme zo vzťahu (5.13) vyjadriť vzťah pre výpočet potrebnej plochy výmenníka.

$$Q_v = k \cdot S \cdot \Delta t_{str} \quad (5.13)$$

$$S = \frac{Q_v}{k \cdot \Delta t_{str}} \quad (5.14)$$

Je výhodné, ak bod 4' je ešte prehriata para (je jedno skupenstvo vo výmenníku tepla)

Veľký význam pri chladení materiálov má ich vlhkosť.

V priestore o objeme 1000 m^3 (dokonale tepelne izolovanom a suchom prostredí) je približne potreba chladu vzhľadom na vlhkosť:

Vlhkosť ϕ	Chladiaci výkon Q_o
50%	13,3 kW
75%	9,2 kW
90%	7,11 kW

Chladiaci výkon so zväčšujúcou sa vlhkosťou klesá – tým klesá aj COP.

6. SORPČNÉ CHLADIACE ZARIADENIA

6.1 Sorpčne chladenie

Pojmom sorpcia sa rozumie vlastnosť rôznych látok viazať za určitých predpokladov plyny a za iných podmienok ich opäť uvoľňovať ako paru.

Sorpčné chladenie využíva fyzikálny jav **adsorpcie**, ktorým je prilepovanie molekúl plynu na povrchu látky, prípadne **absorpcie**, čo znamená prienik a následne uchytenie týchto molekúl v látke. Sorpcia je jav exotermický, t.j. uvoľňuje sa energia do okolia.

Sú známe nasledovné druhy sorpčných obehov:

Obeh absorpčný, adsorpčný, resorpčný a difúzny obeh.

V **absorpčnom** obehu sa pracujúce chladivo absorbuje z kvapalného absorbenta. Kondenzácia a vyparovanie prebieha ako pri parnom obehu. Podľa počtu stupňov sú tieto obehové jedno a dvojstupňové.

Pre účely klimatizácie môžu byť **absorpčné** chladiace zariadenia výhodné, lebo využívajú teplo, potrebné v zime na kúrenie, na výrobu chladu. V krajinách s výhodnou cenou zemného plynu v porovnaní s el. energiou sa bežne používajú jednostupňové, priamo vykurované absorpčné jednotky. Okrem vhodného chladivá je pre chladiaci obeh nutná ešte absorpčná kvapalina. Najstaršie systémy pracovali s dvojicou čpavok – voda ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). Použiteľné teploty sú od 90 do 100°C. Vo výparníku sa mohlo dosiahnuť teploty okolo -5°C.

V súčasnosti absorpčné systémy pracujú s dvojicou látok bromid lítňny- voda ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$). Je však potreba vysokého vákua a veľká spotreba chladiacej vody. Tiež bromid lítňny je veľmi korozívny. Pre účely klimatizácie je však táto dvojica výhodná. Teplota ochladenej vody využívanej na klimatizáciu je okolo 5-6°C.

Množstvo dvojíc látok ako chladív pre absorpčné zariadenia môžu byť ešte nasledovné:

- metylamin – voda
- metanol – bromid lítňny
- metanol-dimetilformamid

Adsorpčné chladiace zariadenia pracujú s dvojicou látok zeolit – voda. Zeolity sú všeobecným pomenovaním kryštalických hlinito-kremičitanov, ktoré sa v rôznych variáciách vyskytujú v prírode ako horniny (známych je asi 40 druhov) a tiež sa v rôznych kryštalických variáciách vyrábajú synteticky. Tieto látky majú kryštalickú bunečnú štruktúru s veľkým vnútorným povrchom až 1000 m²/g, silným elektrostatickým poľom v mriežke a špecifickou sypnou hmotnosťou cca 0,8 kg/liter. Sú nejedovaté, nehorľavé a ako prírodné látky sú teda ekologicky nezávadné. Výhodou je možnosť dosiahnuť teploty až -20°C, ale nevýhodou sú malé chladiace faktory ($\text{COP} = 0,3$) a pracovná teplota pre regeneráciu je nad 260 °C.

V chladiacich strojoch je zeolit použitý ako absorbent a ako chladivo sa využíva voda.

Nové desikanty ako kremičitan titanu majú značne vyššiu afinitu ku vode ako napr. silikagel, a tieto nové látky už umožňujú vytvoriť prakticky použiteľné jednotky.

Resorpčný obeh – v tomto obehu sú kondenzácia aj vyparovanie nahradené opakovanou absorpciou a desorpciou (vypudzovanie) pri opačných pomeroch než sú pri vlastnej absorpcii a desorpcii. U tohto zariadenia je kondenzátor nahradený absorbérom, ktorý nasáva pary chladiva (nazvaný resorbér). Z neho je roztok chladiva vedený do výparníka, kde sa chladivo vypudzuje.

Difúzny obeh. Tento obeh je len pre malé chladiace výkony a používa sa v malých chladiacich systémoch domácich chladničiek.

6.1.1 Princíp absorpčného chladiaceho zariadenia LiBr – H₂O

Prvou podmienkou sú odlišné body varu chladiva aj absorbentu – u LiBr – H₂O je rozdiel viac ako 1000°C. Zmes má byť neazeotropná, pretože ju možno ohrevom rozdeliť na jej zložky. Voda je chladivo a bromid lítňny ja absorbent.

Poznámka - Azeotropné - ako chladivo majú rovnaké zloženie v kvapalnej aj plynnej fáze.

Neazeotropné –zeotropné -ich zloženie sa pri vyparovaní mení, dochádza k teplotnému sklzu. Vyparujú sa skôr ľahšie zložky, postupne ťažšie. Na rozdiel od zeotropných zmesí (napr. R502), ktoré sa pri vare a skvapalňovaní chovajú ako jednozložkové chladivá (konštantná teplota) prebieha zmena fázy pri zeotropných médiách „so sklzom“ v určitom teplotnom rozpätí. Tento „teplotný sklz“ sa môže prejaviť viac alebo menej silnejšie; je podstatne závislí na hodnotách bodu varu a percentuálnom podiely jednotlivých komponentov. V závislosti na efektívnych hodnotách „sklzu“ dochádza v súčasnosti tiež ku stúpajúcemu používaniu definičného pojmu, ako napríklad semi-azeotrop (skoro azeotrop) - pri sklzu pod 5 K.

V praxi znamená tento jav u zmesi určitý nárast teploty vo fáze vyparovania a určitý pokles teploty pri fáze skvapalňovania, teda tieto hodnoty sú odpovedajúce teplote nasýtenia v kvapalnej a parnej fáze rôzne.

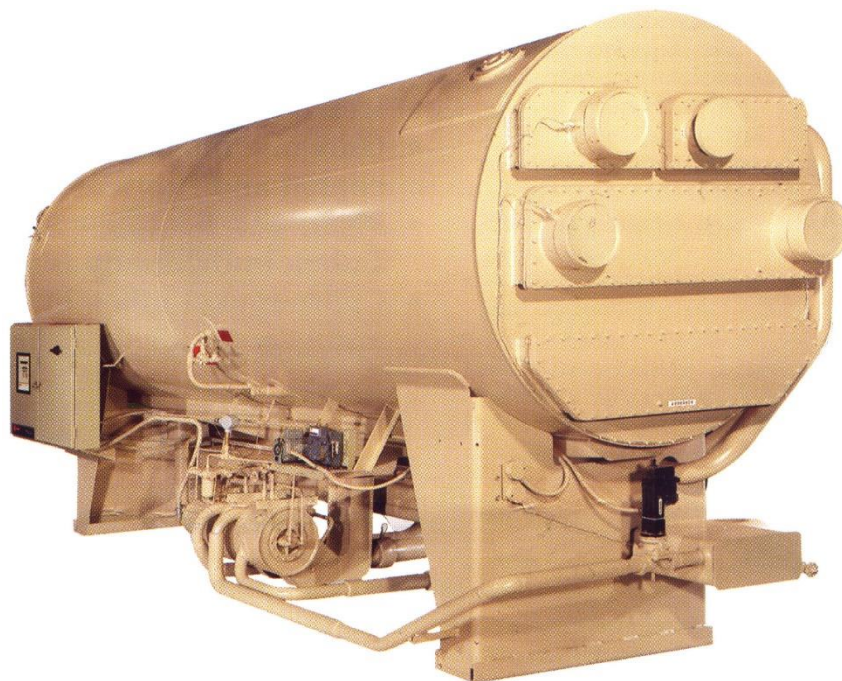
Aby sa umožnilo potrebné porovnávanie s jednozložkovými chladivami, boli doteraz definované výparné a kondenzačné teploty ako stredné. Dôsledok toho však je, že stavy podchladenia a prehriatia chladiva zisťované meraním príslušných teplôt vzťahnuté na stredné hodnoty sú len približné. Efektívne rozdiely, zakladajúce sa na teplote sýtych pár a na teplote nasýtenej kvapaliny, sú potom nižšie. Tieto súvislosti majú však pre určenie minimálneho prehriatia na vstupe do kompresora (bežne 5-7 K) a stavu kvapaliny za zberačom (parné bublinky) podstatný význam.

Vzhľadom k jednoznačnosti a v akýchkoľvek prípadoch použiteľnej definícií výkonu kompresora sú preto v normách výparné a kondenzačné teploty vzťahnuté na stavy sýtych pár. V takomto prípade ale skutočný chladiaci výkon je väčší než takto udaný výkon kompresora. Toto je okrem iného dané tým, že efektívna teplota na vstupe do kompresora je nižšia.

Pri praktickom zaobchádzaní so zmesami existujú tieto odporúčenia:

- Zariadenie sa musí vždy plniť kvapalinou. Pokiaľ by sa z plniacej fľaše odoberala para, mohlo by prísť ku zmene koncentrácie.
- Ak obsahuje niektorá aspoň jednu horľavú zložku, je treba zabrániť vniknutiu vzduchu do zariadenia. Za pretlaku môže prísť pri veľmi vysokom obsahu vzduchu ku kritickému posunu bodu vzplanutia.
- Neodporúča sa použitie zmesi s výrazným teplotným skokom u zariadenia so zaplaveným výparníkom. V tomto prípade by bolo treba počítať s veľkou zmenou koncentrácie vo výparníku a tým tiež v obiehajúcom hmotnostnom množstve.

6.1.2 Popis zariadenia



Obr. 23 Sorpčné chladiace zariadenie LiBr-H₂O

Princíp výroby chladu pomocou tepla je geniálny. Zariadenie sa ale vyznačuje veľmi nízkymi tlakmi. V jednej vodorovnej valcovej nádobe sú umiestnené výmenníky tepla. V ich rúrkach, ktoré sa po demontáži bočných stien dajú vyčistiť, prúdi chladná voda (využívaná na klimatizáciu), chladiaca voda (prechádza absorbérom a kondenzátorom) a horúca voda alebo para. V spodnej časti je absorbér, v strednej výparník a v hornej časti kondenzátor aj vypudzovač.

Ako **chladivo** je tu použitá **voda (H₂O)**, ktorá je z hľadiska životného prostredia vôbec najpriaznivejšia látka. Ako **absorbér**, k odsávaniu vodných pár „slúži“ **bromid lítňny (LiBr)**.

Oproti chladiacemu zariadeniu NH₃ – H₂O odpadá hlavne zdroj tepelných strát-deflegmácia a rektifikácia, lebo rozdiel bodov varu vody a LiBr je asi 1000°C, a tak pri vare unikajú z roztoku čisté vodné pary. Významnou mierou na ekonomike prevádzky sa podieľa tá skutočnosť, že výparné teplo vody vo výparníku a absorbéry pri danom tlaku v tomto obehu (cca 0,8 kPa) je veľké, a to 2490 kJ.kg⁻¹. Tým sa v celom cykle znižujú straty vznikajúce nedokonalou výmenou tepla, lebo je nízke obehové množstvo roztoku.

Vyparovacia teplota býva okolo 2°C, čo je podmienené veľmi vysokým vákuom. Táto okolnosť vyžaduje úplne tesné prevedenie všetkých častí.

Ako hnací element je tu horúca voda alebo para, alebo môže byť tiež priame spaľovanie plynu, ktorá vstupuje do hornej časti valcovej nádoby do **vypudzovača**. Vo vypudzovači, kde prichádza zriedený roztok LiBr a H₂O sa tieto dve látky prívodom tohto tepla od seba oddelia. Táto privedená energia predstavuje u mechanického systému chladenia energiu dodanú kompresorom. Túto energiu označíme ako Q_g (kW). Ale pri vysokých teplotách vykurovacieho média je nebezpečie kryštalizácie LiBr. Vodná para chladiva ďalej prechádza do **kondenzátora**, kde sa na rúrkach s chladiacou vodou mení na kvapalinu, kondenzuje. Teplota v kondenzátore sa pohybuje okolo 45°C, čomu odpovedá tlak 0,1 bar (10 kPa), výkon kondenzátora je Q_k . Vodný kondenzát prúdi cez systémy dýz do **výparníka**. Tam sa ostrekujú rúrky výparníka, nastane teda znova opätovné vyparovanie. Systém dýz je vlastne škrtiaci orgán v ktorom nastáva zámerné zníženie tlaku. Potrebné výparné teplo prichádza z vody pre klimatizáciu, ktorá sa pritom ochladí napr. z teploty 12°C na 6°C – predstavuje to chladiaci výkon Q_o . Aby sa voda vyparovala pri teplote okolo 2°C, ktorú potrebujeme, musí byť tlak vo výparníku veľmi nízky, nižší ako 0,01 bar (1 kPa) okolo 0,81 kPa. Neodparená voda sa zachycuje vo vani výparníka a čerpadlo chladiva (vody) ju znova dopravuje k rozstrekovaniu na rúrky výparníka.

Vo vypudzovači vzniknutý koncentrovaný roztok LiBr sa zhromažďuje na spodnej časti vypudzovača a spádom sa vedie do protiprúdneho výmenníka tepla. Jeho teplota je okolo 95°C. Vo výmenníku tepla sa od koncentrovaného roztoku ohreje zriedený roztok LiBr+H₂O, vchádzajúci do vypudzovača, čím sa proces energeticky zlepšuje (až o hodnotu 20 %). Tento prechodný soľný roztok sa ďalej pomocou dýz rozstrekuje v **absorbéry** a pretože je silno hygroskopický, pohlcuje vodné pary. Vznikajúce voľné zmiešavacie teplo sa odvádza pomocou chladiacej vody prúdiacej v rúrkach absorbéru, čo predstavuje výkon Q_a . Množstvo chladiacej vody je asi 0,04 až 0,07 l/s pre chladiaci výkon 1 kW a rozdiel teplôt medzi vstupom do absorbéra a výstupom z kondenzátora je 8 až 15 °C.

Pre správny chod sorpčného chladiaceho zariadenia musí platiť rovnováha:

$$Q_a + Q_k = Q_o + Q_g \quad (6.1)$$

To znamená, že teplo, ktoré vchádza do chladiaceho zariadenia v absorbéry - Q_a , a teplo ktoré odvádzame z kondenzátora - Q_k , sa musí rovnať teplu ktoré prichádza z vody pre klimatizáciu Q_o (chladiaci výkon) a teplu dodávaného do vypudzovača z pary alebo horúcej vody Q_g .

Výkonové číslo je: $COP = Q_o / Q_g$, to znamená koľko tepla odvedieme chladiacej vode (na klimatizáciu), v pomere k množstvu tepla, ktoré musíme dodať do zariadenia.

Rozdiel tlakov medzi výparníkom (cca 0,01 bar) a vypudzovačom (0,1 bar) prekonáva čerpadlo. Táto okolnosť vyžaduje úplne tesné prevedenie všetkých častí. Tesnosť je dôležitým činiteľom nielen pre udržanie chladiaceho výkonu zariadenia, ale aj pre zamedzenie korózneho pôsobenia roztoku bromidu lítneho. Zariadenie je vyrobené z bežnej uhlíkovej ocele s rúrkami buď medenými alebo z nehrdzavejúcej oceli.

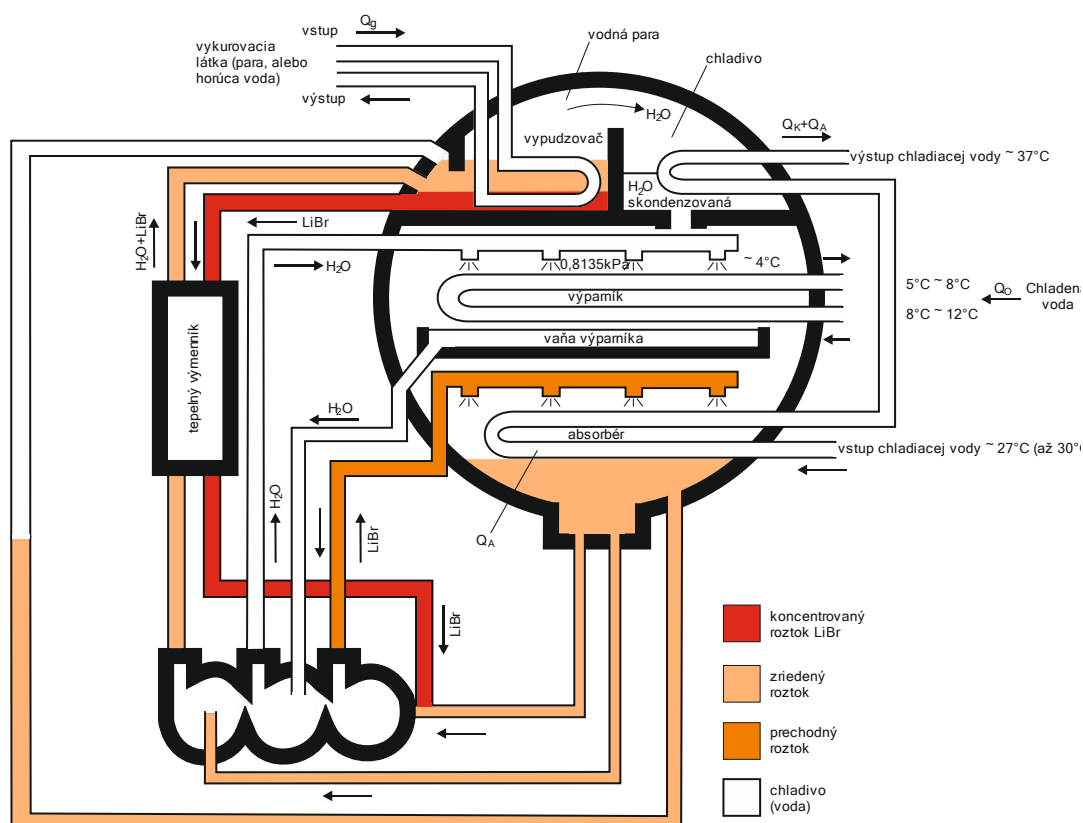
Čerpadlá sú tu jedinými mechanickými pohybujúcimi sa časťami. Nízky tlak na hranici vákua je kontrolovaný. Všetky 3 čerpadlá sú tesne vedľa seba na jednom spoločnom hriadieli a sú poháňané jediným, hermeticky spojeným elektromotorom. Hlučnosť celého zariadenia je mala. Dosiahnutie plného výkonu trvá niekoľko minút.

Ako zdroj tepla môže byť využité akékoľvek teplo napr. z kogeneračných jednotiek, diaľkové teplo alebo priame spaľovanie zemného plynu. Tieto zariadenia môžu byť v zime využité ako vykurovacie zariadenie.

Regulácia výkonu: regulovanou veličinou je požadovaná teplota chladenej vody. Na základe tejto hodnoty sa otvára alebo zatvára regulačný ventil horúcej vody alebo pary. Pretože pri všetkých čiastočných zaťaženiach sú vždy zapojené plné plochy výmenníkov tepla, nepôsobí regulácia pri znižovaní chladiaceho výkonu proporcionálne. Regulačný rozsah je 20 až 100 % celkového výkonu.

Spotreba vykurovacej pary u tohto zariadenia je asi 2,5 kg pre 1 kg chladu. U dvojice čpavok voda je na 1 kg chladu potreba asi 2,8 kg pary.

Napr. budova Ríšskeho snemu v Berlíne využíva pre sorpčné chladienie zemné teplo z väčších hĺbok (cca 300 m)



Obr. 24 Schéma sorpčného chladiaceho zariadenia

Tepelná bilancia- sorpčného chladiaceho obehu.

Teplo, ktoré musíme odobrať chladenej vode (chladiaci výkon) potrebnej na klimatizáciu (teda teplo, ktoré prichádza do chladiaceho obehu) je:

$$Q_o = q_o \cdot m \quad (6.2)$$

$$q_o = h_2 - h_1 \quad (6.3)$$

kde: m – množstvo chladenej vody potrebnej na klimatizáciu (kg/s)

q_o – hmotová chladivosť (kJ.kg⁻¹)

Teplo, ktoré je potrebné na prevádzku celého chladiaceho zariadenia (prichádzajúce vo forme pary, vody alebo plynu) je:

$$Q_g = m_g(h_5 - h_6) \quad (6.4)$$

kde m_g je prichádzajúce množstvo vykurovacej látky (kg s⁻¹).

Teplo odchádzajúce chladiacou vodou m_{ch} , ktorá prechádza cez absorbér a kondenzátor, sa rovná:

$$Q_a + Q_k = m_{ch}(h_4 - h_3) \quad (6.5)$$

V prípade, že bude $Q_a + Q_k$ menšie, t.j. nebude stratové teplo dostatočne odvádzané do kondenzačnej veže, nie je rovnováha v tepelnej bilancii chladiaceho zariadenia a teda nie je dostatočný chladiaci faktor COP. V takomto prípade zariadenie je nefunkčné.

Pri vyššej hodnote $Q_a + Q_k$ nastáva väčšie ochladenie v zariadení, a aby systém chladil napr. z danej teploty 12°C na 6°C treba priviesť viac tepla zo zdroja do vypudzovača. Ak však zdroj tepla je kogeneračná jednotka so spaľovacím motorom, jeho teplota je 90/70°C.

Vyššia teplota je možná len dohrevom vody a zasa vratná voda nad 70°C nie je žiaduca.

Chladiaci faktor COP sa u sorpčných chladiacich zariadení (LiBr - H₂O) pohybuje okolo 0,41 až 0,7, pri dvojstupňovom sorpčnom chladiacom zariadení aj 1,0. Táto hodnota závisí od parametrov vstupného vykurovacieho média (vody alebo pary) a od vstupnej a výstupnej teploty chladenej vody.

Britská spoločnosť Interotex vytvorila absorpčnú jednotku pre chladenie vodou, teda nadnulových teplôt, kde chladivo je voda a absorbér je hydroxid kovov. Jednotka je navrhnutá pre chladiaci výkon 10 kW, ochladenie vody je z 12 na 7°C, ohrev chladiacej vody zo 44 na 52°C, predpokladaný chladiaci faktor je 0,9. Ako hnacia sila je tu spaľovanie paliva v horáku.

Príklad: Chladiaci výkon Q_o potrebný pre odvedenie tepelnej záťaže, klimatizáciu priestorov, je 400 kW. Chladiaca voda m_{ch} sa ochladzuje z teploty $t_1' = 12^\circ\text{C}$ na teplotu $t_1'' = 6^\circ\text{C}$. Chladiaci faktor COP = 0,62. Teplo do vypudzovača (Q_g) sa privádza z kogeneračnej jednotky vodou o teplote 90/70°C.

Určite množstvo privedeného tepla Q_g , množstvo vody - m_{ak} odvádzajúcej z absorbéra a kondenzátora teplo Q_a , Q_k , ak ju privádzame o teplotu $t_2' = 27^\circ\text{C}$ a odvádzame o teplotu $t_2'' = 37^\circ\text{C}$.

$$COP = \frac{Q_o}{Q_g} \quad \text{potom } Q_g = \frac{Q_o}{COP} = \frac{400}{0,62} = 465 \text{ kW}$$

Pre rovnováhu tepelnej bilancie platí vzťah:

$$Q_o + Q_g = Q_a + Q_k$$

- teplo vstupujúce do obehu sa musí rovnať teplu z obehu vystupujúcemu

$$\text{Potom } Q_a + Q_k = 400 + 645 = 1045 \text{ kW}$$

$$Q_a + Q_k = m_{ak} \cdot c_{ps} \cdot \Delta t$$

Potom množstvo chladiacej vody je:

$$m_{ak} = (Q_a + Q_k) / c_{ps} \cdot \Delta t$$

$$m_{ak} = 1045 / 4,2 \cdot (37 - 27) = 24,88 \text{ kg/s}$$

Množstvo chladiacej vody odvedenej na klimatizáciu je:

$$m_{ch} = Q_o / c_{ps} (t_1' - t_1'') = 400 / 4,2 \cdot (12 - 6) = 15,9 \text{ kg/s (cca 15,9 l/s)}$$

čo zodpovedá hodnote 0,040 l/s na 1 kW odvedeného tepla Q_o

6.1.3 Sorpčné chladiace zariadenie pracujúce s dvojicou $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Absorpcia čpavku prebieha tiež v tuhom chloride vápenatom, v aktívnom uhlí, v ktorého jemných póroch čpavok kondenzuje vplyvom elektrických a molekulárnych síl.

Toto chladiace zariadenie sa vyrábalo v ČKD Praha, v terajšej dobe však výroba už neprebíha. Max. chladiaci výkon bol 11630 kW, rozložený do 5 jednotiek. Jeho veľkou výhodou bolo uloženie zariadenia na vonkajšom priestranstve, použitie diaľkového rozvodu kvapalného čpavku až do vzdialenosti 400 m od kondenzačnej časti. Čpavkové pary boli nasávané z tejto vzdialenosti priamo do absorbéra. Potrubie kvapalného čpavku ani čpavkových pár nebolo treba izolovať lebo teploty oboch látok boli v rozmedzí $+10^\circ\text{C}$ do 25°C . Zariadenie bolo investične aj prevádzkovo úsporné. Obeh je vhodný pre podmienky kde je k dispozícii para vhodných parametrov ($2-6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) a za primeranú cenu, resp. iný druh tepelnej energie. Spotreba pary v jednostupňových sorpčných chladiacich strojov sa pohybuje podľa pracovných podmienok medzi 0,9 – 1,2 kg pary na 1000 kJ odvedeného tepla.

6.1.4 Látková a tepelná bilancia

Ak označíme: m - množstvo chladiva NH_3

m_b – množstvo obohateného roztoku $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$

m_{ch} - chudobný roztok, t.j. $\text{H}_2\text{O} + \text{zvyšok } \text{NH}_3$

potom môžeme napísať vzťah pre látkovú výmenu:

$$m_b = m_{ch} + m \quad (6.6)$$

Ak označíme ξ (kg/kg) koncentráciu roztoku NH_3 , vzťahnutú na jednotkové množstvo zmesi alebo roztoku, potom platí:

$$m_b \cdot \xi_b = m_{ch} \cdot \xi + m \cdot \xi \quad (6.7)$$

Tepelnú bilanciu sorpčného obehu môžeme napísať v tvare:

$$Q_o + Q_g + P_{\xi} = Q_a + Q_k \quad (6.8)$$

Pretože čerpadlo berie len asi 5% energie z celkového privedeného množstva, môžeme hodnotu P_{ξ} zanedbať.

Ak označíme f - pomerné obiehajúce množstvo chudobného, resp. bohatého roztoku, potom môžeme písať:

$$f = \frac{m_b}{m} \quad (6.9)$$

$$\frac{m_{ch}}{m} = f - 1 \quad (6.10)$$

Potom :

$$f = \frac{m_b}{m} = \frac{m_{ch} + m}{m} = \frac{m_{ch}}{m} + 1 \quad (6.11)$$

Potom hodnota pomerného obiehajúceho množstva bohatého roztoku bude:

$$f = \frac{\xi - \xi_{ch}}{\xi_b - \xi_{ch}} \quad (6.12)$$

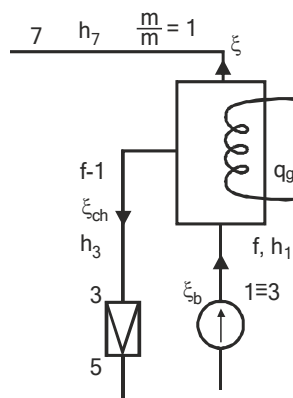
A množstva chudobného roztoku bude:

$$f - 1 = \frac{\xi - \xi_b}{\xi_b - \xi_{ch}} \quad (6.13)$$

Vypudzovač

Do vypudzovača prichádza bohatý roztok o tlaku $p_{o,mch}$, (bod 1 totožný so stavom 6 pretože sme predpokladali, že $P_{\xi}/m = 0$). Pridávaním tepla za stálej koncentrácie roztoku dosiahneme tlak p_k (bod 2), kde sa začínajú uvoľňovať pary NH_3 do stavu o koncentrácií ξ_7 (bod 7). Ďalším prívodom tepla roztok vrie za stáleho tlaku p_k , čím sa odparujú pary NH_3 a klesá teda ich koncentrácia vo vode, čím vzniká chudobný roztok. Roztok sa vyhreje, stúpa jeho teplota, vznikajú hodnoty ξ_3, h_3 a t_3 (bod 3).

Koncentrácia čpavku s klesajúcou koncentráciou roztoku tiež klesá až po stav $\xi_{7..}$ (bod 7''). Priemerné zloženie pary je potom medzi bodmi 7 a 7'', čo sa dosahuje vnútorným usporiadaním vypudzovača, rektifikačnou komorou s deflegmátorom. Pary čpavku (so zostatkovým množstvom vody) odchádzajú do kondenzátora. Chudobný roztok sa vracia späť cez ŠV 2 do absorbéra.



Obr. 25 Schéma vypudzovača

Pre tepelnú bilanciu vypudzovača platí:

$$q_g + f \cdot h_1 = h_7 + (f - 1) \cdot h_3 \quad (6.14)$$

kde: q_g je merné teplo privedené vo vypudzovači (kJ/kg)

$f \cdot h_1$ je teplo privedené bohatým roztokom do vypudzovača (kJ/kg)

h_7 je entalpia sýtej pary chladiva (NH_3), je to teplo odchádzajúce z vypudzovača do kondenzátora (kJ/kg)

$(f - 1) h_3$ je teplo odchádzajúce z vypudzovača chudobným roztokom (H_2O) do absorbéra

Potom merné teplo privedené vo vypudzovači bude:

$$q_g = h_7 + f \cdot h_3 - h_3 - f \cdot h_1 \quad (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (6.15)$$

$$q_g = h_7 - (h_3 - f(h_3 - h_1)) \quad (6.16)$$

kde výraz v zátvorke môžeme označiť ako pomocný bod A

$$h_A = h_3 - f \cdot (h_3 - h_1) \quad (6.17)$$

potom

$$q_g = h_7 - h_A \quad (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (6.18)$$

Pomocný bod B:

$$h_B = h_3 - f(h_3 - h_2) \quad (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (6.19)$$

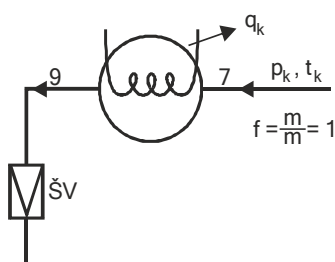
Používame pri výpočte sorpčného chladiaceho obehu čpavok - voda s výmenníkom tepla medzi bohatým a chudobným roztokom pri vstupe a výstupe z vypudzovača.

Kondenzátor

Pary chladiva - čpavku- (bod 7) sú vedené do kondenzátora kde sa ochladzujú, a teda aj skvapalňujú (bod 9).

Odvedené teplo sa rovná:

$$q_k = h_7 - h_9 \quad (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \quad (6.20)$$



Obr. 26 Kondenzátor

Škrtiaci ventil

Redukcia tlaku, škrtenie, je proces pri ktorom sa koncentrácia nemení, konštantná veličina je tu entalpia h . Kvapalné chladivo sa škrtí zo stavu 9 na mokrú paru stavu 11 ($h_9 = h_{11}$).

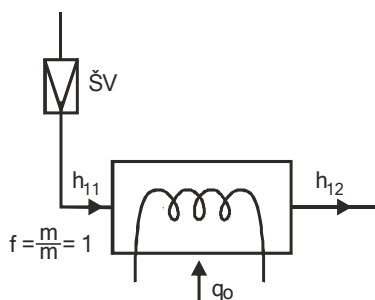
Tiež chudobný roztok sa škrtí v RV2 zo stavu $h_3 = h_5$.

Výparník

Do výparníka sa privádza teplo, ktoré je v podstate chladiaci výkon Q_o . (kW) Merná hmotová chladivosť sa určí ako:

$$q_o = \frac{Q_o}{m} = h_{12} - h_{11} \quad (6.21)$$

teda vyparovanie prebieha za stúpajúcej teploty pri stálej koncentrácii z bodu 11 do bodu 12.



Obr. 27 Výparník

Absorbér

V absorbéry sa pohlcujú pary chladiva zo stavu 12 chudobným roztokom, zoškrtením v RV2 na stav 5, za vzniku absorpčného tepla q_a . Toto teplo sa odvádza chladiacou vodou. Pochod prebieha teoreticky za stáleho tlaku p_o , a znižujúcej sa teploty, až do stavu 6=1. Vtedy teplo prestáva prechádzať z roztoku do chladiacej vody. Tým je určená koncentrácia bohatého roztoku ξ_b .

Odvedené absorpčné teplo:

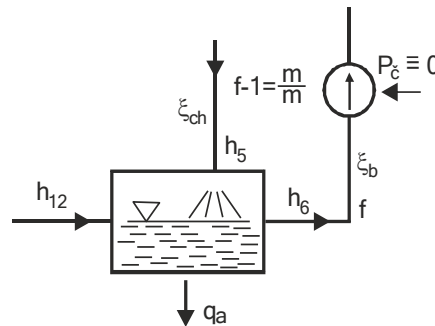
$$q_a = h_{12} + (f - 1) \cdot h_5 - f \cdot h_6 \quad (6.22)$$

ale platí, že entalpia $h_6 = h_1$, taktiež $h_5 = h_3$, preto môžeme písať:

$$q_a = f_{12} + (f - 1) \cdot f_3 - f \cdot h_1 = h_{12} - (h_3 - f \cdot (h_3 - h_1)) \quad (6.23)$$

A potom platí, že:

$$q_a = h_{12} - h_A \quad (6.24)$$



Obr. 28 Absorbér

Chladiaci faktor

Výraz COP (koeficient účinnosti) opisuje účinnosť vykurovania a chladenia obeh. Je vyjadrený ako pomer medzi jednotkou poskytovaného vykurovania alebo chladenia vzhľadom na spotrebu elektrickej energie, ktorá je potrebná na jeho vygenerovanie.

$$COP = \frac{Q_o}{Q_g} + P_c \quad (6.25)$$

Výkon čerpadla sa zanedbáva, pretože spravidla nedosahuje 5 % Q_g .

COP podľa Carnota by bol:

$$COP = \frac{Q_o}{Q_g} = \frac{T_g - T_k}{T_g} \cdot \frac{T_o}{T_k - T_o} \quad (6.26)$$

Čo v našom prípade pri dosadení teplôt $T_g = 110^\circ\text{C}$, $T_o = -5^\circ\text{C}$ a $T_k = 30^\circ\text{C}$ COP by malo hodnotu 1,6. Túto však v praxi nemožno dosiahnuť, maximálne 60% z nej. Množstvo tepla, ktoré je treba doviesť do vypudzovača (generátora) aby bol 1kg čpavku vypudený z bohatej zmesi, je rovný výparnému teplu 1 (kJ/kg), zväčšenému o teplo potrebné k uvoľneniu afinity

(väzby) medzi vodou a čpavkom, t.j. rozpúšťacie teplo - q_r . Pri vypudzovaní čpavku sa s jeho parami odvádza tiež určité množstvo vodnej pary, ktoré sa síce v lapači vody zachytia, ale predstavujú tiež určitú tepelnú stratu q_w .

Potom:

$$COP = \frac{l}{l + q_r + q_w} \cong 0,5 \quad (6.27)$$

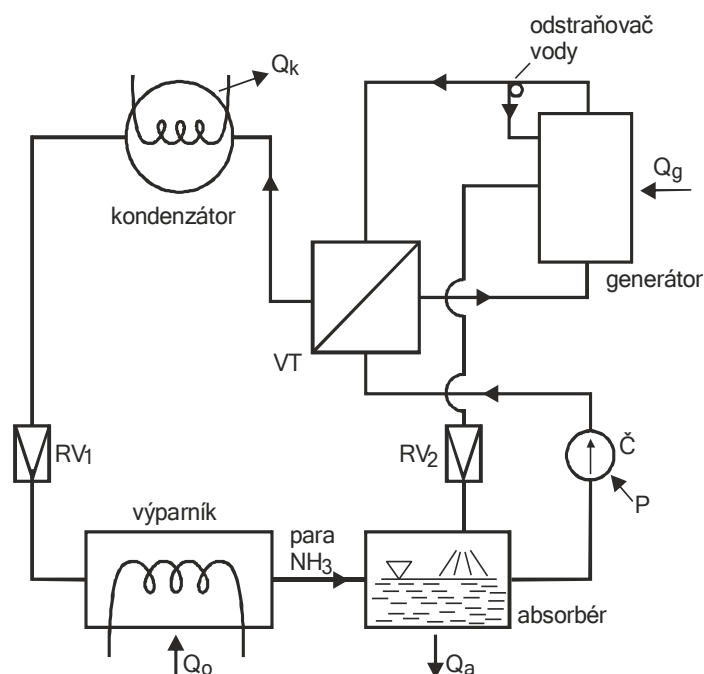
Pri teplote vo výparníku sa hodnoty COP pohybujú približne v týchto hodnotách:

$t_o (^{\circ}\text{C})$	-20	-10	0
COP	0,41	0,48	0,54

Zvyšovanie hospodárnosti obehu

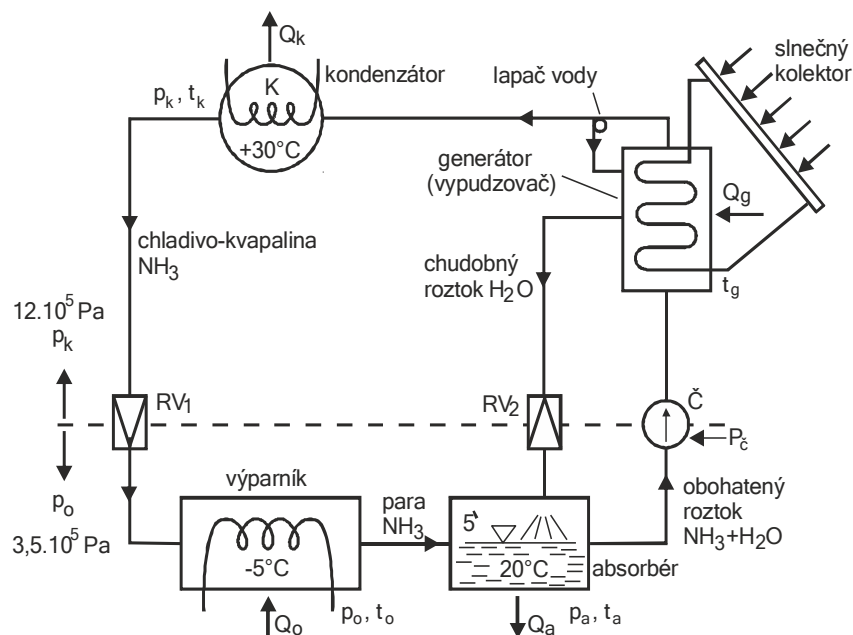
Chladiaci obeh bez výmenníku tepla má veľmi nízke číslo COP. Zariadením výmenníka tepla, do ktorého vstupuje horúci čpavok pri odchode z vypudzovača a ohrieva bohatý roztok prichádzajúci z absorbéra (Obr. 29), zlepšime energetickú bilanciu celého obehu. Znížime spotrebu tepla privádzaného do vypudzovača (generátora) a zároveň znížime množstvo chladiacej vody v kondenzátore. Tiež hodnota chladiaceho faktoru COP bude vyššia.

Taktiež môže byť VT umiestnený medzi chudobným roztokom vychádzajúcim z vypudzovača (h_3, ξ_{ch}) a medzi bohatým roztokom ($h_{1=6}, \xi_b$), Obr. 31. V tomto prípade môže byť chudobný roztok mierne podchladený.



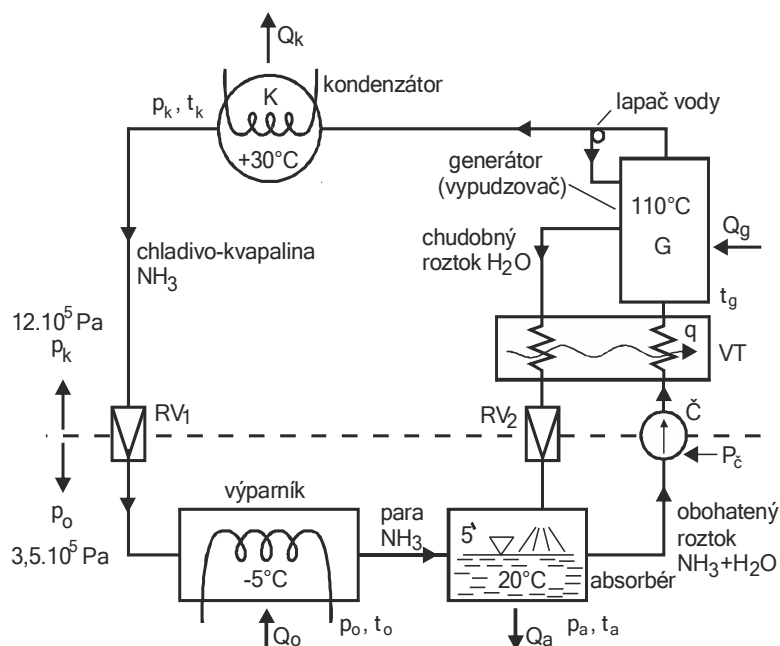
Obr. 29 Schéma sorpčného zariadenia s výmenníkom tepla

Tiež namiesto privedeného tepla v generátore možno využiť slnečnú energiu zaradením **slnečných kolektorov**.



Obr. 30 Schéma zapojenia so solárnym ohrevom

Zlepšenie energetickej bilancie je možné tiež zaradením regenerátora medzi chudobný a bohatý roztok pri vstupe a výstupe z vypudzovača (generátora).



Obr. 31 VT umiestnený medzi chudobným roztokom vychádzajúcim z vypudzovača a bohatým roztokom z absorbéru

6.1.5 Porovnanie pracovných dvojíc LiBr- H₂O a NH₃ -H₂O

Hľadanie nových pracovných látok pre absorpčné chladiace zariadenie neprinieslo žiadnu lepšiu pracovnú dvojicu než tradičný bromid lítňny-voda a čpavok –voda. Súčasný vývoj a zlepšovanie sa sústreďujú predovšetkým na úpravu okruhu viacstupňového zariadenia, na vývoj

zariadení malých výkonov, miniaturizáciu kompaktných zariadení, optimalizáciu jednotlivých komponentov a zaistovanie vplyvu neškodných aditív a inhibítorov korózie.

Z energetických dôvodov a dôvodov „akceptovateľnosti“ je vhodné v oblasti klimatizácie dávať prednosť dvojici voda- bromid lítňny. Pre podnulové teploty a zariadenia menšie ako 5 kW chladiaceho výkonu je vhodnejšie používať dvojicu čpavok-voda, vzhľadom na to, že táto dvojica má v tejto oblasti nesporné prednosti.

V popredí pozornosti výskumu je vývoj malých chladiacich zariadení s chladiacim výkonom pod 10 kW využívajúcich odpadné teplo, solárne teplo alebo teplo z kogenerácie (trigenerácie).

6.2 Difúzne chladiace zariadenia

Difúzny obeh je jednostupňový absorpčný obeh s čpavkom a vodou, ku ktorému je pridaný inertný plyn, v tomto prípade vodík (H_2). Do atmosféry tohto inertného plynu sa chladiivo vyparuje, aby svojím parciálnym tlakom vyrovnal tlak v nízkotlakej časti zariadenia na tlak vo vysokotlakej časti. Tlak chladiiva môže mať v rôznych častiach zariadenia požadované rozličné hodnoty, zatiaľ čo celkový tlak zmesi pary chladiiva a plynu je všade rovnaký. (Daltonov zákon: celkový tlak zmesi plynu sa rovná súčtu parciálnych tlakov jednotlivých zložiek). Do vypudzovača sa privádza teplo, ktoré vyparuje čpavok a jeho pary vytlačujú inertný plyn z kondenzátora. V zariadení, ktoré nemá škrtiace ventily a je preto vzájomne prepojené, musí byť celkový tlak všade rovnaký, preto pre všetky miesta platí:

$$P_{cel} = P_{NH_3} + P_{H_2O} \quad (6.28)$$

Vzniknutý čpavkový kondenzát je vedený bez akéhokoľvek škrtienia do výparníku. Výparník sa medzi tým naplní vodíkom. Vodíková atmosféra sa pri obohacovaní čpavkovými parami (ťažšími ako vodík) stáva ťažšia a klesá do nižšie položeného absorbéra A. Do absorbéra priteká aj chudobný roztok, predchladený vo výmenníku tepla T . Chudobný roztok (voda s minimálnym množstvom čpavku) nasáva čpavkové pary z prichádzajúcej zmesi, a tým sa táto zmes stáva znovu ľahšia a stúpa nahor. Plyn, chudobný na čpavok, teda vodík, obieha stále z absorbéra do výparníka a odtiaľ znova k absorbéru. Vytvorený bohatý roztok sa cez výmenník tepla T vedie do vypudzovača G. Tu sa ochudobňuje o čpavok. Celý tok sa vedie samospádom až na prietok bohatého roztoku zo zberača Z do vypudzovača G, kedy je treba prekonať výškový rozdiel H . Vypudením časti čpavkových par sa vytvoria parné bublinky a tým sa stane časť kvapalného obehu, vedúceho k parnému priestoru ľahšia než studená časť, že uvedený výškový rozdiel je ľahko prekonaný. Nielen teda obeh plynu ale aj kvapaliny sa udržiavajú rozdielom merných hmotností. Pretože váhový rozdiel v oboch kvapalinách je vytvorený teplom, hovorí sa o termosifónovom princípe.

Chladiaci faktor, teda výkonové číslo COP je v tomto prípade u vzduchom chladenom kondenzátore asi 0,2, u vodou chladeného kondenzátora asi 0,35.

V prípade, že takáto chladnička prestala fungovať a nebola nikde porušená tesnosť, bolo treba ju prevrátiť „hlavou“ dolu a zasa späť. Bolo treba dostať vodík z jeho zásobníku späť do obehu.

Toto riešenie odstraňuje čerpadlo na bohatý roztok, ako nežiaduci element pri dlhodobej prevádzke bez odbornej obsluhy.

Obeh sa používa výhradne u menších domácich chladničiek s elektrickým vyhrievaním alebo s plynými či kvapalnými palivami.

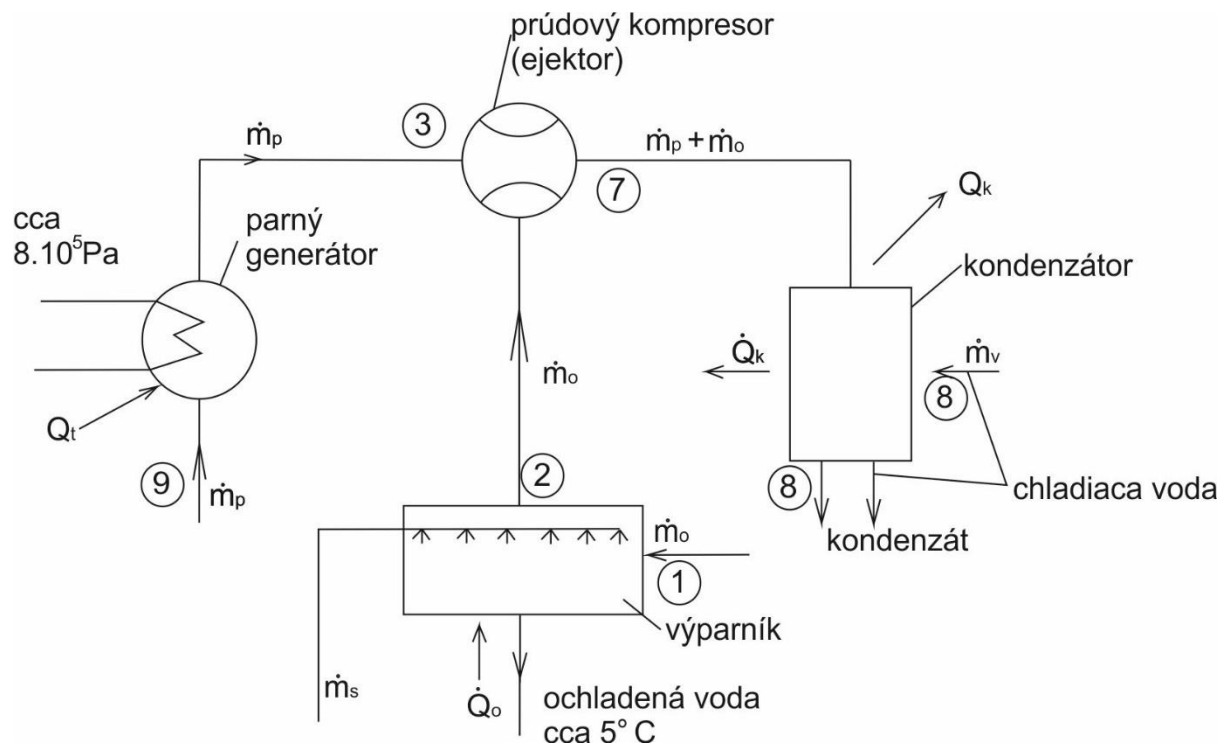
7. PAROPRÚDOVÉ CHLADIACE ZARIADENIA

Prúdový obeh pracuje najčastejšie s vodou ako chladivom a je teda použiteľný pre nadnulové vyparovací teploty ($p = 0,01 \text{ MPa}$; $t = 6,92^\circ\text{C}$). Jeho vyššie nároky na pohonnú tepelnú energiu a chladiacu vodu v porovnaní s obehom absorpčným, rovnako ako veľká hlučnosť, tento obeh predurčuje pre priemyselné aplikácie tam, kde sú požiadavky na nízke zriaďovacie náklady, malá prevádzková doba behom roka a je k dispozícii hnacia para potrebných parametrov.

V prúdovom obehu sa stlačenie pár chladiva z tlaku vo výparníku na tlak kondenzácie dosahuje paroprúdovým kompresorom – ejektorom. Pracovnou (hnacou) látkou je para, ktorá sa v obehu čiastočne spojuje s obehom chladiva (voda). Prídavnou energiou je v zásade energia tepelná.

Pracovná látka – vodná para, chladiaca látka (chladivo) – voda.

Voda vri v výparníku za takého tlaku, vyvedeného ejektorom, aby teplota varu sa rovnala žiadanej teplote (vo výparníku) chladenej látky na výstupe vo výparníku. Časť vody sa vyparí a toto potrebné výparné teplo sa odoberie ostatnej vode, takže vyparené množstvo vody je chladivo a ostatné je vlastne teplotonosná (pracovná) látka.



$\dot{m}_p$ – pracovná (hnacia) para

$\dot{m}_o$ – vyparená voda

$\dot{m}_s$ – cirkulujúca chladiaca voda

$\dot{m}_v$ – chladiaca voda v kondenzátore

Teplo odvedené vo výparníku:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_o \cdot (i_2 - i_1) \quad [W] \quad (7.1)$$

Teplo privedené v parnom generátore:

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_p \cdot (i_3 - i_9) \quad [W] \quad (7.2)$$

Teplo odvedené v kondenzátore:

$$\dot{Q}_k = (\dot{m}_p + \dot{m}_v) \cdot (i_7 - i_8) \quad [W] \quad (7.3)$$

Tepelná bilancia celého (neuzatvoreného) obeh:

$$\dot{m}_p \cdot i_9 + \dot{Q}_o + \dot{Q}_t + \dot{m}_o \cdot i_1 = \dot{Q}_k + (\dot{m}_p + \dot{m}_v) \cdot i_8 \quad (7.4)$$

z toho v prúdovom kompresore:

$$\dot{m}_p(i_3 - i_7) = \dot{m}_o(i_7 - i_2) \quad (7.5)$$

Na posúdenie hospodárnosti obeh sú dôležité:

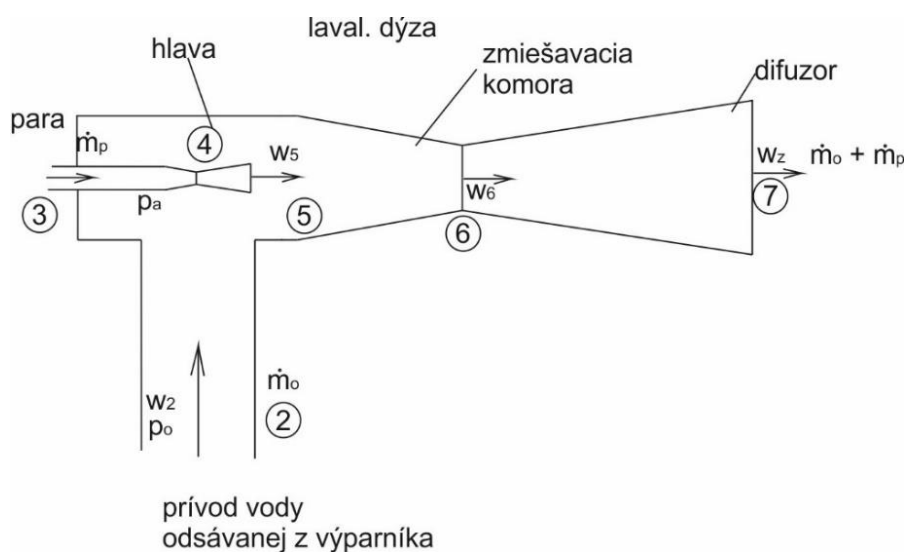
- pomerné množstvo pracovnej pary

$$f = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_o} = \frac{i_7 - i_2}{i_3 - i_7} \quad [kg/kg] \quad (7.6)$$

- chladiaci faktor

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_t} = \dot{u} \quad (7.7)$$

kde $\dot{u} = \frac{1}{f}$ – súčiniteľ ejekcie



Obr. 32 Schéma paroprúdového kompresora (ejektora)

V hlave je umiestnená hnacia dýza (riešená ako lavalová), lebo tlakový pomer p_0/p_t je vždy menší ako kritický (0,578). Prívodným hrdlom prechádza para odvádzaná z výparníka tak, aby zmena smeru jej toku bola spojená s minimálnou stratou. V smere osi dýzy je na hlavu napojená mierne kužeľovitá alebo valcová zmiešavacia komora, v ktorej sa vyrovnávajú rôzne kinetické energie oboch prúdov pár a vzniká prúd jeden. Ten potom prechádza do kužeľovitého difúzora, v ktorom sa mení kinetická energia na energiu tlakovú tak, že tlak pár dosahuje hodnotu tlaku v kondenzátore.

Pre zníženie teploty vyparovania vody na $t_0=0^\circ\text{C}$ treba veľmi vysokého vákua, pretože pri tejto teplote odpovedá tlak vyparovania $0,0062 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, t. j. asi 4,5 mmHg. Tento nízky tlak sa udržiava takto:

1. pracovná para z generátora, ktorá má dostatočne vysoký tlak, vstupuje do ejektora a expanduje v jeho tryske, pričom znižuje svoj tlak vo výparníku. Pri tom nadobúda značnej rýchlosti, nasáva chladné pary z výparníku a mieša sa s nimi. V difúzore ejektoru sa zmes pary stlačuje na tlak, ktorý sa rovná tlaku v kondenzátore, kde sa skvapalňuje.
2. Skondenzovaná voda sa čiastočne prečerpáva čerpadlom späť do generátora a čiastočne postupujú regulačným ventilom do výparníka, kde odoberá teplo chladenému prostrediu.

K vytváraniu hlbokého vákua sa často používa vákuových ejektorových chladiacich zariadení s niekoľkostupňovými ejektormi. Ako chladivo možno použiť aj chladiacich soľaniek, aby sa získali teploty pod 0°C .

Hodnota f nie je zistená teoreticky (je to veľmi zložitá teória), ale prakticky.

3 - 5* - lavalová dýza

6*- 7* - kompresor (difúzor)

2 - 2* - expanzia pary z výparníka do zmiešavacej hlavy

- predpokladá, že prúdi bez strát 2-2', skutočný rozdiel $p_0 - p_a$ spôsobuje, že sa prietok javí ako expanzia (polytropická)
- skutočná vtoková rýchlosť

$$w_2^* = \varphi_s \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta h_0} \text{ [m/s]} \quad (7.8)$$

- kde φ_s – vtokový súčiniteľ, býva $0,92 \div 0,96$ a potom w_2^* býva do 100 m/s
- pomer $\frac{\Delta h_0^*}{\Delta h_e} \cong 0,04 \div 0,06$ niekedy až 0,01

Expanzia pracovnej látky (pary) v Lavalovej dýze je teoreticky adiabatická, v skutočnosti vzhľadom na expanziu až na tlak p_a je polytropická.

Výtoková rýchlosť pary v bode 5

$$w_5^* = \varphi_L \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta h_e^*} \quad (7.9)$$

- kde $\varphi_L = 0,92 \div 0,99$

$$h_e^* = h_3 - \Delta h_e^* = h_3 - \varphi_L^2 \cdot \Delta h_e' \quad (7.10)$$

V zmiešavacej komore sa oba prúdy pár miešajú za stáleho tlaku – teoreticky p_o , prakticky p_a .

Rýchlosť w_6^* sa potom určí ako:

$$w_6^* = \varphi_k \cdot \frac{f w_5^* + w_2^*}{1 + f} \quad (7.11)$$

kde $\varphi_k = 0,92 \div 0,97$

Entalpia pár po zmiešaní (a zanedbaní rýchlosti w_2 (rýchlosť zvuku 330 m/s)) potom bude vyjadrená vzťahom:

$$h_6 = \frac{f \cdot h_3 + h_2}{1 + f} - \frac{w_6^{*2}}{2} [J/kg] \quad (7.12)$$

Potom teoreticky:

$$m_p \left(h_5 + \frac{w_5^2}{2} \right) + m_o \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = (m_o + m_p) \left(h_6 + \frac{w_6^2}{2} \right) \quad (7.13)$$

a entalpia pri skutočnom obehu

$$h_6 = \frac{f \cdot h_3^* + h_2^*}{1 + f} - \frac{w_6^{*2}}{2} [kJ/kg] \quad (7.14)$$

V difúzore klesá rýchlosť pary na w_7 a tým sa časť jej kinetickej energie mení na tlakovú podľa vzťahu:

$$\Delta h_k = h_7 - h_6 = \frac{1}{2} (w_6^2 - w_7^2) [kJ/kg] \quad (7.15)$$

Stav 6* je potom určený tlakom p_a .

Skutočný stav je potom vyjadrený ako:

$$h_7^* = h_6^* + \frac{h_7' - h_6^*}{\varphi_D} [kJ/kg] \quad (7.16)$$

Rýchlostný súčiniteľ vyjadrujúci straty v difúzore $\varphi_D = 0,7 \div 0,8$

Maximálna ejekcia nastáva pri $w_2 = w_7 = 0$

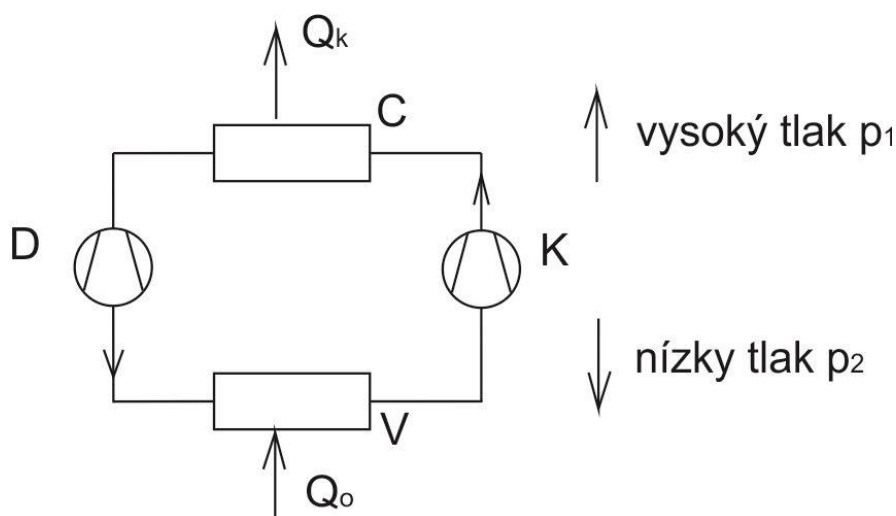
A hodnoty $u = \frac{1}{f} = \sqrt{\frac{\Delta h_e}{\Delta h_k}} - 1$

8. PLYNOVÉ CHLADIACE ZARIADENIA

Sú nazvané podľa toho, že používajú plyny ako chladivo. Rozdeľujeme ich na 2 hlavné skupiny:

- obehy s plynom konajúcim vonkajšiu prácu, u ktorých sa ochladenie plynu dosiahne jeho expanziou za konania vonkajšej práce (v detandery). Chladivom je výhradne vzduch. Patria sem obehy Ericsonov, Stirlingov, Claudov, Meylandtov a Kapicov.
- Obehy s plynom konajúcim vnútornú prácu, u ktorých sa chladiaceho účinku dosahuje Joule - Thompsonovým ochladením pri škrtení reálneho plynu. Používajú sa predovšetkým pri skvapalňovaní plynov.

Plynové (expanzné) chladenie



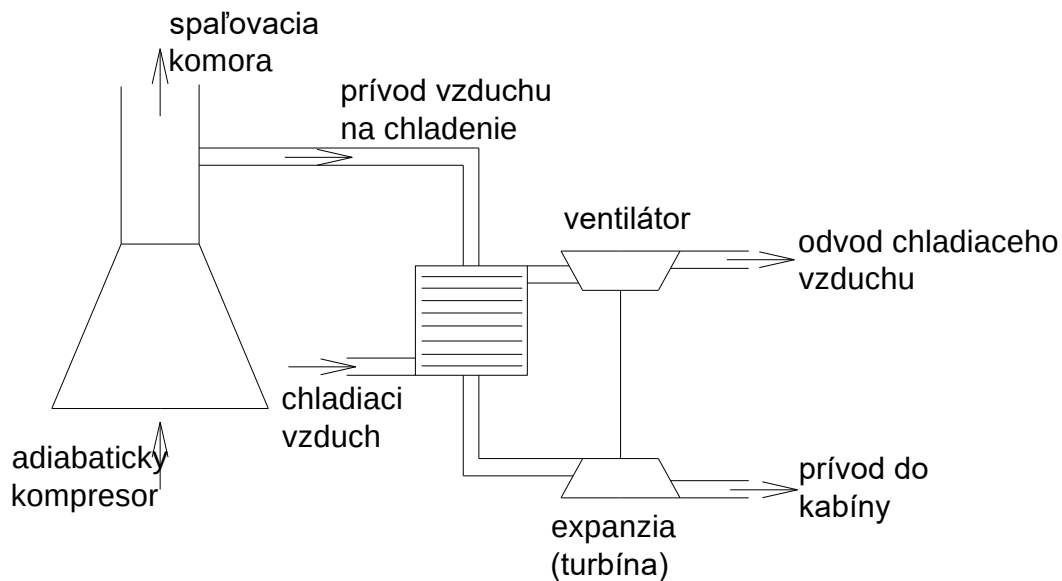
V – výparník, C – kondenzátor, D – detander, K – kompresor

Kompresor stláča vzduch na vysoký tlak a ten sa potom pri tomto tlaku ochladí chladiacou vodou alebo vzduchom. Ochladený vzduch s vysokým tlakom p_1 expanduje potom v expanznom stroji D na nízky tlak p_2 . Pritom sa teplota vzduchu značne zníži (hlavne ak prebieha expanzia pokiaľ možno adiabatický).

U týchto zariadení je objemová chladivosť (pri $p=10^5 \text{ Pa}$) veľmi malá, len cca 42 kJ/m^3 , čomu zodpovedá zníženie teploty asi o 40°C (napr. čpavok, pri $t_o = -5^\circ\text{C}$; $q_v = 2800 \text{ kJ/m}^3$). Potrebný objem je tu teda značne väčší (pretekajúceho vzduchu) a preto je vhodnejšie použiť rotačné stroje (kompresory) aby sa zvládli veľké objemy vzduchu.

Pre straty pri kompresii a expanzii je chladiaci faktor veľmi nepriaznivý. Ak má byť teplota v chladiči len 0° a pomer tlakov $p_k/p_o = 3 \div 4$, potom $\varepsilon_c = 0,05$.

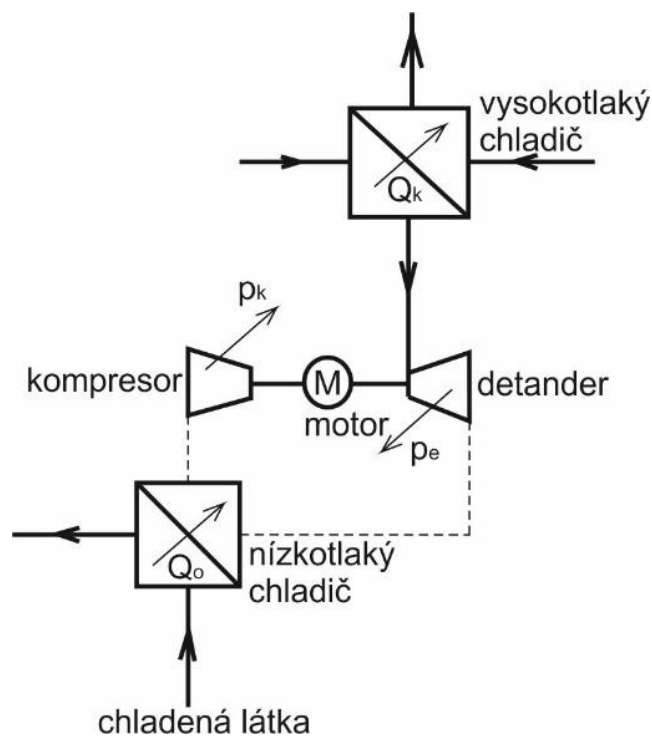
Napriek týmto nedostatkom má toto vzduchové chladiace zariadenie význam hlavne pre úpravu vzduchu. Je jednoduché, nevyžaduje pomocné zariadenia a nemôže vzniknúť nebezpečie otravy.



Obr. 33 princíp plynového chladiaceho obehu

Toto chladenie je známe hlavne z letectva. Pre svoju malú váhu rieši klimatizáciu lietadlovej kabíny: stlačený vzduch sa odoberá za kompresorom plynovej turbíny pred jej spaľovacou komorou a ochladzuje sa vo výmenníku tepla vonkajším vzduchom. Potom sa nechá expandovať v turbíne a odtiaľ prúdi do kabíny. Turbína poháňa ventilátor, ktorý privádza vonkajší vzduch do výmenníka tepla.

8.1 Zapojenie bez vnútornej výmeny tepla



Obr. 34 Schéma zapojenia plynového obehu bez vnútornej výmeny tepla

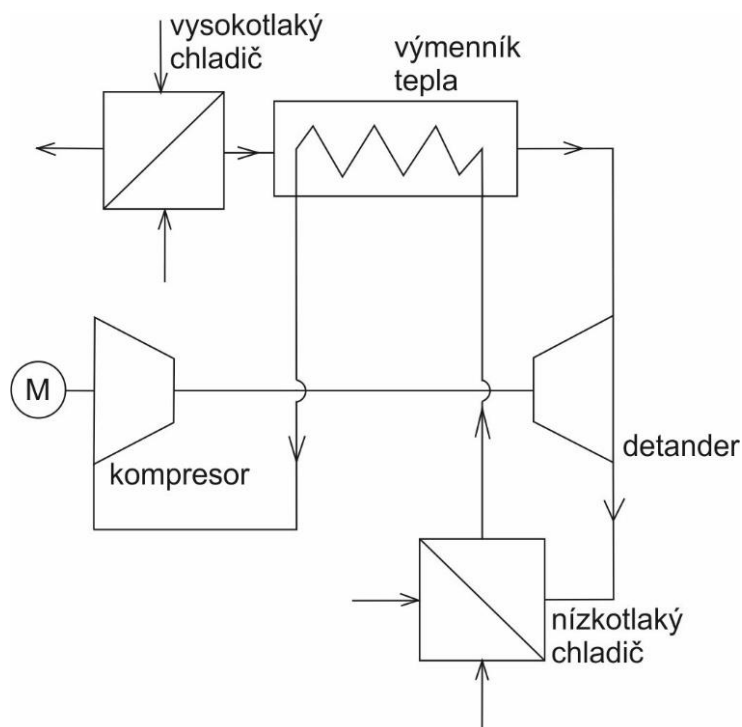
Objemová chladivosť

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \quad (8.1)$$

Prietok chladiva sa určí ako pomer výkonov:

$$m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (8.2)$$

8.2 Zapojenie s vnútornou výmenou tepla



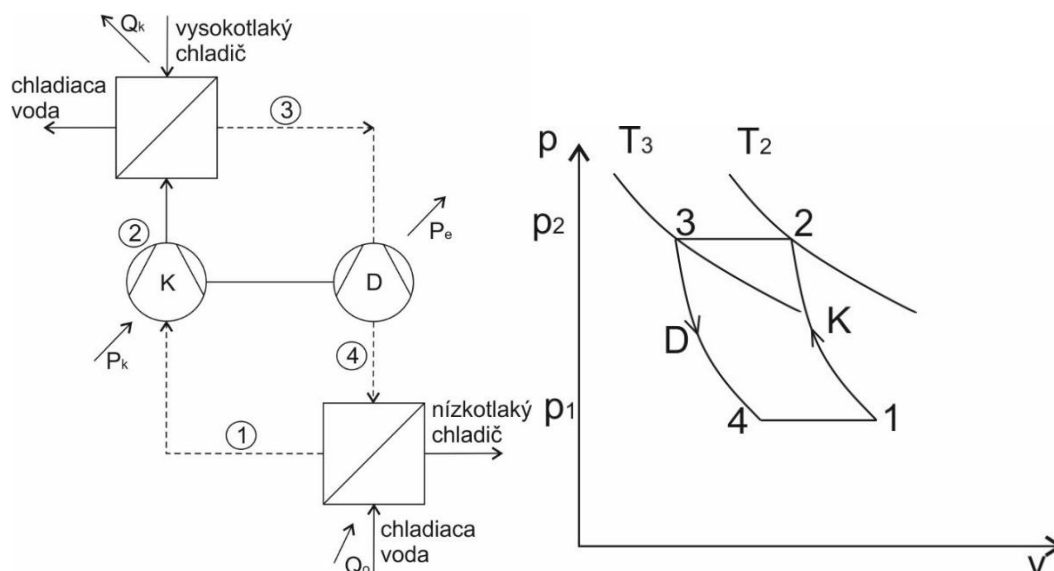
Obr. 35 Schéma zapojenia plynového obehu s vnútornou výmenou tepla

Predchladzuje sa vzduch idúci do kompresora čím sa zmenší práca kompresora

Aj pri najpriaznivejších podmienkach sa nedá dostať ekonomicky hospodárne riešenie.

Napr. plyn (vzduch) s teplotou 27°C ak expanduje z tlaku $2 \cdot 10^5$ Pa na tlak 10^5 Pa, zníži svoju teplotu asi o 54°C (-27°C), prakticky je však nemožné využiť tohto zníženia teploty (ktoré by sa meralo len teplomerom pohybujúcim sa rovnakou rýchlosťou ako vzduch). Na nepohyblivej stene trysky sa totiž rýchlosť vzduchu zabrzdí skoro až na 0 a nameraný pokles teploty činí len asi 15% teoretickej hodnoty (cca o 8°C, teda z 27°C na cca 19°C)

Obeh plynový chladiaci – Ericsonov obch (pre chladenie vzduchu)



- diagram bez strát
- K – kompresor
- D – detander

Plyn sa v kompresore stlačí a potom sa vo vysokotlakom chladiči ochladí (napr. vodou). Expanziou v detandere sa zníži na tlak a teplotu tak, že v nízkotlakom chladiči je možné týmto plynom chladieť.

Tepelná bilancia:

$$\dot{Q}_o + P_k = \dot{Q}_k + P_e \quad (8.3)$$

$$q_o + a_k = q_k + a_e \quad (8.4)$$

P_k – výkon kompresora, P_e – výkon detandera

Chladivosť:

$$q_o = i_1 - i_4 = c_p(t_1 - t_4) \quad (8.5)$$

Teplo odvedené z okruhu:

$$q_k = i_2 - i_3 = c_p(t_2 - t_3) \quad (8.6)$$

Špecifická práca kompresora:

$$a_k = i_2 - i_1 = c_p(t_2 - t_1) \quad (8.7)$$

Špecifická práca detandera:

$$a_e = i_3 - i_4 = c_p(t_3 - t_4) \quad (8.8)$$

Motor kryje:

$$P = P_k - P_e = P_k(1 - \xi) \quad (8.9)$$

Ak pracuje kompresor s adiabatickou účinnosťou η_k a detandera η_e , bude skutočný príkon

$$P_{sk} = P \left(\frac{1}{\eta_k} - \xi \cdot \eta_e \right) \quad (8.10)$$

Detander – expanzia plynu, ktorý zároveň vykonáva vonkajšiu prácu.

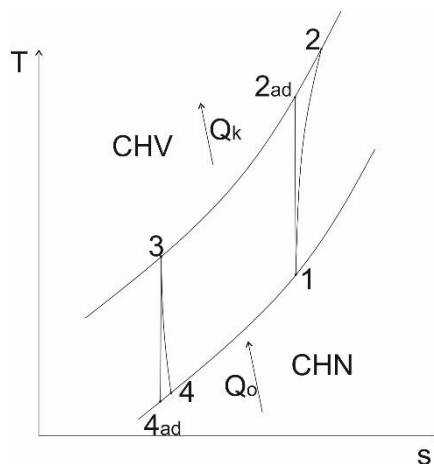
Potom celková účinnosť, ak $\eta_k = \eta_e = \eta_c$

$$\eta_c = \frac{P}{P_{sk}} = \frac{\eta(1 - \xi)}{1 - \xi\eta^2} \quad (8.11)$$

A chladiaci faktor

$$\varepsilon_{ch} = \frac{q_o'}{a_k(1 - \xi)} \cdot \eta_c \quad (8.12)$$

Všeobecne je chladiaci faktor tohoto obehu nižší než napr. u obehu parného a preto má plynový obeh oprávnenie u nízkych teplôt, keď hospodárnosť parného obehu klesá.



$$Q_o + P = Q_k + D$$

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{P - D}$$

$$q_o = h_1 - h_4 = c_p(t_1 - t_4)$$

$$q_k = h_2 - h_3 = c_p(t_2 - t_3)$$

Obeh plynový s konaním vonkajšej práce má v porovnaní s obehom parným (kompresorovým) väčšiu spotrebu pohonnej, najčastejšie elektrickej energie. Jeho prednosťou je bezpečné a ekologické chladivo – vzduch. Využíva sa hlavne v klimatizácii lietadiel, baní a skúšobní, hlavne pre simuláciu extrémnych podmienok. V priemyselnej oblasti je vhodný len pre veľmi nízke teploty pri ktorých by musel byť inak použitý obeh kaskádový. V poslednej

dobe je tento obeh presadzovaný rôznymi ekológmi pre použité chladivo a to bez ohľadu na jeho energetickú náročnosť.

Objemová chladivosť:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} \quad (8.13)$$

Prietok chladiva:

$$m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (8.14)$$

Objemový prietok chladiva (sáním kompresorom):

$$V_k = m \cdot v_1 \quad (8.15)$$

Detanderom

$$V_e = m \cdot v_4 \quad (8.16)$$

Teplo odvedené z vysokotlakého chladiča:

$$Q_k = m(i_2 - i_3) = m \cdot c_p(t_2 - t_3) \quad (8.17)$$

Adiabatický príkon kompresora:

$$P = m \cdot a_k = m(i_2 - i_1) = m \cdot c_p(t_2 - t_1) \quad (8.18)$$

Adiabatický výkon detandera:

$$P_e = m \cdot a_e = m(i_3 - i_4) = m \cdot c_p(t_3 - t_4) \quad (8.19)$$

Teoretický výkon motora:

$$P = P_k - P_e = m(a_k - a_e) = P_k \left(1 - \frac{\dot{V}_e}{\dot{V}_k} \right) \quad (8.20)$$

Skutočný výkon motora:

$$P_{sk} = P \cdot \frac{1 - \frac{V_e}{V_k} \eta_{cad}}{\eta_{cad} \left(1 - \frac{V_e}{V_k} \right)} \quad (8.21)$$

Chladiaci faktor:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{a_k} \cdot \frac{\eta_{cad}}{1 - \frac{V_e}{V_k} \eta_{cad}} \quad (8.22)$$

Rozdiel $a_k - a_e$ musí byť krytý príkonom poháňacieho motora.

Chladiaci faktor teoretického obehu je:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{q_k - a_k} \quad (8.23)$$

Skutočný obeh sa odlišuje od teoretického tlakovými a tepelnými stratami pri prietoku plynu chladičom a spojovacími potrubiami. Skutočný obeh je znázornený plnou modrou čiarou.

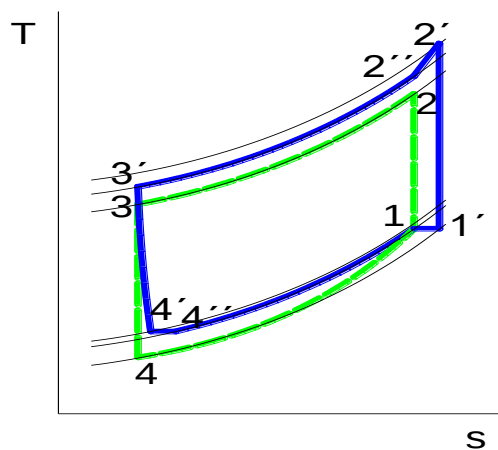
Potom:

$$q_o' = i_1 - i_4'' = c_p(t_1 - t_4'') \quad (8.24)$$

$$q_k = i_2'' - i_3' = c_p(t_2'' - t_3') \quad (8.25)$$

Ak pomer oboch príkonov:

$$\frac{P_e}{P_v} = \frac{V_c}{V_v} = \xi \quad (8.26)$$



Obr. 36 Rozdiel medzi ideálnym a reálnym chladiacim obehom

9. TERMOELEKTRICKÉ CHLADIACE ZARIADENIA

Termoelektrické chladenie patrí do skupiny tzv. elektrónového chladenia, využívajúceho jav, pri ktorom vzniká teplotný gradient v materiály pôsobením síl elektrického, poprípade magnetického poľa.

Pôsobením napätia U (V) sa vo vodivých materiáloch urýchľujú elektróny, ktorých pohybom sa prenáša kinetická a potenciálna energia, čo sa javí ako prietok prúdu od kladného pólu k zápornému a ako teplotný rozdiel ΔT , medzi kladným a záporným pólom. Tento jav je nazvaný po svojom objaviteľovi, francúzskom hodinárovi a vedcovi – amatérovi Jean Charles Athanase Peltierovi (1834) a možno ho formulovať takto: Ak preteká prúd nehomogénnym vodivým obvodom, vzniká na jednom zo spojov ohrev a na druhom ochladenie. Je to teda opakom Seebeckovho javu, využívaného napr. pri meraní termočlánkami.

Súčasne s teplotným rozdielom ΔT sa teplo vedie z najteplejšieho spoja na chladnejší a prietokom prúdu vzniká Joulovo teplo. Vhodným materiálom teda bude ten, ktorý bude mať veľkú termoelektrickú silu

$$\alpha = \frac{U}{\Delta T} [V K^{-1}] \quad (9.1)$$

a ďalej bude mať dobrú elektrickú vodivosť γ a nízku tepelnú vodivosť λ . Všetky tieto vlastnosti možno vyjadriť v závislosti na počte negatívne nabitých častíc v 1 cm^3 a tým zistiť, že optimum rozhodujúceho súčinu $\alpha^2 \gamma$ leží v oblasti polovodičov.

Prenos energie v polovodičových materiáloch sa uskutočňuje dvoma spôsobmi:

- a) Vlastná vodivosť polovodičov - je spôsobená teplotou elektróny prechádzajú z valenčného pásma do vodivostného pásma. Vznik vodivosti typu N a P. Valenčné pásmo je plne obsadené, vo vodivostnom pásme nie sú elektróny pri teplote 0K. Ak teplotou tohto polovodiča zvýšime elektróny na hladine W_2 získajú takú energiu, že prekenu zakázané pásmo a dostanú sa do vodivostného pásma, kde spôsobujú elektrónovú vodivosť - vodivosť N. Ak elektróny opustili energetickú hladinu W_2 , prejavuje sa ich pôvodné miesto ako miesto s nedostatkom elektrónov, s názvom diera. Diera má charakter kladného náboja. Pôsobením elektrického poľa, zvýšenej teploty prechádzajú elektróny v základnom pásme na miesta dier. Tak vzniká dierová vodivosť - vodivosť P. Vlastnú vodivosť polovodiča charakterizuje súčasný vznik vodivosti P a vodivosti N.
- b) Nevlastná vodivosť polovodičov - vzniká vtedy ak do kryštálu kremíka pridáme päťmocný prvok napr. antimón 4 elektróny atómu antimónu sa viažu zo 4 elektrónmi kremíka a jeden elektrón antimónu zostáva voľný tento sa voľne pohybuje po mriežke tým, že je tam veľké množstvo antimónu vznikne aj veľké množstvo voľných elektrónov, čím vznikla vlastná vodivosť typu N.

Hladina donorov - darcov je blízko vodivostného pásma. Ak do monokryštálu kremíka zabudujeme atóm trojmocného prvku napr. Indium bude do väzby chýbať 1 elektrón toto miesto diera sa bude správať akoby kladný náboj. Ak kryštál vložíme do el. poľa preskočí najbližší

elektrón do voľnej diery a na jeho mieste vznikne diera, ktorú zaplní ďalší elektrón takto nastáva pohyb dier po mriežke čomu hovoríme dierová - pozitívna vodivosť typu P. Atóm prvku, ktorý spôsobuje vodivosť typu P nazývame príjemca - akceptor.

Nosičmi náboja polovodičmi sú len pohyblivé nosiče el. náboja to je voľné elektróny a voľné diery. Ak je koncentrácia elektrónov väčšia, ako koncentrácia dier hovoríme, že elektróny sú väčšinovými majoritnými nosičmi el. prúdu a diery sú menšinovými minoritnými vodičmi el. prúdu.

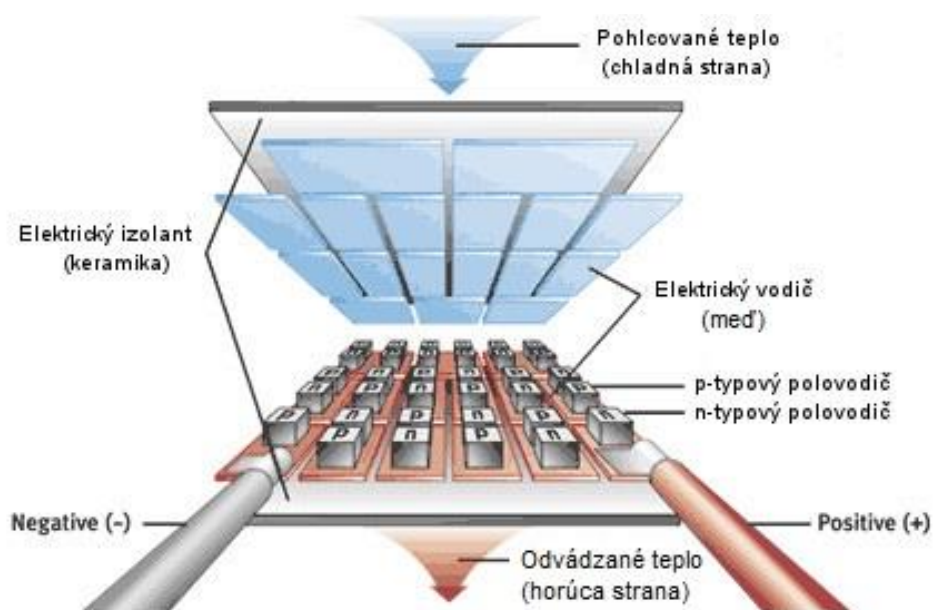
9.1 Konštrukcia článkov a materiály

Francúzsky fyzik Peltier sa už v roku 1834 zamýšľal nad známym Seebeckovým javom. Ak sú dva vodiče z rôznych kovov spojené do uzavretého obvodu a majú rôznu teplotu, vzniká v obvode elektrický prúd. Takému spojeniu sa hovorí Seebeckov obvod. Peltier zistil, že tento jav sa dá využiť aj obrátené. Pokiaľ sa teda privedie jednosmerný prúd do Seebeckovho obvodu, vzniká teplotný rozdiel medzi spojmi. Na tomto objave bol založený Peltierov článok. Ten je vytvorený z dvoch teliesok a elektrického mostíku. Ako polovodiče sa používajú špeciálne materiály (vismut - telluridy), ktoré majú vhodne termoelektrické vlastnosti, hlavne nízky merný odpor a malú tepelnú vodivosť. Pre spojovacie články sa používa meď s malým elektrickým odporom. Spojením viacerých takýchto článkov vznikne termobatéria. Jednotlivé termočlánky sú za sebou a sú umiestnené medzi keramické doštičky s dobrou tepelnou vodivosťou. Keramické doštičky zároveň slúžia ako elektrická izolácia. Privedením jednosmerného prúdu na výstupy termobaterie sa jedna ohrieva a druhá ochladzuje. Pokiaľ ma termobatéria pracovať ako tepelné čerpadlo, je treba zaistiť čo najlepšie odvádzanie tepla z horúcej doštičky. Privedený prúd sa teda premení na tepelnú energiu a tá sa musí odvieť spolu s teplom odčerpaným z ochladzovanej doštičky. Určitou nevýhodou sú teda zvýšené nároky na chladenie systému. Naproti tomu je ale možné na ochladzovanej strane získať teplotu nižšiu ako je teplota okolia.

9.2 Použitie termoelektrického chladenia

Výhody – žiadne pohyblivé časti, jednoduchosť, bezpečnosť, bezhlučnosť a regulovateľnosť. Nevýhody – vysoké zriaďovacie náklady za batérie a usmerňovač, vysoké prevádzkové náklady za prúd, veľmi malé výkony (rádovo 10^1 až 10^{-1} W) a menšia hospodárnosť.

Použitie: drobné výrobníky ľadu, merače rosného bodu, kondenzátory plynu v difúzných výevách, zariadenia pre úschovu a ohrev nápojov (detské fľaše, servírovacie stolčeky), chladené skrinky a malé chladničky do nábytku aj do automobilov, laboratórne prístroje, malé klimatizátory, klimatizačné zariadenia a boxy pre úschovu potravín v atómových ponorkách



Obr. 37 Princíp činnosti termoelektrického článku

10. KOMPRESORY

Kompresory sú stroje pre stláčanie plynov a pár. Kompresory sú stroje, ktoré pre svoju prácu potrebujú prívod energie, najčastejšie mechanickej. Pri stláčaní sa mení hnacia energia na teplo. Preto sa kompresory radia medzi stroje tepelné.

Stláčanie plynov je možné realizovať dvoma spôsobmi, a to:

- a) zmenou objemu v priestore, v ktorom je plyn uzatvorený - objemové kompresory,
- b) zmenou kinetickej energie na tlakovú energiu - dynamicke kompresory.

Objemové kompresory sa delia na:

- a) kompresory piestové
 - s priamočiarym vratným pohybom piestu vo valci,
 - rotačné,
- b) b. membránové, u ktorých sa objem plynu znižuje pohybovaním pružnej membrány.

Dynamicke kompresory sa rozdeľujú na:

- a. lopatkové (turbokompresory)
 - radiálne,
 - axiálne,
- b. prúdové.

Podľa hodnoty konečného tlaku sa kompresory rozdeľujú na:

- a. nízkotlakové kompresory do tlaku 25 barov (2,5 MPa),
- b. stredotlakové kompresory pre konečný tlak od 25 do 100 barov (2,5 – 10 MPa),
- c. vysokotlakové kompresory s konečným tlakom nad 100 barov (nad 10 MPa).

Podľa stláčaného plynu sa kompresory delia na:

- a. vzduchové,
- b. plynové (väčšie požiadavky na tesnosť ako u vzduchových kompresorov),
- c. špeciálne (napr. stláčajú jedovaté, výbušné alebo inak nebezpečné plyny, napr. vodík, kyslík, čpavok atď.).

Podľa spôsobu chladenia sa kompresory delia na:

- a. chladené vodou,
- b. chladené vzduchom.

Podľa stupňov stláčania sa kompresory delia na:

- a. jednostupňové,
- b. viacstupňové.

Podľa spôsobu premiestňovania sa kompresory delia na:

- a. stacionárne,

- b. prenosné,
- c. mobilné.

Kompresory môžu byť poháňané:

- a. priamo,
- b. nepriamo, pomocou:
 - remeňového prevodu,
 - ozubeného prevodu,
 - hydraulického prevodu.

Kompresory nasávajúce pri tlaku značne nižšom ako atmosférickom a stlačujúcom plyny na tlak barometrický sa nazývajú vývevami, pri lopatkových strojoch exhaustory, u prúdových prístrojov ejektory. Kompresory s nasávacím tlakom približne barometrickým a s tlakovým pomerom $\pi \leq 3$ sú dúchadla. Kompresory v užšom slova zmysle sú stroje na stláčanie plynu na tlak 2 až 2500 barov. Ak je nasávací tlak kompresora vysoký (napr. 100 barov) a tlakový pomer nízky (1,05 až 1,2) hovoríme obvykle o obehovom čerpadle.

Požiadavky na nízku kompresnú teplotu, na malú hmotu stroja a na priblíženie sa k izotermickej kompresii vedú u strojov s tlakovým pomerom vyšším ako päť k postupnému stláčaniu v niekoľkých stupňoch a k medzistupňovému chladeniu. Len u vývev, malých kompresorov, alebo pri prerušovanej prevádzke sa volí tlakový pomer v jednom stupni značne väčší. U veľkých kompresoroch býva v jednom stupni častý tlakový pomer 3.

O celkovej koncepcii kompresora a často i o konštrukcii jednotlivých detailoch kompresora rozhodujú chemické a fyzikálne vlastnosti stlačovaného plynu a samozrejme požadovaný tlakový pomer.

10.1 PIESTOVÉ KOMPRESORY

Piestové kompresory patria medzi objemové kompresory. Ich podstatnou časťou je piest vykonávajúci priamočiary vratný pohyb vo valci. Pri pohybe piesta vo valci sa plyn postupne nasáva, stláča a vytláča.

10.1.1 Koncepcia piestového kompresora

Pri rozhodovaní o koncepcii nového kompresora sa vychádza zo schematického náčrtku stroja; ten predstavuje základnú osnovu, na ktorú sa komponujú elementy kompresora. Voľbou schémy sú do značnej miery určené všeobecné vlastnosti konštruovaného stroja, t.j.

- základné usporiadanie valcov (stojaté, ležaté, uhlové, boxerové),
- počet valcov,
- počet stupňov a ich rozdelenie do valcov,
- druh pohybového mechanizmu,
- uhol zalomenia kľúk hriadeľa.

Voľbou základného usporiadania stroja sú v podstate určené aj vonkajšie rozmery stroja, celková hmotnosť a vyváženie zotrvačných síl. Na voľbe schémy závisí tiež stupeň vyrovnaní

síl na piest, ktorý má vplyv na rozmery a hmotnosť zotrvačníka, na celkovú hmotnosť aj na prevádzkové vlastnosti stroja.

Každý výrobca kompresora volí takú koncepciu, ktorá je pre neho z ekonomického hľadiska najvýhodnejšia. Preto vychádza z technicko-ekonomických štúdií a návrhov, vykonáva unifikáciu výkonnostných rad jednotlivých typov strojov, rozsiahlu normalizáciu konštrukčných uzlov a súčastí. Okrem kľukových mechanizmov sú unifikované napr. stieracie upchávky, uloženie ventilov vo valcoch, zubové čerpadlá pre cirkulačné mazanie, mazacie nadstavce pre tlakové mazanie atď.

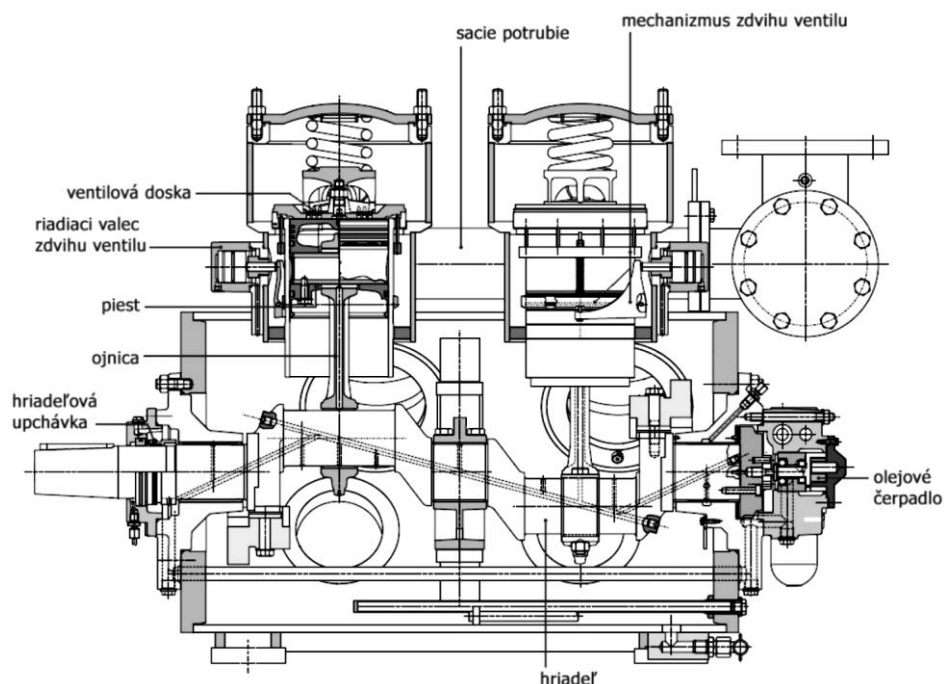
10.1.2 Konštrukcia piestových kompresorov

Usporiadanie piestových kompresorov a ich konštrukcia sa všeobecne vyznačujú veľkou rozmanitosťou, ku ktorej vedú tieto požiadavky:

- rozdielnosť výkonností (desatiny až desaťtisíce),
- rozdielnosť výtláčnych tlakov (desatiny až stovky MPa),
- rozdielnosť účelov použitia (pre bane, stavby, lode, hutné závody, chemické, potravinárske, pre výskumné pracoviská, pre chladiacu techniku, atď.),
- rôznosť vlastností stláčaných plynov (vzduch, chemické plyny, chladivá, atď.),
- rôznosť prevádzkových požiadaviek (hermetickosť, bezmaznosť, nutnosť regulácie výkonnosti, atď.),
- ďalšie najrôznejšie aspekty.

Piestové kompresory sa stavajú ako:

- stojaté, ležaté, boxerové, uhlové,
- jednostupňové až sedemstupňové,
- jednočinné alebo dvojčinné, s odstupňovaným piestom,
- s križiakom alebo bez križiaka,
- chladené vzduchom alebo vodou,
- mazané alebo bezmazné,
- upchávkové (otvorené, polohermetické, hermetické).



Obr. 38 Príklad konštrukcie piestového kompresora

10.1.3 Jednostupňové kompresory

Jednostupňové kompresory sú kompresory malých až stredných výkonností, bývajú stojaté radové alebo s valcami do V alebo W, s jednočinným trubkovým piestom, ktorý plní aj funkciu križáka.

Piestový kompresor na rozdiel od iných druhov kompresorov, napr. skrutkového kompresora, nenasáva plyn kontinuálne. Pri pohybe piesta vo valci smerom dole sa otvorí nasávací ventil a kompresor nasáva plyn až do okamihu, keď piest dosiahne spodnú úvrať. Okamžite potom sa nasávací ventil zatvorí. Nasleduje kompresia - pohyb piestu nahor - až kým nie je tlak vo valci vyšší ako tlak nad výtláčnym ventilom. Výtláčny ventil sa otvorí a stlačený plyn sa vytlačí do výtláčného potrubia. Nasávací ventil zostáva počas kompresie a výtlaku uzatvorený, pretože tlak vo valci je výrazne vyšší ako tlak v nasávacom potrubí. V škodlivom priestore medzi piestom a ventilovou doskou však aj po výtlaku zostáva zvyšok stlačeného plynu. Tento plyn expanduje na začiatku pohybu piesta smerom dole naspäť do valca a tým zhoršuje dopravnú účinnosť kompresora. Keď tlak vo valci klesne pod úroveň nasávacieho tlaku, otvorí sa nasávací ventil a pracovný cyklus sa opakuje.

Jednostupňové kompresory majú pomerne jednoduchú konštrukciu. Použitím viacerých valcov menších rozmerov sa síce zhorší mechanická účinnosť stroja, ale zlepši sa vyváženie síl, čo umožní zvýšiť otáčky (na 1400 až 2500 min⁻¹), zmenšiť zotrvačník, základ, rozmery aj hmotnosť celého stroja. Väčší počet valcov dovoľuje účelnú typizáciu strojov a rozsiahlu normalizáciu súčastí, ktorá podmieňuje lacnejšiu sériovú výrobu a znižuje cenu stroja.

10.1.4 Chladivové piestové kompresory

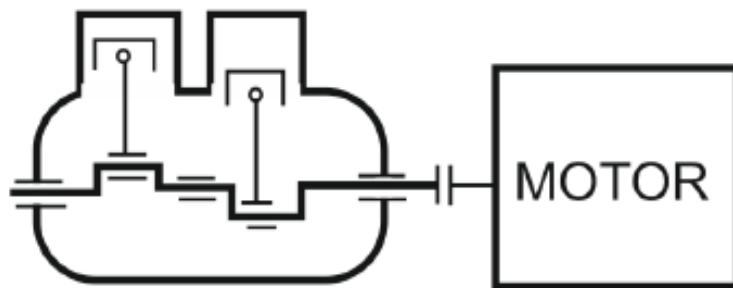
Oblasť použitia piestových kompresorov v chladiacej technike je veľmi rozsiahla – od domácich chladničiek až po veľké chladiace zariadenia v chemickom priemysle, v klimatizácii od malých okenných klimatizátorov až po veľké sústroje pre klimatizáciu budov. To odpovedá rozsahu chladiacich výkonov od desiatín kW do niekoľko sto kW.

Konštrukcia aj technológia výroby súčasných strojov dovoľuje ich použitie pri teplotách vo výparníku od -100°C po teploty 100°C v kondenzátore, pri teplote okolia -40°C až $+85^{\circ}\text{C}$. Piestové kompresory môžu pracovať pri znížení napätia v sieti na 85 % menovitej hodnoty, pri vibráciách alebo úderoch vyvolávajúcich zrýchlenie až 15 g a pri premennom náklone do hodnôt 45° .

Chladiace kompresory sa stavajú ako

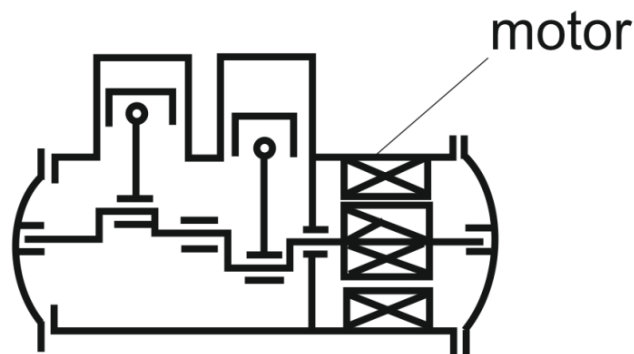
- upchávkové (otvorené),
- bezupchávkové (uzavreté),
 - polohermetické,
 - hermetické.

U upchávkového kompresora je hriadeľ vyvedený cez upchávku skrine von. Kompresor aj motor sú samostatné stroje, spojené spolu buď hriadeľovou spojkou alebo cez prevod.



Obr. 39 Upchávkový chladivový kompresor

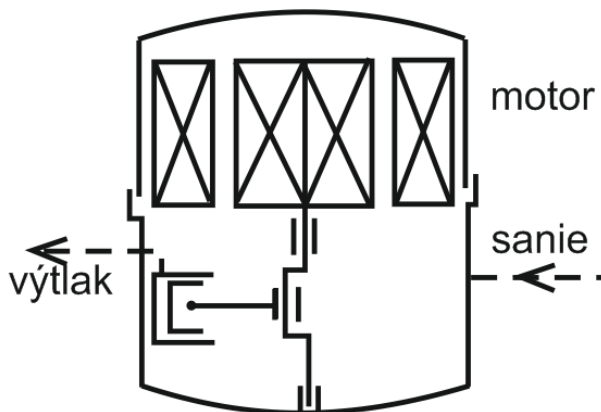
Bezupchávkový kompresor je priamo spojený s motorom, ktorý je s ním uzatvorený v spoločnej skrini, t.j. upchávka hriadeľa odpadá. U polohermetického kompresora sú niektoré diely skrine demontovateľné (napr. veko valcov, veka skrine).



Obr. 40 Polohermetický uzatvorený chladivový kompresor

Hermetické sústroje sú úplne a nedemontovateľne uzavreté najčastejšie v zvarenej plechovej nádobe.

V súčasnej dobe sa piestové kompresory v chladiacej technike nahrádzajú rotačné kompresory (Scroll).



Obr. 41 Hermetický uzatvorený chladikový kompresor

10.2 ROTAČNÉ KOMPRESORY

Rotačné kompresory sú stroje pracujúce na objemovom princípe, t.j. stláčajú plyn v periodicky sa zmenšujúcom pracovnom priestore vplyvom otáčavého pohybu piesta alebo iného pracovného elementu. Stláčaný plyn sa pri pohybe jedného alebo dvoch rotujúcich piestov – rotorov oddelí najprv od nasávacieho priestoru a následne sa hneď resp. až po spojení s výtláčnym priestorom jeho objem tlakom rotoru na plyn zmenšuje a stúpa jeho tlak.

Podľa konštrukčného usporiadania sa rozlišujú rotačné kompresory a vývevy na:

- 1) skrutkové,
- 2) krídlové (lamelové),
- 3) zubové,
- 4) s valiacim piestom,
- 5) kvapalinokružné (vodokružné),
- 6) špirálové,
- 7) špeciálne.

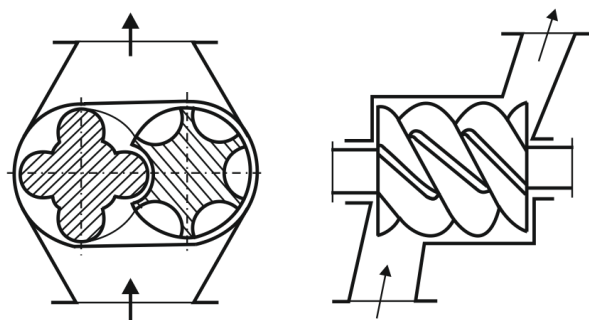
Okrem rotačného pohybu majú všetky rotačné kompresory spoločné to, že obvodová rýchlosť ich rotorov je značne vyššia ako piestová rýchlosť u piestových kompresorov. Preto vychádzajú rozmery rotačných kompresorov malé. Nízka hmotnosť a väčšinou pomerná jednoduchosť konštrukcie vedú k nízkym výrobným nákladom. Tieto stroje sú nenáročné aj z hľadiska požiadavky stavebných základov, nakoľko ich rozbehový moment je všeobecne malý, a preto môžu byť rozbiehané aj motormi s nízkym záberovým momentom. Veľká väčšina rotačných kompresorov je spojená priamo, bez prevodu, s rýchlobežným motorom, čím sa znižujú investičné náklady.

Rotačné kompresory v porovnaní s piestovými kompresormi sa až na výnimky vyznačujú nižšími energetickými účinnosťami. Najväčšiu stratu u všetkých rotačných kompresorov spôsobuje strata netesnosťami. Všetky rotačné kompresory pracujú uspokojivo len v jednom smere otáčania. Na zabránenie otáčaniu rotora opačným smerom po zastavení kompresora sa vybavujú vysokozdvížnym jednokružkovým spätným ventilom.

Tieto stroje generujú hluk s vyššou frekvenciou, ktorá pri rovnakej intenzite pôsobí na ľudský organizmus nepriaznivejšie, než hluk s nižšou frekvenciou vyvolaný piestovými kompresormi.

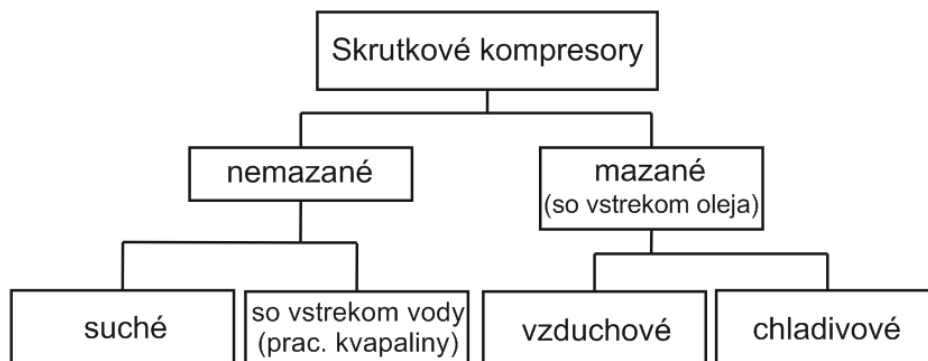
10.2.1 Skrutkové kompresory

Skrutkové kompresory sú objemové rotačné kompresory. Stlačenie plynu sa v nich dosahuje zmenšovaním objemu párových komôrok medzi skrutkovými zubami dvojice rotorov. Rotory sú vytvorené ako skrutkové telesá so závitmi s veľkým stúpaním a s nie rovnakým počtom zubov. Hlavný (hnací) rotor má najčastejšie štyri zuby s vypuklými bokmi, vedľajší rotor (hnaný) má zvyčajne šesť zubov s vydutými bokmi. V niektorých novších konštrukciách je počet vyšší 5 + 6, eventuálne aj 5 + 7.



Obr. 42 Princíp činnosti skrutkového kompresora

Rotory sa otáčajú v opačných zmysloch, čím sa objem pracovných komôrok na nasávacej strane postupne zväčšuje a na strane výtlačnej sa postupne zmenšuje. Plyn je trvalo otvoreným nasávacím kanálom nasávaný do komôrok medzi rotory, postupne stlačovaný a trvalo otvoreným výtlačným kanálom dopravovaný do výtlačného potrubia.



Obr. 43 Rozdelenie skrutkových kompresorov podľa konštrukcie

Pre stláčanie vzduchu sa používajú jednak kompresory nemazané (a to stroje oboch podskupín), jednak (a to v stále väčšej miere) kompresory mazané. V chladiacej technike sa používajú takmer výhradne kompresory mazané (t.j. so vstrekom oleja, ale so synchronizačným súkolesím), ktoré môžu byť ako upchávkové, tak aj bezupchávkové.

Skrutkový kompresor pracuje s tzv. vstavaným tlakovým pomerom. To znamená, že vnútorný tlakový pomer (t. j. pomer absolútnych tlakov na konci a na začiatku stlačovania) je daný konštrukčnými pomermi stroja a u bežných strojov sa nedá meniť. Prevádzka pri inom ako pri tomto tlakovom pomere je spojená s energetickou stratou.

Pri novších konštrukciách chladivových skrutkových kompresorov sa tento nedostatok odstraňuje pridaním novej funkcie regulačnému šupátku. Jeho úpravou je možné meniť polohu počiatkovej hrany výtlačného otvoru na valci, a tým teda meniť ako pomer kompresný, V_s/V_v , tak aj pomer tlakový p_v/p_s .

Na dosiahnutie čo možno najvyšších energetických a výkonnostných parametrov má rozhodujúci vplyv profil zubov. Pôvodný kruhový profil bol okolo r. 1970 nahradený profilom nesymetrickým, čím sa dosiahlo podstatne zlepšenie prevádzkových vlastností stroja. Vývoj profilov pokračuje. Najnovšie sa používa napr. tzv. sigma profil s hlavným rotorom s piatimi a vedľajším so šiestimi zubami. Tento profil odpovedá požiadavkám vyššej výkonnosti pri rovnakom príkone a pri vyššom rozsahu tlakov. S týmto profilom je možné pri mazaných jednostupňových kompresoroch (so vstrekom oleja) dosiahnuť tlakového pomeru až 25.

Rozdelenie skrutkových kompresorov na suché a mazané sa týka vlastného pracovného priestoru. Na rozdiel od piestových kompresorov, kde bezmaznosť pracovného priestoru je daná použitím materiálov znášajúcich suché trenie, je bezmaznosť skrutkových kompresorov umožnená bezdotykovým chodom rotorov, uložených v normálne mazaných ložiskách a vedených synchronizačnými kolesami tak, že sa rotory telesa skrine ani seba navzájom nedotýkajú.

Na rozdiel od piestových kompresorov má skrutkový kompresor tieto prednosti:

- vysoká spoľahlivosť (jednoduchá, kompaktná a robustná konštrukcia, žiadne ventily, nenáročná obsluha),
- žiadne nevyvážené sily (chod bez chvenia, nie je potrebný základ),
- životnosť najmenej 2 až 3 krát vyššia (malé opotrebenie, rotory nie sú v kontakte. Doba do revízie nie je menšia ako 40 000 až 60 000 prevádzkových hodín),
- hmotnosť stroja a obostavaný priestor sústroja je asi 3 až 5 krát menší; vlastný kompresor je asi 4 až 10 krát menší,
- dobrá regulovateľnosť výkonnosti, stabilná charakteristika.

Nevýhody skrutkových kompresorov oproti strojom piestovým:

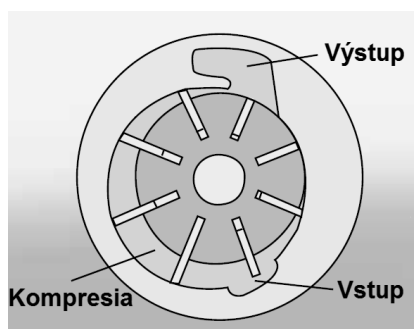
- horšia účinnosť (väčšie straty vnútornými netesnosťami, vysoké rýchlosti prúdenia, pri suchých skrutkových kompresoroch je možné pracovať len s pomerne nízkym tlakovým pomerom vzhľadom k vysokým kompresným teplotám),
- citlivosť uloženia rotorov (vysoké otáčky),

- veľký hluk (hlavne pri suchých kompresoroch, nutnosť tlmičov v saní a vo výtlaku, protihlukové kryty),
- pracná výroba rotorov, vysoká presnosť, veľká citlivosť na tepelné dilatácie a prehnutia.

10.2.2 Krídlové (lamelové) kompresory

Konštrukčný princíp krídlových (lamelových) kompresorov je známy už od roku 1558 (Romelli). V statore je exentricky uložený rotor, ktorý nesie v pozdĺžnych radiálnych drážkach voľne posuvné krídla. Pri rotácii sa krídla odstredivou silou vysúvajú z drážok a tesnia medzi satorom a rotorom komôrky premennej veľkosti, v ktorých sa nasatý plyn stlačuje. Výtlačný tlak, resp. tlakový pomer je daný polohou výtlačnej hrany; ide o stroj so vstavaným tlakovým pomerom. Indikátorový diagram je rovnaký ako u skrutkového kompresora.

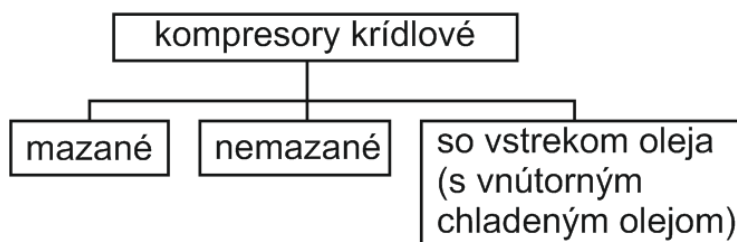
Jednoduchá konštrukcia a výroba, malá hmotnosť a rozmery, potreba malých alebo žiadnych základov, malé opotrebovanie, jednoduché opravy, dlhá životnosť a prevádzková spoľahlivosť vedú i dnes k výrobe a používaniu týchto strojov, a to aj cez nevýhodu nižších energetických účinností a vyššiu hlučnosť ako pri piestových strojoch. Používajú sa pre stlačovanie vzduchu a chladiva.



Obr. 44 Princíp činnosti krídlového kompresora

Konštrukcia krídlových kompresorov

Mazané kompresory majú krídla z ocele alebo z vhodne preparovaných plastov (napr. textil). Olej sa tlačí do pracovného priestoru čerpadlom alebo mazacím lisom. Tieto stroje sa stavajú ako jednostupňové vzduchové alebo chladičové pre výtlačný pretlak 200 až 400 kPa, dvojstupňové až 1 MPa, pre výkonnosti od najmenších až do 10 000 m³.h⁻¹. Otáčky sú v rozpätí 400 až 3600 min⁻¹.



Obr. 45 Rozdelenie konštrukcií krídlových kompresorov

Pre vyššie tlaky sa tieto kompresory stavajú ako dvoj a trojstupňové. Najčastejšie sú stupne samostatné, poháňané od jedného motora ozubenou prevodovkou s dvoma hnanými hriadeľmi s rôznymi otáčkami. Priemery rotorov v oboch stupňoch sú rôzne, alebo často majú rotory priemer rovnaký, ako rotor vyššieho stupňa je kratší. Niektoré firmy konštruujú viacstupňové stroje uložené v jednej osi za sebou. Ložiská bývajú klzné aj valivé.

S ohľadom na svoju jednoduchosť a výhody bývajú tieto stroje niekedy predradené chladiovým piestovým kompresorom ako boostery. Bezmazné kompresory sú vybavené krídlami z vhodných hmôt (uhlík, plasty).

Od sedemdesiatych rokov sa veľmi rozšírila výroba krídlových kompresorov so vstrekom oleja do pracovného priestoru (tiež nazývané „s vnútorným chladením“. Sú obdobou mazaných skrutkových kompresorov). Vstrekovaním pomerne veľkého množstva oleja (asi 5 až 10 kg na 1 kg vzduchu) do pracovného priestoru sa dosiahne väčšia tesnosť a intenzívne zníženie kompresnej teploty. Tieto stroje stláčajú jednostupňovo na pretlak až 1 MPa. Môžu vytvoriť podtlak až 99 kPa. Vzhľadom k tesniacemu účinku oleja nie sú výkonnosť ani merný príkon ovplyvňované opotrebovaním stroja. Hladina hluku nedosahuje neprípustné hodnoty.

Príkon krídlového kompresora sa počíta zo známych vzťahov pre izotermický alebo adiabatický dej. Hodnoty celkových izoentropických účinností pre jedno a dvojstupňové kompresory sa pohybujú od 60 do 75%. Podrobnejšie údaje je možné nájsť v konkrétnych technických podkladoch od výrobcov kompresorov.

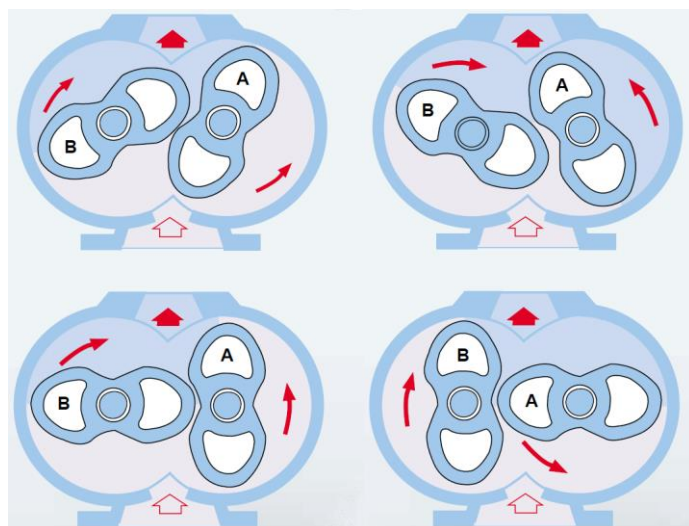
10.2.3 Zubové kompresory

Základná myšlienka princípu zubového kompresora pochádza z roku 1700, kedy Nemec Pappenheim zostrojil prvé čerpadlo s komôrkovým kolesom. Jeho stroj zdokonalili v r. 1867 bratia Rootsovcí a začali ho vyrábať.

Konštrukcia zubových kompresorov

Kompresor má dva rotory, obstarané najčastejšie dvoma zubami (to je kompresor typu Roots, niekedy nazývané ako Rootsovo dúchadlo), ale sú známe konštrukcie s rotormi trojzubovými, alebo štvorzubovými. Oba rotory sú spolu prepojené dvoma kolesami s rovnakým počtom zubov.

Ku stlačeniu plynu dochádza vo vnútri kompresora, v jednom okamihu po spojení pracovnej komôrky rotora s výtlakom. Kompresný proces pozostáva zo sania (nasávacej fázy), kompresie a výtlaku. Počas fázy prívodu plynu (sania) je plyn privádzaný do kompresnej komory až do momentu, kým rotor nezatvorí vstupné otvory. Počas fázy kompresie sa znižuje objem plynu, čím rastie jeho tlak. Výstupné otvory sú počas kompresie zablokované jedným z rotorov. Výtlak plynu nastáva po odblokovaní výstupných otvorov rotorom a plyn postupuje do výtláčného potrubia.



Obr. 46 Princíp stláčania vzduchu Rootovým kompresorom

Tieto stroje pracujú ako suché (bez vstreku oleja) a dodávajú teda stlačený plyn bez oleja. Sú vhodné pre nízke tlakové pomery (max. 2 pri jednostupňových strojoch) a pre široký rozsah výkonnosti (od najmenších až do asi 60 000 m³.h⁻¹). Používajú sa tiež ako predradené prvé stupne vývev so nasávacími tlakmi až 2.10⁻² Pa. Pre dosiahnutie väčšej tesnosti a životnosti sa na rotory striekaním nanáša vrstvička laku alebo plastu.

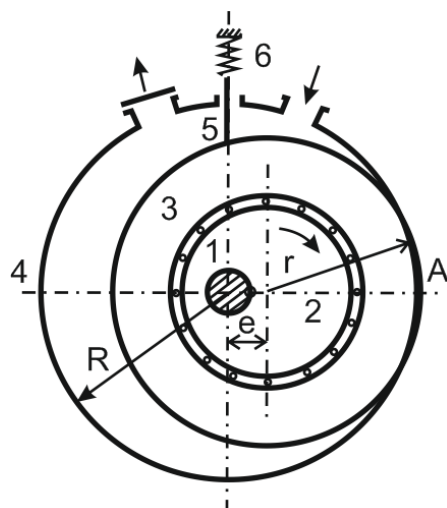
Celková adiabatická účinnosť získaná podľa poznatkov z praxe býva asi 0,55 až 0,75 (nižšie hodnoty pre menšie stroje a vyššie tlakové pomery).

10.2.4 Kompresory s valiacim piestom

Pri kompresoroch s valiacim piestom je sanie a výtlak plynu vykonávané valcovým piestom, ktorý sa valí po vnútornej valcovej ploche statoru. Rotačné kompresory s valiacim piestom sa najčastejšie používajú pri chladiacich zariadeniach s nižším výkonom a ako brzdiace kompresory nákladných vozidiel.

Konštrukcia kompresorov s valiacim piestom

Hriadeľ je pevne spojený s excentrom (pri malých strojoch sú vyrobené z jedného kusa). Na excenter je nasunutý vlastný piest, ktorý sa na ňom voľne otáča. Piest sa čiastočne odvaluje a čiastočne kľže po vnútornom povrchu valca. Vplyvom excentricity sa piest a valec dotýkajú v bode A a spolu deliacou doskou, umiestnenou medzi nasávacím a výtláčnym otvorom, rozdeľujú pracovný priestor valca na nasávaciu a výtláčnú časť. Pružina pritlačuje dosku na piest. Dobrá účinnosť vyžaduje dodržanie minimálnych vôlí medzi rotorom a valcom i medzi rotorom a vekami valca, čo kladie vysoké nároky na presnosť výroby jednotlivých súčastí a na kvalitu materiálu trecej dvojice piest - tesniaca doska. Pre dosiahnutie tejto výrobnéj presnosti je dôležité použiť nákladné technologické zariadenie, ktoré sa vyplatí len pri hromadnej výrobe.



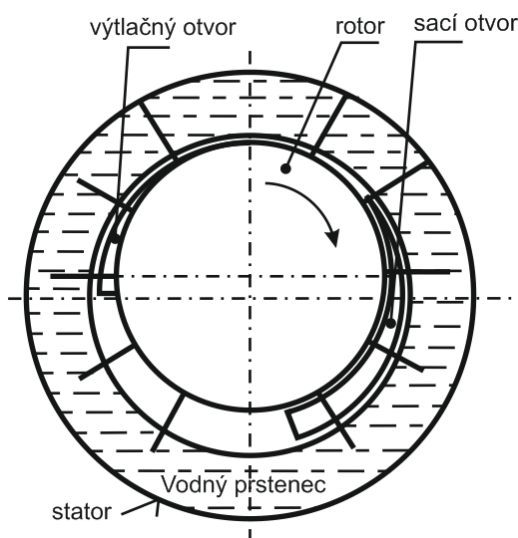
Obr. 47 Princíp činnosti kompresora s valiacim piestom

Kompresor nemá prakticky žiadny škodlivý priestor. Jeden pracovný cyklus trvá dve otáčky. Pri prvej otáčke sa do pracovného priestoru kompresora plyn nasáva, pri druhej otáčke sa plyn vytlačuje. Obe činnosti prebiehajú pri chode stroja súčasne.

Dopravný súčiniteľ pri stredných a väčších strojoch s nie príliš vysokým tlakovým pomerom býva $\lambda_d = 70$ až 80 % a izotermická účinnosť asi $\eta_{cit} = 50$ až 60%.

10.2.5 Kvapalinokružný kompresor

Princíp činnosti kvapalinokružného kompresora je naznačený na obrázku. Rotor s pevnými krídlami je excentricky uložený v statore. Pri otáčaní tesní kvapalinový prstenec (pri stlačovaní vzduchu prstenec vodný) medzi rotorom a krídlami pracovný priestor, do ktorého sa v nasávacej časti plyn nasáva, vo výtlačnej vytlačuje. Nasávací a výtlačný otvor sú v čelách statora, a to buď len na jednej strane, alebo pri strojoch s dlhším rotorom na oboch stranách. Počet lopatiek býva pri malých strojoch 8 až 12, pri veľkých strojoch 12 až 20.



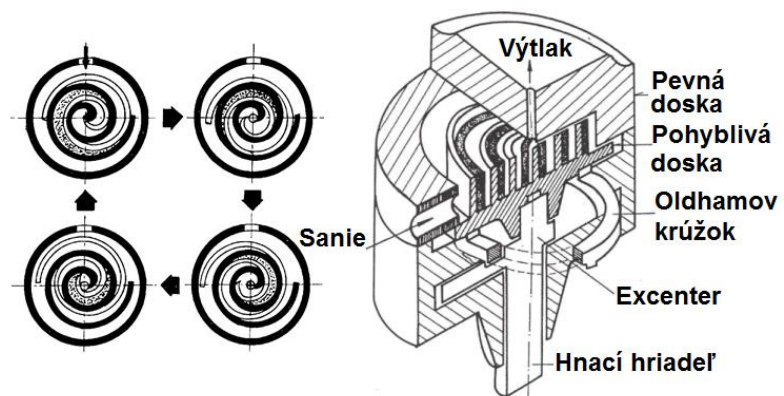
Obr. 48 Princíp činnosti kvapalinokružného kompresora

Celková izotermická účinnosť býva pri malých strojoch asi 10 až 20 %, pri strojoch väčších asi 25 až 35 %.

10.2.6 Špirálové kompresory

Špirálové kompresory (scroll kompresory) sú objemové kompresory, ktoré umožňujú kontinuálnu dodávku stlačeného plynu. Prvý patentovaný scroll kompresor bol v roku 1905 vo Francúzsku. Kompresný prvok pozostáva zo statorovej špirály upevnenej v kryte a motoricky poháňanej excentricky obiehajúcej špirály. Špirály sú namontované s 180° fázovým posunom na vytvorenie vzduchových komôr s postupne sa meniacim objemom, pričom je zabezpečená radiálna stabilita kompresných prvkov. Únik plynu je minimalizovaný, pretože rozdiel tlakov vo vzduchových komorách je nižší ako rozdiel tlakov medzi nasávacím a výtlačným hrdlom. Obehová špirála je poháňaná kľukovým hriadeľom s krátkym zdvihom a beží excentricky okolo stredu pevnej špirály.

Pri pohybe obežnej špirály sa nasáva plyn a je zachytený v jednej plynovej komore, kde sa postupne stláča pri pohybe smerom k stredu špirály, kde umiestnená výtlačná rúra. Cyklus kompresie trvá 2,5 otáčky. Tento proces je relatívne tichý a bez vibrácií, pretože kompresný prvok nemá takmer žiadnu zmenu krútiaceho momentu v porovnaní s piestovým kompresorom. Pracovný priestor kompresora tvoria dve kruhové dosky s tvarovo zhodnými špirálovými lopatkami, ktoré sú v pracovnej polohe vzájomne pootočené o 180° . Zmenu objemu pracovného priestoru zaist'uje excentrom poháňaná pohyblivá doska s kývavým pohybom. Pohybujúca sa špirála sa po statorovej odvaľuje tak, že obieha po kruhovej dráhe okolo jej stredu, kde je taktiež umiestnený výtlak. Plyn sa medzi obe špirály nasáva na obvodu pevnej dosky. Pracovný priestor sa odvaľovaním zmenšuje a súčasne je plyn dopravovaný do výtlaku. Na zamedzenie rotácie pohyblivej dosky slúži istenie na princípe Oldhamovej spojky. Oldhamov krúžok je umiestnený pod zadnou stenou rotujúcej časti. Tieto kompresory sú v porovnaní s piestovými kompresormi drahšie približne o 40 %. V porovnaní s nimi majú vyššiu objemovú účinnosť, ktorá sa blíži hodnote 100 %. Je to zapríčinené tým, že špirálové kompresory nemajú žiadne vratné pohyby. Piestový kompresor totiž nevytlačí úplne všetok nasatý, a následne stlačený, plyn do výstupnej časti. Časť plynu vo valci piestového kompresora zostáva pri nasávaní nového plynu a následne vo valci opäť expanduje. To vedie k nižšej energetickej účinnosti piestového kompresora v porovnaní so skrutkovými kompresormi. Ďalšou výhodou skrutkových kompresorov sú nižšie vibrácie, ktoré vedú k tichšiemu chodu. To je taktiež spôsobené neprítomnosťou kľukového mechanizmu. Hlučnosť špirálových kompresorov začína na 60 dB na rozdiel od piestových kompresorov, kde hlučnosť väčšinou presahuje 80 dB. Využitie týchto kompresorov prevažuje v chladiacich zariadeniach a tepelných čerpadlách, kde pri použití s nízkotepelnými chladiivami umožňuje ich hospodárnu prevádzku. V hermetickom prevedení sa vyrábajú s chladiacim výkonom od 1 do 15 kW. V menšej miere sa používajú aj ako vzduchové kompresory s výkonnosťou do $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ s celkovým tlakovým pomerom do 10.

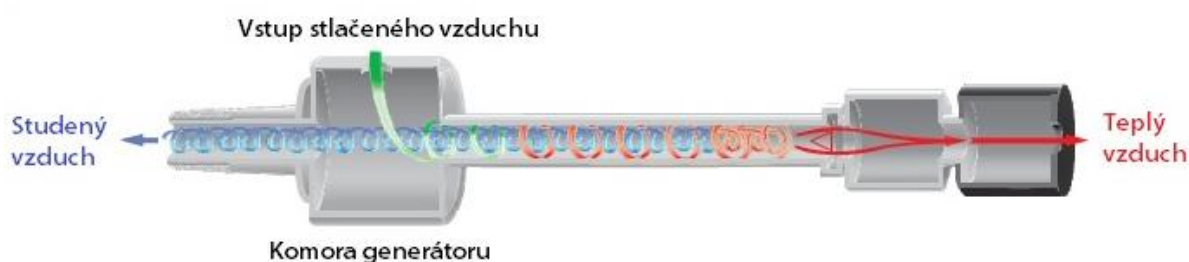


Obr. 49 Princíp činnosti a rez špirálového kompresora

11. VÍROVÉ TRUBICE

V roku 1930 zostavil Joseph Georges Ranque prvú vírovú trubicu a popísal jej činnosť. Trubica sa prakticky nepoužívala a až v 40. rokoch Rudolf Hilsch ju „znovuobjavil“. Od roku 1961 bola trubica priemyselne vyrábaná.

Vírová trubica je tepelné zariadenie, ktoré generuje dva prúdy pri rôznej teplote z jediného vstupného prúdu. Stlačený prúd je privádzaný do vírovej trubice tangenciálne pričom sa rozdelí na dve časti – vychádza z opačných koncov trubice pri teplotách nižších a vyšších ako vstupný plyn. Týmto spôsobom sú studené a horúce prúdy generované iba vírením v trubici bez akýchkoľvek ďalších komponentov. Obr. 50 znázorňuje štruktúru protiprúdovej vírovej trubice, ako aj navrhované prietokové správanie vo vnútri trubice. Je dôležité preto, lebo vírivá trubica neobsahuje žiadnu inú časť vo vnútri trubice, oddelenie dvoch prúdov pri rôznych teplotách pomocou vírovej trubice možno pripísať iba účinkom dynamiky tekutín. V predchádzajúcich výskumoch sa ukázalo, že vírová trubica uľahčuje chladenie, zahrievanie a separáciu zmesi. V porovnaní s inými priemyselnými technológiami, je významné výhodné použitie vírovej trubice, pretože nemajú žiadne pohyblivé časti, sú malé, lacné, bezúdržbové a majú nastaviteľné okamžité studené a horúce prúdy, podporujú prebiehajúce skúmania mechanizmu tohto jednoduchého zariadenia s cieľom zlepšenia výkonu trubice a identifikácie primárnych faktorov, ktoré sú základom jej činnosti.



Obr. 50 Princíp činnosti vírovej trubice

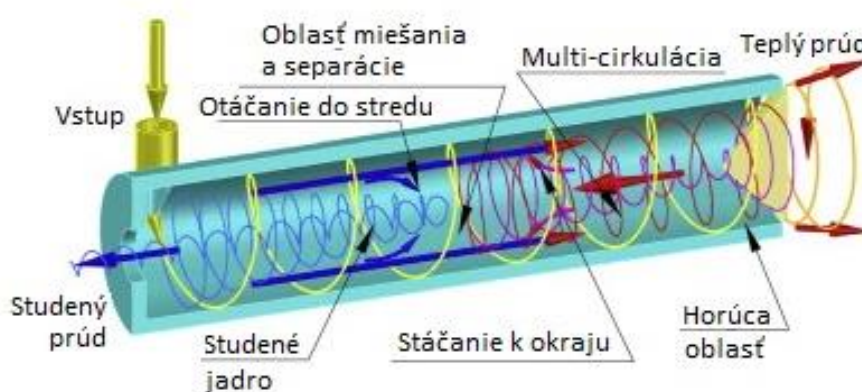
Bolo navrhnutých niekoľko hypotéz pre základné oddelenie teploty. Patria sem tlakový gradient vo vírovej rúrke, vnútorné trenie tekutiny a trenie medzi pracovnou tekutinou a vnútornou stenou vírovej rúrky, turbulencia pracovnej tekutiny, statický teplotný gradient vo vírovej rúrke, sekundárna cirkulácia a akustické prúdenie. Podrobné diskusie a analytické výsledky týchto hypotéz, ktoré boli uvedené v prehľade (Xue a kol., 2010), naznačujú, že dobre akceptované vysvetlenie tepelného javu vo vírovej skúmavke nebolo predložené kvôli zložitým mechanizmom vnútorného toku. Liew a kol. (2012) uviedli, že adiabatická kompresia a expanzia spôsobená turbulentnými vírmi, tvoria základ pre oddelenie teploty a poskytujú teoretickú predpoveď teplôt na základe tlakov na výstupoch. Ako sa však uvádza v predtým publikovanej práci (Xue a kol., 2010), kompresia pracovnej tekutiny sa nemôže považovať za dôvod zvýšenia teploty, pretože tlak vo vírovej rúrke je vždy nižší ako vstupný tlak. Toto je dobre podložené nameraným rozdelením tlaku pozdĺž vírovej trubice (Xue a kol., 2012) a iných výskumných prácach (Gao, 2005; Hartnett a Eckert, 1956; Lay, 1959).

Existuje nové vysvetlenie pre generovanie horúcich a studených prúdov vo vírivej rúrke a je založené na čiastočnej stagnácii zmesi v dôsledku povahy mnohonásobnej cirkulácie v zadnej časti rúrky a tlakového gradientu v blízkosti vstupného otvoru.

Vizualizácie štruktúry toku a merania zložiek rýchlosti vo vírivých skúmavkách ovládaných vzduchom a vodou ukazujú, že navrhovaná štruktúra toku núti tok rozdeliť na dva prúdy pri rôznych teplotách. Platnosť navrhovaného vysvetlenia je podporená aj porovnaním odhadovaného poklesu teploty a jeho koreláciou s experimentálnymi údajmi v studenej časti skúmavky. Analýza exergie uskutočnená pozdĺž trubice tiež ukazuje, že medzi rôznymi tokovými vrstvami je zanedbateľný prenos energie, čo naznačuje, že premena energie periférneho toku je primárnym faktorom pri uľahčovaní zvyšovania teploty prostredníctvom navrhovanej štruktúry toku. Princíp fungovania vírovej trubice je diskutovaný vo vzťahu k navrhovanému mechanizmu a je potvrdený významnou koreláciou existujúcou medzi teoretickou hodnotou a výsledkami experimentu, ktoré sa získali v priebehu štúdie.

11.1 Chladiaci účinok v trubici

Chladiaci účinok vírovej trubice je identifikovaný ako výsledok náhlej expanzie pracovnej tekutiny v blízkosti vstrekovacieho otvoru. Keď sa tekutina vstrekuje do vírovej trubice, hlavná časť tekutiny sa otáča a pohybuje sa po obvodu smerom k horúcemu koncu. V blízkosti bodu vstrekovania sa vnútorná časť periférneho toku otočí späť a pohybuje sa smerom k východu za studena. Chladné jadro sa tvorí blízko vstrekovania v dôsledku tlakového gradientu núteného víru a teplota klesá v dôsledku zníženého tlaku pracovnej tekutiny v tomto chladenom jadre. Priebeh toku v studenej časti vírovej trubice je zrejmý z Obr. 51, ktorý ukazuje obrátenie vnútorného toku a studeného jadra smerom dovnútra. Toto vysvetlenie chladiaceho účinku je potom potvrdené v nasledujúcich častiach.



Obr. 51 Štruktúra prúdov vo vnútri rúrky

11.1.1 Odhad poklesu teploty

Pokles teploty vo vírivej skúmavke sa odhaduje na základe nameraných profilov rýchlosti. Prietok v blízkosti injekcie vírovej trubice funguje ako nútený vír a rozdelenie tlaku možno vyjadriť ako:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \omega^2 r \quad (11.1)$$

kde dp/dr je tlakový gradient v radiálnom smere, ρ je miestna hustota toku, ω je uhlová rýchlosť a r je radiálne miesto. Hustota sa určí pomocou stavovej rovnice:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (11.2)$$

Tlakový gradient je určený ako:

$$\frac{RT}{p} \cdot \frac{dp}{dr} = \omega^2 r \quad (11.3)$$

Pre adiabatický proces je potom nasledujúci vzťah medzi teplotou a tlakom kontrolného objemu:

$$p^{1-\gamma} \cdot T^\gamma = C \quad (11.4)$$

Dosadením do vzťahu tlakového gradientu potom dostaneme:

$$RCp^{\frac{-1}{\gamma}} dp = \omega^2 r dr \quad (11.5)$$

Rovnicu zintegrujeme a nahradíme periférne vlastností vrátane hustoty, statického tlaku a teploty na vstupe ako p_{in} , P_{in} a T_{in} . Polomer vírvej trubice a pomer tepelnej kapacity tekutiny sú R_t a γ . Rozdiel medzi periférnou teplotou a miestnou teplotou, ktorá je známa aj ako pokles teploty vo víre, sa dá odvodiť ako:

$$T_{in} - T_i = \frac{\gamma - 1}{2R\gamma} \omega^2 (R_t^2 - r^2) \quad (11.6)$$

Pretože sa geometrické parametre vírvej trubice menia, prúdenie pri rôznych teplotách vo vírvej trubici sa mieša a uniká ako studený prúd pri vyššej teplote, ako je minimálna teplota vypočítaná pomocou rovnice (11.6).

Polihronov a Straatman (2012) vykonali teoretickú analýzu účinku uhlového pohonu v tekutinách a zaznamenali pokles teploty v dôsledku adiabatickej expanzie vo vírvej trubici. Dobrá zhoda odhadovaných poklesov teploty v ich práci a tento výskum naznačujú spoľahlivosť tohto odhadu.

Je nutné poznamenať, že minimálna teplota vynúteného víru je umiestnená v strede. Preto pre vírivú trubicu maximálny pokles teploty nastáva v strednej časti trubice blízko vstrekovacieho otvoru. Kvôli rôznym experimentálnym podmienkam bola vypočítaná nedimenzionalizovaná hodnota pomeru poklesu teploty (ε) pomocou vzťahu medzi skutočným poklesom teploty a vypočítanou maximálnou hodnotou pomocou vyššie uvedenej metódy a je definovaná ako:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{skutočná}}{\Delta T_{odhadovaná}} \quad (11.7)$$

Je zrejme, že vypočítaný maximálny pokles teploty je vždy väčší ako experimentálne výsledky. To možno vysvetliť znížením poklesu teploty v dôsledku zmesi prúdu pri rôznych teplotách. Experimentálne výsledky, ktoré sú bližšie k vypočítanej hodnote, ukazujú lepší chladiaci výkon vírivej rúrky, pretože menšie miešanie prúdov v chladnom jadre vedie k nižšej teplote studeného prúdu. Preto odhad teplotného poklesu založený na predpoklade núteného vírenia určuje chladiacu schopnosť vírovej trubice a podporuje myšlienku, že pokles tlaku v blízkosti vstupu je hlavným dôvodom poklesu teploty.

11.2 Efekt ohrievania vo vírovej trubici

Ohrievací účinok vírivej trubice by mohol byť vyvolaný prenosom energie smerom von, vrátane tepelnej aj kinetickej energie a čiastočnou stagnáciou vírivého toku. Ako už bolo uvedené, čiastočná stagnácia a zmes v dôsledku štruktúry toku umiestnenej blízko horúceho konca významne prispieva k zvýšeniu teploty vo vírovej trubici.

Pri horúcom výstupe z protiprúdnej vírivej rúrky vonkajšia vrstva periférneho toku uniká z malej medzery medzi koncovou zátkou a rúrkou. Vnútorňá časť prúdu je nútená prúdiť späť cez stredovú oblasť trubice pomocou zátky. Na svojej ceste smerom k studenému koncu sa vírivý tok pohybuje smerom von na perifériu, zmieša sa s obvodovým tokom a potom sa vracia späť na horúci koniec (červená špirála). Týmto spôsobom sa vytvorí toková štruktúra, nazývaná multi-cirkulácia, a jej čiastočná stagnácia a zmes je primárnym faktorom zvyšovania teploty. Prietoková štruktúra v zadnej časti vírivej rúrky je tiež znázornená na Obr. 51, rovnako ako v oblasti mnohonásobného obehu.

Z pozorovaní každej jednotlivéj častice sa teda dá tokové správanie blízko horúceho výstupu opísať ako centrálny rotačný tok, ktorý je tlačný zátkou. Následne sa pohybuje smerom k studenému koncu zo zátky so zväčšujúcim sa rotačným priemerom. V určitej axiálnej polohe trubice sa časť centrálného toku pohybuje von v radiálnom smere, zmieša sa s obvodovým prúdením a potom sa opäť otočí späť k horúcemu východu. V spätnom bode sa axiálna rýchlosť pracovnej tekutiny zníži na nulu, zatiaľ čo rýchlosť vírenia sa nemení. Preto k zvýšeniu teploty prispieva čiastočná stagnácia pracovnej tekutiny, ako aj zmes vyvolaná touto prietokovou štruktúrou, nazývaná multi-cirkulácia.

Vznik mnohonásobnej cirkulácie môže byť tiež určený trajektóriou sledovacej častice v radiálnom smere. Vzťah pre vnútorný tok v blízkosti horúceho konca sa môže zjednodušiť ako špirálový vír:

$$\psi = \frac{q}{2\pi} \theta - \frac{K}{2\pi} \ln r \quad (11.8)$$

kde ψ je funkcia toku, q je objemový prietok, K je sila vírenia, θ a r sú súradnicové parametre. Je zrejme, že radiálna rýchlosť je kladná, čo znamená, že tekutina sa pohybuje smerom von k obvodu.

12. VÝROBA ĽADU A JEHO VYUŽITIE

12.1 Binárny (tekutý) ľad

Tekutý ľad je zmesou častíc ľadu, vody a aditív – nemrznúcich prísad (soľ, etanol glykol a pod.) Rozmery kryštálikov ľadu môžu byť rôzne, od 100 μ m do 0,01 až 0,2 mm. Problematika jeho využívania sa stala jednou z otázok v chladiacej technike v teplotnej oblasti blízkej 0°C. Dôvodom je hlavne skutočnosť, že výhodnosť binárneho ľadu ako teplonosnej látky mení pohľad na nepriame chladenie a umožňuje v ďaleko väčšej miere používať zariadenie s podstatne zníženými náplňami chladiva, ktoré sú z ekologických aj bezpečnostných hľadísk

Dnes na trhu existuje široká škála ponuky rôznych typov zariadení na výrobu fragmentovaného ľadu - produkujúcich rôzne geometrické tvary, ako napr. vločky, krúžky šupiny ľadovú drť a iné. Na rozdiel od týchto produktov je tekutý ľad oveľa jemnejšia suspenzia, ktorá môže byť čerpaná bežnými čerpadlami v pomerne širokej koncentrácii ľadu.

Tekutý ľad sa chová skoro ako homogénna tekutina a preto ho možno do určitej koncentrácie dopravovať čerpadlom a spojovacím potrubím rozvádzať aj na vzdialenejšie miesta do výmenníkov a akumulčných nádrží. Pre požadovaný chladiaci výkon sa významne zníži prietok teplonosnej látky v porovnaní s vodou. Preto rozmery potrubia, veľkosť výmenníkov, potrebný čerpací výkon a tým aj prevádzkové náklady môžu byť podstatne znížené. Čerpatelný ľad je tak ušľachtilé teplonosné médium, ktoré môže v chladiacej technike nahradiť vodu, soľanku alebo ďalšie nemrznúce roztoky.

Čistý vodný ľad má teplotu topenia 0°C, zatiaľ čo ochladzovaním roztokov vzniká postupne hustejšia zmes ľadových kryštálov v kvapaline, ktorá môže byť tekutá až do teploty – 40°C. Takáto suspenzia jemných ľadových častíc v roztoku alebo vo vode má radu názvov, ktoré s rôzni výrobcovia chránia, napr: Flo-Ice, Binari-Ice a iné.

1 kg binárneho ľadu je zložený z y (kg/kg) ľadu a $(1 - y)$ (kg/kg) kvapaliny. Pri prietoku m (kg/s) prenáša binárny ľad obe

$$Q = m \cdot (q_t + q_c) \quad (12.1)$$

kde: $q_t = y \cdot l_t$ (kJ/kg) je podiel latentného tepla ľadu s hodnotou 334,9 kJ/kg

pre vodný ľad pri 0°C,

$q_c = c_{p,vody} \cdot \Delta t$ je podiel citelného tepla kvapaliny s mernou tepelnou

kapacitou pre vodu $c_{p,vody} = 4,2$ kJ/kg.K

Základnou prednosťou binárneho ľadu je teda radikálne zvýšenie prenášaného chladu.

Napríklad, ak máme prenášané množstvo vody 1kg/s o teplote 0°C, s tlakom 1 bar, a máme ju zohriať o 1 °C potrebujeme dodať množstvo tepla:

$$Q_v = m_v \cdot c_{p,vody} \cdot \Delta t = 1 \cdot 4,2 \cdot 1 = 4,2 \text{ kW}$$

Ak máme binárny ľad o zložení: voda $m_v = 0,7 \text{ kg/s}$, a ľadu $m_{br} = 0,3 \text{ kg/s}$, potom pri zohriatí o 1°C , pri roztopení všetkého ľadu, musíme dodať teplo:

$$Q_{bl} = m_v \cdot c_{p,\text{vody}} \Delta t + m_{br} \cdot l + m_{br} \cdot c_{p,\text{vody}} \cdot \Delta t = 0,7 \cdot 4,2 \cdot 1 + 0,3 \cdot 334,9 + 0,3 \cdot 4,2 \cdot 1 = 104,67 \text{ kJ}$$

Čo je 25 x viac.

Pri koncentrácií 40% tuhej fázy a vyšších sa suspenzia stále chová ako tekutina, ale má vyššiu virtuálnu viskozitu. Suspenzia sa pri tejto koncentrácií stáva nenenewtonovskou tekutinou. Tým sa niektoré výpočty o prúde a určení tlakových strát nedajú bežným výpočtom zistiť.

Pri koncentrácií ľadu v rozmedzí 20 – 25 % preteká tekutý ľad aj doskovým výmenníkom tepla. U týchto VT klesá súčiniteľ prechodu tepla o 15 – 20%, ale množstvo odvedeného tepla, vzťahnuté na jednotkové množstvo je viac ako 4 x väčšie. Je to tým, že teplota roztápajúceho sa ľadu je konštantná a tým sa zvyšuje teplotný rozdiel medzi oboma látkami.

Výhodou binárneho ľadu je možnosť jeho dopravy pomocou bežných odstredivých čerpadiel a to do priemeru 0,1 mm a $y = 0,3 \text{ kg/kg}$. Pri čiastočkách ľadu väčších ako 0,4 mm a $y = 0,4$ je vhodnejšie použiť čerpadla objemové. Minimálna rýchlosť prúdenia je 0,5 m/s, aby nedochádzalo pri kľude k zanášaniam ľadom. A aby bolo zaručené optimálne rozpúšťanie ľadových kryštálikov musí byť rýchlosť prúdenia v teplozmenných rúrkach vyššia ako 0,5 m/s.

Príprava binárneho ľadu je založená na 2 princípoch:

- oškrabávanie ľadových kryštálikov vznikajúcich na teplozmennej ploche priamo chladenej chladivom skôr, než sa vytvorí kompaktná ľadová vrstva. Tak vzniká ľadová kaša typická pre binárny ľad.
- ľadové kryštáliky vznikajú na kryštalizačných jadrách priestoru, v ktorom sú vytvorené podmienky blízke trojnemu bodu (0°C , 5,6 mbar) Tento priestor je výparníkovým priestorom okruhu s vodou ako chladivom, ktoré sa po stlačení kompresorom kondenzuje. Generátor tekutého ľadu je bez pohyblivých súčiastok. Voda je najprv podchladená pri prietoku rúrkovým výmenníkom na teplotu -2°C a potom na výstupnej otvorenej strane výmenníka vypustená do zbernej nádrže. Tu dopadom na hladinu dochádza k impulzu a okamžitému porušeniu nestabilného stavu za súčasnej produkcie jemných ľadových čiastočiek.. Významné je to, že voda nenamrza na vnútorných stenách výmenníka.

12.2 Výhody a nevýhody binárneho ľadu

Použitie binárneho ľadu je možné pri priamom aj nepriamom chladiacom obehu. Je obmedzené predovšetkým na teplotnú oblasť blízko 0°C .

Príprava je energeticky náročnejšia ako využitie kvapalnej teplotonosnej látky ako je voda alebo soľanka.

Použitie binárneho ľadu je z hľadiska nákladov za energiu výhodnejšie, pretože časť potrebného chladiaceho výkonu možno presunúť formou akumulácie na nočné hodiny s nižšou tarifou za el. prúd. Cena chladu je v tomto prípade priaznivejšia.

Použitie je výhodnejšie tam, kde možno naakumulovaný chlad použiť pri krátkodobých potrebách chladu (kina, divadla, koncertné sály), alebo pri výrazne krátkodobých špičkových potrebách chladu (v závislosti na vonkajšej teplote), ale aj v prípade nerovnomernej potreby chladu behom dňa.

Výhodou je tiež zmenšenie prierezu potrubia, tým zníženie čerpacej práce a (podľa niektorých autorov) aj zmenšenie plochy výmenníka tepla.

Nevýhodou binárneho ľadu v systéme nepriameho chladenia je vo vyšších investičných nákladoch pre doplnkové vybavenie (výrobníky ľadu a potrebné výmenníky). Tiež spotreba energie je vyššia v porovnaní s priamym chladením.

Pri použití doskových výmenníkov tepla môže byť v primárnom okruhu použité chladivo čpavok (R 717) alebo uhl'ovodíky (R 290 - propán, R 600 – bután, R 600a – izobután a i.) v malom množstve, teda chladív ovplyvňujúcich skleníkový efekt. Z tohto dôvodu je teda nepriame chladenie s tekutým ľadom hodnotené ako ekologické riešenie bez škodlivých chemických látok. Možno teda využívať tiež horľavé chladivá, pretože sú umiestnené v priestore separovanom od predajných plôch, resp. od priestorov v ktorých sa zdržujú ľudia.

Náplň chladiva je nižšia o 50 – 70 % v porovnaní s klasickým priamym chladením.

Teplonosné tekutiny z ľadovou zložkou môžu obsahovať ako nemrznúcu prísadu prevažne PropylenGlykol pre teploty stredne nízke a draselné soli alebo ich modifikácie pre nízkotepelné aplikácie.

Znižovanie špičkových odberov a zrovnomenenie záťaže možno previesť:

- chladiace zariadenie menšieho výkonu môže bežať po celý deň rovnomerne, t.j. klasické strojné chladenie a v priebehu špičkového odberu je toto pokryté naakumulovaným chladom v podobe binárneho ľadu. Tak možno dosiahnuť nižšie investície do menšieho chladiaceho zariadenia ktoré je so svojím výkonom lepšie využité a ktoré má nižší špičkový odber prúdu.
- druhou možnosťou je vytvorenie dostatočnej zásoby naakumulovaného ľadu, ktorý je vyrábaný v dobe výhodnejšieho tarifu elektrickej energie, teda po kratšiu dobu a pri väčšom výkone chladiaceho zariadenia. Prevádzkové náklady sú však na pokrytie celkového denného chladiaceho výkonu zväčša menšie.

Z hľadiska prevádzkových nákladov je výhodnejšie využiť rozdielne sadzby elektrickej energie cez deň a v noci. Podľa už prevedených štúdií vychádza , že pri vyšších sadzbách a pri vyšších rozdielov taríf medzi dňom a nocou je výhodnejšia prevádzka pre výrobu tekutého ľadu v nočných hodinách a pri malom rozdieli taríf je výhodnejšia prevádzka menšieho výkonu počas celých 24 hodín.

12.3 Suchý ľad

Suchý ľad je zaužívaný názov pre pevnú formu oxidu uhličitého. Najčastejšie je používaný ako všestranný ochladzovač. Suchý ľad sublimuje, čiže sa mení z pevného skupenstva na plynné bez prechodu na kvapalné skupenstvo pri normálnom atmosférickom

tlaku. Sublimačná teplota je -78.5°C . Jeho sublimačná entalpia (ΔH_{sub}) pri -78.5°C je 571 kJ/kg . Nízka teplota a priama sublimácia na plyn (ktorý je navyše zdravotne neškodný) robí suchý ľad efektívnym a často používaným ochladzovačom. Jeho teplota je nižšia ako teplota ľadu a nezanecháva vlhkosť.

Suchý ľad bol objavený v roku 1835 francúzskym chemikom Charlesom Thilyorierom. Suchý ľad sa vyrába z plynného CO_2 zmenou tlaku.

12.3.1 Výroba suchého ľadu:

Na výrobu sa používa vysokokoncentrovaný CO_2 plyn. Tento plyn je sekundárny produkt pri viacerých chemických výrobách – napr. pri výrobe amoniaku, dusíka zo vzduchu, alebo veľkoobjemovej fermentácii.

CO_2 je stlačený a ochladený tak, aby prešiel do kvapalného skupenstva.

Tlak kvapalného CO_2 sa prudko zníži. Pri tom sa časť CO_2 vyparí, čo spôsobí prudký pokles teploty kvapalného CO_2 . Extrémne ochladenie vytvorí z kvapaliny snehovitú konzistenciu pevného skupenstva CO_2 - suchého ľadu.

Sneh z CO_2 sa pomaly stlačí do malých peletiek (granúl), alebo blokov pevného suchého ľadu.

Suchý ľad sa štandardne vyrába v dvoch formách: blokoch alebo peletkách (granulách). Štandardné bloky vážia okolo 30 kg a sú najbežnejšou vyrábanou formou. Používajú sa napr. na chladenie na rybárskych lodiach, pretože sublimujú relatívne pomaly (kvôli relatívne malému povrchu). Peletky majú asi 1 cm v priemere. Táto forma sa používa pre chladenie v malom - napr. v potravinárskom ambulantnom predaji, v laboratóriách a pod. Suchý ľad je relatívne lacný.

12.3.2 Použitie suchého ľadu

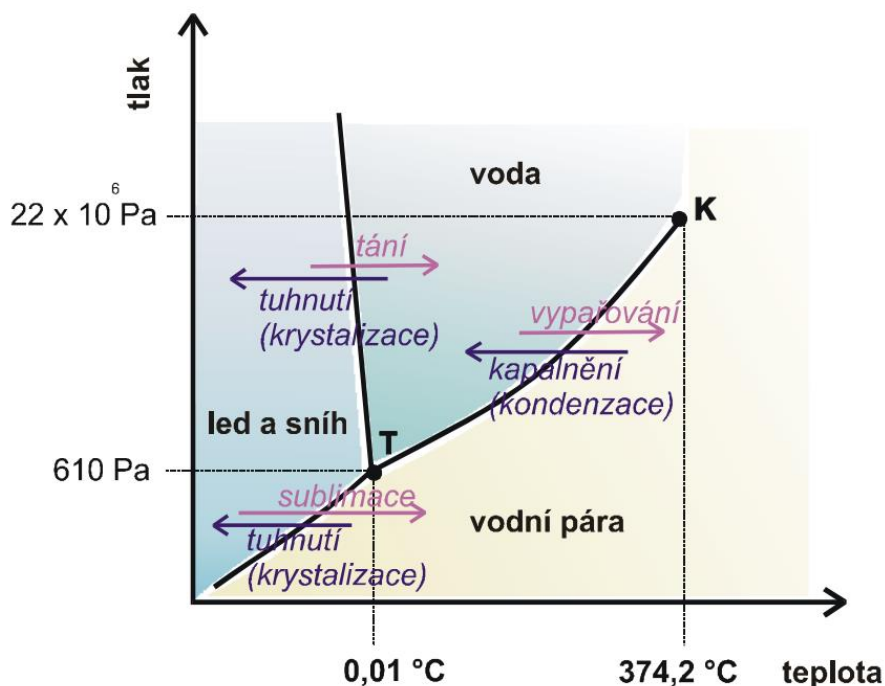
Suchý ľad sa obvykle pridať k tovaru, ktorý musí ostať chladný, alebo zmrazený tam, kde nie je možné použiť štandardné strojové chladenie napr. pouličný predaj zmrzliny. V medicíne sa používa pre lokálne zmrazovanie tkanív. V stavebníctve pre odstraňovanie glazúr (zmrazením sa rozdrobia), v strojárstve pre zmenšenie rozmeru kovových súčiastok pred ich montážou s presahom, pre zmrazovanie kalov pri ich odstraňovaní, v laboratóriách pre vytváranie zmrazovacích roztokov a všeobecne na chladenie. Suchý ľad sa dá použiť na výrobu zmrzliny, pri chladení a sytení nápojov napr. piva alebo sódočky. Keď sa suchý ľad vloží do vody sublimácia akceleruje a vytvára sa vodná hmla. Tento efekt sa využíva v strojoch na výrobu "plazivej" hmly v divadlách na diskotékach a pod.

Jednou z metód využitia suchého ľadu je čistenie. Malé čiastočky suchého ľadu sú stlačeným vzduchom fúkané oproti čistému povrchu. Takto sa dajú odstrániť reziduá na priemyselných zariadeniach, odstraňovanie atramentu, lepidla, oleja, farieb, plesní a kaučuku.

Táto metóda je alternatívou k pieskovaníu, čisteníu horúcou parou, tlakovou vodou, rozpúšťadlami pretože environmentálna záťaž je veľmi nízka. Táto metóda sa dá použiť aj v potravinárskom priemysle

12.3.3 Výroba snehu

Za bežných podmienok sa stretávame s tromi skupenstvami (fázami) vody – kvapalinou, plynom (vodnou parou) alebo vodou v skupenstve pevnom (ľad či sneh). Dobrou pomôckou pre popis správania chemicky čistej vody je tzv. fázový diagram, ktorý je znázornený na Obr. 52. Každý bod roviny fázového diagramu znázorňuje stav vody pri danej teplote a tlaku. Bod označený písmenom T sa nazýva trojný bod a označuje stav, v ktorom sa môžu vyskytovať všetky tri skupenstvá zároveň. Bod K je kritický bod, po jeho prekročení môže voda byť už len vo forme vodnej pary. Jednotlivé krivky diagramu znázorňujú hodnoty tlaku a teploty, pri ktorých sa voda nachádza v dvoch rôznych fázach zároveň. Krivka sýtej pary určuje stavy, v ktorých môže existovať kvapalina spolu s vodnou parou, krivka topenia tvorí rozhranie medzi fázami pevnou a kvapalnou a krivka sublimácie vymedzuje za akých teplôt a tlakov prechádzajú fázy pevná do plynnej. Pre vysvetlenie mechanizmu tvorby ľadu či snehu sú dôležité posledné dve zo zmienených kriviek

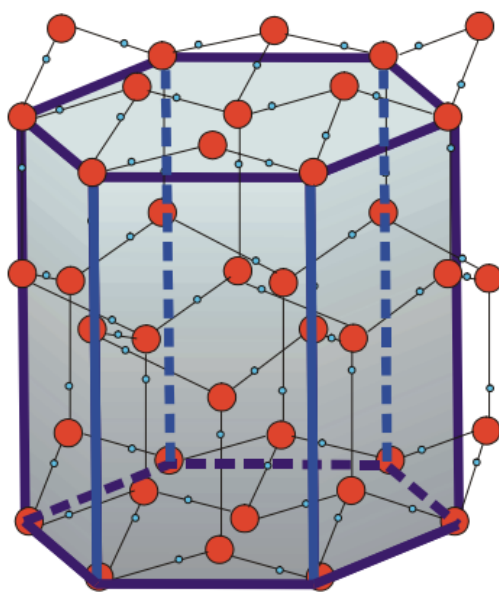


Obr. 52 Fázový diagram vody

Z fázového diagramu je zřejmé, že prechod vody z jedného skupenstva do druhého je možný len pri zmene teploty či tlaku alebo oboch týchto veličín zároveň. (Pritom je treba si uvedomiť, že tlakom tu nie je mienený atmosférický tlak, ale tlak vodnej pary, tlak vo vnútri kvapaliny či tlak pôsobiaci na pevnú látku). Vplyv teploty na zmeny skupenstva vody všetky dôverne známe. Vplyv tlaku sa dá ilustrovať napr. známou skutočnosťou, že voda v Papinovom hrnci vrije pri teplote vyššej ako 100 °C (čo je teplota varu vody pri normálnom atmosférickom tlaku), a že korčuľovanie nám umožňuje tenká vrstvička vody, ktorá sa vytvára pod korčuľou

vd'aka tomu, že sa ľad pri vyššom tlaku topí (voda má pri vyššom tlaku nižšiu teplotu tuhnutia). Pomerne zaujímavá je skutočnosť, že niektoré látky, vrátane vody, sa môžu nachádzať v kvapalnom stave i pri teplotách nižších než je teplota tuhnutia – v takýchto prípadoch hovoríme o podchladenej kvapaline. Napr. chemicky čistú vodu zbavenú vzduchu je možné ochladiť až na $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ako náhle však do takto podchladenej kvapaliny vhodíme kúsok ľadu, nejakú nečistotu či iba pohneme nádobou s touto kvapalinou, kvapalina takmer okamžite stuhne. Vzácné je možné tento jav pozorovať napr. na fľaši s destilovanou vodou ponechanou cez zimu v garáži.

Ako už bolo naznačené voda sa dostane do skupenstva pevného dvomi spôsobmi. Buď ochladzovaním kvapaliny (potom vzniká ľad) alebo ochladzovaním vodnej pary (vzniká sneh). Počas ochladzovania dochádza najprv k znižovaniu teploty vody až k teplote tuhnutia pri danom tlaku. Až potom, pokiaľ i naďalej odvádzame teplo, môže dôjsť k zmene skupenstva. Ak chceme znížiť teplotu 1 g vody o $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ musíme jej odobrať energiu $4,18\text{ J}$ ($= 1\text{ kalória}$). Molekuly vody v kvapalnom i plynnom skupenstve sú náhodne rozdelené v priestore. Prvým krokom pri tuhnutí vody je vznik kryštalizačného (nukleačného) jadra, zárodku. V chemicky čistej látke sa ním stáva zhluk niekoľkých molekúl, ktoré sú pravidelne usporiadané a medzi nimi sa vytvorí pevná väzba. Vznik takejto väzby je sprevádzaný uvoľnením určitého množstva energie, tzv. skupenského tepla tuhnutia. Každý gram vody uvoľní počas tuhnutia energiu 334 J (80 kalórií).



Obr. 53 Kryštalická mriežka vody

Tím vzrastie energia okolitých molekúl, čo je pre celú sústavu molekúl vody nevýhodné a zárodok sa spravidla opäť rozpadá. Pokiaľ je však táto energia zo sústavy odvedená, zárodok sa po dosiahnutí určitej „kritickej“ veľkosti stáva stabilným. Čím väčšie je podchladenie sústavy molekúl, tým menší je kritický rozmer zárodkov a tým je i pravdepodobnejší ich vznik. Za bežných podmienok voda obsahuje množstvo minerálnych i organických nečistôt, ktoré môžu pôsobiť rovnako ako kryštalizačné jadra a viazať na seba okolité molekuly vody. V niektorých prípadoch – najmä pokiaľ je treba zasnežovať za teplôt blízkyh $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ - sa množstvo nukleátorov vo vode zvyšuje pridaním prostriedku, ktorý je vyrobený na báze baktérií

Pseudomonas syringae. Množstvo nukleátorov je možné ovplyvniť i magnetickou úpravou vody. Štruktúra kryštalickej mriežky vody je zobrazená na Obr. 53.

Väčšie červené krúžky naznačujú polohu atómov kyslíka, malé bodky polohu atómu vodíka.

Ďalej je v obrázku znázornený tvar „základnej bunky“ ohraničujúcej najmenšiu skupinu atómov, ktorých usporiadanie sa v celom objeme kryštálu ľadu alebo snehu pravidelne opakuje. Rast kryštálu sa deje postupným prikladaním ďalších molekúl na povrch kryštalizačného jadra. Povrch rastúceho kryštálu pritom predstavuje plochu voľných chemických väzieb. Energia povrchu sa zníži pokiaľ sa na nej naviaže ďalší atóm. Množstvo uvoľnenej energie pritom závisí na mieste, v ktorom sa atóm pripojil. Smer rastu kryštálu je teda daný tým, čo je pre sústavu molekúl najvýhodnejšie z hľadiska zachovania minima energie a veľmi závisí na podmienkach, za ktorých kryštalizácia prebieha, najmä na teplote a koncentrácii molekúl vody v okolí rastúceho kryštálu. Táto skutočnosť je príčinou veľkej variability tvaru snehových vločiek a ľadových kryštálov ako je naznačené na Obr.3.

Pri teplotách vyšších ako $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a v pomerne širokom rozmedzí teplôt okolo $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ sa molekuly viažu predovšetkým na zvislé steny šesťbokého hranolu naznačeného na Obr. 2 a vznikajú snehové vločky tvarom pripomínajúci doštičky. Pri teplotách zhruba od -5 do $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a okolo $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ sa naopak viac molekúl viaže na plochy podstav hranolu a tvoria sa vločky v tvare šesťbokých hranolov. Pritom so stúpajúcou vlhkosťou, ktorá vlastne znamená väčšie množstvo molekúl vody v okolí tvoriacej sa vločky (lepšiu „dostupnosť stavebného materiálu“), rastie pravdepodobnosť pripojenia molekuly na hrane alebo vrchole kryštálu a vznikajú snehové vločky zložitejších tvarov. Príčina tohto javu ešte nie je úplne uspokojivo vysvetlená.

13. CHLADIVÁ

Chladivo je možné všeobecne definovať ako pracovnú látku, ktorá je schopná prijať teplo z inej látky a tým ju ochladzuje, resp. znižuje jej teplotu. Táto veľmi všeobecná definícia popisuje aj látky ako sú napríklad ľad, voda, alebo studený vzduch. V chladiacich zariadeniach sa však využívajú ako pracovné látky plyny, ktoré dokážu cyklicky prijímať teplo z ochladzovanej látky a odovzdávať teplo do okolia. Presnejšia definícia teda označuje chladivo ako tekutinu, ktorá prechádza uzavretým chladiacim systémom, pričom zmenou skupenstva vo výparníku odoberá teplo z chladenej látky a kondenzáciou v kondenzátore uvoľňuje teplo do okolia (vzduchu, vody a podobne). Zároveň musí byť chladivo schopné dosiahnuť túto zmenu skupenstva pri vhodných tlakoch a teplotách vzhľadom na požadovanú intenzitu chladenia a teplotu okolia. Pri bežných aplikáciách sa rozsah pracovných teplôt pohybuje v intervale od $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ až do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Existujú však aj zariadenia, v ktorých chladivo neprechádza skupenskou zmenou pri výmene tepla.

13.1 História chladív

Vývoj chladív je historicky rozdelený dvoma zásadnými udalosťami. Prvou je vznik umelých chladív, ktoré sú oproti prírodným chladivám (resp. voľne sa vyskytujúcim v prírode) efektívnejšie, stabilnejšie a bezpečnejšie z hľadiska prevádzky zariadenia. Ich zásadnou nevýhodou je však vplyv na životné prostredie. Tento fakt spôsobil druhý zásadný zlom v chladiarenskom odvetví. Vplyvom používania niektorých plynov došlo k značnému poškodeniu ozónovej vrstvy a k zvýšeniu koncentrácie skleníkových plynov v atmosfére. To znamená postupný zánik syntetických chladív rozkladajúcich ozónovú vrstvu a zároveň čiastočne návrat k prvej fáze vývoja chladiacich zariadení, kedy sa používali ako chladivá plyny bežne sa vyskytujúce v prírode.

Približne do 18. storočia bola najpoužívaným chladivom voda, prípadne ľad. Vo veľmi malej miere sa používali roztoky soli na dosiahnutie mínusových teplôt. V roku 1748 sa podarilo Williamovi Cullenovi dosiahnuť významne ochladenie látky pomocou odparovania etyl éteru. Túto myšlienku rozvinul Oliver Evans a prvý parný chladiaci systém postavil Jakob Perkins.

Výhoda éteru je, že existuje v kvapalnom skupenstve pri normálnych podmienkach. Teplota varu pri atmosférickom tlaku je $34,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, takže na dosiahnutie nízkych hodnôt výparnej teploty je nutné zabezpečiť nízky tlak (vákuum). Hodnoty tlaku pod úroveň atmosférického tlaku však tiež znamenajú riziko vniknutia vzduchu do systému, ktorý spolu s etyl éterom tvorí výbušnú zmes. Naopak výhodou vyššej hodnoty teploty varu je možnosť kondenzácie pri nižších tlakoch, čo je výhodné hlavne pri použití v oblastiach s vysokou teplotou okolia (resp. vysokou teplotou kondenzácie). Etyl éter bol postupne nahradený oxidom uhličitým, ktorý je vo všeobecnosti veľmi vhodným chladivom, avšak vyžaduje pomerne vysoké operačné tlaky. Podobne dobré vlastnosti má aj amoniak, ktorý je ale na rozdiel od oxidu uhličitého toxický a horľavý. Tieto chladivá boli v 20. storočí čiastočne vytlačené z trhu syntetickými chladivami, ktoré nevyžadovali tak vysoké pracovné tlaky a boli nehorľavé, avšak v súčasnosti sa k nim

výrobcovia chladiacich systémov opäť vracajú, kvôli ich bezpečnosti vzhľadom k životnému prostrediu.

V roku 1928 začal americký vedec Thomas Midgley, Jr. a jeho tím pracovať na vývoji syntetického chladiva tým, že z periodickej sústavy prvkov vybral tie, ktoré spĺňali požiadavky na toxicitu, stabilitu, teplotu varu a boli tiež vhodné z termodynamického hľadiska pre použitie v chladiacich okruhoch. Takýmto spôsobom bolo vytipovaných osem prvkov: vodík, uhlík, dusík, kyslík, fluór, siera, chlór a bróm, ktoré mali požadované vlastnosti. Tieto prvky sa zároveň vyskytovali v chladivách používaných pre prvé pokusy v 18. a 19. storočí. Vznik syntetických chladív spočíva v nahradení vodíku v uhlíkovodíkoch a to buď flórom (fluorizácia), alebo chlórrom (chlorácia). Podľa počtu zmenených väzieb je možné upravovať vlastnosti chemickej zlúčeniny – chladiva. V roku 1931 bolo predstavené prvé syntetické chladivo – Freón 12 (CCl_2F_2), ktorý vznikol z metánu (CH_4) nahradením všetkých vodíkových väzieb. Vďaka svojim pozitívnym vlastnostiam sa stal tento prvok jedným z najrozšírenejších chladív v 20. storočí. Postupne pribúdali ďalšie chladivá ako Freón 11 (CCl_3F), Freón 22 (CHClF_2) a iné, v závislosti na požiadavkách výrobcov chladiacich zariadení. Aj vďaka syntetickým chladivám, ktoré boli prezentované ako „zázračné plyny“, nastal veľký rozvoj v oblasti chladiarenskej techniky a chladiace systémy sa významne rozšírili po celom svete. Freóny vytlačili ostatné chladivá z trhu a dominovali až do roku 1974, kedy Rowland a Molina (Molina & Rowland, 1974)¹ prezentovali závery svojho výskumu o škodlivosti chlór – flór uhlíkov v atmosfére. Tieto závery potvrdilo viacero ďalších výskumov a tak došlo v roku 1987 v Montreale k podpisu tzv. Montrealského protokolu (United Nations, 1989), ktorý stanovil systém postupného vyradenia Freónov z trhu (v angličtine je zaužívaný termín „phase-out“). Tento dokument priamo nadväzuje na tzv. Viedenský dohovor o ochrane ovzdušia z roku 1985. Svetové veľmoci sa dohodli, že do roku 2030 prestanú používať aj ďalšie zmesi, ktoré nespĺňajú limity pre GWP a ODP. Pribeh jednotlivých fáz je možné vidieť v nasledujúcej tabuľke.

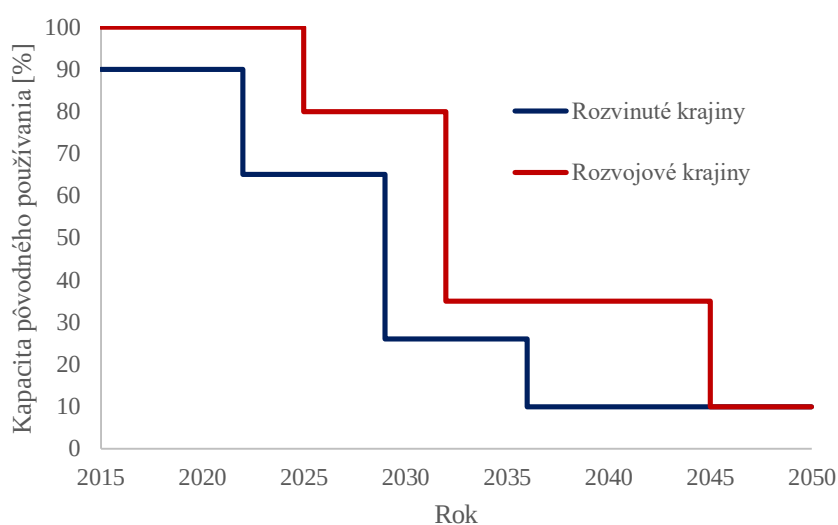
Tab. 1 Časový vývoj chladív

Chladivá	CFC	HCFC	HFC	Nové chladivá ²
Približný časový interval	1930 - 1990	1930 - 2010	1990 - dodnes	2010 - dodnes
Vlastnosti	Dlhá atmosférická životnosť	Kratšia atmosférická životnosť	Kratšia atmosférická životnosť	Veľmi krátka atmosférická životnosť
	Silný rozklad ozónovej vrstvy	Slabší vplyv na rozklad ozónovej vrstvy	Bez vplyvu na ozónovú vrstvu	Bez vplyvu na ozónovú vrstvu
	Silný vplyv na globálne otepľovanie	Slabší vplyv na globálne otepľovanie	Malý vplyv na globálne otepľovanie	Minimálny vplyv na globálne otepľovanie

¹ Rowland a Molina dostali v roku 1995 za tento objav Nobelovu cenu za chémiu

² Nové chladivá sú HFO chladivá alebo zmesi týchto chladív, prírodné chladivá, prípadne nové zmesi s HFC chladivami

Po Montrealskom protokole sa vývoj chladív rozdelil na dva hlavné prúdy. Prvým je snaha nájsť chladivá s nulovým ODP faktorom a veľmi nízkym GWP faktorom, druhým je návrat k prírodným chladivám ako je napríklad oxid uhličitý, voda alebo uhl'ovodíky. Prvou náhradou chladiva R12 (Freón 12) bolo chladivo R134a, ktoré má nulový ODP faktor, avšak pomerne vysoký GWP faktor a v súčasnosti sa už takisto postupne vylučuje pri prevádzke chladiacich zariadení. Chladivo R134a sa používa ako náhrada aj za chladivo R22, ktoré sa však aj napriek nenulovému ODP faktoru stále intenzívne používa v rozvojových krajinách. Je to spôsobené najmä tým, že toto chladivo je najrozšírenejším chladivom na svete a má veľmi dobré termodynamické a termo-fyzikálne vlastnosti. Zaujímavé je, že už aj náhrady za chladivo R22 (R404a, R410a a R407c) sú čiastočne vo fáze „phase-outu“. Podľa Montrealského protokolu (United Nations, 1989) sa R22 prestane používať v nových chladiacich zariadeniach do roku 2020 a následne do roku 2030 aj v existujúcich zariadeniach (pri servisných úkonoch). Od 1. Januára 2030 bude zakázaná produkcia a používanie HCFC chladív. Niektoré vyspelé krajiny tieto dátumy ešte viac sprísnil, naopak rozvojové krajiny majú k dispozícii desaťročné prechodné obdobie na uplatnenie týchto pravidiel v praxi. Na poslednom stretnutí členských štátov Montrealského protokolu (Kigali, Rwanda, 2016) boli dohodnuté termíny pre redukciiu používania ďalších chladív a to v závislosti na odvetví medzi rokmi 2021 až 2030. (United Nations, 2016)



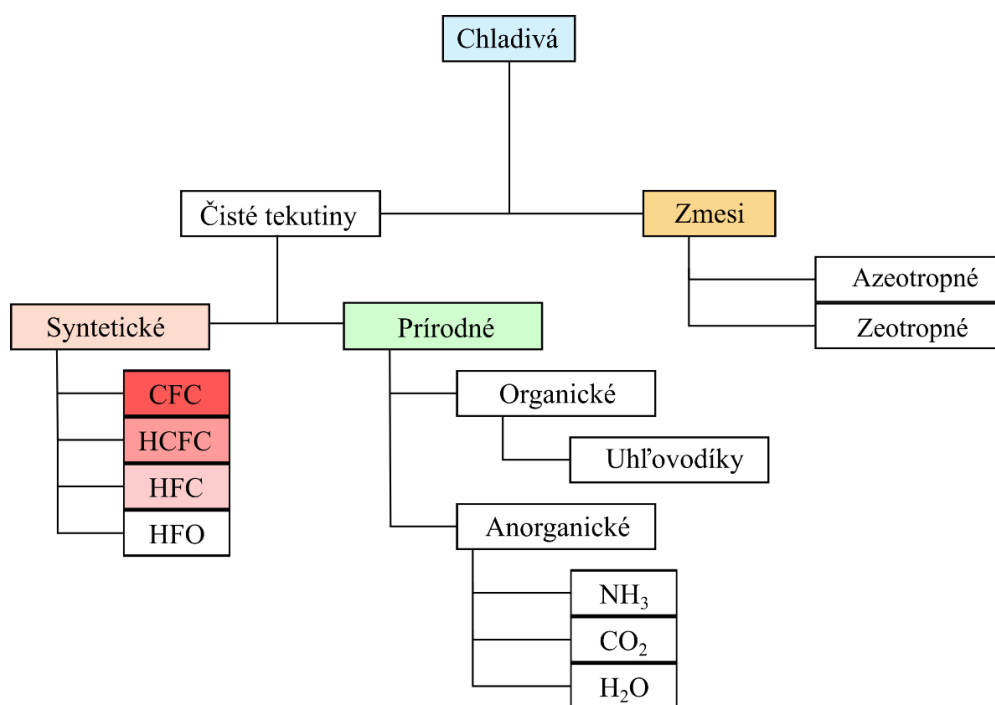
Obr. 54 Plánovaná eliminácia HFC chladív z obehu

V prípade chladív je nutné si uvedomiť, že environmentálny a politický tlak na výrobcov chladiacej techniky je obrovský a tento obor prechádza významnými zmenami práve v dôsledku znižovania environmentálnej záťaže škodlivými plynmi a v najbližšom desaťročí dôjde k postupnému zániku dnes bežných chladív.

13.2 Druhy chladív a ich značenie

Chladivá je možné deliť podľa chemického zloženia do niekoľkých kategórií podľa Obr. 55. Čisté tekutiny sa delia na syntetické a prírodné chladivá. Syntetické chladivá predstavujú skupinu halogénových uhl'ovodíkov, pričom základný uhl'ovodík môže byť plne halogénový,

t.j. bez vodíku (CFCs – ChloroFlouroCarbons), alebo čiastočne, čiže s jednou, alebo viacerými vodíkovými väzbami (HCFCs – HydroChloroFlouroCarbons). V prípade, že sú uhl'ovodíkové väzby nahradené len fluórom, jedná sa fluórové uhl'ovodíky (HFCs – HydroFlouroCarbons). Uhl'ovodíky halogenované chlóróm majú vysoký ODP faktor a ich použitie je od roku 1996 zakázané. Syntetické chladivá sú v súčasnosti významne redukované, ale v najbližšom období je nutné s nimi počítať, pretože ich nahradzovanie vhodnejšími chladivami prebieha postupne. Jednou z perspektívnych skupín chladív je skupina tzv. olfénických uhl'ovodíkov (HFOs – HydroFlouroolefins), čo sú nenasýtené organické zlúčeniny (uhl'ovodíky) s minimálne jednou dvojitou väzbou medzi uhlíkmi. HFO chladivá sú založené na molekule propylénu ($\text{CH}_3\text{CH}=\text{CH}_2$), pričom nahradzáním atómov vodíku dochádza k vzniku rôznych štruktúr chladív. Chladivá z tejto kategórie sú podstatne šetrnejšie voči prírode ako klasické HFC chladivá. Prírodné chladivá sa v súčasnosti dostávajú opäť do stredu pozornosti, pretože majú pomerne dobré termodynamické vlastnosti a navyše sú vhodné aj z hľadiska vzťahu k životnému prostrediu. Ich nevýhodou je toxicita a zápalnosť, resp. výbušnosť. Zmesi chladív sú bežne tvorené zo syntetických chladív. Vzhľadom na veľké množstvo chladív vyvinutých od roku 1931 (vznik prvého syntetického chladiva), existuje systém značenia, na základe ktorého je možné identifikovať o aký typ chladiva sa jedna a aké je jeho chemické zloženie.



Obr. 55 Rozdelenie chladív do najdôležitejších kategórií

Značenie chladív a klasifikácia ich vlastností je daná normou ISO 817/2014, prípadne normou americkej spoločnosti inžinierov pre vykurovanie, chladenie a klimatizáciu (ASHRAE – American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers) ANSI/ASHRAE 34-2016 Designation and Safety Classification of Refrigerants.

Všetky chladivá sa označujú písmenom „R” (ako „refrigerant” - chladivo), za ktorým nasleduje trojčíslenie. Forma značenia má tak tvar R XYZ. Toto trojčíslenie má rôzny význam pre rôzne skupiny chladív.

13.2.1 Halogénové uhľovodíky

Pri tejto skupine chladív vyjadruje trojčísle XYZ počet jednotlivých prvkov v molekule chladiva. Avšak samotné číslo je nutné dekodovať pred samotným výpočtom množstva prvkov. Prvé číslo X, zväčšené o 1 vyjadruje množstvo atómov uhlíka. Druhé číslo Y zmenšené o 1 vyjadruje množstvo atómov vodíka a posledné číslo Z (bez zmeny) vyjadruje množstvo atómov fluóru. Existuje ešte jeden prístup k výpočtu zloženia chladiva a to taký, že sa k uvedenému číslu XYZ pripočíta číslo 90 a výsledok uvádza presný počet atómov uhlíka, vodíka a fluóru. V prípade, že sú uvedené len dve čísla (YZ), znamená to, že číslo na prvej pozícii (X) je nula a teda molekula chladiva obsahuje jeden atóm uhlíku. Počet atómov chlóru sa neuvádza, ale je nutné ho dopočítať podľa množstva obsadených väzieb v uhľovodíku. Množstvo väzieb je dane vzťahom $2*(X+1)+2$, kde $X+1$ je počet atómov uhlíka v molekule. V prípade, že sa v molekule chladiva nachádza aj bróm, princíp výpočtu je rovnaký ako v prípade chlóru, ale v označení sa za číslo XYZ pridáva písmeno B a číslo, značiace množstvo atómov brómu (aby bolo možné dopočítať ešte množstvo atómov chlóru). Ďalej je možné nájsť za značkou chladiva malé písmena a,b,c ..., ktoré označujú izoméry v smere klesajúcej symetrie prvku. Izoméry sú prvky s rovnakým chemickým zložením, ale usporiadanie jednotlivých atómov je rozličné pre každý izomér, čo spôsobuje rozdielne vlastnosti chemickej zlúčeniny. Cyklické deriváty uhľovodíkov majú pred číslom XYZ písmeno C.

Nenasýtené uhľovodíky majú niektorú zo svojich väzieb neobsadenú, resp. voľnú. V prípade, že sú nenasýtené uhľovodíky halogenované, vkladá sa pred číslo XYZ číslica 1, čím sa vytvorí štvorčísle 1XYZ, pričom význam trojčísia XYZ sa zachováva. Číslica na začiatku označenia tiež označuje množstvo dvojítých väzieb v uhľovodíku.

Príklady značenia chladív:

R-22 (HCFC-22):

Chemická značka: CHClF_2

22	$0 + 1 = 1 * \text{C}$	$2 - 1 = 1 * \text{H}$	$2 * \text{F}$
----	------------------------	------------------------	----------------

$22 + 90 = 112$	$1 * \text{C}$	$1 * \text{H}$	$2 * \text{F}$
-----------------	----------------	----------------	----------------

V molekule je jeden atóm uhlíka, čiže celkovo máme v molekule štyri uhľovodíkové väzby (podľa vzťahu $2*1 + 2 = 4$). Vodík obsadzuje jednu väzbu, fluór obsadzuje dve a jednu väzbu obsadzuje chlór.

R-134a (HCF – 134a)

Chemická značka: $\text{CHF}_2 - \text{CHF}_2$

134	$1 + 1 = 2 * \text{C}$	$3 - 1 = 2 * \text{H}$	$4 * \text{F}$
-----	------------------------	------------------------	----------------

$134 + 90 = 224$	$2 * \text{C}$	$2 * \text{H}$	$4 * \text{F}$
------------------	----------------	----------------	----------------

V molekule sú dva atómy uhlíka, čiže celkovo máme v molekule šesť uhľovodíkových väzieb. Vodík obsadzuje dve väzby a fluór štyri väzby, to znamená, že všetky uhlíkové väzby sú obsadené a chlór sa v tomto chladive nenachádza.

R-13B1 (HCFC– 13B1)

Chemická značka: CBrF_3

13 $0 + 1 = 1 \cdot \text{C}$ $1 - 1 = 0 \cdot \text{H}$ $3 \cdot \text{F}$ $1 \cdot \text{Br}$

$13 + 90 = 103$ $1 \cdot \text{C}$ $0 \cdot \text{H}$ $3 \cdot \text{F}$ $1 \cdot \text{Br}$

V molekule je jeden atóm uhlíka, čiže celkovo obsahuje molekula štyri uhl'ovodíkových väzby. Vodík sa v tejto molekule nenachádza, fluór obsadzuje tri väzby a jedna väzba pripája molekulu brómu. V chladive sa nenachádza chlór.

R-1130 (HCFC– 1130)

Chemická značka: $\text{C}_2\text{H}_2\text{Cl}_2$

130 $1 + 1 = 2 \cdot \text{C}$ $3 - 1 = 2 \cdot \text{H}$ $0 \cdot \text{F}$

$130 + 90 = 220$ $2 \cdot \text{C}$ $2 \cdot \text{H}$ $0 \cdot \text{F}$

V molekule sú dva atómy uhlíka. Celkovo obsahuje molekula šesť uhl'ovodíkových väzieb. Vodík obsadzuje dve väzby a fluór neobsadzuje žiadnu väzbu. Štyri väzby zostávajú teda voľné, pričom v tomto prípade sú dve väzby obsadené chlórom (informácia o počte voľných väzieb v označení nie je).

R-1234yf (HFI– 1234yf)

Chemická značka: $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$

234 $2 + 1 = 3 \cdot \text{C}$ $3 - 1 = 2 \cdot \text{H}$ $4 \cdot \text{F}$

$234 + 90 = 324$ $3 \cdot \text{C}$ $2 \cdot \text{H}$ $4 \cdot \text{F}$

V molekule sú tri atómy uhlíka s jednou dvojitou väzbou a teda zostáva šesť uhl'ovodíkových väzieb, z ktorých dve obsadzuje vodík a štyri obsadzuje fluór.

13.2.2 Izoméry

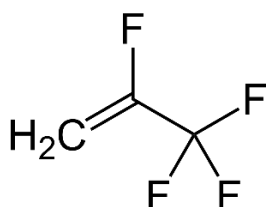
Chemické zlúčeniny s rovnakým atómovým zložením, ale s ich rozdielnym usporiadaním sa nazývajú izoméry. Rozdielna štruktúra molekuly má za následok rozličné chemické a termodynamické vlastnosti a preto sa aj izoméry chladív rozlišujú. Jedno-uhlíkové zlúčeniny nemôžu mať izoméry, pretože väzby ostatných atómov s uhlíkom môžu byť len v jednom usporiadaní. Dvoj-uhlíkové molekuly už môžu mať rôzne usporiadanie viazaných atómov, preto sa jednotlivé „zostavy“ rozlišujú podľa malého písmena za číslom chladiva. Molekula s najrovnomernejšou distribúciou atómovej hmotnosti na uhlíky je bez písmena, druhý najvyváženejší pomer hmotností má označenie „a“, ďalej „b“ a postupne sa takto označia všetky izoméry. Troj-uhlíkové zlúčeniny sa označujú dvoma malými písmenami, prvé značí atómy na vnútornom uhlíku a druhé klesajúcu symetriu atómovej hmotnosti prvkov na vonkajších uhlíkoch.

V prípade HFO chladív má význam malých písmen za číslom iný význam. Vyjadruje spôsob náhrady atómov vodíku v molekule a tiež prvok, ktorým boli nahradené. Izoméry (v tomto prípade stereoizoméry) sú označované veľkým písmenom v zátvorke, na konci značenia.

Príklad chladív HFO:

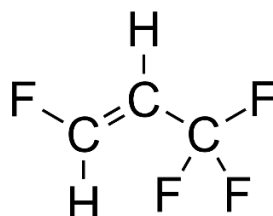
R-1234yf

Chemická značka: $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$



R-1234ze

Chemická značka: $\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHF}$



13.2.3 Prírodné chladivá – čisté uhl'ovodíky

Značenie čistých uhl'ovodíkov (nehalogenovaných) je rovnaké ako v prípade halogenovaných uhl'ovodíkov a to vo forme R-XYZ, pričom význam číslíc za písmenom R je totožný s halogenovanými uhl'ovodíkmi.

R-290 (propán)

Chemická značka: C_3H_8

290 $2 + 1 = 3 \cdot \text{C}$ $9 - 1 = 8 \cdot \text{H}$ $0 \cdot \text{F}$

$290 + 90 = 380$ $3 \cdot \text{C}$ $8 \cdot \text{H}$ $0 \cdot \text{F}$

V molekule propánu sú tri uhlíky a osem vodíkov a všetky väzby sú obsadené.

R-600 (bután)

Chemická značka: C_4H_{10}

Dekompozícia označenia butánu nefunguje podľa rovnakých pravidiel ako pri ostatných uhl'ovodíkoch. Chemická značka butánu je C_4H_{10} a podľa uvedených pravidiel tak nie je možné pre ňu vytvoriť troj-ciferné označenie (viď počet vodíkov). Z toho dôvodu sa používa značenie R-600.

13.2.4 Prírodné chladivá – anorganické plyny

Pri týchto chladivách je dohodnuté značenie vo forme R-7YZ, kde číslo 7 vyjadruje kategóriu anorganických plynov a YZ znamená približnú mólovú hmotnosť.

R-717 (čpavok)

Chemická značka: NH_3

Mólová hmotnosť amoniaku je 17,03 g/mol

R-744 (oxid uhličitý)

Chemická značka: CO₂

Mólová hmotnosť amoniaku je 44,01 g/mol

13.2.5 Zmesi

Zeotropické zmesi halogenovaných uhlíkovodíkov majú značenie vo forme R-4YZ, pričom číslo YZ reprezentuje zloženie zmesi, resp. o aké zložky sa jedná. Číslo však nevyjadruje percentuálne zloženie zmesi, ktoré je rozlíšené veľkým tlačným písmenom za číslami, bez ďalšieho významu. V prípade azeotropných zmesí je značenie vo forme R-5YZ so rovnakým princípom pre dvojčísle YZ ako pri zeotropných zmesiach. Dané označenie predstavuje chemické zloženie, pričom písmena za trojčíslím označujú rozdielne pomery použitých plynov pre zmes

R 407

Chemická zloženie:	R-32/R-125/R-134a		
Pomerné zloženie plynov:	20 / 40 / 40	[%]	pre R-407A
Pomerné zloženie plynov:	10 / 70 / 20	[%]	pre R-407B
Pomerné zloženie plynov:	23 / 25 / 52	[%]	pre R-407C
Pomerné zloženie plynov:	15 / 15 / 70	[%]	pre R-407D
Pomerné zloženie plynov:	25 / 15 / 60	[%]	pre R-407E

R-404A

Chemická zloženie:	R-125/R-134a/R-143a		
Pomerné zloženie plynov:	44 / 4 / 52	[%]	

R-410A

Chemická zloženie:	R-32/R-125		
Pomerné zloženie plynov:	50 / 50	[%]	

R-507

Chemická zloženie:	R-125/R-143		
Pomerné zloženie plynov:	50 / 50	[%]	

Vzhľadom k veľkému tlaku na vývoj a používanie ekologických chladív vznikajú neustále nové zmesi chladív, ktoré postupne nahrádzajú súčasné chladivá. Napríklad:

R-452A (XP 44)

Chemická zloženie:	R-32/R-125/R-1234yf		
Pomerné zloženie plynov:	11 / 59 / 30	[%]	
Nahrádza R 404a a R 507			

13.3 Vlastnosti chladív

Pri výbere chladiva je nutné splniť niekoľko požiadaviek, ktoré sú často protichodné. Súčasné chladivá majú pomerne dobré termodynamické a termálno-fyzikálne vlastnosti, ale ich dopad na životné prostredie je negatívny. Naopak, environmentálne priateľské chladivá majú všeobecne horšie vlastnosti, menší rozsah použitia, alebo vyžadujú zložitejšiu technológiu na to, aby dosiahli požadovanú účinnosť. Okrem toho je nutné zohľadniť bezpečnosť chladiva z hľadiska horľavosti, výbušnosti, toxicity, ale aj jeho vzťah k mazaciemu oleju. Výber vhodného chladiva pre konkrétnu aplikáciu tak je komplexnou technicko-ekonomickou úvahou, v ktorej je nutné nájsť vhodný kompromis medzi nasledujúcimi požiadavkami:

- termodynamické vlastnosti (tlak a teplota varu a tuhnutia, kritický bod, tepelná kapacita...),
- fyzikálne a chemické vlastnosti (elektrická vodivosť, rozpustnosť v oleji, reakcia so vzduchom a vlhkosťou, horľavosť, výbušnosť, prevádzková stabilita, pôsobenie na konštrukčné materiály...),
- fyziologické pôsobenie na ľudský organizmus,
- ekologické vlastnosti (pôsobenie na rozpad ozónovej vrstvy a globálne otepľovanie),
- cena a dostupnosť.

13.3.1 Termodynamické vlastnosti chladív

Účinnosť chladiaceho zariadenia je významne ovplyvnená termodynamickými a termálno-fyzikálnymi vlastnosťami chladív. Tie sú dané chemickým zložením daného chladiva. Opäť existuje niekoľko kritérií, na základe ktorých sa posudzuje vhodnosť chladiva pre konkrétnu aplikáciu. Ideálne vlastnosti plynu by sa mali nachádzať vo vhodnom tlakovom rozsahu. To znamená, že sací tlak by sa nemal nachádzať hlboko pod hodnotou tlaku okolia, aby nedochádzalo k nežiadúcej kontaminácii okolitým plynom a vlhkosťou cez netesnosti. Pri prevádzke a servise je potom vhodnejší vyšší tlak v systéme z dôvodu detekcie možných netesností v systéme. Naopak vo výtlačnom potrubí je vhodné tlak minimalizovať. Dôvodov je niekoľko a jedným z najzásadnejších je teplota, ktorá môže pri vysokom tlaku dosahovať až teplotu vznietenia oleja. Samozrejme, s rastúcim tlakom a teplotou významne narastá tepelné zaťaženie celej konštrukcie chladiaceho systému, čo má negatívny dopad na celkovú životnosť. Zaťaženie je potom nutné kompenzovať objemnou konštrukciou zariadenia alebo drahými materiálmi, čím dochádza k nárastu nákladov. V neposlednom rade je to hluk a vibrácie, ktoré sú rovnako prepojené s intenzitou zaťaženia a teda aj s hodnotou tlaku vo výtlačnom potrubí.

Medzi ďalšie dôležité vlastnosti chladiva patrí tepelná vodivosť, ktorá by mala byť čo najvyššia v kvapalnej a plynnej fáze, ďalej viskozita, ktorá by mala byť čo najnižšia, aby nedochádzalo k vysokým tlakovým stratám a tiež tepelná kapacita, ktorá by mala byť v kvapalnej fáze čo najmenšia, aby pri podchladzovaní chladiva došlo k výraznému poklesu teploty, naopak v plynnej fáze je žiaduce, aby tepelná kapacita bola čo najvyššia aby práve nedochádzalo k výraznému nárastu teploty.

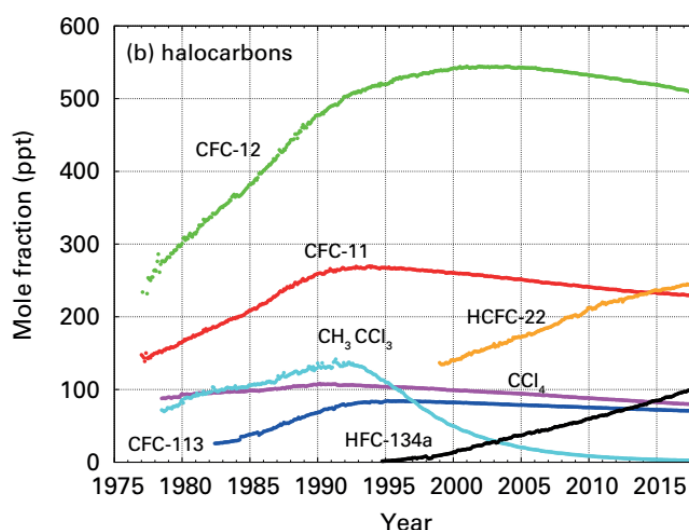
Z hľadiska prevádzky chladiaceho okruhu je dôležitá hodnota výparnej teploty pri normálnych podmienkach. Tá totiž špecifikuje rozsah použiteľných pracovných teplôt a polohu

kritického bodu chladiva. Čím je tento bod dosiahnutý pri vyššej teplote, tým bude vyšší aj COP faktor chladiaceho systému, naopak objemová účinnosť bude nízka. Bod mrznutia chladiva by mal byť samozrejme teplotne na nižšej úrovni ako je najnižšia teplota v systéme.

13.3.2 Ekologické požiadavky na chladivá

Negatívny dopad chladiva na životné prostredie nastáva hlavne pri jeho úniku do atmosféry, čo je vo väčšine prípadov spojené s poškodením chladiaceho okruhu, prípadne s neodborným zásahom do takéhoto systému. Ďalšie úniky chladiva do ovzdušia sú spôsobené netesnosťou systému. Uniknuté chladivo následne poškodzuje ozónovú vrstvu v stratosfére, ktorá má ochrannú funkciu pred nebezpečnými zložkami slnečného žiarenia. Polčas rozpadu chladív je veľmi dlhý a tak zostávajú prítomné v atmosfére a podieľajú sa tiež na skleníkovom efekte a globálnom otepľovaní. Okrem týchto dvoch najzávažnejších problémov spôsobuje prítomnosť chladív v atmosfére aj fotochemické reakcie ovplyvňujúce tvorbu smogu.

Svetová Meteorologická Organizácia (WMO) sleduje podiel skleníkových plynov v atmosfére a zároveň zaznamenáva aj pomerné množstvo niektorých halogénových uhľovodíkov, ktoré sú používané ako chladivá. Po podpise Montrealského protokolu je v dostupných dátach od WMO vidieť viditeľný pokles objemu chladiva R11 a neskôr aj R12 v atmosfére, vid' OBRAZOK. Rýchlosť poklesu je však v posledných rokoch brzdená produkciou týchto chladív vo východoázijských krajinách, ktoré majú často v medzinárodných dohodách výnimky a odklady tzv. phase-out termínov.



Obr. 56 Pomerné mólové množstvo halogénových uhľovodíkov v atmosfére.

13.4 Rozpad ozónovej vrstvy

Stratosférická ozónová vrstva plní ochrannú funkciu pred životu nebezpečným žiarením. Úplne pohlcuje UVC žiarenie (vlnová dĺžka do 280 nm) a čiastočne pohlcuje aj UVB žiarenie (vlnová dĺžka od 280 nm do 320 nm), ktoré má negatívne biologické účinky – zvyšuje pravdepodobnosť vzniku rakoviny kože, šedého zákalu, má mutagénne účinky na rastliny a živočíchov a tiež oslabuje imunitný systém. Pritom úbytok hrúbky ozónovej vrstvy o 1%

spôsobí nárast intenzity UVB žiarenia o 2%. Nebezpečné sú obzvlášť molekuly chlóru a brómu, ktoré ale boli v minulosti najviac používané v chladivách vďaka svojím dobrým termodynamickým vlastnostiam. Jeden atóm chlóru pritom dokáže počas svojej životnosti (porovnateľná s atmosférickou životnosťou) (vysvetliť a zdroje) rozložiť až 100 tisíc molekúl ozónu podľa merania Britskej antarktckej expedície v roku 1985. Rozklad ozónu prebieha podľa nasledujúcich chemických rovníc:



Táto reakcia sa opakuje neustále a katalyzátorom je ultrafialové žiarenie. Rovnakým spôsobom rozkladá ozón aj bróm. Vplyv chladiva (resp. plynu) na ozónovú vrstvu sa posudzuje podľa ODP kritéria (Ozone Depletion Potential – potenciál rozpadu ozónovej vrstvy). ODP faktor je pomer celkového rozkladu ozónovej vrstvy určitým množstvom príslušného chladiva k rozkladu ozónovej vrstvy chladivom R-11 (to má ODP faktor rovný jedna).

Rozsah ODP faktoru sa pohybuje od 0 do 1, pričom napríklad chladivo R-113 mierne prekračuje aj túto hodnotu. V súčasnosti sa razantne znižuje podiel chladív v obehu s iným ako nulovým ODP faktorom vďaka Montrealskému protokolu a jeho dodatkom. Chladivá s nenulovým ODP faktorom sú v nových chladiacich systémoch zakázané a pri servise ich je nutné nahrádzať ekologickým chladivom. Napriek tomu sa rozklad ozónovej vrstvy nezastaví, práve kvôli množstvu plynov v atmosfére a ich dlhej životnosti.

Prehľad jednotlivých chladív a ich ODP a GWP hodnoty sú uvedené na konci kapitoly.

13.5 Globálne otepľovanie a skleníkový efekt

Skleníkové plyny v atmosfére majú význam z hľadiska udržiavania konštantnej teploty priemernej teploty zemského povrchu. Krátkovlnné spektrum slnečného žiarenia je cez túto vrstvu prepúšťané, čím sa Zem ohrieva. Zemský povrch naopak vyžaruje dlhovlnné žiarenie, ktorým sa ochladzuje a to čiastočne prechádza cez atmosféru a čiastočne sa odráža späť na zemský povrch, čím sa zabraňuje nadmernému ochladzovaniu. Tento rovnovážny stav je udržiavaný práve skleníkovými plynmi, medzi ktoré patrí najmä oxid uhličitý a vodná para. V podstatne nižšej koncentrácii sú to ďalej metán a halogénové uhlíkovodíky. Činnosťou človeka je do atmosféry vypúšťané väčšie množstvo skleníkových plynov, ktoré vytvárajú silnejšiu izolačnú vrstvu Zeme. Dôsledkom tohto javu je postupný nárast priemernej teploty zemského povrchu. Cieľom environmentálnych a politických skupín a je znížiť produkciu skleníkových plynov a zastaviť, alebo aspoň spomaliť, globálne otepľovanie. Podobne ako v prípade Montrealského protokolu, aj v tomto prípade sa predstavitelia jednotlivých krajín dohodli na spoločnom postupe vo forme tzv. Parížskej dohody (2015). (United, 2015) Cieľom tejto dohody je zastaviť ohrievanie zemského povrchu na teplote o 2 °C vyššej ako bola priemerná teplota zemského povrchu v pred-industriálnom čase. Táto dohoda redukuje produkciu emisií a skleníkových plynov vo všetkých technických odvetviach. Súčasný stav techniky a spôsob života v podstate neumožňujú zásadne obmedzenie, alebo úplné zastavenie používania chladív s vysokým potenciálom ohrievania Zemského povrchu. Preto je vyvíjaný tlak na používanie takých chladív, ktoré majú minimálny potenciál globálneho otepľovania –

GWP faktor (Global Warming Potential). Tento faktor vyjadruje stupeň vplyvu chladiva na globálne otepľovanie, pričom táto hodnota je relatívna a vzťahuje sa ku GWP hodnote oxidu uhličitého, ktorá je rovná hodnote 1. GWP faktor zohľadňuje aj čas rozpadu plynu a najčastejšie sa pri výpočte hodnoty berie do úvahy časový horizont 100 rokov. Alternatívou ku GWP faktoru je HGWP faktor, ktorý namiesto oxidu uhličitého používa chladivo R-11 ako základ pre porovnanie vplyvu plynu na globálne otepľovanie. Situácia s GWP (resp. HGWP) je však pomerne chýlostivá. Pri použití alternatívnych chladív (s nízkym GWP faktorom) nie je vždy možné dosiahnuť požadovanú účinnosť (resp. COP) celého chladiaceho systému. To však znamená, že na dosiahnutie rovnakého chladiaceho výkonu je nutné dodať do systém väčšie množstvo pohonnej energie, najčastejšie elektrickej. Vzhľadom na to, že väčšina energie na pohon chladiacich zariadení je získavaná z neobnoviteľných zdrojov, navyšuje sa nepriamo tvorba skleníkových plynov spaľovaním fosílnych palív. Ilustračným príkladom môže byť použitie chladiva R-134a. Toto chladivo má nulový ODP faktor, takže je z hľadiska poškodenia ozónovej vrstvy nezávadné. Jeho GWP faktor je však 1300 krát väčší ako v prípade oxidu uhličitého. Pri úniku chladiva z bežnej chladničky (cca 140 g) dôjde k rovnakému efektu, akoby do atmosféry uniklo 170 kg CO₂. Pri výrobe elektrickej energie na pohon chladničky sa však bežne vyprodukuje 170 kg CO₂ za zhruba 3 mesiace (pri pomere 0,65 kg CO₂ na jednu kWh). (Blaha, 2005) Vzhľadom na životnosť chladničky má teda únik chladiva do okolia (priamy vplyv) z hľadiska globálneho otepľovania podstatne menší význam, ako produkcia skleníkových plynov pri výrobe elektrickej energie (nepriamy vplyv). Navyše je únik chladiva do okolia v podstate havarijný stav, ktorý by nemal bežne nenastávať. Z toho dôvodu tak nestačí brať do úvahy len GWP faktor daného chladiva, ale je nutné prihliadať aj na účinnosť celého zariadenia. Samozrejme, tento problém by mohol byť do veľkej miery eliminovaním použitím obnoviteľných zdrojov energie. Celkový vplyv konkrétneho chladiaceho systému na globálne otepľovanie je vyjadrený TEWI indexom (Total Equivalent Warming Index). Ten sčíta priamy vplyv chladiva na základe úniku od atmosféry a nepriamy vplyv spôsobený prevádzkou zariadenia na výrobu elektrickej energie, čo je možné vyjadriť pomocou rovnice:

$$TEWI = GWP_{CO_2} [L \cdot n + m \cdot (1 - f)] + n \cdot E \cdot e \quad (13.3)$$

Kde L je únik chladiva do atmosféry netesnosťami v kilogramoch za rok, n je prevádzkový čas zariadenia (v rokoch), m je množstvo náplne chladiva v zariadení v kilogramoch, f je faktor spätného získavania chladiva, E je ročná spotreba pohonnej elektrickej energie v kWh, e je emisie CO₂ na jednu kilowatt hodinu spotreby pohonnej energie. (Blaha, 2005)

Konkrétny výpočet hodnoty TEWI závisí nie len na chladive, ale aj na kvalite (efektívnosti) chladiaceho zariadenia (vyjadrený únikmi chladiva netesnosťami, ročnou spotrebou energie na pohon a životnosťou). Prevádzka chladiacich zariadení má teda väčší vplyv na skleníkové zaťaženie ako samotné chladivo, čo v podstate znamená, že GWP faktor má menšiu váhu ako TEWI faktor pri vyhodnocovaní ekologickej záťaže. Na hodnotu TEWI má však zásadný vplyv aj výparná teplota, pri ktorej je zariadenie prevádzkované

Priamy vplyv a nepriamy vplyv chladiva na environmentálnu záťaž je v rovnováhe v prípade, že je použité veľké množstvo náplne v klimatizačnom zariadení, ale doba prevádzky

je minimálna. To je bežná situácia v klimatizačných systémoch dopravných prostriedkov, kedy je v chladiacom obehu použitých zhruba 300 g až 1500 g chladiva (v automobilovej klimatizácii), pričom doba prevádzky takéhoto klimatizačného zariadenia je podstatne kratšia ako napríklad v prípade chladničky v domácnosti, ktorej náplň je menej ako polovičná. (Blaha, 2005) Dôvodom vysokého množstva chladiva v automobilovej klimatizácii je rýchle a efektívne schladenie kabínového priestoru.

13.6 Bezpečnostné požiadavky na chladivá

Z hľadiska bezpečnosti rozdeľuje norma ASHRAE 34-2016 (podobne norma ISO 817:2014) chladivá do dvoch kategórií z hľadiska toxicity a do troch kategórií z hľadiska rizika vzplanutia. Skupina toxicita A znamená, že pri koncentracii chladiva vo vzduchu nižšej ako 400 ppm nie sú pozorované žiadne toxické účinky na organizmus. Chladivá s toxickými účinkami pri uvedenej koncentrácii (alebo nižšej) sú zaradené do kategórie B.

Tab. 2 Klasifikácia chladív podľa bezpečnosti na základe normy ASHRAE Standard 34

Horľavosť	Vysoká	A3 R290 R600	B3
	Nízka	A2 R152a	B2
		A2L R32 R1234yf R1234ze(E)	B2L R717
	Bez šírenia plameňa	A1 R22 R134a R410A R1233zd(E) R404A R407C R507A R744	B1 R123
		Nízka	Vysoká
		Toxicita	

Zápalnosť je schopnosť plynu vznietiť sa za určitých podmienok. Nové a alternatívne chladivá majú často väčší sklon k vzplanutiu za bežných podmienok, preto sú pravidlá pre bezpečnú prevádzku podstatne prísnejšie u týchto chladív. Normy rozdeľujú chladivá do troch kategórií. Prvá kategória obsahuje chladivá, pri ktorých za normálnych podmienok (teplota vzduchu 21 °C a tlak 101 kPa) nedochádza k šíreniu plameňa alebo k vzplanutiu. Druhá kategória obsahuje chladivá, ktoré majú len malú zápalnosť pri hustote 0,1 kg/m³, pričom uvoľnená energia pri spaľovaní nie je väčšia ako 19 kJ/kg. V tejto kategórii existuje aj

podskupina, ktorá má nízku zápalnosť a zároveň nízku rýchlosť šírenia plameňa. Limit je maximálne 10 cm/s. Táto skupina obsahuje najmä HFO chladivá a je dodatočne označená písmenom L. Tretia kategória obsahuje vysoko-horľavé chladivá, ktoré majú limit zápalnosti minimálne 0,1 kg/m³ a uvoľnené teplo je väčšie ako 19 kJ/kg. V tejto kategórii sa nachádzajú najmä prírodné uhľovodíky.

13.7 Zmesi chladív

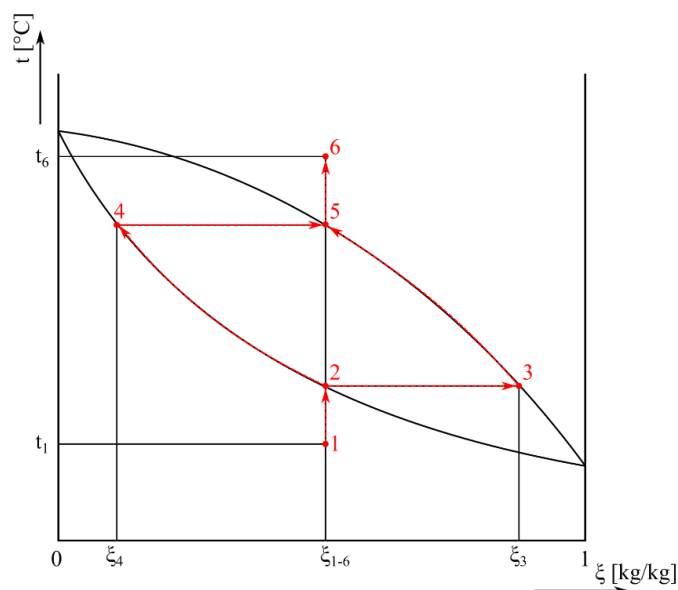
V chladiacich okruhoch sa využívajú zmesi chladív, ktoré prinášajú kompromis medzi efektívnosťou systému a vplyvom na životné prostredie. Takáto zmes môže byť tvorená dvoma a viacerými zložkami, pričom najčastejšie sa v prípade chladív jedná o tri zložky. Vzhľadom na to, že chladivo počas pracovného cyklu prechádza fázovou zmenou (a tým pádom aj všetky zložky chladiva), je popis termodynamických a fyzikálno-chemických vlastností pomerne komplikovaný. Základné zákonitosti budú teda vysvetlené na príklade dvoj-zložkovej zmesi chladiva.

Pri miešaní dvoch látok vzniká heterogénna zmes (disperzná sústava), alebo roztok, čo je zmes homogénna podľa jej chemických aj fyzikálnych vlastností a nemožno ju mechanicky rozložiť na jednotlivé zložky, preto sa roztok považuje za jednu fázu. Zložky môžu byť miešateľné buď neobmedzene (v ľubovoľnom pomere za všetkých tlakov a teplôt), alebo v obmedzenom. V oblasti chladiacich obehov sa zameriavame na roztoky s neobmedzenou miešateľnosťou. Pri miešaní látok dochádza k objemovými zmenám a zároveň aj ku generácii alebo spotrebe tepla. To je dané porovnaním súčtu entalpií jednotlivých zložiek a entalpie zmesi. Toto teplo sa nazýva rozpúšťacie (zmiešavacie) a môže byť kladné alebo záporné. V prípade, že je záporné, tak teplota zmesi klesá (jednoduchým príkladom je rozpúšťanie soli vo vode, pri ktorom klesá teplota zmesi). Z hľadiska chladiacich obehov je tiež dôležité, ako sa zmes chová pri zmene skupenstva. Tento faktor rozdeľuje zmesi do kategórie neazeotropných (zeotropných) a azeotropných.

13.7.1 Neazeotropné (zeotropné) zmesi

Fázová rovnováha neazeotropnej zmesi chladiva za určitého tlaku je zobrazená na Obr. 57. Zložka, ktorá sa odparuje pri nižšej teplote (za daného tlaku) sa nazýva prchavejšia. Druhá zložka, ktorá sa odparuje pri vyššej teplote sa nazýva flegmatickejšia. Pri ohreve neazeotropnej zmesi z bodu 1 (ξ_1, t_1) a po dosiahnutí bodu varu, bod 2 (ξ_2, t_2), dochádza k vzniku pary s väčším podielom prchavejšej zložky, bod 3 (ξ_3, t_2). Táto zložka má za daného tlaku nižšiu teplotu varu, preto je vzniknutá para bohatšia práce na túto zložku. Ďalším prívodom tepla dochádza k zvyšovaniu teploty pary aj kvapaliny a podiel prchavejšej látky v kvapaline aj v sytej pare klesá až do bodu 4 (ξ_4, t_4), kde sa nachádzajú posledné kvapky vriacej kvapaliny, resp. do bodu 5 (ξ_1, t_4), kde sa vyskytuje syta para. Úplným odparením kvapaliny vzniká para s pôvodným zložením, t.j. s koncentráciou ξ_1 a ďalším prívodom tepla sa zvyšuje teplota prehriatej pary. Proces kondenzácie prebieha presne naopak ako proces vyparovania. V neazeotropných zmesiach tak dochádza k zmene koncentrácie pri fázovej zmene a k teplotnému sklzu medzi bodom 2 a 5 na Obr. 57. Zmena fázy tak neprebieha za konštantnej teploty, ako je to v prípade jednozložkových chladív. Z toho vyplývajú vyššie nároky pri návrhu

chladiaceho okruhu, obzvlášť výmenníkov tepla a to hlavne z dôvodu, že pri odparovaní dochádza rýchlejšie k odpareniu prchavejšej látky, pričom flegmatickejšia zostáva v kvapalnom skupenstve. Nastáva tak zásadný rozdiel medzi zložkami pri prietoku výmenníkom tepla (tlakové odpory). Problémom je aj rozdielna teplota na vstupe a na výstupe z výmenníku tepla a taktiež v riziku úniku plynnej zložky netesnosťami. Všetky tieto problémy môžu spôsobiť, že zmes chladiva sa bude v priebehu pracovného cyklu meniť a účinnosť zariadenia tak nebude optimálna. Predchádzať takýmto stavom je však možné napríklad intenzívnym premiešavaním chladiva, alebo tvorbou zmesi s minimálnym teplotným sklzom. Sorpčné chladiace obeh vyžívajú výlučne neazeotropné zmesi ako pracovnú látku.

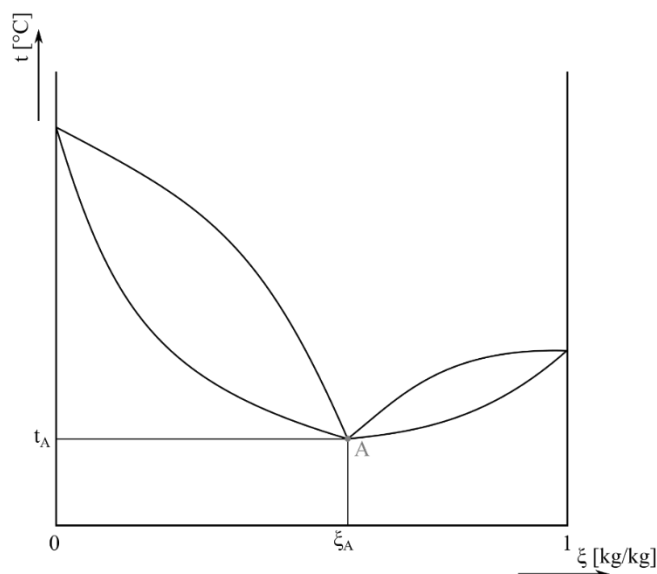


Obr. 57 Fázová zmena zeotropnej zmesi chladiva v t - ξ diagrame

13.7.2 Azeotropné zmesi

Zmesi chladív, ktoré pri zmene skupenstva nemenia svoje zloženie sa nazývajú azeotropné zmesi. Takéto zmesi majú priebeh krivky vriacej kvapaliny s maximom, alebo s minimom v intervale $0 < \xi < 1$. Azeotropná zmes sa teda chová ako jednozložkové chladivo, pretože fázovo rovnovážna para má rovnaké zloženie ako kvapalina.

Názorné zobrazenie tepelných vlastností azeotropných zmesí chladív je možné vidieť v t – ξ diagrame, Obr. 58. Koncentrácia ξ má rozsah 0 (čistá flegmatická látka) až 1 (čistá prchavá látka). Medzné krivky vriacej kvapaliny (dolná oblasť) a sýtej pary (horná oblasť) sú zostrojené v určitom tlakovom rozsahu. Priehyb izobarických kriviek zodpovedá zápornému teplu (t.j. pri zmiešavaní dochádza ku generácii tepla). Izotermy sú kreslené len v oblasti vriacej kvapaliny a každá z nich je platná pre všetky tlaky v tejto oblasti. V oblasti mokrej pary zodpovedá každému tlaku sieť rovnobežných izotermických kriviek, ktoré však nie sú v diagrame zakreslené a je nutné ich dodatočne konštruovať, podľa Obr. 58. Ku konštrukcii sa využívajú pomocné krivky (podľa príslušného tlaku), na ktorých sa pomocná konštrukčná priamka láme z vertikálnej na horizontálnu.

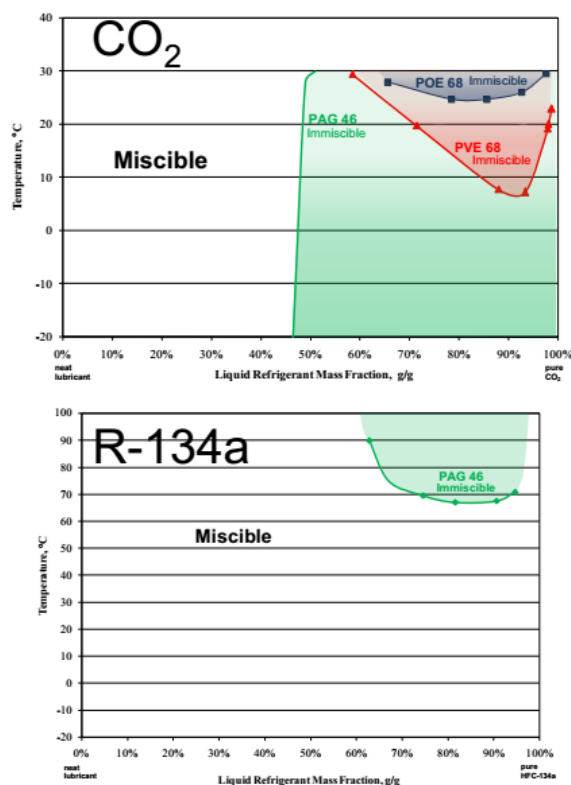


Obr. 58 Fázová zmena azeotrópnej zmesi chladiva v t - ξ diagrame

13.8 Rozpustnosť chladív v oleji

Aj keď existuje v súčasnosti niekoľko druhov bezolejových kompresorov, drvivá väčšina je stále s olejovým mazaním. Olej sa tak nenachádza len v oblasti pohyblivých častí kompresoru, ale je spolu s chladivom vytlačovaný do celého chladiaceho okruhu a to aj napriek použitiu olejového separátora za výtlakom kompresoru. Bežne tak dochádza k premiešavaniu chladiva a oleja pri rôznych teplotách a tlakoch, preto je z hľadiska funkčnosti a účinnosti chladiaceho systému dôležité vedieť koľko oleja cirkuluje spolu s chladivom a aký je vzťah oleja a chladiva z hľadiska rozpustnosti a miešateľnosti. V komplikovanej geometrii výmenníku tepla by pri nevhodnej kombinácii mohlo dochádzať k usadzovaniu oleja, čo by znižovalo účinnosť celého systému. Na jednej strane je teda dôležité, aby bol olej s chladivom dobre miešateľný a neusadzoval sa v okruhu na jednom mieste, na druhej strane príliš veľká rozpustnosť môže naopak spôsobiť vysoký pomer cirkulujúceho oleja v systéme (OCR – oil circulation rate). Existuje však aj možnosť použiť kombináciu chladiva a oleja, ktoré nie sú spolu miešateľné. V takomto prípade je nevyhnutné prihliadať na tento fakt pri navrhovaní chladiaceho okruhu a doplniť systém efektívnym separátorom oleja, ohrevom výparníku a krátkym spojovacím potrubím. Výhodou je hlavne lepší prestup tepla vo výmenníkoch, vyššia objemová účinnosť kompresor a tiež lepšia účinnosť mazania po spustení kompresoru. Podľa štúdie Shena a Grolla však môže pri veľmi nízkej koncentrácii oleja v chladive (cca 4%) dôjsť k miernemu zvýšeniu prenášaného tepla (Shen & Groll, 2004), napriek tomu však vždy dochádza k zvýšeniu tlakových strát v okruhu. Použitie oleja v chladiacom okruhu má samozrejme výhodu v predĺžení životnosti kompresoru, ale okrem toho olej celý okruh tesní, chladí kompresor, zabraňuje kontaminácii chladiva a vzniku korózie a v neposlednom rade tlmí hluk a vibrácie. V nových kompresoroch cirkuluje približne 1 až 3 % chladiva pri porovnaní s váhou chladiva. Staršie kompresory s väčšími netesnosťami cirkulujú v okruhu zmes s 10 % oleja. Všeobecne platí, že minerálne oleje sú horšie rozpustné v chladive, ale výsledná rozpustnosť je silne závislá na pracovných tlakoch a teplotách v chladiacom okruhu a tiež na množstve oleja. Pre každé chladivo existujú grafy zobrazujúce rozpustnosť chladiva

a príslušných olejov na základe pracovných podmienok, vid napr. Obr. 59 pre CO₂ a R134a. Tab. 3 potom uvádza základný vzťah rôznych druhov olejov a chladív.



Obr. 59 Miešateľnosť chladív s olejom v závislosti na pracovných podmienkach.

Tab. 3 Základný vzťah oleja a chladiva

		Oleje							
		NMO	WMO	HTMO	AB	PAO	POE	PAG	PVE
Chladiva	R22	+	0	0	+	0	0	0	0
	R134a	-	-	-	0	-	+	+	+
	R404a	-	-	-	-	-	+	0	+
	R410	-	-	-	0	-	+	0	+
	HFO	-	-	-	0	-	+	+	+
	HFO Blends	-	-	-	0	-	+	0	+

+ akceptovateľný, 0 limitovaný, -neakceptovateľný (pri normálnych pracovných podmienkach)

13.9 Prehľad vybraných chladív a ich vlastností

Pre chladiace okruhy sa v súčasnosti už nesmú používať chladivá obsahujúce chlór (príp. bróm), preto v nasledujúcom prehľade nebudú uvedené (aj keď v mnohých aplikáciách obzvlášť v rozvojových krajinách sa ešte takéto chladivá používajú – napr. R-22). Niektoré, v súčasnosti stále používané chladivá, sú už takisto vo fáze postupného vyradzovania z obehu a približne od roku 2030 (v závislosti na chladive) by sa tiež už nemali používať. Nasledujúci

text ponúka prehľad súčasných chladív a niekoľko čoraz častejšie používaných alternatív, ktoré majú potenciál na veľké rozšírenie po roku 2030.

13.9.1 R-134a

Je náhradou za kedysi najpoužívanější chladivo R-12 a tiež R-22 a z termodynamického pohľadu má veľmi podobné vlastnosti, vid' tabuľka Tab. 4 Porovnanie vlastností chladív R-134a a R-12 Veľkou výhodou je, že neobsahuje chlór a tým pádom má nulový ODP faktor. GWP faktor má hodnotu 1430, čo je v súčasnosti pomerne vysoká hodnota a od roku 2021 sa začne postupne vyradzovať aj toto chladivo z obehu. Postup v prípade tohto chladiva je však iný, pretože sa nevyradzuje samotné chladivo, ale „zakazuje“ sa v rôznych aplikáciách. Od roku 2021 sa nebude môcť používať v ľahkých dopravných prostriedkoch (hlavne v automobiloch) a v domácom chladení (chladničky v domácnosti). Po roku 2024 sa obmedzí jeho použitie v klimatizačných zariadeniach. Je však nutné podotknúť, že chladivo sa nebude môcť používať v nových systémoch, pričom pri servisných úkonoch (retrofitting – výmena chladiva) sa bude môcť používať aj po tomto dátume. Toto chladivo sa momentálne používa hlavne v domácich chladničkách a mrazničkách, chladiacich zariadeniach, dopravných chladiacich zariadeniach, v tepelných čerpadlách, ako aj pre vodné chladiče s turbokompresormi. Chladiaci výkon takýchto zariadení s chladivom R134a dosahuje približne 800 kW.

Tab. 4 Porovnanie vlastností chladív R-134a a R-12

Vlastnosť	Jednotka	R-134a	R-12
Chemický vzorec	-	CH ₂ FCF ₃	CCl ₂ F ₂
Molekulová váha	g/mol	102,0	120,9
Bod varu (pri atm. tlaku)	°C	-26,1	-29,8
Bod mrznutia	°C	-101,0	-158
Kritická teplota	°C	101,1	112
Kritický tlak	Bar	40,6	41,15
Kritický objem	m ³ /kg	1,954.10 ⁻³	1,79.10 ⁻³
Kritická hustota	kg/ m ³	511,7	558
Hustota kvapaliny (pri 25°C)	kg/ m ³	1206	1310,9
Tlak pary (pri 25 °C)	bar	6,661	6,516
Hustota sýtej pary	kg/ m ³	5,26	6,31
Merné teplo (kvapalina)	kJ/(kg.K)	1,431	0,9809
Merné teplo (para)		0,852	0,6755
Výparné teplo	kJ/kg	217,1	165,25
Tepelná vodivosť (kvap.)	W/(m.K)	82,45.10 ⁻³	70,19.10 ⁻³
Tepelná vodivosť (para)	W/(m.K)	14,52*10 ⁻³	9,7.10 ⁻³
Viskozita (kvap.)	Ns/m ²	0,204.10 ⁻³	0,258.10 ⁻³
Viskozita (para)	Ns/m ²	0,012.10 ⁻³	0,0125.10 ⁻³

Z chemického pohľadu je R-134a stabilné, jednozložkové vysokotlakové chladivo s dobrou tepelnou stabilitou. Nie je horľavé a je toxikologicky neškodné. Maximálna koncentrácia chladiva vo vzduchu na danom pracovisku pri osem hodinovom pôsobení a štyridsať hodinovom pracovnom týždni, kedy nespôsobí poškodenie zdravia, na základe šetrení PAFT, bola stanovená pre R-134a na 1000 mg/m³. Chladivo nemá korozívne účinky na

materiály používané v chladiacich systémoch, nenarúša izoláciu elektromotorov, podmienkou však je, že chladivo sa nesmie dostať do styku z vlhkosťou. Preto sa musí celý okruh pred napustením chladiva dôkladne vysušiť, rovnako tak aj olej. V systémoch s týmto chladivom sa nepoužívajú minerálne oleje, ale len syntetické rôzneho druhu. V dopravných prostriedkoch musia mať flexibilné hadice polyamidovú vnútornú vrstvu. Zmäkčovadlá a prírodný kaučuk nie sú vhodné pre použitie s týmto chladivom, z dôvodu ich nabobtnávania alebo uvoľňovania látok.

Pomerne vysoká hustota pár pôsobí nepriaznivo vysokými tlakovými stratami v prechodoch pracovných ventiloch kompresora, ako aj v potrubiach, ventiloch a ďalších členoch chladiaceho okruhu. Z toho dôvodu musia byť prierezy pomerne väčšie, ako pri R-404A, R-507, resp. pri NH₃. Pre toto chladivo je treba zohľadniť aj kompresor, výmenníky tepla a taktiež termostatický expanzný ventil musí byť prispôbený na krivku tlaku pary pre R-134a.

Chladivo R-134a sa postupne vo viacerých aplikáciách nahrádza chladivom R-1234yf a R-1234ze.

13.9.2 R-290

Propán (R-290) je často považovaný za jednu z náhrad pre chladivá R-502 a R-22, ktorý má podobnú chladiacu kapacitu ako uvedené chladivá a minimálny vplyv na životné prostredie. Nemá negatívny vplyv na kovy používané v chladiacich okruhoch a používa sa hlavne v menších aplikáciách – v domácnostiach. Zásadnou nevýhodou je však jeho zápalnosť, ktorá je radená do kategórie A3, čo znamená vysoko zápalné chladivo. Chladiaci systém tak musí spĺňať prísnejšie nároky na odolnosť voči ohňu. Rozpustnosť v oleji je veľmi dobrá, čo má negatívny dopad na viskozitu oleja, preto je nutné používať špeciálne typy olejov s vyššou viskozitou, prípadne použiť vnútorný výmenník tepla (medzi sacím traktom a časťou okruhu s kvapalným chladivom), ktorý zabezpečí dostatočnú teplotu oleja a tak aj jeho lepšiu viskozitu.

13.9.3 R-404A

Zeotropné chladivo R404A sa skladá z troch zložiek, chladiva R-125 (44 %), chladiva R-143 (52 %) a chladiva R-134a (4 %). Toto chladivo sa používa pre nízke a stredné výparné teploty (približne -45 °C až 0°C) a nahrádza chladivá R-502 a R-22. Teplotný sklz viac zložkovej zmesi je 0,7 K

Tab. 5 Fyzikálne vlastnosti R-404A

Chemické označenie	R-404A	
Chemický vzorec	CHF ₂ CF ₃ / CH ₃ CF ₃ / CH ₂ CF ₃	
Molekulová hmotnosť	g/mol	97,6
Bod varu (pri atm. tlaku)	°C	-46,4
Bod mrznutia	°C	-101,0 až -118
Kritická teplota	°C	72,07
Kritický tlak	bar	37,32
Kritický objem	m ³ /kg	1,954.10 ⁻³
Kritická hustota	kg/ m ³	511,7

Hustota kvapaliny (pri 25°C)	kg/ m ³	1206
Tlak pary (pri 25 °C)	bar	6,661
Hustota sýtej pary	kg/ m ³	5,26
Merné teplo (kvapalina)	kJ/(kg.K)	1,431
Merné teplo (para)		0,852
Výparné teplo	kJ/kg	217,1
Tepelná vodivosť (kvap.)	W/(m.K)	82,45.10 ⁻³
Tepelná vodivosť (para)	W/(m.K)	14,52*10 ⁻³
Viskozita (kvap.)	Ns/m ²	0,204.10 ⁻³
Viskozita (para)	Ns/m ²	0,012.10 ⁻³

V chladiacom okruhu sa používajú tie isté materiály ako pri chladive R-134a, avšak chladivo R-404a nemá ani pri zvýšenej vlhkosti negatívny efekt (degradujúci) na používané materiály. Opäť je možná kombinácia len so syntetickými chladivami a nepoužívajú sa minerálne oleje. Chladivo je nehorľavé, netoxické a má dobrú chemickú a teplotnú stabilitu. Plnenie chladiva do okruhu je nutné uskutočniť v kvapalnom stave, aby zostalo zachované chemické zloženie zmesi.

13.9.4 R410A

Je to blízko azeotropná zmes (teplotný sklz je menší ako 0,17 K), takže chladivo sa správa v podstate ako jednozložkové (ako čisté chladivo). Chladivo má len dve zložky s rovnakým hmotnostným pomerom, a to R-32 (50 %) a R-125 (50%). Rovnako ako predchádzajúce chladivá, aj toto je nehorľavé, netoxické a stabilné. Používa sa ako náhrada za chladivo R-22 v klimatizáciách a v priemyselných chladiacich zariadeniach. Pri tlakovej skúške systému s týmto chladivom sa nesmie používať vzduch, pretože zmes chladiva a vzduchu je v tomto prípade horľavá. Pri vysokej teplote sa navyše chladivo môže rozložiť na jedovaté chemikálie. Z termodynamického hľadiska má chladivo vyššiu objemovú chladivosť, čo znamená, že je možné použiť v systéme menšie komponenty pre rovnaký výkon (pri porovnaní s R-22). Na dosiahnutie bežných pracovných teplôt v okruhu sú však potrebné vyššie tlaky (ako napr. pre chladivo R-404a alebo R-22), preto nie je napríklad možné použiť rovnaký kompresor v okruhu. Pomerne často sa toto chladivo používa s rotačnými a scroll kompresormi.

Tab. 6 Fyzikálne vlastnosti chladiva R-410A

Chemické označenie	Difluormetán/pentafluormetán	
Chemický vzorec	CHF ₂ F ₂ / CHF ₂ CF ₃	
Molekulová hmotnosť	kJ/kmol	72,6
Bod varu (pri atm. tlaku)	°C	-52,7
Kritická teplota	°C	72,5
Kritický tlak	bar	49,496
Kritický objem	m ³ /kg	2,0.10 ⁻³
Kritická hustota	kg/ m ³	500
Hustota kvapaliny (pri 25°C)	kg/ m ³	1063,38
Hustota sýtej pary	kg/ m ³	4,19

Merné teplo (kvapalina)	kJ/(kg.K)	1,68
Merné teplo (para)	kJ/(kg.K)	0,84
Výparné teplo	kJ/kg	256,66

13.9.5 R-507

Zloženie azeotropného chladiva R-507 pozostáva z R-125 (50%) a z chladiva R-143a (50%). Používa sa pri nových chladiacich zariadení v rozsahu výparných teplôt od -45°C do +15°C. R-507 je nehorľavé a neexplozívne, aj keď komponent zmesi, R-143a, je horľavý.

Použitie chladiva R-507 je obzvlášť v chladiarenskom a mraziarenskom priemysle, alebo aj v chladených a mrazených vitrínach v supermarketoch. Použitie nachádza aj v zariadeniach na výrobu snehu a v rôznych aplikáciách nahrádza R-22. Výhodou tohto chladiva (pri porovnaní s inými zmesami) je jeho vyšší súčiniteľ prestupu tepla, čo má priaznivý efekt na množstvo odvedeného tepla vo výmenníku. Chladivo je chemicky stabilné aj pri vyšších teplotách, je netoxické. Chladivo je citlivé na vlhkosť a nečistoty, ale nedegraduje kovy (okrem hliníka s horčíkom) a používajú sa s ním syntetické oleje.

Tab. 7 Fyzikálne vlastnosti R507

Chemické označenie	Pentafluoretán/Trifluoretán	
Chemický vzorec	CHF ₂ -CF ₃ /CH ₃ -CF ₃	
Molekulová hmotnosť	Kg/kmol	98,9
Bod varu pri 1,013 bar	°C	-46,5
Bod tuhnutia	°C	-100
Kritická teplota	°C	70,8
Kritický tlak	Bar	37,2
Kritická hustota	kg/m ³	494
Kritický objem	m ³	2
Hustota kvapaliny	kg/m ³	1053*
Hustota sýtej pary	kg/m ³	68,259*
Výparné teplo	kJ/kg	137,6*
Merné teplo kvapaliny	kJ/kgK	1,478*
Merné teplo pary	kJ/kgK	0,88*

*Pri teplote 25°C a tlaku 1,013bar

13.9.6 R-600

Izobután (R-600) patrí do kategórie organických uhlíkovodíkov a má veľmi podobné vlastnosti ako propán (R-290). Izobután sa používal intenzívne do 40-tych rokov 20. storočia a dnes sa opäť vracia ako náhrada za CFC a HCF chladivá pre svoje dobré termodynamické vlastnosti a neškodnosť voči životnému prostrediu. Vyššia zápalnosť chladiva musí byť kompenzovaná vyššou odolnosťou systému voči ohňu.

Tab. 8 Vlastnosti vybraných chladiv

Chladivo	R-600a	R-134a	R-12
Chemické označenie	Izobután	1, 1, 1, 2-tetrafluoro-etán	Dichloro-difluoro-metán
Chemický vzorec	$(\text{CH}_3)_3\text{CH}$	$\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$	CF_2Cl_2
Kritická teplota ($^{\circ}\text{C}$)	135	101	112
Molekulová hmotnosť (kg/mol)	58,1	102	120,9
Bod varu ($^{\circ}\text{C}$)	-11,6	-26,5	-29,8
Tlak pri -25°C (bar)	0,58	1,07	1,24
Hustota kvapaliny pri -25°C (kJ/m^3)	0,60	1,37	1,47
Hustota pár pri $t_0=-25^{\circ}\text{C}$ (kg/m^3)	1,3	4,4	6,0
Objemová kapacita (kJ/m^3)	373	658	727
Entalpia vyparovania pri -25°C (kJ/kg)	376	216	163
Tlak pri 20°C (bar)	3,0	5,7	5,7

13.9.7 R-717

Čpavok (amoniak) sa ako chladivo používa už viac ako 100 rokov, v podstate takmer od vzniku chladenia ako vedecko-technického oboru. Uplatňuje sa hlavne vo veľkých priemyselných aplikáciách (napr. zimné štadióny, mäso-spracovateľský priemysel). Hlavnou výhodou je nulový potenciál globálneho otepľovania a tiež nulový ODP faktor. Z hľadiska účinnosti má toto chladivo výborné vlastnosti, porovnateľné s chladivom R-22. Zdalo by sa, že čpavok by mohol byť ideálnou náhradou pre HFC chladivá, bohužiaľ má však niekoľko zásadných negatívnych vlastností. Prvým negatívom je vysoká teplota na výtlaku (z dôvodu vysokého izoentropického koeficientu $\text{NH}_3 = 1,31$ a $\text{R-22} = 1,19$). Vysoká teplota na výtlaku môže spôsobovať skracovanie životnosti a degradáciu oleja. Navyše je chladivo nerozpustné vo väčšine olejov a tak musel chladiaci okruh obsahovať zložité odlučovače oleja. Ďalšia nevýhoda je vo vzťahu čpavku k medi, z ktorej sa často vyrábajú spojovacie trubky okruhu, ale hlavne vinutie motora. Čpavok napomáha korózii medi a preto nie je možné ho použiť v systémoch s medenými materiálmi. V neposlednom rade je to toxicita a zápalnosť chladiva (kategória B2L), ktorá je pomerne vysoká. Čpavok môže trvale poškodiť oči a silne podráždiť kožu a sliznice v závislosti na koncentrácií a dobe pôsobenia, preto sú často čpavkové chladiace systémy nepriame (medzi čpavkovým okruhom a chladeným priestorom/objektom je ešte jeden okruh, napr. s vodou). Zaujímavosťou je, že čpavok je používaný ako chladivo aj na vesmírnej stanici ISS.

Tab. 9 Fyzikálne vlastnosti R717

Chemické označenie	Amoniak	
Chemický vzorec	NH_3	
Molekulová hmotnosť	g/kmol	17,031
Merná plynová konštanta	J/kg.K	488,16
Kritická teplota	$^{\circ}\text{C}$	132,4
Kritický tlak	Bar	112,98
Kritická merná hustota	kg/m^3	235,0

Kritický merný objem	m ³ /kg	4,255.10 ⁻³
Hustota sýtej kvapaliny ¹	kg/m ³	6822,2
Hustota sýtej pary ¹	kg/m ³	0,8781
Výparné teplo ¹	kJ/kg	1371,64
Merné teplo sýtej kvapaliny ²	kJ/kgK	4,463
Merné teplo sýtej pary ²	kJ/kgK	1,602
Bod varu pri 1,013 bar	°C	-33,34
Bod tuhnutia	°C	-77,73

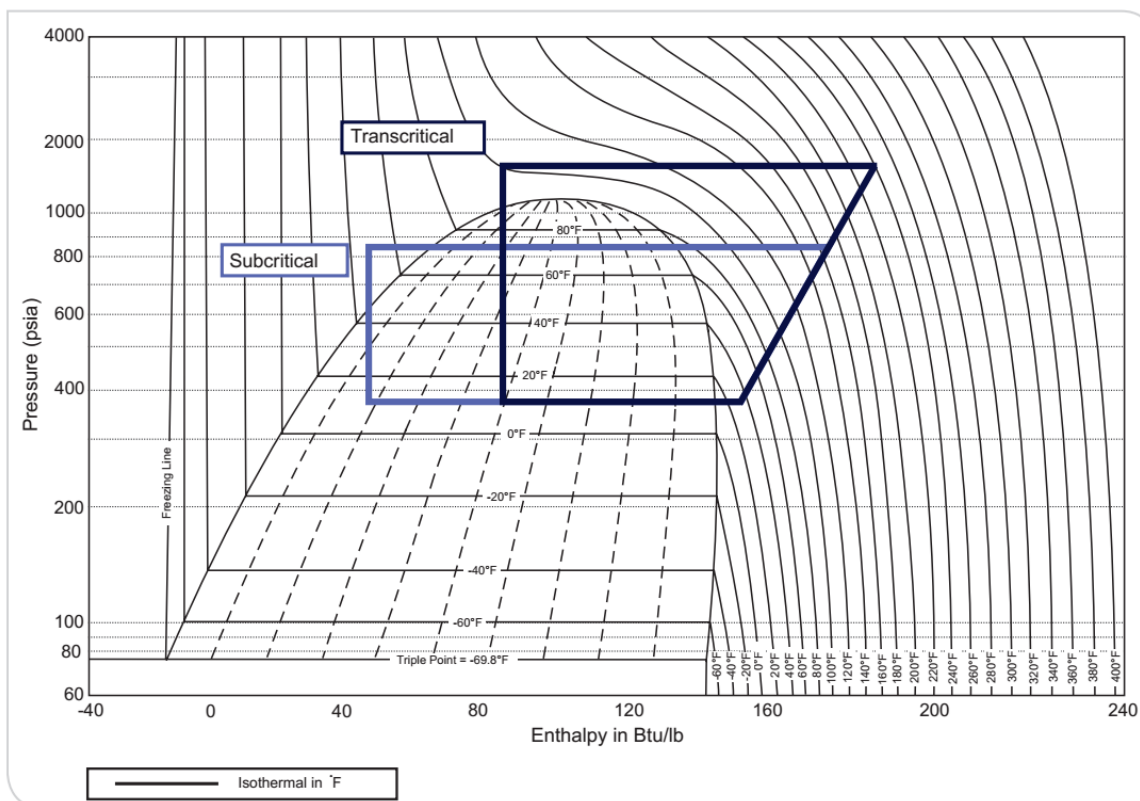
¹ – pri tlaku 1bar, ² – pri teplote -32°C

13.9.8 R-744

Oxid uhličitý (CO₂ alebo R-744) je rovnako ako amoniak jedno z najstarších chladív používaných od začiatku strojového chladenia. Zásadnou nevýhodou je však veľmi vysoký tlak v chladiacom systéme, ktorý sa pohybuje cca od 30 do 200 barov, a s tým spojená vysoká teplota na výtlaku, ktorá môže dosahovať až 160 °C. S vysokou teplotou sú spojené problémy so životnosťou a spoľahlivosťou mazania. R-744 má veľmi dobré termo-fyzikálne vlastnosti, ale na druhú stranu je veľmi citlivé na zvyšujúcu sa kondenzačnú teplotu. Na druhú stranu je možné v systémoch s CO₂ použiť kompresory s menším zdvihovým objemom ako pri konkurenčných chladivách, pretože kompresný pomer je približne o 20 až 50 % menší ako pri iných chladivách. Pri prevádzke chladiaceho okruhu s oxidom uhličitým môže dôjsť k dosiahnutiu kritického bodu a niektoré systémy sa dokonca navrhujú ako transkritické. V transkritickom okruhu nastáva uvoľnenie tepla zo stlačeného chladiva nad kritickým tlakom, avšak nenastáva kondenzácia ako sa to deje v pod-kritickom okruhu. Teplota chladiva počas výmeny tepla neustále klesá a tomu musí byť prispôsobený aj výmenník tepla, resp. ochladzovač plynu (v sub-kritickom okruhu kondenzátor). Ďalšou zmenou v okruhu je škrtiaci prvok (resp. expanzné zariadenie). V transkritickom okruhu je použitý tzv. vysokotlaký expanzný ventil (high pressure expansion valve – HPEV). Ventil reguluje tlak v plynovom ochladzovači a nepriamo ovplyvňuje úroveň prehriatia vo výparníku. V sub-kritických systémoch je práve expanzným ventilom priamo regulovaná úroveň prehriatia vo výparníku.

Tab. 10 Vplyv koncentrácie CO₂ na zdravie človeka

CO ₂ ppm koncentrácia	Efekt
400	Koncentrácia v atmosfére
5000	Limit dlhodobého vystavenia (8 hodín)
15000	Limit krátkodobého vystavenia (8 hodín)
30000	Diskomfort, problematické dýchanie, bolesť hlavy, závrat
100000	Strata vedomia, smrť
300000	Rýchla smrť



Obr. 60 Subkritický a kritický obeh CO_2

Vďaka vysokému tlaku a teda aj hustote oxidu uhličitého v systéme je možné dosahovať vysoký súčiniteľ prechodu tepla vo výmenníkoch, čím je možné znižovať ich výkonnú plochu, alebo znižovať teplotný spád na výmenníkoch. Na druhú stranu je nutné použiť silnejšie trubky z dôvodu vysokých tlakov. Z hľadiska efektivity chladiaceho systému je teda oxid uhličitý vhodné chladivo. Má nízku toxicitu a zápalnosť a tiež je dobre miesiteľné s olejmi. Zároveň je to jedno z najvhodnejších chladív z environmentálneho pohľadu. Využitie týchto systémov je hlavne v priemyselnom chladení a v chladiacich systémoch supermarketov. Využíva sa často v kaskádových systémoch v prvom stupni v sub-kritickom okruhu (druhý stupeň je klasické HFC, alebo HFO chladivo). V transkritických okruhoch musí byť často použitý dvoj-stupňový okruh s medzichladičom, aby nebola teplota na výtlaku druhého stupňa príliš vysoká.

13.9.9 R-1234yf

Jedným z najznámejších zástupcov tzv. olfenických uhl'ovodíkov v oblasti chladenia je chladivo R-1234 (v prevedení R-1234yf alebo R-1234ze, pričom sa môže použiť aj označenie s písmenami HFO namiesto písmena R). Toto chladivo sa používa ako náhrada za chladivo R-134a a veľmi rozšírené je obzvlášť v oblasti motorových vozidiel, kde Európska únia tlačí na výrobcov automobilov, aby používali chladivá s nízkym GWP faktorom. Pozitívne je aj to, že toto chladivo má životnosť v atmosfére len 11 dní, po ktorých sa začne rozkladať. Na základe smernice EU2006/40/ES budú musieť výrobcovia používať klimatizačné systémy s chladivom s GWP faktorom menším ako 150. R-1234yf má veľmi malý GWP faktor (4) pri porovnaní s chladivom R-134a (GWP = 1430). Nevýhodou je však vyššia nákupná cena, ktorá je približne 3-krát vyššia ako pri chladive R-134a (cena R-1234ze sa však postupne vyrovnáva cenám

bežných chladív). Z hľadiska bezpečnosti sa jedná o chladivo v kategórii A2L, čo je nízka úroveň toxicity a zápalnosti. Chladivo je kompatibilné s väčšinou plastov, prípadne kompatibilné za určitých podmienok, a zároveň je, rovnako ako HFC chladivá, použiteľné s polyesterovými olejmi, alebo PAG olejmi (v oblasti automotive). HFO chladivá sú vo všeobecnosti viac rozpustné v oleji, čo znižuje jeho viskozitu a môže ovplyvniť kvalitu mazania pri plnom zaťažení kompresoru, preto je pri návrhu systému nutné zohľadniť aj tento jav. Použitie je hlavne v chladiacich systémoch v doprave, ale aj v systémoch do domácností (chladničky, klimatizácie). Teoreticky je možné používať toto chladivo aj v systémoch navrhnutých pre chladivo R-134a.

Tab. 11 Fyzikálne vlastnosti chladiva HFO-1234yf

Vlastnosť	Jednotka	HFO-1234yf
Chemický vzorec	-	$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$
Molekulová váha	g/mol	114,0
Bod varu (pri atm. tlaku)	°C	-29,55
Bod mrznutia	°C	-150,0
Hustota kvapaliny (pri 25°C)	kg/ m ³	1092,0
Tlak pary (pri 25 °C)	bar	6,830
Hustota sýtej pary	kg/ m ³	5,98
Merné teplo (kvapalina)	kJ/(kg.K)	1,411
Merné teplo (para)	kJ/(kg.K)	1,066
Výparné teplo	kJ/kg	180,1
Tepelná vodivosť (kvap.)	W/(m.K)	$67,00 \cdot 10^{-3}$
Tepelná vodivosť (para)	W/(m.K)	$16,00 \cdot 10^{-3}$
Viskozita (kvap.)	Ns/m ²	$0,155 \cdot 10^{-3}$
Viskozita (para)	Ns/m ²	$0,012 \cdot 10^{-3}$

13.9.10 R-1234ze

Ďalšie chladivo z kategórie olfenických uhl'ovodíkov, ktoré má rovnaké chemické zloženie ako R-1234yf, ale má inak usporiadané atómy a inak umiestnenú dvojitú väzbu. V priemysle sú rozšírené hlavne izoméry E a Z. Chladivo je tiež považované za náhradu R-134a v stredotlakých a nízkotlakých okruhoch, pričom pri porovnaní s R-134a bola dokonca pre toto chladivo nameraná vyššia účinnosť chladiaceho cyklu. (Molés, Navarri-Esbrí, Peris, Mota-Babiloni, & Mateu-Royo, 2017). Vo všeobecnosti sa však neodporúča používať toto chladivo ako priamu náhradu za R-134a v systémoch navrhnutých pre toto chladivo, pretože má nižšiu chladiacu kapacitu. Vyššia nákupná cena je vyvážená nízkym GWP faktorom (v závislosti na zdroji, vždy však menší ako 10 (Fukuda, Kondou, Takata, & Koyama, 2013)) a samozrejmosťou je nulový ODP faktor. Z hľadiska bezpečnosti sa jedná o chladivo v kategórii A2L, čo je nízka úroveň toxicity a zápalnosti. Výhodou je, že chladivo nie je zápalné pri zmiešaní so vzduchom pri teplotách do 30 °C. Chladivo je kompatibilné s väčšinou plastov (okrem akrylických materiálov), prípadne kompatibilné za určitých podmienok, a zároveň je, rovnako ako HFC chladivá, použiteľné s polyesterovými olejmi.

Tab. 12 Fyzikálne vlastnosti chladiva HFO-1234ze

Vlastnosť	Jednotka	HFO-1234yf
Chemický vzorec	-	CF ₃ CH=CHF
Molekulová váha	g/mol	114,0
Bod varu (pri atm. tlaku)	°C	-18,95
Bod mrznutia	°C	-156,0
Kritická teplota	°C	109,4
Kritický tlak	bar	36,36
Kritický objem	m ³ /kg	0,00204
Kritická hustota	kg/ m ³	489,0
Hustota kvapaliny (pri 25°C)	kg/ m ³	1293,0
Tlak pary (pri 25 °C)	bar	4,986
Hustota sýtej pary	kg/ m ³	5,71
Merné teplo (kvapalina)	kJ/(kg.K)	1,383
Merné teplo (para)	kJ/(kg.K)	0,982
Výparné teplo	kJ/kg	195,4
Tepelná vodivosť (kvap.)	W/(m.K)	78,1.10 ⁻³
Tepelná vodivosť (para)	W/(m.K)	13,6.10 ⁻³
Viskozita (kvap.)	ns/m ²	0,199.10 ⁻³
Viskozita (para)	ns/m ²	0,0122.10 ⁻³

Tab. 13 Prehľad chladív a ich základných vlastností

Chladivo	Chemický vzorec Kompozícia	Náhrada za	ODP	GW P	Bezpečnosť	Limit náplne [kg/m ³]	Teplota a varu [°C]	Kritická teplota [°C]	Teplota kondenzácie [°C]	Chladiaca kapacita [%]
R22	CHClF ₂	R502, R114, R12B1	0,055	1810	A1	0,3	-41	96	63	80 (L)
R124	CHClFCF ₃		0,022	609	A1	0,11	-11	122	105	-
R142b	CClF ₂ CH ₃		0,065	2310	A2	0,049	-10	137	110	-
R134a	CH ₂ FCF ₃	R12, R22	0	1430	A1	0,25	-26	101	80	97(M)
R152a	CHF ₂ CH ₃		0	124	A2	0,027	-24	113	85	-
R125	CF ₃ CHF ₂		0	3500	A1	0,39	-48	66	51	-
R143a	CF ₃ CH ₃		0	4470	A2L	0,048	-48	73	56	-
R32	CH ₂ F ₂		0	675	A2L	0,061	-52	78	42	-
R227ea	CF ₃ -CHF-CF ₃	R12B1,R11 4	0	3220	A1	0,63	-16	102	96	-
R234fa	CF ₃ -CH ₂ -CF ₃	R114	0	9810	A1	0,59	-1	120	117	-
R23	CHF ₃	R13	0	1480 0	A1	0,68	-82	26	1	-
R404A	R143a/125/134a	R22	0	3922	A1	0,52	-47	73	55	105 (M)
R507A	R143a/125		0	3985	A1	0,53	-47	71	54	107 (M)
R407A	R32/125/134a		0	2107	A1	0,33	-46	83	56	98 (M)
R407F	R32/125/134a		0	1825	A1	0,32	-46	83	57	104 (M)
R422A	R125/134a/600a		0	3143	A1	0,29	-49	72	56	100 (M)
R437A	R125/134a/600a/601	R12	0	1805	A1	0,081	-33	95	75	108 (M)
R407C	R32/125/134a	R22	0	1774	A1	0,31	-44	87	58	100 (H)
R417A	R125/134a/600		0	2346	A1	0,15	-39	87	68	97 (H)

R417B	R125/134a/600		0	2920	A1	0,069	-45	75	58	95 (M)
R422D	R125/134a/600a		0	2729	A1	0,26	-45	81	62	90 (M)
R427A	R32/125/143a/134a		0	2138	A1	0,29	-43	87	64	90 (M)
R438A	R32/125/134a/600/601a		0	2264	A1	0,079	-42	80	63	88 (M)
R410A	R32/125	R22	0	2088	A1	0,44	-51	72	43	140 (H)
ISCEON MO89	R125/218/290	R13B1	0	3805	-	-	-55	70	50	-
R508A	R23/116	R503	0	1321 0	A1	0,23	-86	13	-3	-
R508B	R23/116	R503	0	1340 0	A1	0,25	-88	14	-3	-
R1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	R134a	0	4	A2L	0,058	-30	95	82	98 (M)
R1234ze(E)	CF ₃ CH=CHF		0	7	2L	0,061	-19	110	92	-
R513A	R1234yf/R134a		0	631	A1	0,35	-29	97	78	102 (M)
R450A	R1234ze(E)/R134a		0	605	A1	0,319	-24	105	86	88 (M)
R448A	R32/125/1234yf/1234ze(E)/ 134a	R404A, R507A	0	1387	A1	0,388	-46	83	58	96 (M)
R449A	R32/125/1234yf/134a		0	1397	A1	0,357	-46	82	58	96 (M)
R717	NH ₃	R404A	0	0	B2L	0,00035	-33	133	60	100 (M)
R723	NH ₃ /R-E170		0	1	B2	-	-37	131	58	105 (M)
R600a	C ₄ H ₁₀	R134a	0	3	A3	0.011	-12	135	114	-
R290	C ₃ H ₈	R404A	0	3	A3	0.008	-42	97	70	89 (M)
R1270	C ₃ H ₆		0	2	A4	0.008	-48	92	61	112 (M)
R170	C ₃ H ₆	R23	0	6	A3	0.008	-89	32	3	-
R744	CO ₂	rôzne	0	1	A1	0.07	-57	31	-11	-

Pozn.: (H) vysoká teplota +5 / 50 °C, (M) stredná teplota -10 / 45 °C, (L) nízka teplota -35 / 40 °C, skupiny chladív zvrchu: HCFC chladivá, HFC jednozložkové, zmesi, HFO a HFC zmesi, bezhalogenové chladivá

14. TEPELNÉ ČERPADLÁ

Tepelné čerpadlo je zariadenie, ktoré prečerpáva teplo z miesta s nižšou teplotou do miesta s teplotou vyššou. Pracovný okruh tepelného čerpadla pracuje vo svojej podstate rovnako ako základný 1-stupňový chladiaci okruh (popísaný v kap. 4), ktorý prijíma teplo vo výparníku a odovzdáva teplo v kondenzátore. Užitočná energia pri tepelnom čerpadle je dodávaná v kondenzátore, na rozdiel od chladiaceho okruhu, kde je efektívnou zložkou teplo odvedené vo výparníku. Hlavnou úlohou tepelných čerpadiel je teda efektívne využitie tepelnej energie v kondenzátore a to najčastejšie pre vykurovanie alebo ohrev úžitkovej vody.

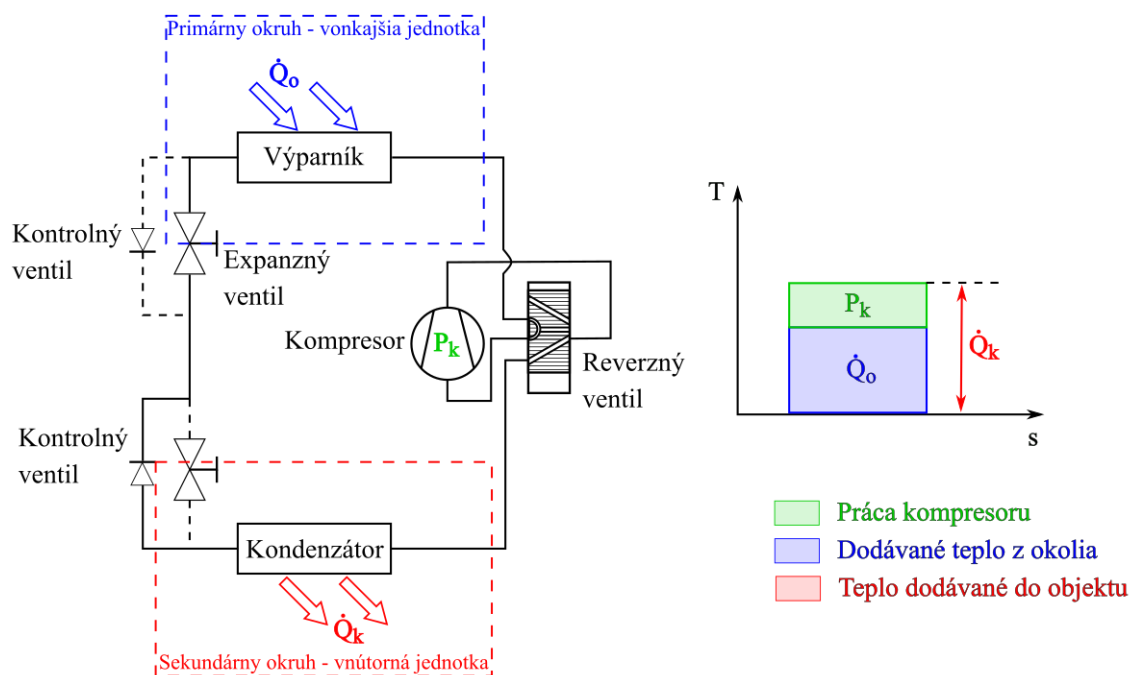
Koncept tepelných čerpadiel je známi od roku 1852, kedy William Thomson Kelvin pozoroval kompresno-expanzný cyklus a zistil, že môže byť použitý aj pre ohrievanie okolia. V tomto období však bolo získavanie tepla spaľovaním tuhých palív podstatne jednoduchšie a lacnejšie a tak sa koncept myšlienka tepelných čerpadiel nerozvíjala. V roku 1912 si Heinrich Zoelly zo Švajčiarska patentovať návrh na tepelné čerpadlo so zemným výmenníkom tepla, ale k jednej z prvých stavieb skutočného tepelného čerpadla došlo až v roku 1928 nadšencom pre túto technológiu J. Haldaneom, ktorý si postavil tepelné čerpadlo vo vlastnom dome na vykurovanie. (Haldane, 1930) Komerčné inštalácie tepelných čerpadiel sa začali objavovať v USA (1930 vo firme Southern California Edison v Los Angeles), ďalej vo Švajčiarsku (1938 v Zürichu na mestskej radnici, 1942 na univerzite ETH) a postupne v ďalších krajinách. Rozmach tejto technológie nastal až na konci 70tych rokov a začiatkom 80tych rokov, kedy sa odhaduje, že v tretine nových rodinných domov v USA boli inštalované tepelné čerpadlá. (Brodowicz & Dyakowski, 1993) . V ČR sa objavujú prvé tepelné čerpadlá približne od roku 1982, kedy bolo tepelné čerpadlo inštalované v rekreačnom stredisku ČVUT. Tepelné čerpadlá sa za posledných 20-30 rokov intenzívne vyvíjali, čo zvyšovalo ich popularitu u zákazníkov. Podľa štatistík Európskej asociácie pre tepelné čerpadlá (EHPA) sa v roku 2017 predalo na území EÚ viac ako 1,1 milióna tepelných čerpadiel, pričom drvivá väčšina (86,6 %) čerpadiel bola použitá na vykurovanie domov a bytov. Na prípravu teplej vody bolo použitých približne 12,4 % z predaných čerpadiel a zbytok (1%) boli priemyselné čerpadlá a čerpadlá absorpčné a hybridné.

Tepelné čerpadlá, rovnako ako chladiace zariadenia, pracujú na princípe obráteného Rankin-Clausiovho cyklu. Základný a najrozšírenejší druh tepelného čerpadla využíva parný okruh s kompresorom. Existujú však aj tepelné čerpadlá ejektorové, čerpadlá využívajúce absorpčný cyklus, termo-elektrické vlastnosti kovov a iné. Ďalší text je primárne zameraný na čerpadlá využívajúce parný okruh s kompresorom.

14.1 Termodynamika tepelných čerpadiel

Základnou úlohou tepelného čerpadla je „prečerpávanie“ tepelnej energie z nízko-potenciálneho zdroja do zásobníku s vyšším potenciálom, resp. s vyššou teplotnou hladinou. Takýto proces je možný len ak je do systému dodávaná ďalšia energia vo forme práce. Do okruhu teda vystupuje teplo pri nízkej teplote ($\dot{Q}_o$) a energia potrebná na pohon kompresoru (P_k). Z okruhu potom vystupuje (v kondenzátore) teoreticky súčet týchto dvoch energií vo forme tepla pri vysokej teplote ($\dot{Q}_k$), rovnica (14.1).

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_o + P \quad (14.1)$$



Obr. 61 Schéma tepelného čerpadla

Pri tepelných čerpadlách sa používa terminológia primárny okruh pre oblasť výparníku a objektu, z ktorého odoberá teplo a sekundárny okruh, ktorý je na strane kondenzátor a tzv. vykurovacieho okruhu. Rovnako ako pri chladiacich zariadeniach, aj pri tepelných čerpadlách sa hodnotí efektívnosť zariadenia pomocou výkonnostného koeficientu COP (z angl. coefficient of performance). Ten je však v prípade tepelných čerpadiel definovaný ako pomer zisku z tepelného čerpadla, to je množstvo tepla dodaného z kondenzátoru $\dot{Q}_k$, k dodanej práci do kompresoru P_k .

$$COP = \frac{\dot{Q}_k}{P_k} \quad (14.2)$$

Hodnota COP faktoru tak udáva pomer získanej energie k energii vynaloženej pre daný účel, tento pomer však nemôžeme označovať ako účinnosť, pretože normálne je jeho hodnota väčšia ako 1 (v praxi sa táto hodnota pohybuje od 2 do 7). Tento výkonnostný koeficient je závislý na mnohých faktoroch, pričom najdôležitejšie sú pracovné podmienky tepelného čerpadla – teplota nízko-potenciálneho zdroja a teplota zásobníka, do ktorého tepelné čerpadlo dodáva energiu. Práve preto je nutné okrem COP faktoru sledovať aj podmienky, pri ktorých bola táto hodnota zistená. Tie sú definované normou ČSN EN 14511 (prípadne STN EN 14511) a môžu byť vyjadrené dvoma formami:

1. teplotou vonkajšieho prostredia (A_x) a teplotou teplonosnej látky vo vykurovacom prostredí (W_{yy}), napríklad:

A-5/W35

2. výstupnou teplotou nosnej látky v primárnom okruhu (**Bx**) a teplotou teplonosnej látky v sekundárnom okruhu (**Wyy**), napríklad:

B0/W45

Európska legislatíva zaväzuje výrobcov nízkotepelných čerpadiel udávať COP faktor pri podmienkach A7/W35, pričom česká norma požaduje navyše aj hodnoty pre podmienky A7/W45 (pre čerpadlo vzduch-voda) a A0/W45 (pre čerpadlo zem-voda). Česká asociácia pre tepelné čerpadlá požaduje na základe etického kódexu údaje pre niekoľko ďalších pracovných podmienok.

Okrem pracovných podmienok má vplyv na výkon tepelného čerpadla typ použitého chladiva, konštrukčný návrh zariadenia, regulácia a ďalšie faktory. Zistiť presnú hodnotu COP faktoru je možné meraním podľa príslušnej normy, avšak odhad výkonnosti je možné uskutočniť pomocou rôznych porovnávacích cyklov a matematických prístupov. Výkonnosť tepelného čerpadla, pracujúceho teoreticky podľa Carnotovho cyklu, je možné vyjadriť pomocou teploty vo výparníku a v kondenzátore:

$$COP_C = \frac{T_k}{T_k - T_o} \quad (14.3)$$

V prípade Rankin-Calusiovho cyklu s izoentropickou kompresiou sa COP faktor vyjadří z pomeru rozdielov entalpií

$$COP_{RC} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (14.4)$$

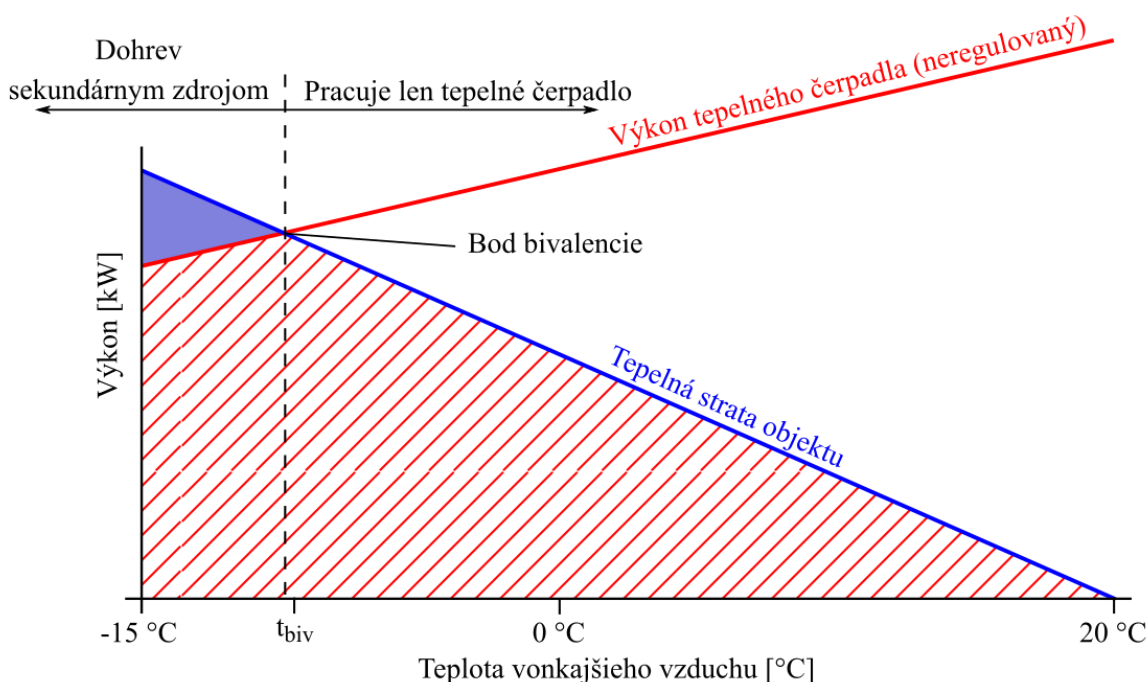
14.2 SCOP faktor

Faktor výkonnosti čerpadla (COP) sa stanovuje pre normou predpísané podmienky. Takto stanovená výkonnosť čerpadla je vhodná pre porovnanie efektívnosti tepelných čerpadiel medzi sebou, avšak z hľadiska prevádzkovej náročnosti nie je dostatočná. Počas vykurovacej sezóny sa mení teplota okolitého vzduchu, z ktorého čerpadlo odoberá energiu, a tak zároveň dochádza k zmene výkonnostných parametrov. Čerpadlo navyše nepracuje pri plnom zaťažení, ale v závislosti na potrebe tepla reguluje svoj výkon. V praxi sa preto používa sezónny výkonnostný faktor – SCOP (seasonal coefficient of performance), ktorý vyjadruje prevádzkovú efektívnosť čerpadla v režime vykurovania pre definované prevádzkové a klimatické podmienky. Výpočet je daný normou ČSN EN 14 825.

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (14.5)$$

Q_H	referenčná ročná potreba tepla	[kWh]
Q_{HE}	ročný spotreba elektrickej energie	[kWh]

Referenčná potreba tepla sa počíta pre štandardizovanú vykurovaciu sústavu (teplota vykurovacej vody 35 °C alebo 55 °C) a štandardizované klimatické podmienky. Výrobcovia tepelných čerpadiel pre európsky trh musia uvádzať na štítku zariadenia tri SCOP faktory, každý pre inú klimatickú oblasť: priemerná oblasť (klimatické podmienky zodpovedajúce polohe mesta Štrasburg), teplejšia oblasť (klimatické podmienky pre mesto Atény) a chladnejšia oblasť (klimatické podmienky pre mesto Helsinky). Pre tieto tri oblasti si výrobca tepelného čerpadla stanoví ročnú potrebu tepla, alebo inými slovami menovitú tepelnú stratu budovy. Tá sa stanoví na základe normou definovanej teploty pre klimatickú oblasť: pre priemernú klimatickú oblasť je to -10 °C, pre teplejšiu 2 °C a pre chladnejšiu je výpočtová teplota -22 °C. Príklad závislosti tepelnej straty na teplote vzduchu je uvedený na Obr. 62 (tepelná strata bola stanovená na 10 kW pri teplote -10 °C).



Obr. 62 Poloha bodu bivalence v závislosti na výkone tepelného čerpadla a teplote vonkajšieho vzduchu

Tepelná strata je často napočítaná/nameraná pre definované teploty a pre ďalšie teploty okolitého vzduchu sa strata dopočítava lineárnou interpoláciou (príp. extrapoláciou), vid rovnica (14.6).

$$Q_{-4} = \frac{Q_2 - Q_{-7}}{2 - (-7)} \cdot (-4 - (-7)) + Q_{-7} = \frac{8,65 - 7,77}{9} \cdot 3 + 7,77 = 8,06 \quad (14.6)$$

Q_{-7} nameraný výkonnostný koeficient pri teplote vonkajšieho vzduchu -7 °C [kW]

Q_2 nameraný výkonnostný koeficient pri teplote vonkajšieho vzduchu 2 °C [kW]

Q_{-4} vypočítaný výkonnostný koeficient pri teplote vonkajšieho vzduchu -4 °C [kW]

Na výpočet samotný sa používa tzv. intervalová metóda. Jeden interval znamená počet hodín s príslušnou teplotou vonkajšieho vzduchu, podľa normy ČSN EN 14825 (OBR XY). Pre každý interval sa spočíta teplo potrebné na pokrytie strát budovy (Q_H) a obdobným spôsobom sa spočíta ročná spotreba energie (Q_{HE}), ktorá sa skladá z energie určenej na pohon čerpadla v aktívnom režime, v stave s vypnutým termostatom, v pohotovostnom režime, v režime úplného vypnutia a v režime zahrievania skrine kompresoru, rovnica (14.7). SCOP koeficient je potom možné vyjadriť pomocou rovnice (14.8).

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF} \quad (14.7)$$

$$SCOP = \frac{Q_h}{\frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}} \quad (14.8)$$

H počet hodín pre stav podľa indexu [h/rok]

P príkon jednotky pre stav podľa indexu [kW]

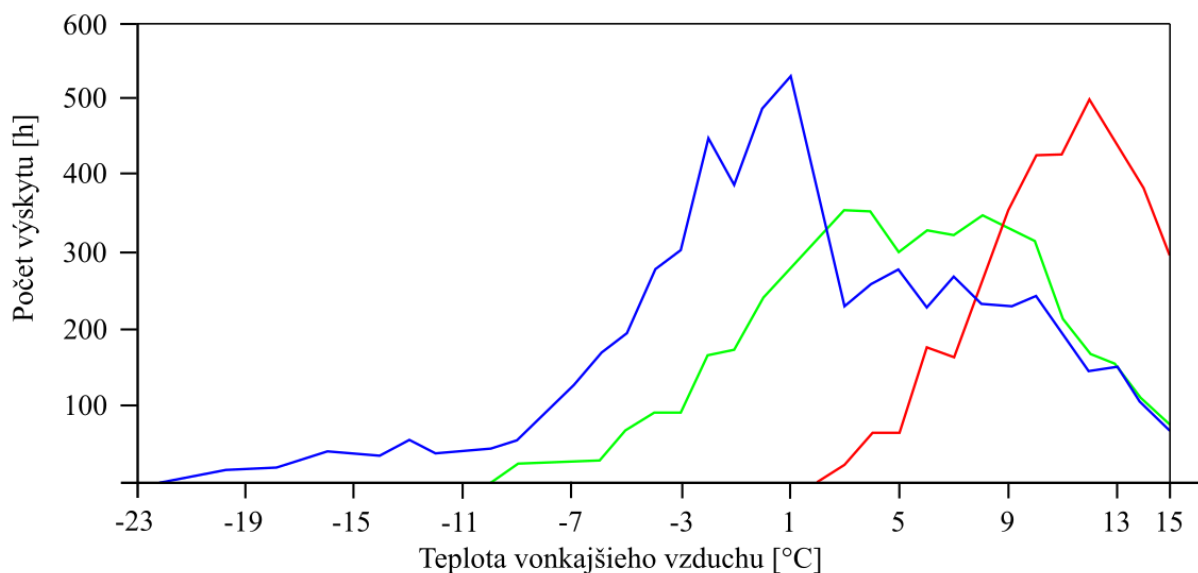
indexy:

CK index pre zahrievanie skrine kompresoru

OFF index pre vypnuté zariadenie

SB index pre pohotovostný režim

TO index pre vypnutý stav na termostate



Obr. 63 Výskyt teploty v hodinách pre rôzne klimatické oblasti (zdroj: ČSN EN 14825)

Spotreba energie v aktívnom režime je daná pomerom ročnej spotreby tepla (Q_H) a sezónnym výkonnostným faktorom pre zapnuté čerpadlo $SCOP_{on}$.

$$SCOP_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot P_h(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{P_h(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{bin}(T_j)} + elbu(T_j) \right)} \quad (14.9)$$

$COP_{bin}(T_j)$	hodnota COP zariadenia pre teplotu T_j	[-]
$elbu(T_j)$	požadovaný výkon elektrického záložného ohrievača pre teplotu T_j	[kW]
h_j	počet hodín v danom štatistickom teplotnom intervale pri teplote T_j	[-]
j	číslo štatistického teplotného intervalu	[-]
n	počet štatistických teplotných intervalov	[-]
$P_h(T_j)$	potreba tepla pre vykurovanie budovy pri teplote T_j	[kW]
T_j	teplota štatistického teplotného intervalu	[°C]

Ako je vidieť z Obr. 62, tepelné čerpadlo je schopné pokryť tepelnú stratu do teploty cca 4,5 °C (priesečník krivky tepelnej straty a výkonu TČ). Tento priesečník sa nazýva bod bivalencie (resp. teplota bivalencie) a od tohto bodu je nutné použiť doplnkový tepelný zdroj pre pokrytie tepelnej straty. Naopak, pri teplote vyššej ako je bivalentná, pracuje čerpadlo v režime čiastočného zaťaženia – v cyklickom režime on/off. V takomto režime je nutné korigovať výkonnostný faktor tepelného čerpadla ($COP_{bin}(T_j)$) podľa rovnice (14.10) pre čerpadlá dodávajúce energiu do vzduchu, alebo rovnica (14.11) pre čerpadlá akumulujúce energiu vo vode. Ak čerpadlo disponuje reguláciou výkonu (napr. frekvenčným meničom na kompresore), určí sa výkonnostný koeficient pre čiastočné zaťaženie z hodnôt nameraných výrobcom.

$$COP_{bin}(T_j) = COP_d \cdot (1 - C_d \cdot (1 - CR_u)) \quad (14.10)$$

$$COP_{bin}(T_j) = COP_d \cdot \frac{CR_u}{C_c \cdot CR_u + (1 - C_c)} \quad (14.11)$$

COP_d	výkonnostný koeficient pri plnom zaťažení	[-]
C_d, C_c	stratový súčiniteľ (ak nie je uvedený, volí sa 0,9)	[-]
CR_u	pomer tepelnej straty a deklarovaného výkonu zariadenia	[-]

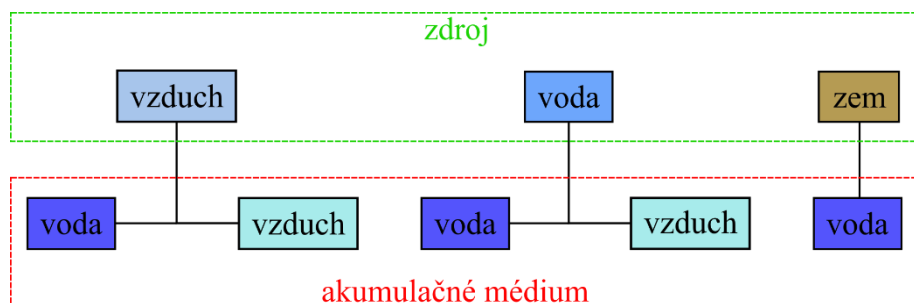
Príklad výpočtu hodnoty $SCOP_{ON}$ je uvedený v nasledujúcej tabuľke:

Tab. 14 Určenie SCOPON pre stredné klimatické podmienky

Vonkajšia teplota	Počet hodín	Tepelná strata	Výkon TČ	Elektrické dohrievanie	CR	COP _{DC}	COP _{pl}	Celková spotreba el.ene. za hodinu	Celková ročná potreba tepla	Celková spotreba el.energie
[°C]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[kWh/h]	[kWh]	[kWh]
-10	1	10	7,48	2,52	1,00	2,50	2,50	5,51	10	6
-9	25	9,62	7,58	2,03	1,00	2,59	2,59	4,96	240	124
-8	23	9,23	7,68	1,55	1,00	2,68	2,68	4,42	212	102
-7	24	8,85	7,77	1,07	1,00	2,76	2,76	3,88	212	93
-6	27	8,46	7,87	0,59	1,00	2,85	2,85	3,35	228	90
-5	68	8,08	7,97	0,11	1,00	2,94	2,94	2,82	549	192
-4	91	7,69	8,06	0,00	0,95	3,03	3,01	2,55	700	232
-3	89	7,31	8,16	0,00	0,90	3,12	3,08	2,37	650	211
-2	165	6,92	8,26	0,00	0,84	3,2	3,14	2,20	1142	363
-1	173	6,54	8,35	0,00	0,78	3,29	3,2	2,04	1131	353
0	240	6,15	8,45	0,00	0,73	3,38	3,26	1,89	1477	453
1	280	5,77	8,55	0,00	0,67	3,47	3,31	1,74	1615	488
2	320	5,38	8,65	0,00	0,62	3,56	3,35	1,61	1723	514
3	357	5,00	8,74	0,00	0,57	3,64	3,39	1,47	1785	527
4	356	4,62	8,84	0,00	0,52	3,73	3,42	1,35	1643	481
5	303	4,23	8,94	0,00	0,47	3,82	3,44	1,23	1282	373
6	330	3,85	9,03	0,00	0,43	3,91	3,44	1,12	1269	369
7	326	3,46	9,13	0,00	0,38	4,00	3,43	1,01	1128	329
8	348	3,08	9,23	0,00	0,33	4,08	3,40	0,90	1071	315
9	335	2,69	9,32	0,00	0,29	4,17	3,35	0,80	902	269
10	315	2,31	9,42	0,00	0,24	4,26	3,26	0,71	727	223
11	215	1,92	9,52	0,00	0,20	4,35	3,12	0,62	413	133
12	169	1,54	9,61	0,00	0,16	4,44	2,91	0,53	260	89
13	151	1,15	9,71	0,00	0,12	4,52	2,60	0,44	174	67
14	105	0,77	9,81	0,00	0,08	4,61	2,12	0,36	81	38
15	74	0,38	9,90	0,00	0,04	4,7	1,35	0,28	28	21
							celkovo		20656	6454

14.3 Druhy tepelných čerpadiel

Z technického hľadiska existuje niekoľko druhov tepelných čerpadiel, ktoré pracujú na rovnakých termálno-fyzikálnych princípoch ako chladiace zariadenia. Drvivá väčšina tepelných čerpadiel však pracuje s parným okruhom a kompresorom. Zaujímavejšie je tak delenie podľa zdroju nízko-potenciálneho tepla a typu zásobníku, do ktorého je teplo prečerpávané. Rozdelenie je zobrazené na nasledujúcom obrázku.



Obr. 64 Delenie tepelných čerpadiel podľa zdroja a akumuláčného média

Značenie tepelného čerpadla vychádza z kombinácie zdroja energie a zásobníku, resp. média, do ktorého teplo ukladáme:

- vzduch / vzduch
- vzduch / voda
- voda/voda
- voda/vzduch
- zem/voda

V prípade využitia druhotných zdrojov energie sa už takéto označenie nepoužíva.

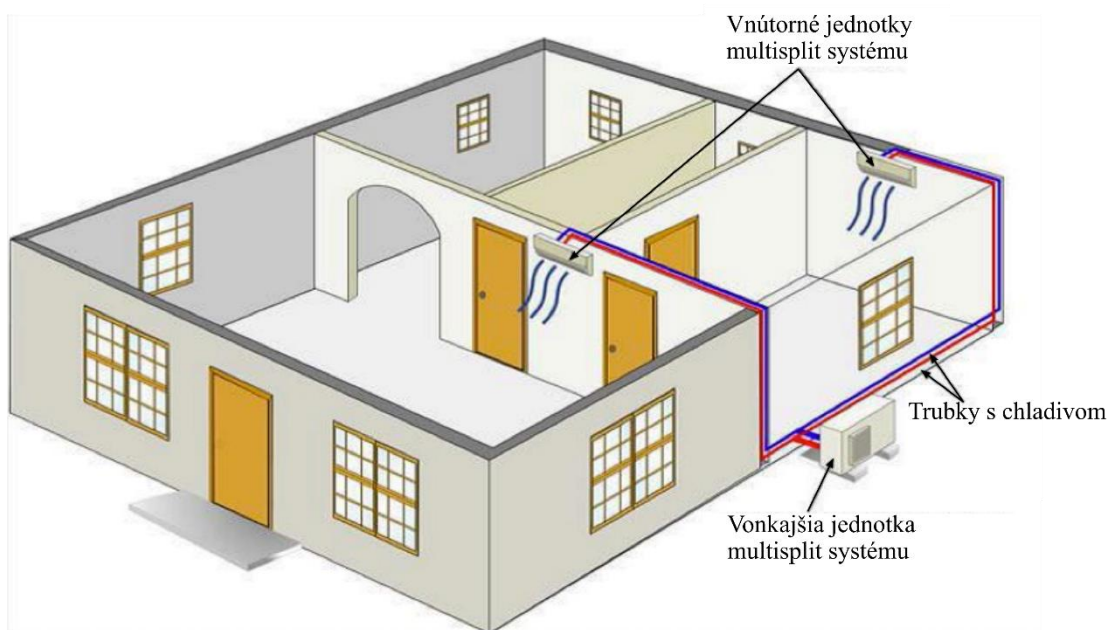
Najčastejším zdrojom tepla pre primárny okruh tepelného čerpadla sú prírodné zdroje a to vďaka ich relatívne jednoduchej dostupnosti a „neobmedzenému“ množstvu. Stavebné zásahy do prírody musia spĺňať požiadavky dané zákonmi a normami, a zároveň musí tento zásah schváliť príslušný štátny orgán (napr. vodohospodársky úrad a podobne).

14.3.1 Prírodné zdroje tepla - vzduch

Najdostupnejším a prakticky neobmedzeným zdrojom tepla pre tepelné čerpadlo je vzduch. Z ekologického hľadiska sa jedná najvýhodnejší druh tepelného čerpadla, pretože nie je nutné významne zasahovať do prírody a energia odoberaná zo vzduchu sa do neho v podstate vracia cez tepelné straty ohrievaného objektu. Čerpadlo tak významne nenaruša tepelnú rovnováhu okolia a je možné ho prevádzkovať celoročne. Avšak v zimnom období, kedy je potrebné dodávať najviac tepla, zásadne klesá efektívnosť tepelného čerpadla kvôli nízkej teplote vzduchu. Pri teplotnom intervale -5 °C až 7 °C dochádza k namrzaniu výparníka od vzdušnej vlhkosti a je nutné, aby bolo čerpadlo schopné fungovať na reverzný chod (obeh tepelného čerpadla sa obráti a zo zásobníku tepla je odoberané teplo, ktorým sa rozmrazuje kondenzátor). Pri teplotách nižších ako -5 °C je množstvo vlhkosti vo vzduchu malé a námraza sa netvorí. Čerpadlá dokážu pracovať pri teplotách vonkajšieho vzduchu -20 °C (niektoré až do -25 °C), ich výkonnosť je však pomerne malá. Tú je možné ovplyvniť teplotou úžitkovej vody v zásobníku. Čím je nižšia, tým vyšší môže byť COP faktor. Z toho dôvodu je výhodné tepelné čerpadlá kombinovať napríklad s podlahovým vykurovaním, ktoré nevyžaduje vysokú teplotu vody v systéme. Alternatívnym zdrojom energie môže byť aj odpadový vzduch z vetraného objektu, ktorý má stabilnejšiu teplotu, avšak obstarávacie náklady sa výrazne navýšia pri takomto prevedení.

Nevýhodou vzduchových tepelných čerpadiel je ich vyššia hlučnosť, ktorú spôsobuje ventilátor na kondenzátore a kompresor. Preto je nutné pri projekcii prihliadať na dostatočnú vzdialenosť kondenzačnej jednotky od obývaných objektov, prípadne použiť dostatočnú zvukovú izoláciu. Z dôvodu hluku a vibrácií sa kondenzačné jednotky osadzujú samostatne na betónový podklad mimo obývanú budovu. V podmienkach strednej Európy je vykurovací systém nutné doplniť o ďalší zdroj tepla, pretože v zimných mesiacoch nie je čerpadlo schopné samostatne zabezpečiť potrebnú energiu pre pokrytie tepelných strát objektu. V Českej republike sa dokonca takéto systémy ani neoznačujú ako tepelné čerpadlá, ale ako reverzibilné jednotky. Napriek tomu sa jedná o najrozšírenejší druh tepelných čerpadiel (obzvlášť v oblasti južnej Európy a Ázie), vzhľadom na nízke obstarávacie náklady a relatívne rýchlu návratnosť investície. Vzduchové tepelné čerpadlá sa vyrábajú v prevedení:

- **vzduchu/vzduch** – výhodnou je možnosť reverzného chodu a tak je tepelným čerpadlom možné chladiť v letnom období, avšak energiu nie je možné výhodne akumulovať v zásobníku a dopyt a výroba nemusia byť zosúladené
- **vzduch/voda** – energia zo vzduchu sa ukladá do zásobníku tepla, čím je možné lepšie pokryť spotrebu tepla v reálnom čase. Vykurovací systém musí byť zabezpečený proti zamrznutiu v prípade nefunkčnosti tepelného čerpadla a v stredoeurópskych podmienkach doplnený o ďalší zdroj tepla v zimnom období (bivalentný zásobník). Tepelné čerpadlo môže byť vyrábané v rôznych prevedeniach: rozdelené na vonkajšiu (primárny okruh) a vnútornú (sekundárny okruh) jednotku, alebo ako jedna kompaktná jednotka umiestnená vnútri budovy alebo mimo budovu, k čomu je nutné prispôbiť prívod zdrojového vzduchu a trubiak s teplonosnou látkou. Na českom trhu sa jedná o najpredávanejšie prevedenie tepelného čerpadla.



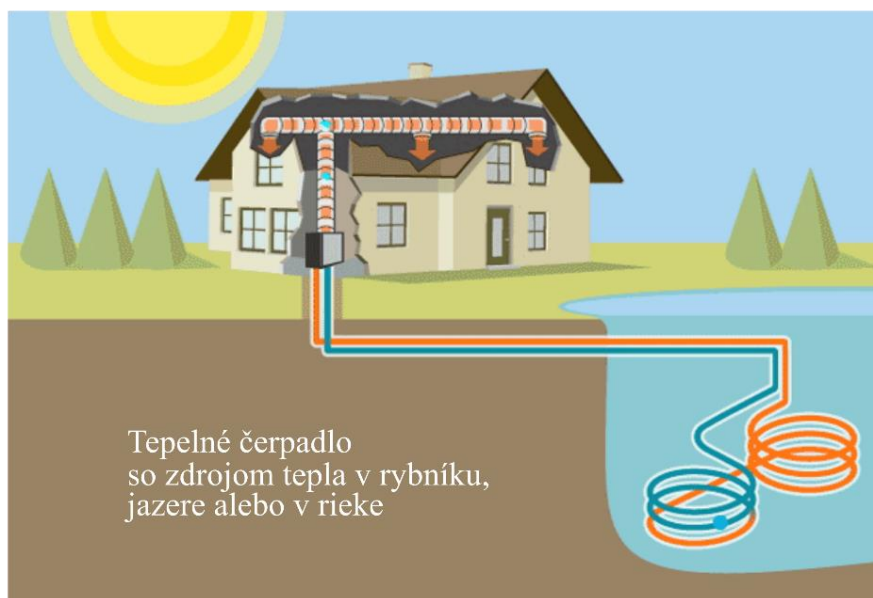
Obr. 65 Tepelné čerpadlo v prevedení vzduch/vzduch s multisplitovou jednotkou

14.3.2 Prírodné zdroje tepla - voda

Použitie vody ako zdroja tepla pre tepelné čerpadlo je výhodné obzvlášť pre jej stabilnejšiu teplotu pri porovnaní so vzduchom, ale dostupnosť tohto zdroja je logicky menšia a projekcia takéhoto zariadenia je aj administratívne a konštrukčne komplikovaná. Vodu, ako tepelný zdroj, je možné deliť do troch kategórií:

Povrchové vodné toky (rieky, jazerá, rybníky, nádrže...)

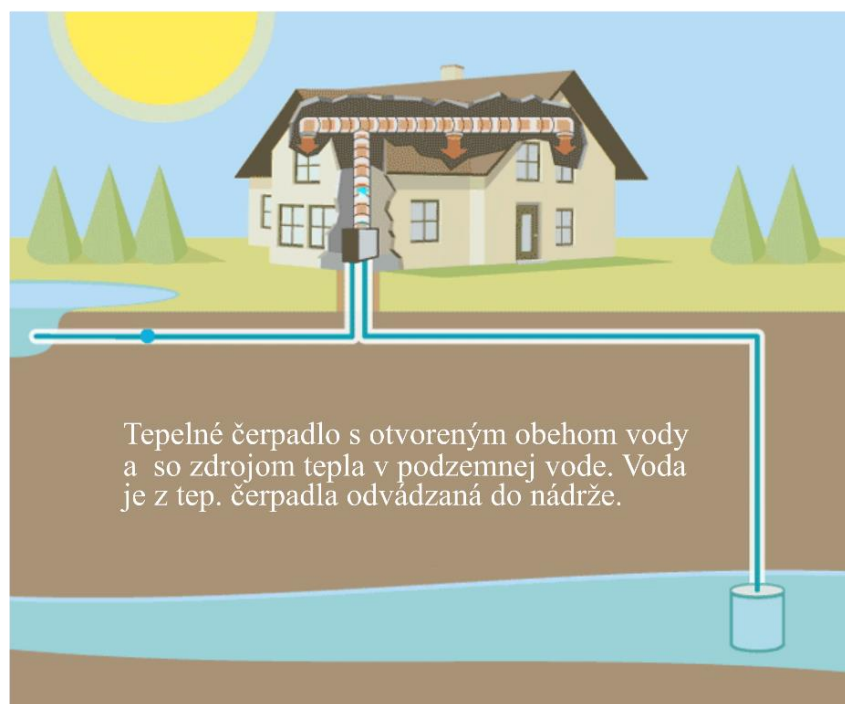
Primárny okruh tepelného čerpadla je napustený nemrznúcou kvapalinou, aby v zimných mesiacoch nedochádzalo k zamrznutiu. Výmenník tepla (plošný kolektor) je nutné zabezpečiť proti silnému toku rieky (povodni) a zanášaniam nečistotami, ale inak je inštalácia relatívne jednoduchá. Príliš nízka teplota vody znižuje efektívnosť čerpadla a je nutné, aby vodný tok v zimných mesiacoch kompletne nezamrzol.



Obr. 66 Tepelné čerpadlo – zdroj tepla: voda

Podzemné vodné toky

Teplotná úroveň podzemných vodných tokov sa pohybuje v rozmedzí cca 10°C až 15°C, pričom počas roka sa táto teplota výrazne nemení. Využitie podzemných vôd si vyžaduje dve studne – jednu, z ktorej sa voda odčerpáva (zdrojová) a druhú, do ktorej sa privádza (vsakovacia). V primárnom okruhu je teda použitá priamo podzemná voda, čo zvyšuje nároky na čistotu vody. Pri veľmi znečistenej vode a do studne vkladá plastový výmenník tepla, jedná sa potom o nepriamy odber tepla. Vďaka stabilnej teplote zdroja je tento typ čerpadiel jedným z najlepších z hľadiska efektívnosti, z hľadiska investičných nákladov je však jedným z najnáročnejších a zároveň je problematické získať povolenia na tak významný zásah do prírody a vodných zdrojov. Obe studne musia byť od seba dostatočne vzdialené, aby nedochádzalo k tepelnému ovplyvneniu. Hĺbka studne/vrtu sa odporúča cca 10 m.

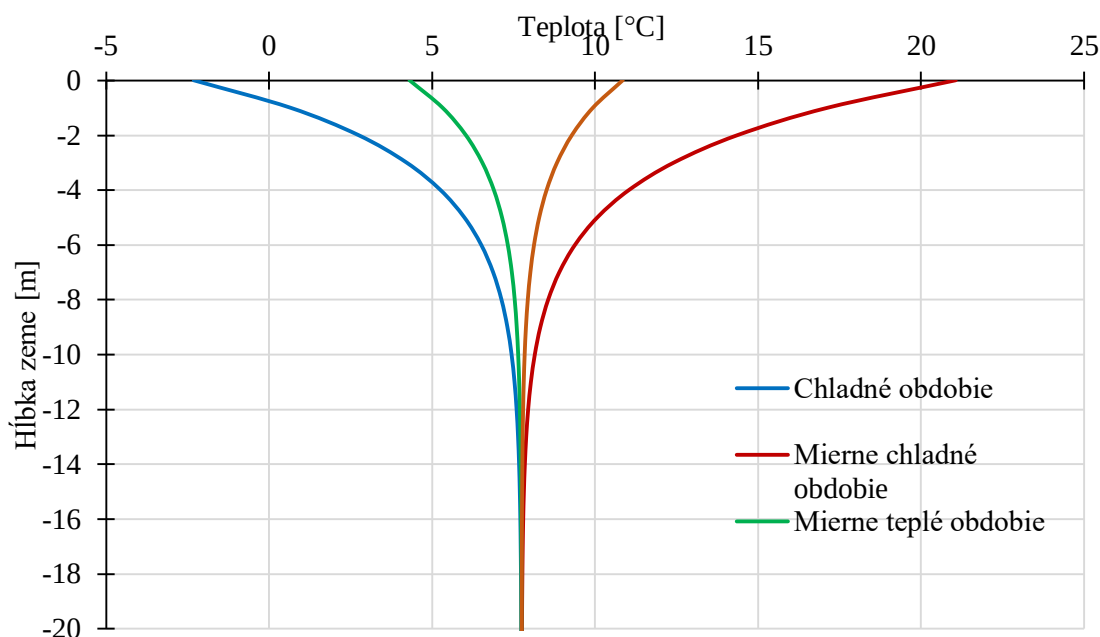


Obr. 67 Tepelné čerpadlo – zdroj tepla: podzemná voda

Vysoká teplota prameňov je výhodným zdrojom energie nie len pre tepelné čerpadlá, avšak chemické zloženie vody, environmentálny zásah a veľmi obmedzená dostupnosť neumožňujú významné využitie tohto zdroja pre tepelné čerpadlá.

14.3.3 Prírodné zdroje tepla – pôda

Geotermálnu energiu zo zeme je možné čerpať pomocou plošných kolektorov, hĺbkových vrtov alebo energetických pilotov. Zemina sa navyše správa ako akumulátor tepla získavaného zo slnečného žiarenia. Teplota zeminy je pomerne stabilná a s rastúcou hĺbkou vrtu sa stabilita zdroja zvyšuje, pričom od cca 15 m má teplota zeminy stálych 10 °C (v stredoeurópskych podmienkach). Naopak čím bližšie je k povrchu, tým väčšie výkyvy teploty je možné očakávať, stále však podstatne menšie ako vo vzduchu. Od úrovne cca 15m sa teplota so zvyšujúcou sa hĺbkou zvyšuje o tzv. geotermický gradient, čo je približne 1 °C na 30 - 40 metrov. Táto závislosť je zobrazená na Obr. 68. Chladné obdobie vyjadruje teplotu Zemského povrchu -5 °C, mierne chladné obdobie má teplotu povrchu 0°C, mierne teplé 10 °C a teplé obdobie znamená, že teplota povrchu Zeme je 20 °C. Tieto hodnoty sú typické pre výpočtovú lokalitu Česká Republika, Šumava. Oblasť do 15 m hĺbky získava významnú časť energie zo slnečného žiarenia. Geotermálna energia zo Zemského jadra prevažuje cca od hĺbky 30 m. Závislosti teploty na hĺbke v zemine je možné vypočítať pomocou rovnice (14.12), v ktorej sa použije jeden vybraný deň (podľa obdobia) a premennou veličinou je hĺbka pôdy – d.



Obr. 68 Teplota v zemi v rôznej hĺbke pre rôzne obdobie.

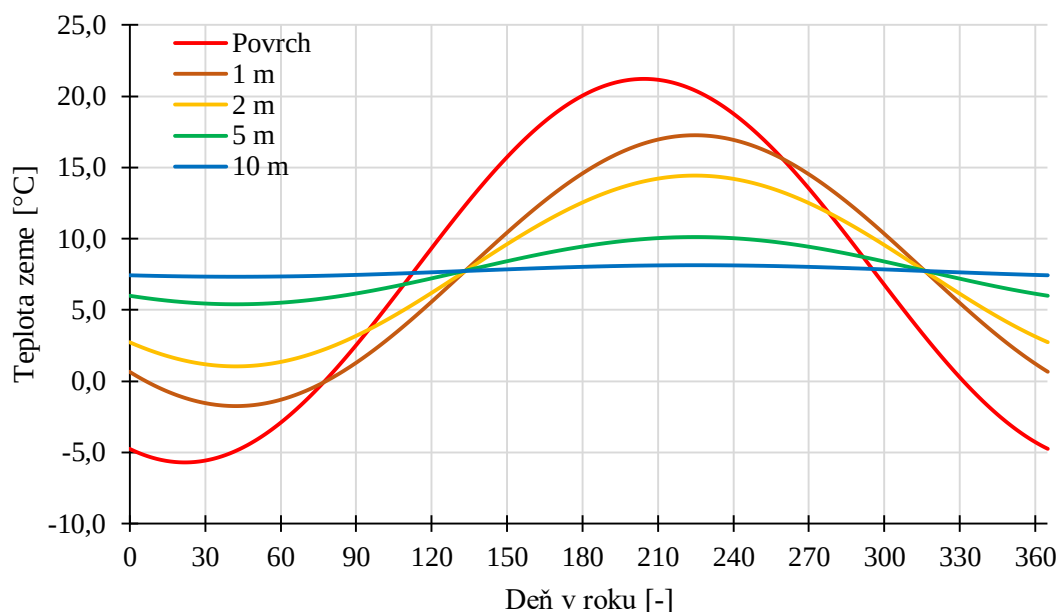
Presnú teplotu zeminy je možné získať dlhodobým meraním, ktoré je však pomerne náročné, vzhľadom na nutnosť umiestniť sondy v rôznych hĺbkových úrovniach. Teplota zeminy sa však dá určiť aj výpočtom a to podľa rovnice XY (Chiasson, 2016). Potrebnými vstupnými údajmi sú vlastnosti zeminy a teplota zemského povrchu v danej lokalite.

$$T_{d,t} = T_M - A_s \cdot e^{\left[-d \left(\frac{\pi}{360 \cdot \alpha}\right)^{\frac{1}{2}}\right]} \cdot \cos \left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_o - \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \alpha}\right)^{\frac{1}{2}} \right) \right] \quad (14.12)$$

$T_{d,t}$	teplota zeme v hĺbke d a po t dňoch	[°C]
T_M	priemerná teplota zeme	[°C]
d	hĺbka pôdy	[m]
A_s	amplitúda teploty zemského povrchu nad alebo pod priemernou teplotou T_M	[K]
t	počet dní po 1. januári	[-]
t_o	počet dní výskytu najnižšej teploty zemského povrchu po 1. januári	[-]
α	tepelná difuzivita pôdy	[m ² /deň]

Jedným zo zdrojov, kde je možné nájsť teploty povrchu Zeme pre rôzne oblasti je napríklad webová stránka: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>. Výpočet teploty zeme v rôznej hĺbke za rok je na Obr. 69. V tomto prípade boli zvolené parametre pre lokalitu Šumava, Česko. V diagrame na Obr. 69 je vidieť, že približne od hĺbky 10 m sa teplota zeme počas roka zásadne nemení a teplota je ustálená na hodnote cca 7 °C. Takýto výpočet je zásadný

pri projekcii tepelného čerpadla v jednotlivých lokalitách, čím je možné presne stanoviť výkon tepelného čerpadla pre rôzne oblasti a dni, a zároveň presne spočítať hodnotu SCOP faktoru.



Obr. 69 Priebeh teploty v zemi počas roku pre rôzne hĺbky (teplotné podmienky pre región Šumava, ČR, $T_M = 7, 75^\circ\text{C}$)

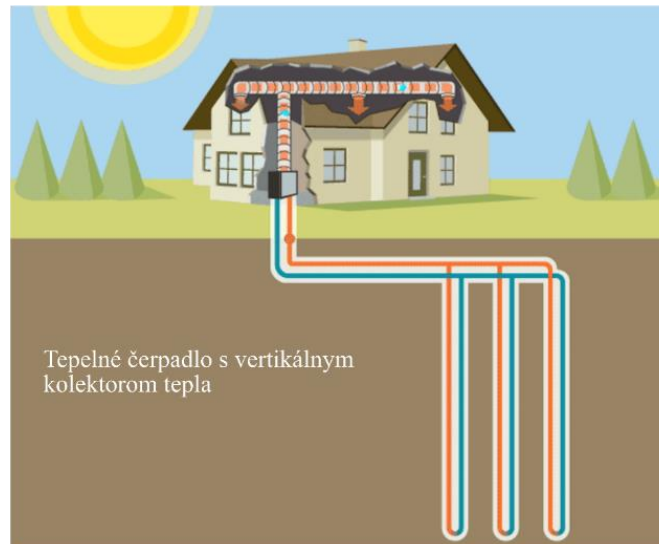
Tepelné čerpadlá využívajúce zem ako zdroj tepla sú investične najnáročnejšie. Je to spôsobené nutnosťou vytvoriť hlboké vrty, alebo rozložiť výmenník tepla do veľkej plochy. Výmenník tepla, resp. kolektor, je napustený nemrznúcou kvapalinou, pričom sa odporúča rozdiel teplôt medzi vstupom a výstupom do výparníku maximálne 4 K. Pri hlbinných vrtoch je nutné navrhnuť výmenník tak, aby nedochádzalo k jeho zamrznutiu, ktoré rapídne znižuje účinnosť výmeny tepla a následne aj efektívnosť celého zariadenia. Tvar kolektoru v zemi je závislý na konkrétnej aplikácii, najčastejšie sa používajú trubice v tvare písmena U pre hlbkové vrty, alebo do špirály zvinuté trubice, či meandrovito rozloženie v plošnom kolektore.

Hlbinné vrty

Hĺbka vrtu sa pohybuje cca od 60 do 300 m, v závislosti na zložení zeminy, teréne a požadovanom výkone. Vrtov môže byť niekoľko a tesne pod povrchom môžu byť spojené do jedného zberača/rozdeľovača, avšak vrty musia byť od seba vzdialené minimálne 5 m, aby nedochádzalo k vzájomnému ovplyvneniu. Odhaduje sa, že na 1 kW výkonu tepelného čerpadla je potrebných cca 12 – 18 metrov hlboký vrt. To je samozrejme závislé na zložení zeminy, najmä na obsahu vody v pôde. Presná hĺbka vrtu sa potom spočíta na základe rovnice XY

$$H = \frac{Q_T}{q_{VRT}} \quad (14.13)$$

H	hĺbka kolektoru / vrtu	[m]
Q_T	výkon tepelného čerpadla	[kW]
q_{VRT}	merný výkon hlbinného kolektoru / vrtu	[W/m]



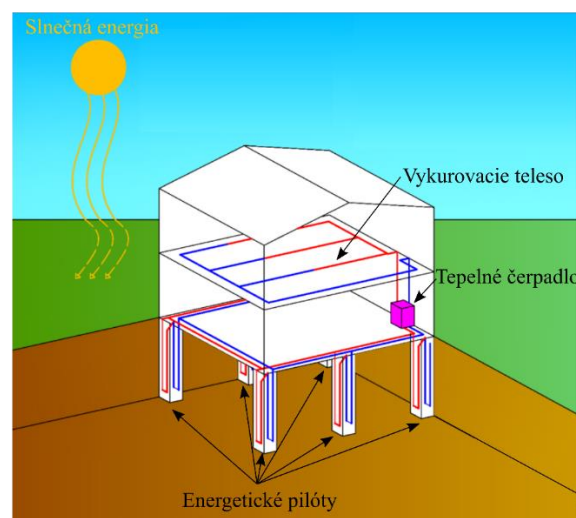
Obr. 70 Tepelné čerpadlo využívajúce teplo z hlbinného vrtu

Tab. 15 Merný výkon čerpaný zo zeme vztiahnutý na 1 m hĺbky

Merný výkon získavaný zo zeme (tepelné čerpadla.pdf)		
Hornina s veľkým výskytom spodnej vody	100	[W/m]
Pevná hornina s vysokou tepelnou vodivosťou	80	[W/m]
Normálna pevná hornina	55	[W/m]
Suchá zemina s nízkou tepelnou vodivosťou	30	[W/m]

Energetické pilóty

V prípade stavby budovy na nespevnenom podlaží, prípadne ak sa jedná o výškové budovy, je nutné vybudovať okrem klasických základov aj tzv. základové pilóty. Takéto pilóty je možné využiť aj ako výmenníky tepla a získavať tak energiu zo zeme. Na železnú konštrukciu pilóty sa pripojí špirálovitý výmenník tepla, ktorý sa následne vloží do predvrtanej pilótovej diery. Z energetického hľadiska platia pre pilóty rovnaké pravidlá ako pre hlbinné vrty.



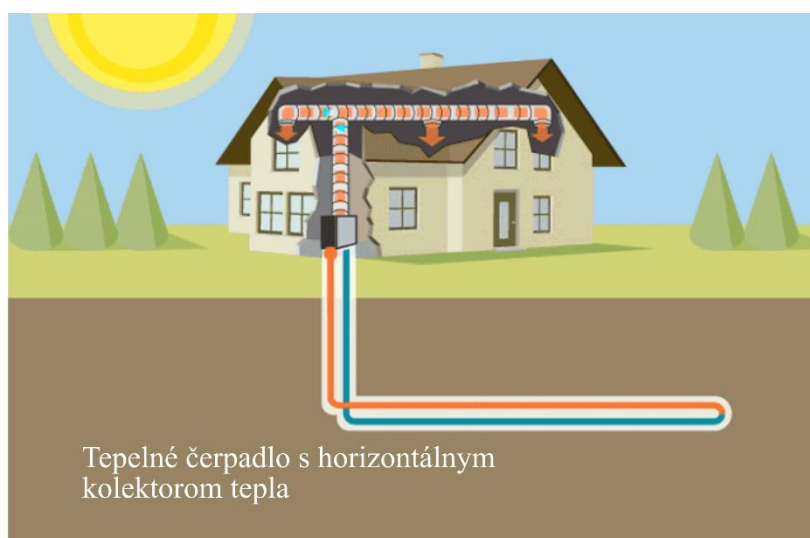
Obr. 71 Energetické pilóty použité ako zdroj tepla

Plošné kolektory

Horizontálne kolektory sú finančne menej náročné ako hlbinné vrty, nevýhodou je nutnosť veľkého pozemku a po zapustení kolektoru je táto plocha obmedzená na ďalšie využitie (nie je možné stavať ďalšie objekty, alebo sadiť stromy). Zároveň je nutné kolektor umiestniť dostatočne hlboko, aby nedochádzalo k ovplyvneniu vegetácie nad ním. Mimo vykurovacej sezóny musí byť systém odstavený, aby sa pôda stihla tepelne regenerovať. Tepelný výkon je opäť závislý na zložení pôdy a na veľkosti výmenníku. Ten by mal byť zhruba trikrát väčší ako je podlahová plocha vykurovaného objektu (v stredoeurópskych podmienkach).

Tab. 16 Typické vlastnosti zeminy pre plošný kolektor

Merný výkon plošného kolektoru v zemi (tepelne čerpadla.pdf)		
Suchá súdržná pôda	10 - 15	[W/m ²]
Vlhká súdržná pôda	15 - 20	[W/m ²]
Veľmi vlhká súdržná pôda	20 - 25	[W/m ²]
Pôda obsahujúca vodu	25 - 30	[W/m ²]
Pôda s výskytom spodnej vody	30 - 40	[W/m ²]

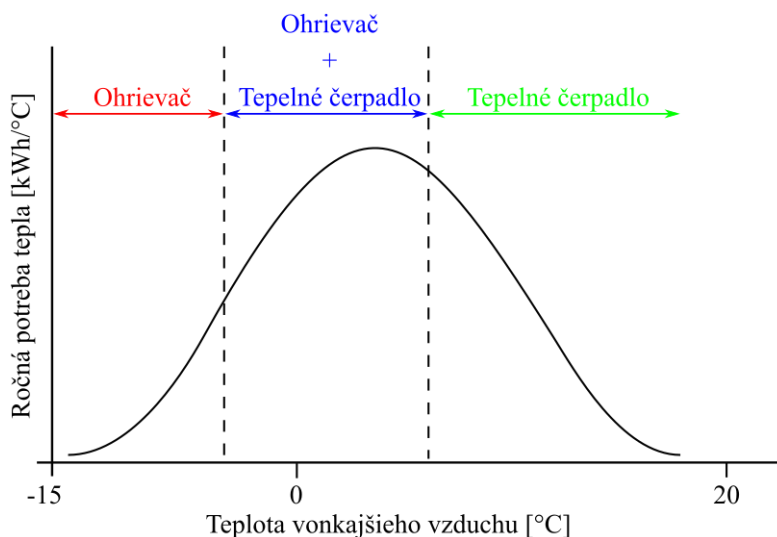


Obr. 72 Tepelné čerpadlo využívajúce teplo z plošného kolektoru

14.3.4 Druhotné zdroje tepla

Vhodným zdrojom tepla pre tepelné čerpadlá je odpadové teplo vznikajúce pri výrobných a technologických postupoch (čistiarne, pracovne), teplo z odvádzaného vzduchu pri vetraní, prípadne z odvádzanej vody, alebo napríklad teplo z výpočtovej technológie. V súčasnosti sa väčšina takéhoto tepla bez úžitku vypúšťa do okolia, zároveň však nie je rentabilné použiť tepelné čerpadlo pri každom jednom takomto zdroji. Každá konkrétna aplikácia vyžaduje detailné posúdenie v závislosti na množstve odpadového tepla a zároveň aj na jeho zmysluplnom využití. Napríklad pri využívaní odpadového vzduchu z vetracieho systému budov je často výhodnejšie použiť rekuperačné zariadenia, ktorým sa privádzaný vzduch predhrieva.

Špeciálnu kategóriu tepelných čerpadiel tvoria tzv. hybridné tepelné čerpadlá, ktoré sa vyrábajú v prevedení vzduch/voda. Primárnym zdrojom energie je vonkajší vzduch, avšak pri nízkych teplotách vzduchu, kedy je prevádzka tepelného čerpadla nevýhodná, pracuje len plynový ohrievač. V určitom pracovnom rozsahu pracujú oba zdroje zároveň a od určitej teploty pracuje čerpadlo samostatne, vid' Obr. 73.



Obr. 73 Oblasti použitia hybridného tepelného čerpadla

14.4 Technológia tepelných čerpadiel

Okruh tepelného čerpadla je takmer rovnaký ako okruh chladiaceho zariadenia. Základné komponenty (kompresor, expanzný ventil, kondenzátor a výparník) zostávajú v podstate rovnaké, menia sa však ich pracovné podmienky, k čomu je nutné tieto komponenty prispôbiť. Obzvlášť sa jedná o kompresor, ktorý musí v tepelnom čerpadle spoľahlivo pracovať pri vyšších teplotách ako je tomu v chladiacom zariadení. Napríklad kompresor v čerpadle vzduch/voda musí byť schopný pracovať pri výparnej teplote v rozsahu -35°C až 15°C a kondenzačnej teplote až 65°C . Samozrejme, čím väčší je rozdiel teplôt v čerpadle, tým je nižšia účinnosť zariadenia a tiež sa zmenšuje aj COP faktor. Z hľadiska prenosu tepla je výhodné, aby tepelný tok z kompresoru do okolia bol čo najmenší a nedochádzalo tak k zbytočným stratám. Vyšším teplotám musí byť taktiež prispôbené mazivo a zvolené vhodné chladivo. Rovnako tak aj výparník musí pracovať pri pomerne veľkom rozsahu teplôt vzhľadom na teplotu vzduchu počas vykurovacej sezóny. V minulosti boli v tepelných čerpadlách dominantne používané piestové kompresory, v súčasnosti sa presadzujú rotačné kompresory pre nižšie výkony, pre vyššie sa používajú špirálové (scroll) kompresory.

14.5 Regulácia TČ

Výkon tepelného čerpadla sa volí podľa tepelnej straty objektu, prípadne podľa požadovaného tepelného výkonu. Obvykle sa pre potreby vykurovania navrhuje čerpadlo, ktorého maximálny výkon zodpovedá zhruba 75 % tepelnej straty objektu. Zbytok energie je

možné získať z doplnkového zdroja, najčastejšie z elektrického ohrievača. Vhodnou reguláciou tepelného čerpadla je možné tento pomer meniť a zabezpečiť tak ešte väčšie množstvo energie získanej z tepelného čerpadla. Je nutné si uvedomiť, že na výkon tepelného čerpadla vplyva teplota okolia 2-krát. V prvom prípade sa s teplotou okolia mení tepelná strata objektu, v druhom prípade je to teplota na výparníku. Spôsoby regulácie sú veľmi podobné tým, ktoré sa používajú pre chladiace systémy (a preto budú spomenuté len v krátkosti).

- On/off regulácia

Najbežnejší spôsob regulácie je zapínaním a vypínaním tepelného čerpadla, z hľadiska životnosti je však vhodné doplniť systém o akumuláciu nádobu na ukladanie energie, čím je možné dosiahnuť nižšiu frekvenciu spínania systému a tak aj predĺžiť životnosť zariadenia.

- Frekvenčný menič

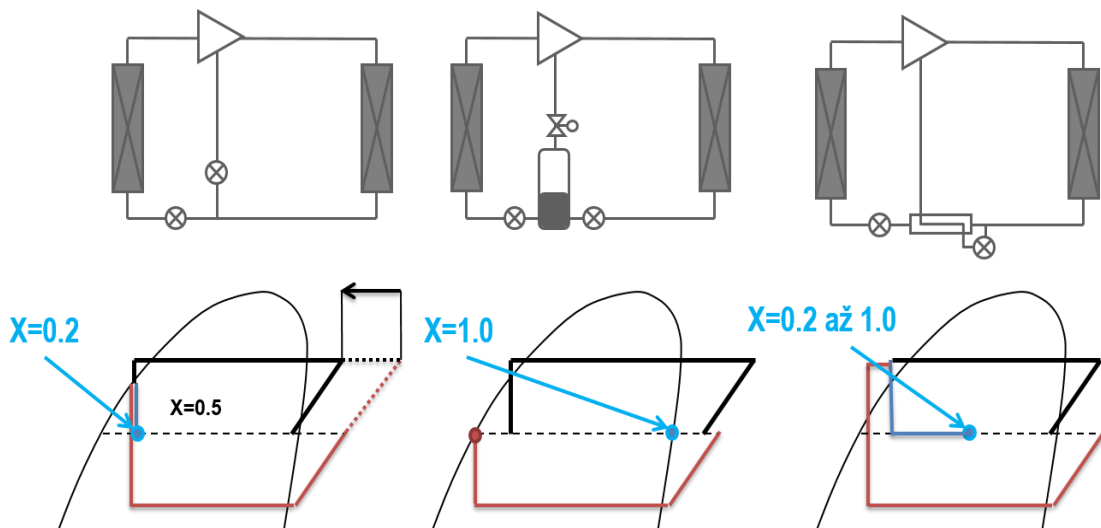
Použitím frekvenčného meniča napätia je možné meniť rýchlosť (otáčky) kompresoru a tým regulovať kompresor v pomerne veľkom rozsahu (od cca 10 % do 100 %). Pri piestových kompresoroch dochádza okrem regulácie aj k poklesu účinnosti z dôvodu zmeny charakteristiky ventilov. Tie sú v piestových kompresoroch navrhnuté na určitú frekvenciu pracovného cyklu a pri jej zmene dochádza k poklesu dopravnej účinnosti. Pri rotačných kompresoroch tento problém nenastáva. Ďalšou nevýhodou regulácie rýchlosti je pokles účinnosti mazania.

- Bypass

V prípade nedostatočnej regulácie kompresoru je ďalšou možnosť zapojiť do systému obtokové ventily, ktorými je možné regulovať výkon zariadenia. Jednou z možností je použitie tzv. hot gas bypass, kedy je plyn z výtláčného potrubia vstrekaný do nasávania. Takýmto spôsobom je možné udržiavať konštantný tlak vo výparníku a teda aj množstvo preneseného tepla. Vstrekaním chladiva z výtlaku pred výparník zároveň dochádza k pootvoreniu expanzného ventilu a tým sa zvyšuje prietok chladiva výparníkom, čo napomáha aj návratu oleja z okruhu do kompresora. Táto metóda energia však neznižuje spotrebu energie, ale v podstate len marí prácu kompresoru.

- Vstrekovanie chladiva

V kompresore tepelného čerpadla sú dosahované pomerne vysoké teploty, ktoré majú nepriaznivý vplyv na účinnosť prevádzky. V takomto prípade je možné pomocou technológie EVI (Enhanced Vapor Injection) vstrekať do valca chladivo a ochladzovať zmes. Chladivo sa vstrekuje do valca v kvapalnej alebo plynnej forme počas kompresie. Výsledkom je okrem nižšej teploty na konci kompresie aj vyšší výkon a COP faktor čerpadla, čím dochádza k ochladzovaniu zmesi a zvýšeniu účinnosti. Zároveň je tak možné aj zvyšovať výtláčny tlak pri zachovaní požadovanej maximálnej teploty. Úprava parametrov kompresie je závislá na vlastnostiach vstrekaného chladiva. Tie sú dané miestom odberu v chladiacom okruhu. Na OBR sú znázornené rôzne miesta odberu chladiva a ich vplyv na kompresiu.



Obr. 74 Rôzne možnosti odberu vstrekaného chladiva v okruhu

- Ekvitermická regulácia

Tento spôsob regulácie spočíva v nastavení teploty vody v akumuláčnej nádrži v závislosti na teplote vonkajšieho vzduchu. Cieľom je udržiavať teplotu vody na čo najnižšej úrovni, čím je možné minimalizovať straty do okolia. Čím sa teplota okolitého vzduchu znižuje (a tým sa aj zvyšujú tepelné straty), tým sa zvyšuje teplota vody v akumuláčnej nádrži, aby bol vykurovací systém schopný pokryť tepelné straty. Nevýhodou je však to, že so zvyšujúcim sa rozdielom teplôt dochádza k znižovaniu efektívnosti tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo je riadené sústavou ekvitermných kriviek, ktoré sú stanovené na základe parametrov budovy, čerpadla a teploty okolitého vzduchu.

Ekvitermné krivky je možné počítať dvoma spôsobmi. Prvý spôsob vyžaduje znalosť tepelnej straty objektu v závislosti na vonkajšej teplote a menovitý výkon vykurovacieho telesa. Prvým krokom je výpočet teplotného podielového súčiniteľa c .

$$c = \frac{t_{w2} - t_i}{t_{w1} - t_i} \quad (14.14)$$

t_i	teplota v miestnosti	[°C]
t_{w1}	teplota na vstupe do vykurovacieho telesa	[°C]
t_{w2}	teplota na výstupe z vykurovacieho telesa	[°C]

Na základe hodnoty teplotného podielového súčiniteľa sa rozhodne o tvare rovnice pre výpočet výkonu vykurovacieho telesa. Ak je súčiniteľ menší ako 0,7, použije sa rovnica AAA, ak je väčší, použije sa rovnica BBB.

$$Q = Q_N \left(\frac{\frac{t_{w1} + t_{w2} - t_i}{2}}{\frac{t_{w1N} + t_{w2N} - t_{iN}}{2}} \right)^n = Q_N \cdot f \quad (14.15)$$

$$Q = Q_N \left(\frac{\frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \frac{t_{w1} - t_i}{t_{w2} - t_i}}}{\frac{t_{w1N} - t_{w2N}}{\ln \frac{t_{w1N} - t_{iN}}{t_{w2N} - t_{iN}}}} \right)^n = Q_N \cdot f \quad (14.16)$$

Q tepelná strata v závislosti na teplote vonkajšieho vzduchu [W]

Q_N menovitý výkon vykurovacieho telesa [W]

index

N menovité hodnoty

Cieľom výpočtu je zistiť hodnotu teploty vstupnej vody do vykurovacieho telesa t_{w1} , na čo je nutné počítať uvedené rovnice iteratívne. Najprv sa zvolí hodnota teploty vstupnej vody t_{w1} . Použitím rovnice CCC sa dopočíta hodnota teploty vody na výstupe, t_{w2} .

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q}{m \cdot c_w} \quad (14.17)$$

Následne sa teploty vody dosadia do rovnice AAA, spočíta sa súčiniteľ c , zvolí sa správna forma rovnice výpočtu výkonu vykurovacieho telesa a ak hodnota výkonu pokrýva tepelné straty, teplota vstupnej vody je zvolená správne. Ak nie, celý výpočet je nutné opakovať pre upravenú teplotu. Takýmto spôsobom je možné spočítať teplotu vstupnej vody pre rôznu tepelnú stratu objektu a vytvoriť tak ekvitermnú krivku.

Druhá možnosť výpočtu ekvitermných kriviek vychádza z praktických skúseností projekčných firiem, kedy nie je nutné presne počítať tepelnú stratu objektu, ale je nutné otestovať vykurovací systém. Skúška prebieha tak, že sa mení teplota vykurovacej vody v systéme a meria sa teplota vzduchu v referenčnej miestnosti. Na základe merania sa vytvorí tzv. ekvitermné konštanty a tie sa použijú pri vytváraní ekvitermných kriviek.

14.6 Zapojenie tepelných čerpadiel a ich aplikácia

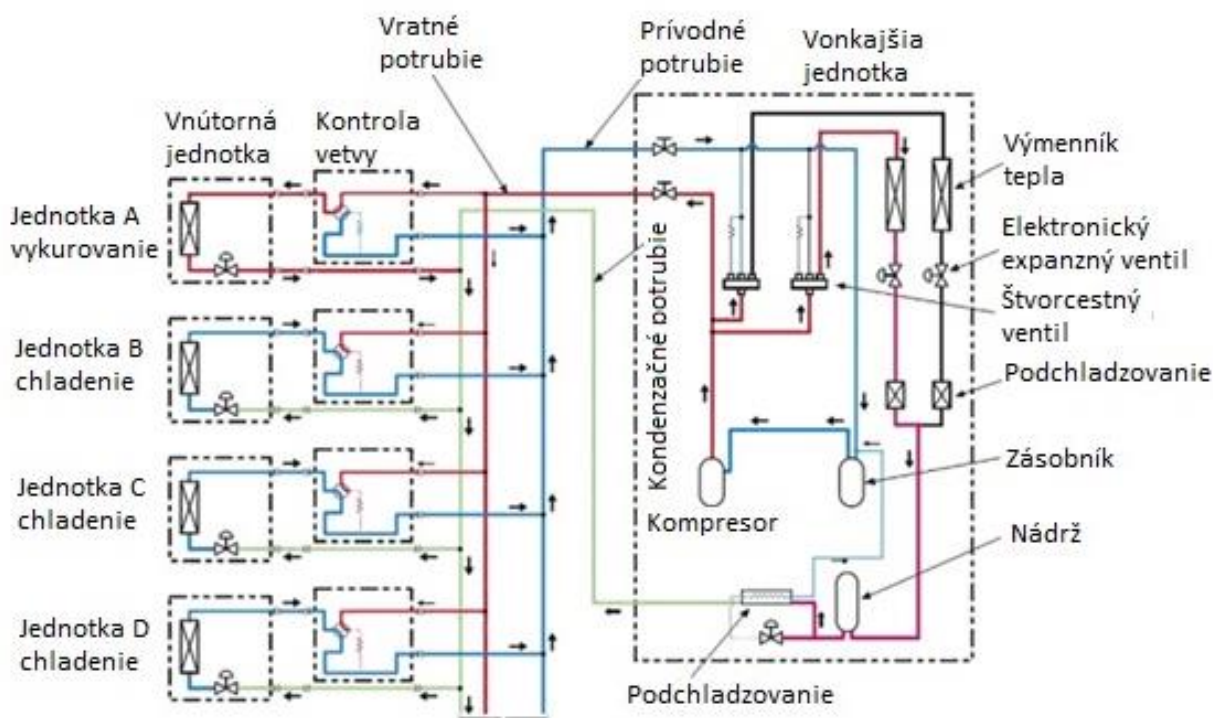
Zapojenie tepelných čerpadiel vo vykurovacom systéme môže byť buď monovalentné, alebo bivalentné:

- **monovalentné** – tepelné čerpadlo je jediným zdrojom tepla pre vykurovací systém objektu. Takéto zapojenie je vhodné len v prípade, že je teplota vykurovacej vody maximálne 55°C (jedná sa o nízkotepelný systém)
- **bivalentné** – spolu s tep. čerpadlom je v systéme zapojený ďalší zdroj tepla
 - **alternatívne zapojenie** – v prípade poklesu teploty v zdroji tepla pod určitú hranicu (pod bod bivalencie) sa tepelné čerpadlo vypne a tepelný výkon dodáva len alternatívny zdroj
 - **paralelné zapojenie** – v prípade poklesu teploty v zdroji tepla pod určitú hranicu sa k tepelnému čerpadlu automaticky pridá sekundárny zdroj a oba zdroje pracujú súčasne.

Bežné tepelné čerpadlá s jedným chladiacim okruhom, resp. stupňom, sú tzv. nízko-teplotné, kedy je teplota na výstupe maximálne 55 °C. V prípade požiadavky na vyššiu teplotu na výstupe je nutné využiť dvoj-stupňový okruh, ktorým je možné dosiahnuť teploty až 80 °C pri vysokej účinnosti. Tepelné čerpadlá sa zapoja do kaskády a kompresia sa tak rozdelí do dvoch stupňov. V jednotlivých okruhoch môžu byť použité rôzne chladivá a tiež systémy s rôznym typom kompresorov.

14.6.1 VRV a VRF systémy

Systémy s variabilným objemom chladiva (VRV – variable refrigerant volume), alebo systémy s variabilným prietokom chladiva (VRF – variable refrigerant flow) dokážu regulovať tepelný výkon individuálne v jednotlivých zónach. Systém funguje na základe regulácie množstva chladiva doručovaného do individuálnych vnútorných jednotiek, ktorých môže byť niekoľko desiatok (obvykle 20 až 40). Ak je systém umožňuje reverzný chod, môžu niektoré vnútorné jednotky pri vhodnom zapojení chladíť a iné kúriť. Takéto zapojenie je napriek projekčnej náročnosti veľmi efektívne, hodí sa však do väčších budov, napríklad kancelárske budovy. Schematický náčrt s tzv. 3-rúrkový (3 pipes) zapojením je zobrazený na Obr. 75. Vnútorné jednotky B, C a D chladia, naopak jednotka A dodáva do objektu teplo. Z kompresora prúdi stlačený plyn do výmenníkov tepla, ktoré sa chovajú ako kondenzátor a odvádzajú teplo z chladiva. Skondenzované chladivo sa cez expanzný ventil vracia do vnútorných jednotiek B, C a D, ktoré sa tak chovajú ako výparníky, a následne sa vracia späť do kompresoru. Jednotka A, ktorá dodáva teplo do príslušného priestoru, je zásobovaná stlačeným plynom priamo z kompresoru a chová sa tak ako kondenzátor. Reguláciu celého systému zabezpečuje niekoľko viac-cestných ventilov a riadiaci systém.



Obr. 75 Troj-rúrkový VRF systém

14.6.2 Aplikácia tepelných čerpadiel



Obr. 5.51 Vystrojená energetická pilota (spirálovitá pokládka) [B10]

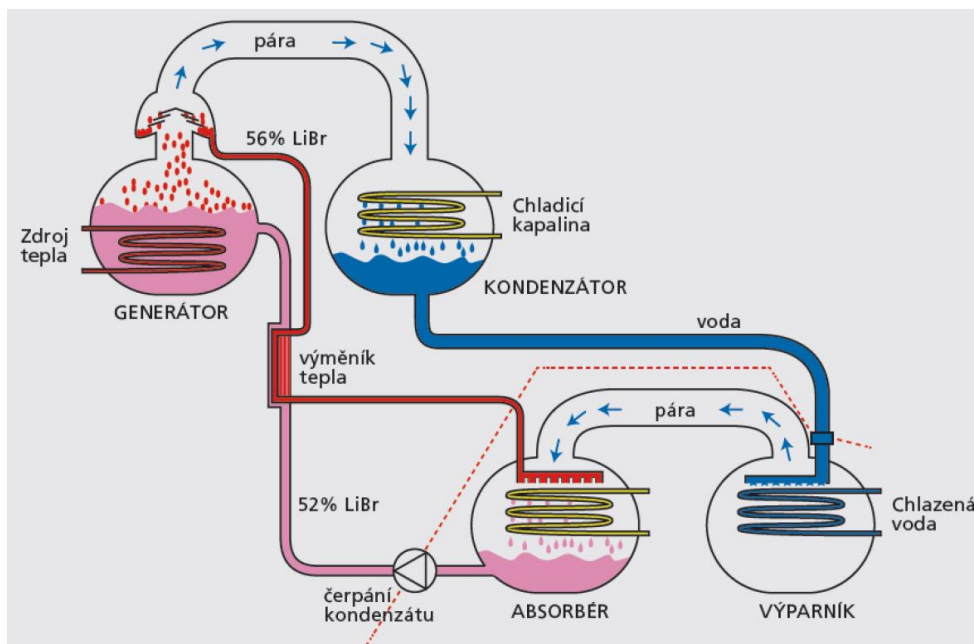


14.7 Iné druhy tepelných čerpadiel

Tepelné čerpadlá môžu rovnako ako chladiace zariadenia pracovať na absorpčnom princípe. Čerpadlo pracuje s dvojicou pracovných látok, pričom plyny jednej látky (chladiva) sú pohlcované kvapalinou druhej látky (absorbent). Súčasne používané dvojice látok sú $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ a $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$. Chladivom je v oboch prípadoch voda, ktorej pary sú v absorbéri pohlcované v absorbente. V dôsledku toho dochádza k odsávanie pár chladiva z výparníka a vo výparníku je udržiavaný nízky tlak. Absorbent s naviazanou vodnou parou je následne čerpadlom stlačený a dopravený do generátora, kde v dôsledku zahriatia dochádza k vypudeniu pár chladiva z absorbentu. Teplý absorbent je následne prepúšťaný späť do absorbéra, pričom v ňom odvádzané teplo je využívané k predohrevu zmesi absorbent a chladivo pred vstupom do generátora. Pary chladiva pokračujú z generátora do kondenzátora, kde dochádza k skvapalneniu, pričom sa z nich odvádzajú teplo vykurovaciemu médiu. Skvapalnené chladivo je cez škrtiaci ventil prepúšťané späť do výparníka, kde dochádza k jeho odparovaniu, viď Obr. 76. Pri absorpčných tepelných čerpadlách je teda mechanický kompresor nahradený absorbérom, generátorom a čerpadlom.

Ďalšie druhy tepelných čerpadiel využívajú ku svojej činnosti iné fyzikálne princípy, napr. termoelektrická tepelné čerpadlá, termoakustické tepelné čerpadlá. Patrí sem aj Stirlingov motor, ktorého pracovné médium neprechádza zmenou fázy, alebo ďalšie zvláštne prevedenia

tepelných čerpadiel, ktorým je napr. rotačné tepelné čerpadlo firmy Ecop, u ktorého sa zvyšuje tlak v dôsledku odstredivých síl vnútri uzavretého rotujúceho kanála, Obr. 77.



Obr. 76 Absorpčné tepelné čerpadlo



Obr. 77 Rotačné tepelné čerpadlo

Referencie

- Brodowicz, K., & Dyakowski, T. (1993). *Heat Pumps*. Butterworth-Heinemann Ltd.
- Chiasson, A. (2016). *Geothermal Heat Pump and Heat Engine Systems*. West Sussex: John Wiley & Sons.
- Haldane, T. G. . (1930). The Heat Pump — An Economical Method Of The Heat Pump Of Producing Low-Grade Heat From Electricity . *IEE*, 666–675.
- Hundy, G., Trott, A., & Welch, T. (2016). *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps* (5th ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Pagola, M.:A Performance Case Study of Energy Pile foundation at Rosborg Gynnasium, Aalborg 2016
- Water, 2018
- ATLAS COPCO, 2015
- Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Grasso
- Zpravodaj SCHKT 3/1999 str. 63
- Zpravodaj SCHKT 1/2001
- Zpravodaj CHKT 12/2001 str.35
- https://www.centrumpaele.dk/wp-content/uploads/2018/03/presentation_clima_2016.pdf
- <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700713001059>
- <https://vytapeni.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13507-hodnoceni-scop-tepelnych-cerpadel-pro-vytapeni>
- <https://www.bitzer.de/us/us/>
- https://www.szchkt.org/docs/db_file.php?id=881&code=EGRFXLrTvagf&table=files
- https://www.szchkt.org/docs/db_file.php?id=877&code=KeY8fZtPxBo6&table=files
- <https://www.hannabery.com/geothermal-heating-air-conditioning.shtml>
- <https://www.hannabery.com/geothermal-heating-air-conditioning.shtml>
- <http://heatbypump.com>
- <http://www.limex-technik.cz/nabizene-produkty/13-meech/96-virove-trubice-vortex-cooling>

Ing. Alexander Čaja, PhD.
doc. Ing. Andrej Kapjor, PhD.
Ing. Ján Tuhovčák, Ph.D.
Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Chladiace obehы a tepelné čerpadlá

Náklad: 50 výtlačkov, vydanie prvé
136 strán, 77 obrázkov, 16 tabuliek, 6,3 AH
Vydavateľstvo a tlač: EQUILIBRIA, s.r.o.

Nepredajné

ISBN 978-80-8143-262-0

Za obsah publikácie zodpovedajú autori. Informácie nie sú oficiálnym stanoviskom Európskej únie ani ďalších donorov.

Publikácia a jej časti môžu byť reprodukované len so súhlasom autorov.