

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE**

Technika kompresorů pro chladicí zařízení

Compressors for refrigeration equipment

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MICHAL PEREJDA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Perejda

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Technika kompresorů pro chladicí zařízení

v anglickém jazyce:

Compressors for refrigeration equipment

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem je provést přehled používaných kompresorů u chladicí techniky. Provést základní termodynamickou analýzu cyklů kompresoru.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše používaných kompresorů v chladicí technice. Termodynamická analýza cyklů kompresorů. Rozbor výhod a nevýhod jednotlivých typů kompresorů. Přehled kompresorů na trhu. Rozsah práce 15-30 stran.

Seznam odborné literatury:

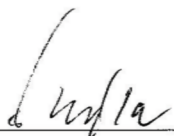
- [1] Cengel, Yunus A.; Boles, Michael A. (2005). Thermodynamics - an Engineering Approach. McGraw-Hill.
- [2] Hanlon P., Compressor handbook, McGRAW-HILL 2001.
- [3] Trott A. R., Welch T., Refrigeration and Air-Conditioning, Butterworth-Heinemann 1989.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne

L.S.



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Práca je venovaná problematike kompresorov pre techniku chladenia so zameraním na priemyselné chladenie veľkých a stredných výkonov. Čitateľ získa základný prehľad o konštrukcii, pracovnom cykle, tlakových a teplotných javoch v kompresore, možnostiach regulácie výkonu a oblastiach použitia troch základných a v technickej praxi najčastejšie používaných typov kompresorov: piestového, skrutkového a špirálového kompresora. Popisuje základné prvky a fungovanie chladiaceho okruhu v rozsahu, ktoré je pre pochopenie činnosti kompresora nevyhnutné. Súčasťou práce je termodynamická analýza cyklu piestového kompresora a predstavenie a rozbor praktickej aplikácie kompresorového zariadenia v reálnej prevádzke. Cieľom práce je poskytnúť čitateľovi popis termodynamických procesov v kompresore, ucelený a systematický prehľad používaných typov kompresorov v praxi a porovnanie ich vlastností, výhod a nevýhod.

ABSTRACT

The work is devoted to the problematic of compressors for refrigeration equipment with a focus on industrial refrigeration and medium performance output requirements. Reader receives a basic overview of the construction, operating cycle, pressure and temperature process and the compressor performance control options of the three in engineering practice most common types of compressors: reciprocating, screw and scroll. It describes the basic elements and actions of the cooling circuit within the information range most important for understanding the compressor operating cycle. This work includes thermodynamic analysis of the reciprocating compressor working cycle and shows practical application of compression device in real operation. The goal of this work is to provide the reader with a description of the thermodynamic process in the compressor, a comprehensive and systematic overview of the types of compressors used in practice and compare their characteristics, advantages and disadvantages.

Kľúčové slová

Kompresor, rozdelenie kompresorov, konštrukcia kompresora, cyklus kompresora, regulácia výkonu kompresora, piestový kompresor, skrutkový kompresor, skrol kompresor, termodynamická analýza cyklu kompresora, chladenie, chladiaci okruh.

Keywords

Compressor, compressor types, compressor construction, cycle of the compressor, compressor performance control, piston compressor, screw compressor, scroll compressor, thermodynamic analysis of the compressor cycle, refrigeration, cooling circuit.

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

PEREJDA Michal, Technika kompresorů pro chladicí zařízení, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 56 s., 13 příloh,
Vedúci práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som prácu na tému technika kompresorov pre chladiace zariadenia vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených na zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

11.5.2011

.....
Michal Perejda

POĎAKOVANIE

Touto cestou by som chcel poďakovať doc. Ing. Josefovi Štětinovi, PhD. za cenné pripomienky a rady pri vypracovávaní tejto bakalárskej práce.

OBSAH

| | |
|--|----|
| ÚVOD..... | 19 |
| História strojného chladenia | 19 |
| Predstavitelia..... | 20 |
| 1 ÚLOHA TECHNIKY CHLADENIA..... | 22 |
| 1.1 Chladiaci okruh..... | 22 |
| 1.2 Výkon kompresora | 24 |
| 2 ROZDELENIE KOMPRESOROV | 29 |
| 2.1 Rozdelenie kompresorov podľa princípu činnosti..... | 29 |
| 2.1.1 Objemové kompresory (približne do 1,5m ³ /s)..... | 29 |
| 2.1.2 Rýchlostné kompresory | 29 |
| 2.1.3 Podľa uloženia motora..... | 29 |
| 2.1.4 Regulácia výkonu kompresora..... | 29 |
| 2.2 Piestový kompresor..... | 31 |
| 2.2.1 Konštrukcia..... | 31 |
| 2.2.2 Cyklus piestového kompresora..... | 31 |
| 2.2.3 Tlakové a teplotné javy v kompresore | 32 |
| 2.2.4 Regulácia výkonu v piestovom kompresore | 35 |
| 2.2.5 Oblasti použitia piestových kompresorov:..... | 35 |
| 2.3 Skrutkový kompresor..... | 35 |
| 2.3.1 Konštrukcia..... | 36 |
| 2.3.2 Cyklus skrutkového kompresora..... | 36 |
| 2.3.3 Regulácia výkonu v skrutkovom kompresore | 37 |
| 2.3.4 Oblasti použitia skrutkových kompresorov:..... | 39 |
| 2.4 Špirálový (skrol) kompresor..... | 40 |
| 2.4.1 Konštrukcia..... | 40 |
| 2.4.2 Cyklus skrol (špirálového) kompresora..... | 40 |
| 2.4.3 Výkonová regulácia skrol kompresora..... | 41 |
| 2.4.4 Oblasti použitia skrol kompresorov:..... | 42 |
| 2.5 Rozdelenie kompresorov z hľadiska konštrukcie..... | 42 |
| 2.5.1 Otvorené (upchávkové) kompresory..... | 42 |
| 2.5.2 Polootvorené kompresory..... | 42 |
| 2.5.3 Hermetické kompresory..... | 43 |
| 2.5.4 Polohermetické kompresory | 43 |
| 2.5.5 Príklady konštrukcie skrutkových kompresorov z produkcie spoločnosti <i>Bitzer</i> : | 44 |
| 3 PRÍKLAD PRAKTICKEJ APLIKÁCIE CHLADIARENSKÝCH KOMPRESOROV | 45 |
| 4 ZÁVER | 48 |
| 5 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV..... | 51 |
| 6 ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV..... | 53 |
| 7 ZOZNAM PRÍLOH..... | 55 |
| 8 PRÍLOHY..... | 57 |

ÚVOD

Technika chladenia je rozsiahle priemyselné a vedné odvetvie zasahujúce takmer do všetkých oborov ľudskej činnosti.

Pôvodne bola technika chladenia vyvinutá pre chladenie potravín, aby sa zabránilo ich skaze teplom. Tento odbor techniky chladenia je aj dnes jedným z najdôležitejších, pretože chlad je najlepším prostriedkom na zabránenie rozkladnému účinku mikroorganizmov.

Jedným z ďalších oborov techniky chladenia je úprava vzduchu. Používanie techniky chladenia pri klimatizácii sa datuje asi do roku 1930. Klimatizácia je úprava vzduchu, teda umelé udržiavanie vhodnej teploty, ale aj vhodnej relatívnej vlhkosti vzduchu. Klimatizáciou sa dosahuje tepelná pohoda v obytných domoch, kanceláriách, obchodoch... Do tejto kategórie spadá aj úprava vzduchu v skladoch, kde je potrebné dosiahnuť také podmienky, aby uložený materiál nebol napádaný hrdzou, koróziou alebo plesňami. Obvykle je nutná nízka relatívna vlhkosť vzduchu.

Ďalším odvetvím, kde je technika chladenia nevyhnutnou, je chemický priemysel. Zo skvapalneného vzduchu získaného chladením sa destiláciou získavajú vzácne plyny. Chladenie je potrebné pri nitračných pochodoch, pri získavaní solí z roztokov, atd.

V lekárstve sa chladenie používa napríklad na uchovávanie transfúznej krvi, rôznych sér a pod. Pri liečbe rakoviny sa uplatňuje tzv. narkóza chladom. Chlad je aj účinnou obranou proti šíreniu infekcie v ranách.

Technika chladenia má svoje uplatnenie aj v strojárstve. Starnutie ušľachtilej ocele aj zušľachtľovanie rezných nástrojov sa dosahuje schladením na $-85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Za tejto teploty totiž mizne zvyškový austenit. Umelým chladením chladiacej kvapaliny pre rezné nástroje na $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sa zvýši pri obrábaní ich výkon až o 100%. Chladením elektród bodových zvaračiek sa predlžuje ich životnosť.

História strojného chladenia

1755: *W. Cullen* - použil vývevu pre vyparovanie vody

1834: *Perkins* - éterové kompresné zariadenia (neosvedčili sa kvôli častým výbuchom éteru)

1849: *Gorrie* - zostrojil v Anglicku prvé vzduchové chladiace zariadenie

1860: *Carré* – vynášiel absorbčné chladiace zariadenie (kontinuálne aj periodické) pracujúce s kvapalnými aj tuhými absorbentami.

1861: *Mort a Nicole* – postavili v Sydney prvú chladiareň na svete

1867: *Carré* – použil ako chladivo čpavok

1870: *Linde* – zdokonalil kompresorové zariadenie tak, že sa z neho stalo skutočne spoľahlivé zariadenie.

1876: *Tellier* – prepravil prvý raz chladený tovar z Ameriky do Európy

Predstavitelia

Osobnosti, ktoré najvýznamnejšie prispeli k vývoju v oblasti strojného chladenia.

Jacob Perkins (1766-1849), Američan



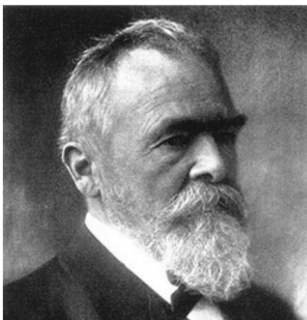
V jeho patente z roku 1834 je chránený princíp použitia ľahko vriacej látky na výrobu chladu, pričom vyparovaná látka je nútená kondenzovať, aby mohla byť opäť odparená.

Ferdinand Carré (1824-1900), Francúz



Jeden z najvýznamnejších chladiarenských technikov. Vynašiel čpavkový chladiaci okruh.

Carl von Linde (1842-1934), Nemec



Spoluzakladateľ modernej techniky chladenia. Postavil prvé zariadenie pracujúce s kyslíkom.

Baltzar von Platen (1898-1984) a Carl Munters (1897-1989), Švédii



Vyvinuli absorbnú metódu - postup, pri ktorom je amoniak rozpustený vo vode privádzaný v uzavretom systéme do bodu varu a potom opäť premenený na tekutinu. Tento cyklus produkuje chlad bez motora či iných mechanických súčastí. Vytvorili tak tiché a bezpečné zariadenie, ktoré mohlo byť poháňané elektrinou, plynom alebo dokonca petrolejom.

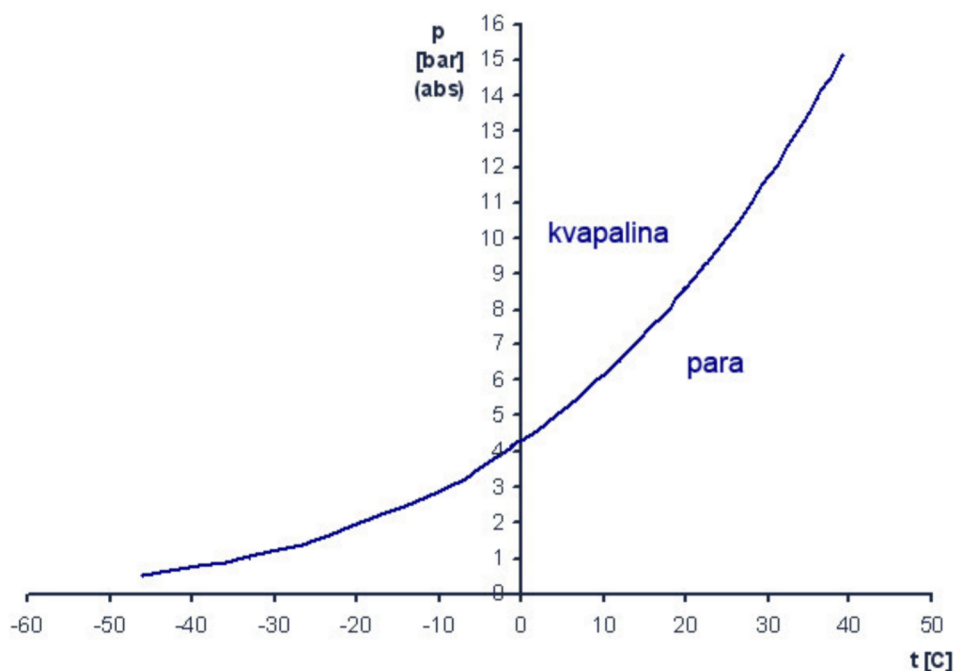
1 ÚLOHA TECHNIKY CHLADENIA

Úlohou techniky chladenia je odnímať telesu toľko tepla, aby jeho teplota klesla až na požadovanú hodnotu. Aby sme toto dosiahli, je potrebné iné teleso - *výrobník chladu*, ktorého teplota je ešte nižšia, takže naň možno odvádzať teplo z telesa, ktoré chceme schladiť.

1.1 Chladiaci okruh

Vyparovací obeh je v technike chladenia najčastejší a najrozšírenejší pochod. Pracuje s pomerne ľahko vriacou pracovnou látkou - *chladivom*. Najbežnejšie používané chladivá sú *čpavok (R717)*, ktorý vrie pri atmosférickom tlaku pri teplote $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tzv. *freóny*. Ako je známe, teplota varu súvisí s tlakom. Napríklad aj pre vodu platí, že čím nižší je tlak nad hladinou, tým nižšia je teplota varu. V podstate všetky homogénne kvapaliny sa v tomto prípade chovajú analogicky ako voda. Ak klesne tlak nad hladinou kvapaliny, klesne aj jej bod varu. Z toho logicky vyplýva, že kvapalinu možno vždy priviesť do varu dostatočne veľkým znížením tlaku nad jej hladinou. Samozrejme platí aj opačný proces, teda ak zvyšujeme tlak nad hladinou kvapaliny, stúpa jej bod varu.

Túto závislosť možno graficky znázorniť v diagrame - závislosť tlaku na teplote varu. Pre čpavok (R717) platí nasledovná závislosť:



Obr.1, Znázornenie závislosti teploty varu chladiva (R717-NH₃) na tlaku

Ak je kvapalnú čpavok vystavený tlaku, ktorý leží práve pod tlakom príslušným podľa krivky kvapaliny, začne vriť. Ak je naopak plynnú čpavok vystavený vyššiemu tlaku, okamžite kondenzuje a prechádza do kvapalného skupenstva. Táto krivka teda delí stav pary od stavu kvapaliny a vymedzuje rovnovážny stav medzi týmito dvoma skupenstvami.

Predstavme si nádobu, ktorá je čiastočne naplnená kvapalným čpavkom a priestor nad jeho hladinou je vyplnený čpavkovými parami. Povedzme, že v nádobe je teplota $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Podľa uvedenej rovnovážnej krivky je teda v nádobe tlak približne 14,2 bar (abs) (1,42 MPa), pretože ak by bol tlak vyšší alebo nižší, rovnováha by bola porušená a sústava by sa snažila dosiahnuť rovnovážny stav. Ak by sme časť pár odpustili, porušila by sa rovnováha a čpavok by začal prudko vriť. Teplo potrebné na tvorbu pary sa však musí niekde odoberať. Preto sa ochladí samotný čpavok a aj nádoba. Ak tlak v nádobe znížime napríklad na 4 bar (abs) (0,4 MPa), celá sústava sa ochladí na $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ak budeme tlak ďalej znižovať na 1 bar (abs) (0,1 MPa), klesne teplota až na $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$. Získali sme teda jednoduchý výrobnik chladu, ktorý sa však ešte nehodí pre praktické použitie.

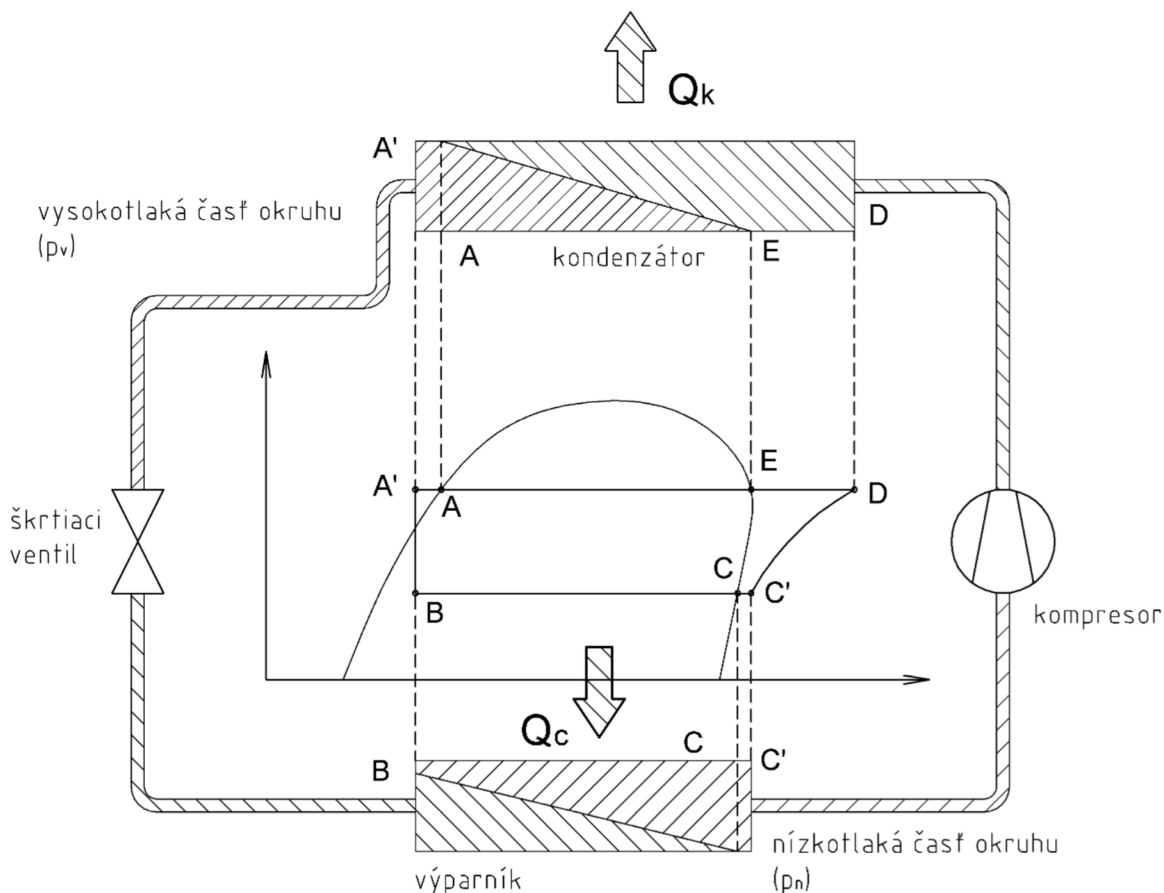
Aby sme popisovaný výrobnik chladu mohli použiť v chladiarenských aplikáciách, nie je možné pary čpavku len tak strácať. Musíme sa ich pokúsiť znovu získať a vrátiť do obehu. Ak by sme pary odsávali kompresorom a stlačili ich, bolo by ich možné opäť previesť do kvapalného skupenstva. Ak stlačené chladivo privedieme do kondenzátora, môžeme podľa vyššie uvedenej krivky dosiahnuť skondenzovanie pár čpavku pri tlaku okolo 9 bar (abs) (0,9 MPa), ak budeme teplotu nádoby udržiavať na hodnote približne $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ napríklad sprchovaním vodou alebo ofukovaním vzduchom.

V kondenzátore sa zhromažďuje skvapalnený čpavok, ktorý môžeme teraz už ako kvapalinu nechať prúdiť naspäť do výrobníku chladu. Do spojovacieho potrubia je ale nutné umiestniť regulačný alebo škrtiaci ventil. Tento ventil nastavíme tak, aby prepúšťal práve toľko kvapalného čpavku, koľko pár je schopný kompresor odsáť. Ak by v okruhu nebol tento škrtiaci prvok, tlakový rozdiel medzi vysokotlakou a nízkotlakou časťou okruhu by sa okamžite vyrovnal a okruh by nefungoval.

Týmto spôsobom dostaneme uzatvorený okruh, kde kompresor odsáva pary z výparníku, komprimuje ich na tlak v kondenzátore, kde sa tieto pary skvapalnia. Po skvapalnení prúdi kvapalina cez expanzný ventil kadiaľ je nastreknutá naspäť do výparníka.

Ak sa nám podarí udržiavať kompresorom tlak vo výparníku na hodnote povedzme 4,3 bar (abs) (0,43 MPa), musí byť v tejto nádobe teplota $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Vo výparníku, ktorý nazývame aj výrobníkom chladu, sa teda vyrába chlad. Tento chlad vzniká preto, že všetko teplo potrebné k vývinu pary je odoberané z vonku, z okolia nádoby. Vo výparníku sa teda teplo prijíma. Toto teplo, ktoré je v priebehu kompresie navýšené o hodnotu kompresnej práce, je chladivu opäť odnímané v kondenzátore tým, že sa odvádza chladiacou vodou a vzduchom do okolia kondenzátora. V kondenzátore sa teplo odovzdáva. Je to možné dosiahnuť tým, že sa teplota kondenzátora udržiava, v našom prípade, na kondenzačnej teplote, $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ a kondenzačnom tlaku 9 bar (abs) (0,9 MPa).

Ako vidíme, využívame nízky tlak na strane výrobníku chladu a vysoký tlak na strane kondenzátora. Možno teda hovoriť o vysokotlakej a nízkotlakej časti chladiaceho okruhu. Tlakový rozdiel medzi týmito dvoma časťami musíme nejakým spôsobom zachovávať. Na tento účel slúži kompresor, ktorý dopravuje chladivo do kondenzátora a vytvára potrebný tlakový rozdiel $p_c - p_0$. Vzniknutý tlakový rozdiel je naspäť regulovaný expanziou cez škrtiaci prvok.



Obr.2, Schéma zapojenia jednostupňového chladiaceho zariadenia

1.2 Výkon kompresora

V nasledujúcom texte si rozoberieme termodynamické procesy prebiehajúce v piestovom kompresore z hľadiska výkonu.

Výkon chladiarenského kompresora \dot{Q}_0 vypočítame ako súčin chladiaceho hmotnostného toku \dot{m}_k a rozdielu entalpií chladiva $h_{C'} - h_B$ vo výparníku.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_k \cdot (h_{C'} - h_B) \quad (1)$$

Rozdiel entalpií $h_{C'} - h_B$ je závislý od špecifickej entalpie vyparovania Δh_d a od teploty t_{cu} kvapalného chladiva pred škrtiacim ventilom. Čím je nižšia teplota t_{cu} pred regulačným ventilom, tým menej odparovaného tepla sa uvoľní pri prechode škrtiacim ventilom a o to je vyššia zvyšná „úžitková špecifická entalpia vyparovania“.

Hmotnostný tok \dot{m}_k sa vypočíta z geometrického objemového prietoku \dot{V}_g , z teoretického stupňa naplnenia λ a zo špecifického objemu plynného chladiva v_1 odsatého kompresorom.

$$\dot{m}_k = \dot{V}_g \cdot \lambda \cdot \frac{1}{v_1} \quad (2)$$

Teoretický stupeň naplnenia zohľadňuje všetky objemové straty kompresora, teda udáva pomer skutočného objemového prúdu \dot{V} a geometrického objemového prúdu \dot{V}_g . Teoretický stupeň naplnenia môžeme teda odvodiť ako:

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_g} \quad (3)$$

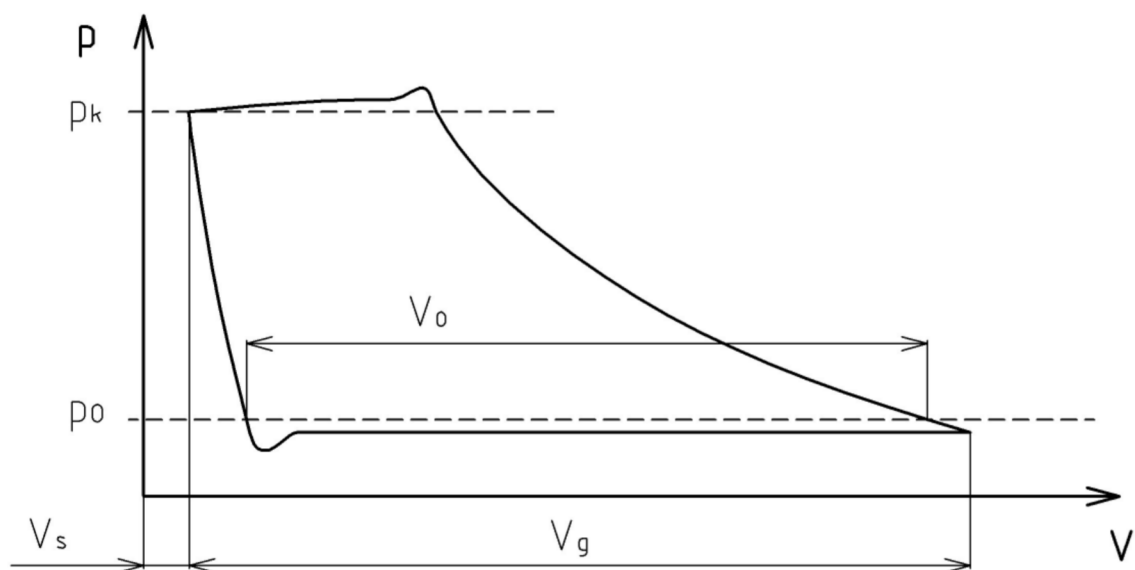
So stúpajúcim tlakovým pomerom narastá aj teoretický stupeň naplnenia. Na stanovenie krivky teoretického stupňa naplnenia je potrebné vykonať merania výkonu pri rôznych prevádzkových podmienkach.

Pre turbokompresory nemá teoretický stupeň naplnenia žiadny význam.

Objemové straty vznikajú v dôsledku:

- Odporu vo ventiloch
- Pri spätnej expanzii plynov, ktoré ostali v škodlivom priestore
- Absorpcie plynného chladiva v oleji
- Trecieho tepla plynov v potrubí
- Tepelnej výmeny a netesností vo vnútri kompresora

Teoretický stupeň naplnenia sa odlišuje od objemovej účinnosti, ktorú môžeme odčítať z indikátorového diagramu (obr.3) a zahŕňa len prvé dve spomenuté straty.

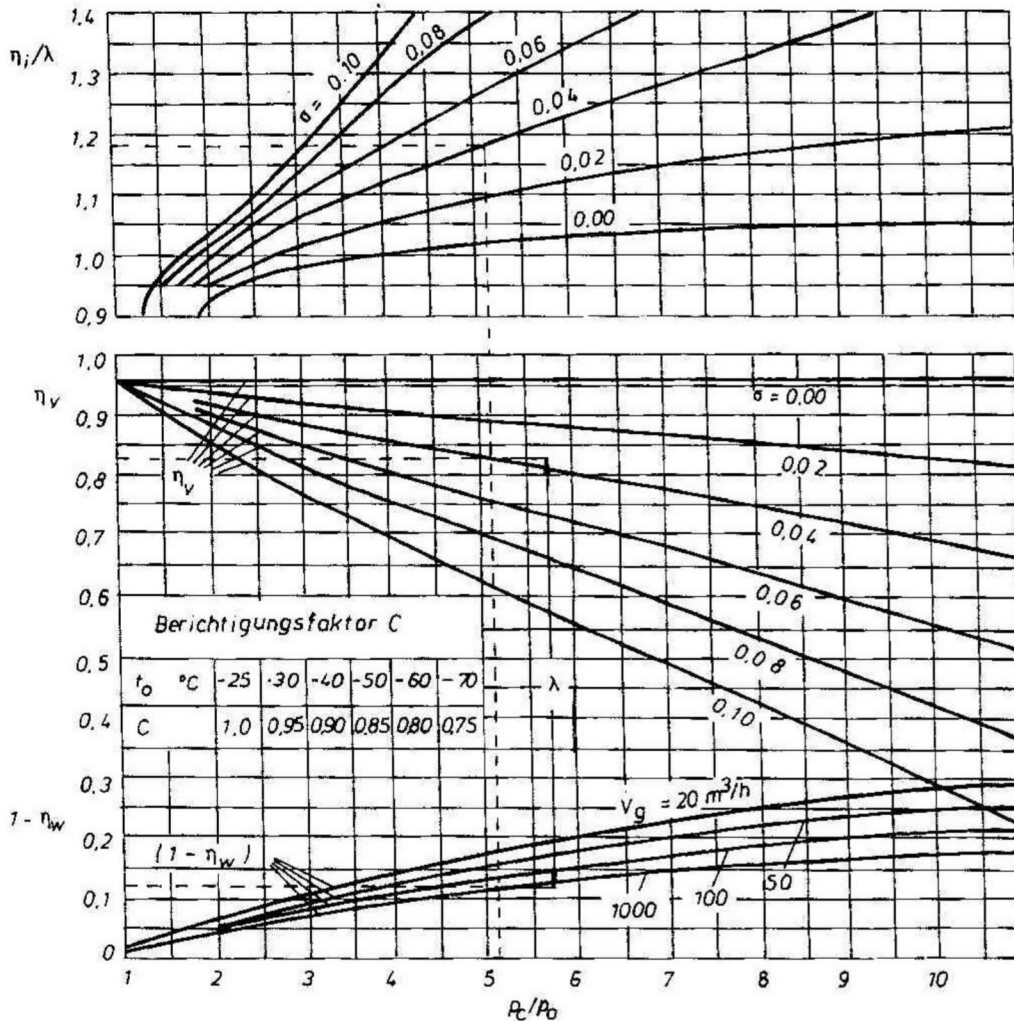


Obr. 3, Indikátorový diagram, zdroj: MAAKE, W., ECKERT, H.-J., Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, C. F. Müller, Karlsruhe. Str.143

Indikátorový diagram znázorňuje priebeh tlaku vo valci v piestovom kompresore, ktorý je znázornený zdvihom piesta. Naň sa viaže aj škodlivý priestor, ktorý sa obvykle udáva v % zdvihy piesta.

Tieto závislosti sú znázornené v pracovných tabuľkách 3-01 DVK (Deutscher Kälte und Klima Technischer Verein: Nemecké združenie z odboru chladenia a klimatizácie) podľa Lingera (obr. 4), pričom:

- \dot{V}_g - geometrický objemový tok kompresora v m^3/h
- p_c/p_0 - tlakový pomer medzi kondenzačným a výparným tlakom
- $(1-\eta_v)$ - strata na stenách
- η_v - objemová účinnosť
- η_i - akostný stupeň vzťahujúci sa na zaznačený výkon
- λ - teoretický stupeň naplnenia
- σ - škodlivý priestor



Obr. 4, Teoretický stupeň naplnenia a zaznačená účinnosť chladiacich strojov (podľa Lingera), Zdroj: Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, Herasgraber, Maake, Eckert, str. 144

Pre presnejšie výpočty je potrebné, aby nám výrobca zariadenia poskytol exaktné údaje.

Pre chladiaci výkon potom platí:

$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_g \cdot \lambda \cdot \frac{h_C - h_B}{v_1} \quad (4)$$

V takejto formulácii sa špecifický entalpický rozdiel vzťahujúci na jednotku objemu označuje ako objemový chladiaci výkon q_{0v} . Takže po dosadení (5) do (4) dostávame vzorec pre výpočet chladiaceho výkonu:

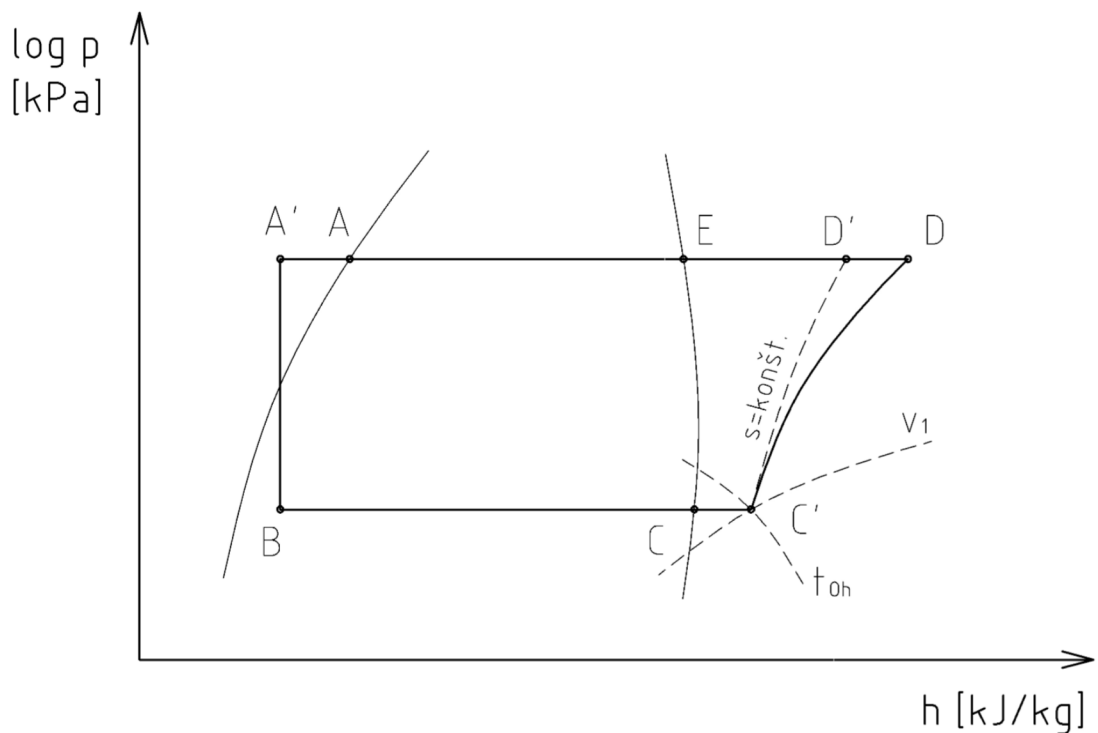
$$\dot{Q}_0 = \dot{V}_g \cdot \lambda \cdot q_{0v} \quad (5)$$

Hodnota objemového chladiaceho výkonu najbežnejších chladív sa nachádza v tabuľkách.

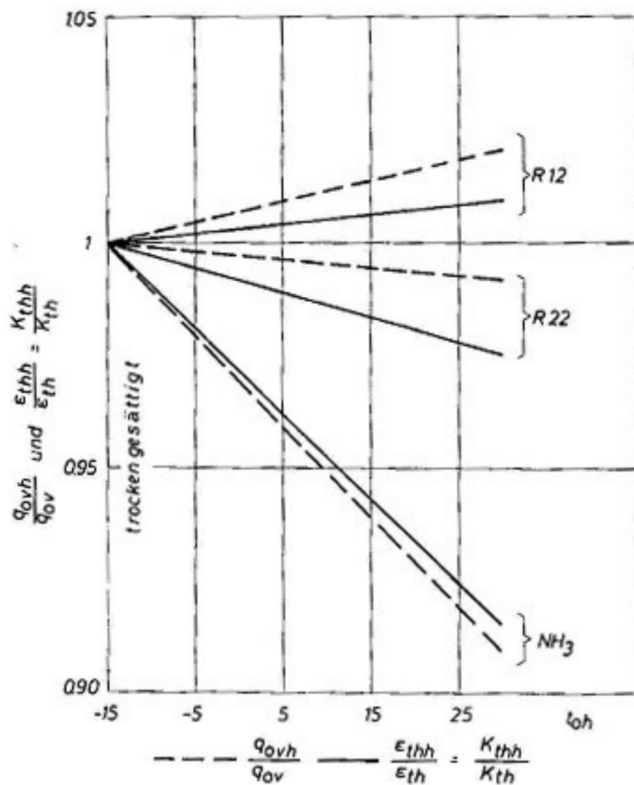
Z chladiaceho výkonu kompresora môžeme späť vypočítať teoretický stupeň naplnenia:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{V}_g \cdot q_{0v}} \quad (6)$$

Doposiaľ uvedené závislosti vychádzajú z toho, že kompresor nasáva suchý nasýtený plyn a izotropicky ho stláča. Moderné rýchlobežné kompresory sú veľmi citlivé na nasatie mokrých pár. Preto je dôležité zabezpečiť, aby bolo nasávané chladivo prehriate. Spoľahlivú prácu regulačných ventilov, ktoré regulujú prehriatie na saní (napr. termostatické expanzné ventily) môžeme zabezpečiť iba pri podchladenom chladive, pretože vytváranie pár v kvapalinovom potrubí zhoršuje regulačnú schopnosť ventilov.



Obr. 5, $h - \log p$ diagram chladiaceho zariadenia s prehriatym nasávaním, podchladením v kvapalnej fáze a polytropickou kompresiou chladiva, Zdroj: Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, Herasgraber, Maake, Eckert, str.146



Obr. 6, Zmena pomeru q_{0vh} / q_{0v} , $\varepsilon_{thh} / \varepsilon_{th} = K_{thh} / K_{th}$ pri teplote prehriatia t_{0h} pre R12, R22 a amoniak pri $t_0 = -15^\circ\text{C}$ a $t_{cu} = 25^\circ\text{C}$, Zdroj: Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, Herasgraber, Maake, Eckert, str.147

V termomechanike v problematike chladenia termickú účinnosť nahradzujeme tzv. chladiacim faktorom. Chladiaci faktor ε_{chl} [-] je definovaný ako pomer získaného chladu vo výpaníku k privedenej práci na kompresore.

$$\varepsilon_{chl} = \frac{q_C}{|a_t|} = \frac{q_C}{|q_H| - q_C} = \frac{i_D - i_A}{i_C - i_B} \quad (7)$$

V zahraničnej literatúre sa tento chladiaci faktor označuje ako COP-coefficient of performance.

V chladiarenskej praxi sa COP počíta inak. Ako veličina COP pre porovnanie účinnosti kompresorových zariadení je označovaný pomer:

$$COP = \frac{Q_0}{P_e} \quad (8)$$

Teda pomer chladiaceho výkonu a príkonu na hriadelí elektromotora.

Väčšina popredných výrobcov kompresorov dáva k dispozícii odbornej verejnosti výpočtové programy, ktoré slúžia na výber optimálneho kompresora pre potreby daného chladiaceho okruhu. Po zadaní vstupných parametrov zabezpečia výber kompresora a poskytujú všetky potrebné výstupy pre všetky bežne používané chladivá. Sú to napr. program ComSel – compressor selection – od firmy Grasso, BITZER software od firmy Birzer, RS+3 od firmy Danfoss a pod.

2 ROZDELENIE KOMPRESOROV

Kompresory môžeme deliť podľa rôznych hľadísk.

2.1 Rozdelenie kompresorov podľa princípu činnosti

2.1.1 Objemové kompresory (približne do 1,5m³/s)

- piestové
 - s vratným pohybom piesta
 - s lineárnym pohonom
 - magnetové
 - elektromagnetické
 - elektrodynamické
- membránové
- rotačné
 - s valivým pohybom
 - swing kompresory
 - krídlové
 - scroll kompresory
 - skrutkové kompresory:
 - jednorotorové
 - dvojrotorové

2.1.2 Rýchlostné kompresory

- turbokompresory (lopatkové)
 - radiálne (odstredivé)
 - axiálne (osové)
 - Turbocor
- ejektory (prúdové)
- špeciálne

2.1.3 Podľa uloženia motora

- upchávkové
- polootvorené
- polohermetické
- hermetické

2.1.4 Regulácia výkonu kompresora

Keďže požiadavky na množstvo vyrobeného chladu podliehajú momentálnym podmienkam, denným a ročným zmenám, je potrebné, aby bolo možné výkon kompresorov nejakým spôsobom regulovať. Regulácia výkonu by mala byť samočinná, bezpečná, podľa možnosti hospodárna a ideálne bezstratová.

Ovládanie výkonu kompresora môže byť zabezpečené dvoma spôsobmi:

1. na strane chladiva
Používa sa v prípade, že sa pracuje so zmenami prietoku chladiva (napríklad reguláciou tlaku chladiva).
2. na strane kompresora:
 - prerušovaná
 - stupňovitá
 - plynulá regulácia

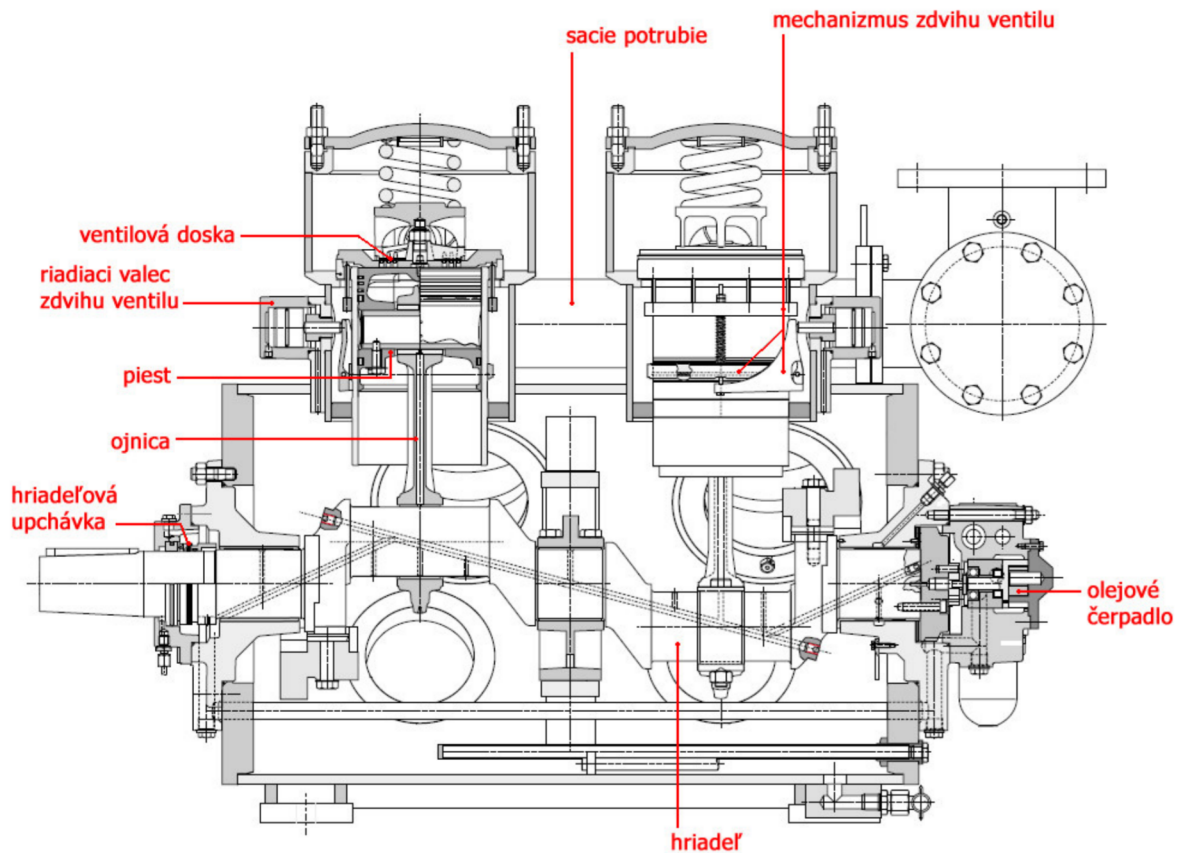
Ovládanie na strane kompresora je možné zmenou výkonu kompresora (napríklad zmenou otáčok pohonu).

Spôsoby regulácie výkonu kompresora:

1. ON/OFF:
 - kompresor
 - tandem
 - paralelné okruhy
2. Mechanická regulácia:
 - piestové kompresory:
 - o ventilmi
 - o interným bypasom
 - o škrtením sania
 - o vyradovaním valcov
 - o slepým priestorom
 - skrutkové kompresory:
 - o interným bypasom
 - o piestom
 - o posúvačom
 - skrol (špirálové) kompresory:
 - o interným bypasom
 - o zdvihom špirály
 - o odpúšťaním pár
3. Regulácia otáčok:
 - prepínaním pólov
 - prevodovkou
 - znižovaním napätia
 - zmenou frekvencie

2.2 Piestový kompresor

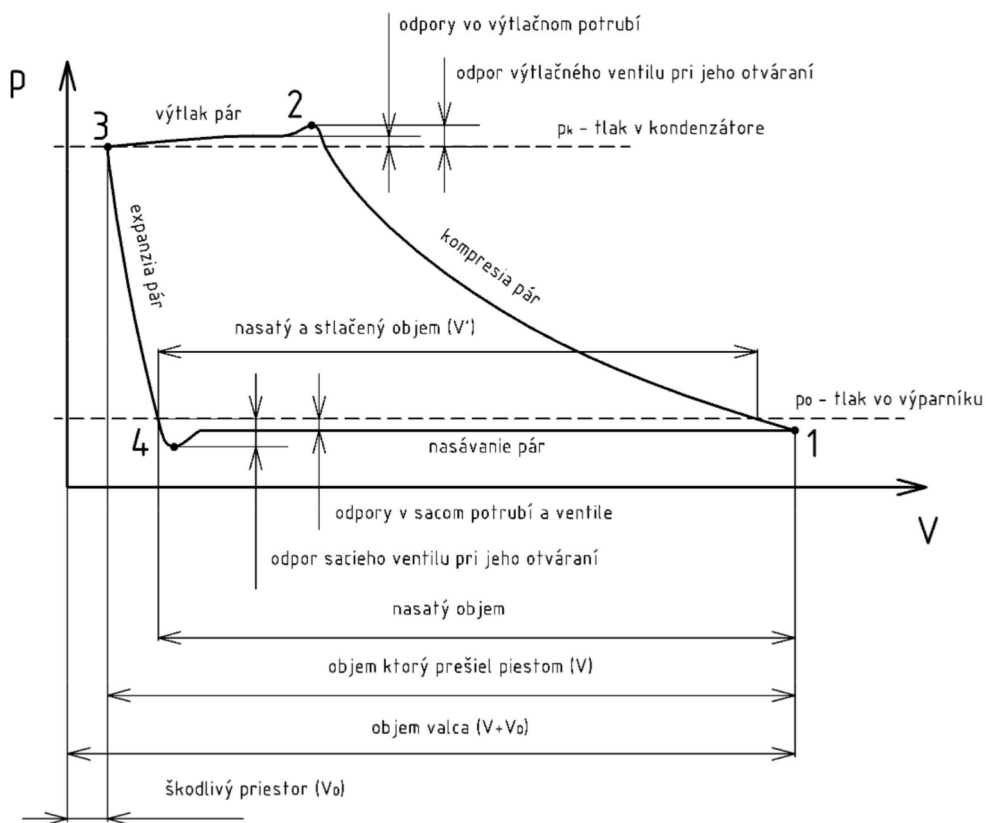
2.2.1 Konštrukcia



Obr.7, Konštrukcia piestového kompresora- rez, Zdroj: technická dokumentácia ku kompresorom firmy Grasso.

2.2.2 Cyklus piestového kompresora

Piestový kompresor na rozdiel od napr. skrutkového nenasáva chladivo kontinuálne. Pri pohybe piesta vo valci smerom dole sa otvorí sací ventil a kompresor nasáva chladivo až do okamihu, keď piest dosiahne spodnú úvrať. Okamžite potom sa sací ventil zatvorí. Nasleduje kompresia - pohyb piestu nahor - až kým nie je tlak vo valci vyšší ako kondenzačný tlak nad výtláčnym ventilom. Výtláčny ventil sa otvorí a stlačené pary chladiva sa vytlačia smerom ku kondenzátoru. Sací ventil zostáva počas kompresie a výtlaku uzatvorený, pretože tlak vo valci je výrazne vyšší ako tlak v sacom potrubí. V škodlivom priestore medzi piestom a ventilovou doskou však aj po výtlaku zostáva zvyšok stlačených pár chladiva. Tieto pary expandujú na začiatku pohybu piesta smerom dole naspäť do valca a tým zhoršujú dopravnú účinnosť kompresora. Keď tlak vo valci klesne pod úroveň sacieho tlaku, otvorí sa sací ventil a pracovný cyklus sa opakuje.



Obr.8, p-V diagram

2.2.3 Tlakové a teplotné javy v kompresore

Kompresor je jedným zo základných prvkov moderných kompresorových chladiacich okruhov. Kompresor nasáva pary chladiva určitého stavu vyjadreného hodnotami sacieho tlaku, teploty a merného hmotnostného objemu (p_o , t_o , v_1) a stláča ho na iný – kondenzačný stav (p_k , t_k , v_2). Pomer p_k/p_o sa nazýva kompresný pomer.

Tlakové zmeny v kompresore je možné sledovať v p-V diagrame. Na obr. 8 je nakreslený p-V diagram piestového kompresora. Kompresor nasáva pary z výparníka pri tlaku p_o a stláča ho na kondenzačný tlak p_k . Stláčanie prebieha po krivke z bodu 1 do bodu 2. Tento dej je v reálnom kompresore polytropický. Celkový objem valca je $V + V_\xi$, kde V je objem prislúchajúci pohybu piesta a V_ξ je škodlivý priestor, ktorý zostáva medzi piestom a vekom v hornej úvrati piesta. Škodlivý priestor zaberá asi 2 až 10% z celkového objemu valca (vo veľkých kompresoroch je percentuálne menší v malých percentuálne väčší). Vychádzame z polohy 1, piest je v krajnej polohe, valec je naplnený nasatými parami (obr. 9-a). Pracovný objem valca je najväčší, tlak pár najmenší. Piest sa pohybuje smerom k hornej úvrati, objem valca pred piestom sa znižuje, tlak nepatrne stúpa a tým sa uzavrie sací ventil (poloha 1' – obr. 9-b). Ďalším pohybom piesta medzi polohou 1 a polohou 2 (obr. 9) sa objem vo valci znižuje a tlak stúpa – prebieha polytropická kompresia.

Tlak vo valci dosiahne tlak v kondenzátore – poloha 2' (obr. 9-c). Miernym zvýšením tlaku vo valci nad kondenzačný tlak sa otvorí výtláčny ventil a stlačené pary prúdia do kondenzátora (obr. 9). Pracovný priestor valca sa

ďalej znižuje a pary opúšťajú valec výtlačným ventilom a až do polohy 3 piest vytláča pary do kondenzátora (obr. 9). Tlak pár postupne mierne klesá až na kondenzačný tlak.

V polohe 3 dosahuje piest hornú úvrať a piest sa začína vracat'. V tomto okamžiku sa výtlačný ventil pôsobením kondenzačného tlaku uzavrie a škodlivý priestor je vyplnený parami o vysokom tlaku.

Pri pohybe piesta späť sa pary rozvíjajú a ich tlak klesá (obr. 9-e). Zväčšovanie objemu za súčasného znižovania tlaku trvá tak dlho, až sa tlak pár vo valci zníži pod hodnotu tlaku v sacom potrubí – bod 4', kedy sa rozdielom tlakov nadvihne ventil (obr. 9-f). Z polohy 3 do polohy 4 sa rozvíjajú pary zo škodlivého priestoru.

Pri spätnom pohybe piestu plnia pracovný priestor valca pary z výparníka (obr. 9-a). Z polohy 4 do polohy 1 sa zväčšuje pracovný objem valca, tlak sa nemení a valec sa plní parami nasávanými z výparníka.

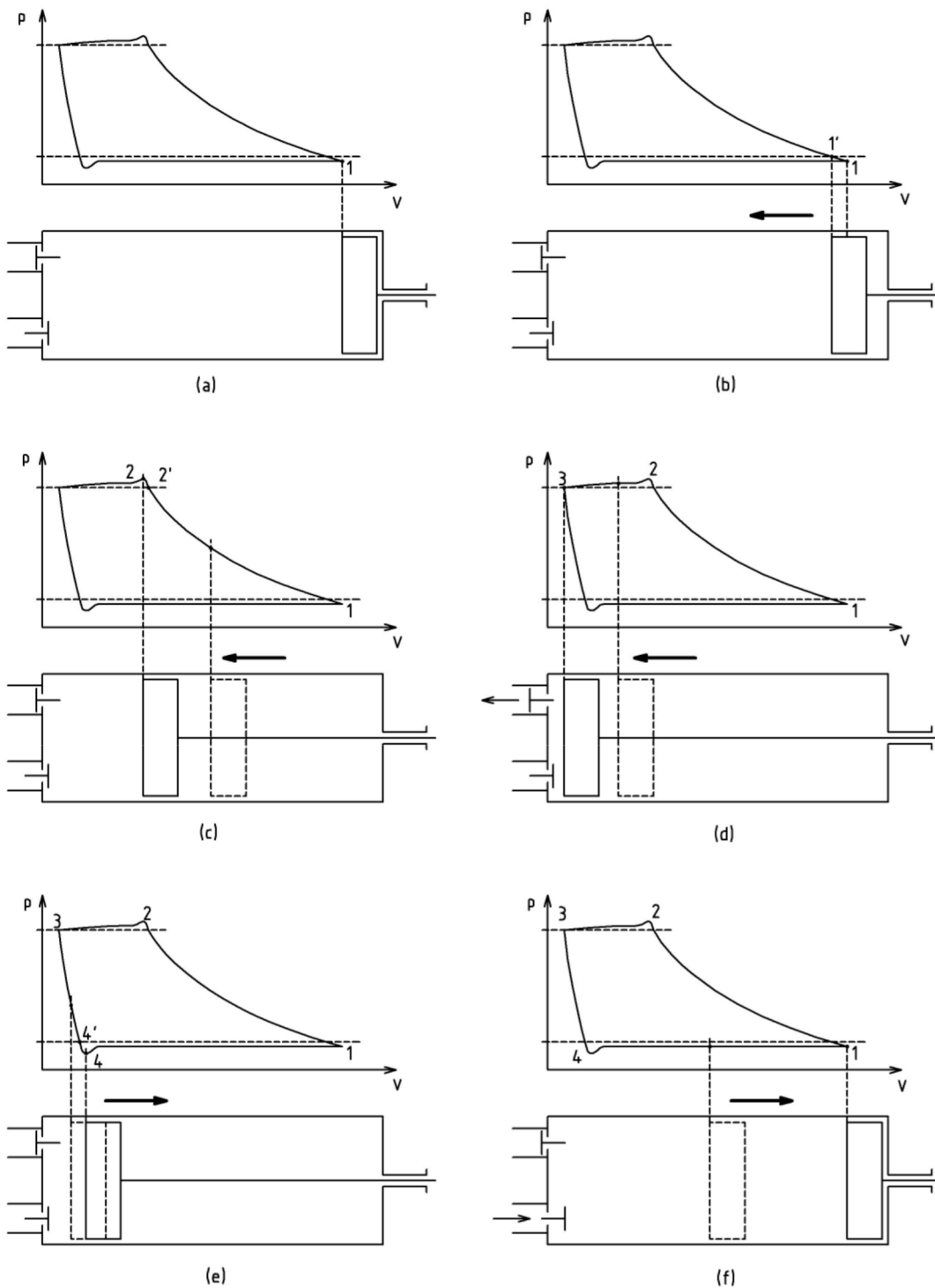
V polohách 2 a 4 sú v diagrame zakreslené vlnovky, ktoré značia mierne zvýšenie, resp. zníženie tlaku, potrebné na prekonanie odporu výtlačného, resp. sacieho ventilu.

V kompresore bez škodlivého priestoru by sa sací ventil otvoril okamžite po uzatvorení výtlačného ventilu a kompresor by nasával pary po celú dobu zdvihu. Piest nasáva len počas časti zdvihu a nasaje menší objem než prislúcha objemu valca. Sací ventil sa tak isto neuzavrie presne v okamžiku, keď sa piest začne pohybovať dopredu, t.j. v polohe 1, ale o niečo neskôr, v polohe 1'. Preto je množstvo nasatých a stlačených pár menšie, ako by odpovedalo objemu valca. Tento vzťah je na obr. 8 znázornený objemom V' a objemom V . Objem V' značí objem skutočne nasatých a vytlačených pár a V značí objem odpovedajúci teoreticky možnému pohybu piestu. Pomer týchto objemov sa nazýva objemovou účinnosťou η_0 :

$$\text{Objemová účinnosť: } \eta_0 = \frac{V'}{V} \quad (9)$$

Tento pomer je vždy menší ak 1, t.j. vyjadrené v percentách vždy menší ako 100%. Objemová účinnosť teda udáva, na koľko percent je využitý zdvih piesta. Keď sa zmenia tlakové pomery, zmení sa aj objemová účinnosť.

V prípade, že tlak v kondenzátore zvýši, napr. vplyvom vysokej teploty chladiacej vody, resp. vzduchu, zanesením stien kondenzátora, prítomnosťou vzduchu v kondenzátore, poruchou atď., musí piest vykonať dlhšiu dráhu, aby tlak vo valci stúpol tak, aby sa otvoril výtlačný ventil. Pri vratnom pohybe piesta zostanú v škodlivom priestore pary o vyššom tlaku ako za normálnych pomerov.



Obr.9, p-V diagram a pohyb piestu vo valci:

- a) začiatok pohybu piestu
- b) uzatvorenie sacieho ventilu
- c) kompresia
- d) výtlak do kondenzátoru
- e) expanzia
- f) sanie

Zdroj: URBAN, M., Cladící zařízení v potravinářském průmyslu, SNTL, Praha, 1964, str.67

2.2.4 Regulácia výkonu v piestovom kompresore

- **Výkonová regulácia odľahčovaním a vyradovaním valcov**
Tento spôsob regulácia výkonu sa používa pri viacvalcových kompresoroch. Valce môžu byť vyradované jednotlivo alebo v pároch
- **prepúšťanie pár z výtláčnej na saciu stranu** – V hlave valca je priestor, do ktorého sa pri výtlaku regulačným ventilom prepustia stlačené plyny a pri čiastočnom zaťažení sa prepustia na saciu stranu. Tento spôsob regulácie závisí od tlakového pomeru. Čím je tlakový pomer menší, tým menší je rozsah regulácie. Jedná sa o pomerne hospodárny spôsob, keďže pary v odľahčenom valci nie sú stláčané, ale sú vedené späť na saciu stranu.
- **regulácia uzatvorením prívodu sacích pár** – je riešená elektromagnetickým servoventilom, ktorý prepája hlavu valca so saním. Keď je tento otvor uzatvorený, piest beží naprázdno, bez stláčania pár. Vo valcoch vznikajú len straty trením a nasávaním. Teplota na výtlaku kompresora môže stúpať, a preto môže vzniknúť potreba chladiť hlavy valcov. Pri čiastočnom zaťažení je tiež nutné dbať na rýchlosť pár pre zabezpečenie návratu oleja do kompresora.
- **regulácia zväčšovaním škodlivého priestoru** – Pomocou pohyblivého piesta sa zväčšuje objem škodlivého priestoru. Takto sa síce znižuje objemová účinnosť, ale práca potrebná pre kompresiu do väčšieho škodlivého priestoru sa pri expanzii získa čiastočne späť.
- **regulácia zdvihom sacích ventilov** – Tento spôsob regulácie je určený pre veľké kompresory s okrúhlymi diskovými ventilmi. Hydraulicky sa otvorí sací ventil a tak vytlačané pary cirkulujú späť do valca. Tento spôsob sa používa aj pri rozbehovom odľahčení. Z hľadiska energetickej účinnosti sa jedná o pomerne efektívnu metódu. [5]

2.2.5 Oblasť použitia piestových kompresorov:

Piestové kompresory sú vhodné pre malé aj vyššie výkony. V oblasti použitia pre LT (nízke teploty) strácajú podiel na trhu. Zostávajú však významné v XLT (veľmi nízke teploty) aplikáciách. Piestové kompresory sú vhodné pre paralelnú prevádzku.

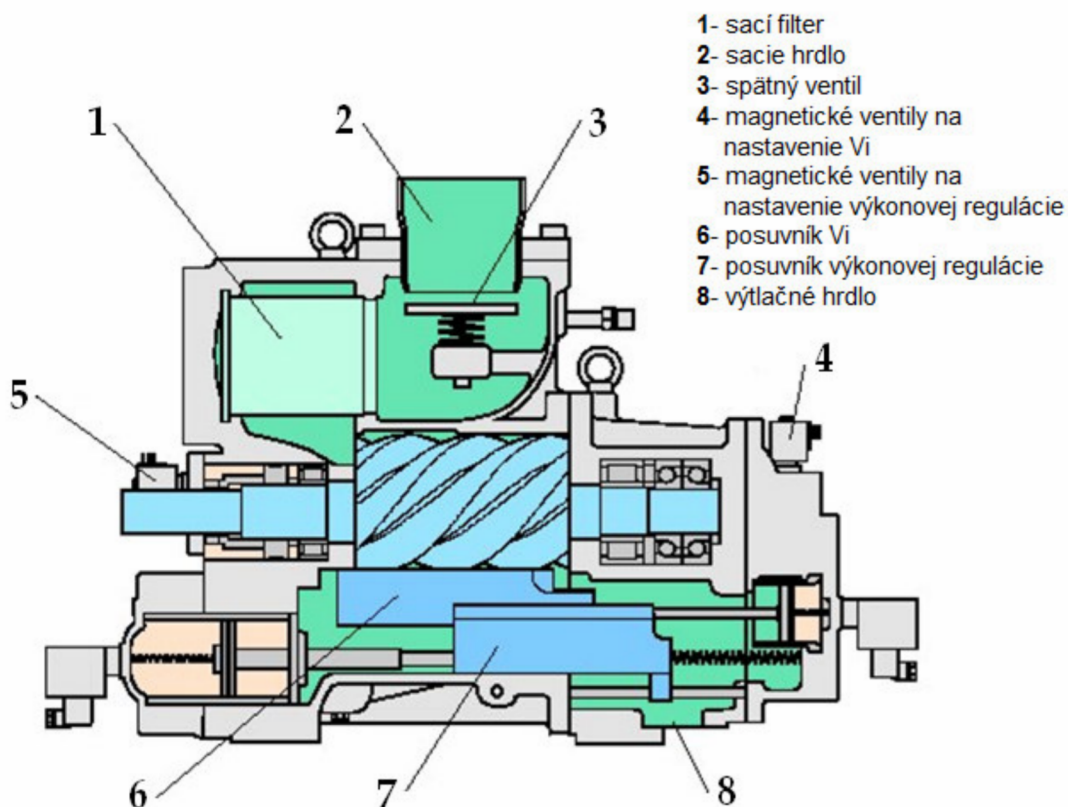
2.3 Skrutkový kompresor

Skrutkový kompresor je objemový stroj konštruovaný pre nízkotlaké aplikácie so sacími tlakmi pohybujúcimi sa od vákua do 7 bar a s výtláčnymi tlakmi do 25 bar. Rozsahy tlakov závisia na určení stroja, na výrobcovi, prevádzkových otáčkach a veľkosti. Konštrukcia skrutkového kompresora je veľmi jednoduchá (obr. 10). Jediné významné pohyblivé časti v skrutkovom kompresore sú rotory, čím je značne znížená pravdepodobnosť poruchy. Keďže skrutkový kompresor nepotrebuje na svoju funkciu žiadne sacie ani výtláčne ventily, ktoré by vyžadovali pravidelnú údržbu, prevádzkové náklady v porovnaní s piestovými kompresormi sú nižšie. Skrutkové kompresory sú oveľa menšie než piestové stroje ekvivalentného výkonu. Takisto vibrácie sú menšie, keďže dve hlavné pohyblivé časti (rotory) vykonávajú len rotačný pohyb. S nižšími vibráciami, skrutkový kompresor nevyžaduje také mohutné

lôžko ako porovnateľný piestový kompresor, čo vedie k nižším inštalačným cenám. Ďalšou z výhod skrutkového kompresora je možnosť plynulej regulácie jeho výkonu v rozmedzí 10÷100 %. Táto vlastnosť z neho robí atraktívnu alternatívu pre aplikácie, kde prietoky a operačné podmienky nie sú konštantné. [7]

Skrutkové kompresory sú všeobecne považované za spoľahlivejšie, prevádzkové náklady sú nižšie a takisto aj množstvo odstávok je nižšie v porovnaní s piestovými kompresormi.

2.3.1 Konštrukcia



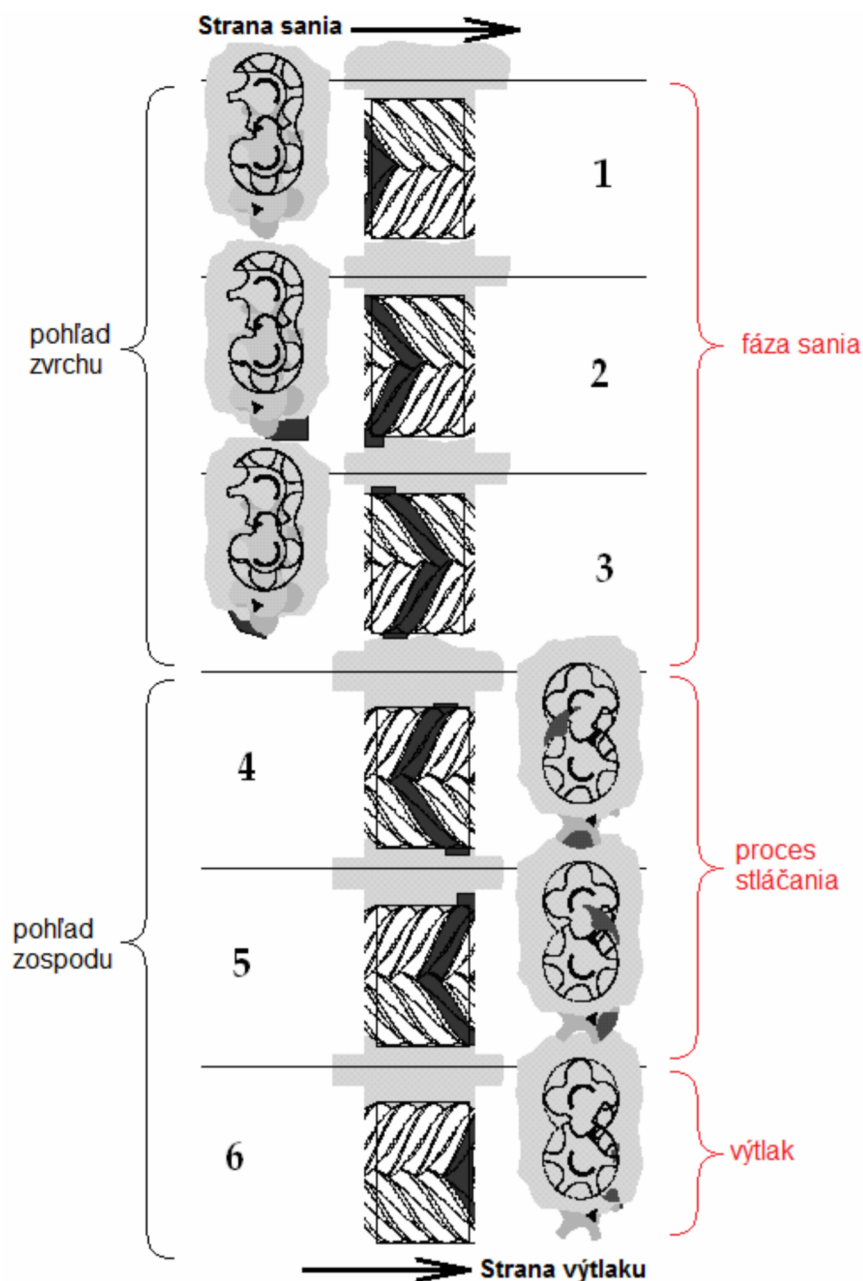
Obr. 10, Konštrukcia skrutkového kompresora, Zdroj: technická dokumentácia ku kompresorom firmy Grasso.

2.3.2 Cyklus skrutkového kompresora

Pri otáčaní rotorov sa záber zubov posúva od strany sania smerom k strane výtlaoku. Medzi každými dvoma zubami hlavného a vedľajšieho rotora sa pri tom vytvára medzizubový priestor tvaru "V", ktorý je na začiatku záberu najväčší (fáza sania). Pri ďalšom otáčaní sa opätovným záberom ďalšej dvojice zubov tento medzizubový priestor uzatvára a postupne sa znižuje (proces stláčania).

Kompresia prebieha na spodnej strane rotorov v smere k výtlačnej strane. Proces stláčania končí, keď medzizubový priestor dosiahne riadiacu hranu, ktorá je súčasťou posuvníka V_i alebo posuvníka výkonovej regulácie. Riadiace hrany patria k výtlačnému kanálu, ktorý má axiálnu a radiálnu časť.

Poloha riadiacich hrán určuje aj veľkosť stlačeného objemu a tým aj mieru stlačenia. Stlačený objem je potom ďalším otáčaním rotorov vytlačaný z teraz už nulového medzizubového priestoru do výtlačnej komory kompresoru. Tento pracovný takt sa opakuje v každom ďalšom medzizubovom priestore, čím sa dosahuje prakticky nepretržitý dopravný výkon.



Obr.11, Cyklus skrutkového kompresora, Zdroj: technická dokumentácia ku kompresorom firmy Grasso

2.3.3 Regulácia výkonu v skrutkovom kompresore

Kompresia v skrutkovom kompresore môže byť regulovaná nasledujúcimi spôsobmi [5]:

- **interný bypas** – používa sa na odľahčenie kompresora pri rozbehu zariadenia a tiež pri čiastočnom zaťažení. Vytlačané pary sú vedené cez riadiaci ventil späť do sania. V podstate ide o marenie energie.

Medzi nevýhody tohto spôsobu patrí najmä zvýšené tepelné namáhanie konštrukcie.

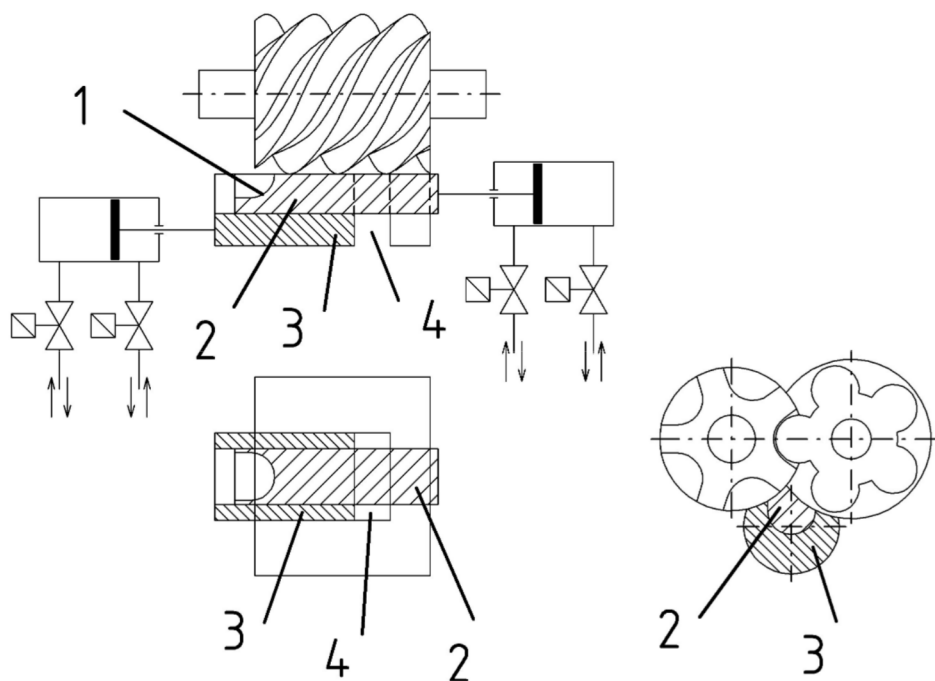
- **radiace piesty** – regulujú aktívnu dĺžku skrutiek, čím regulujú množstvo nasávaných pár. Účinnosť je vyššia.
- **radiace posúvače** – používajú sa pre väčšie kompresory a majú tiež možnosť pripojenia na ekonomizér. Aktívna dĺžka skrutiek je regulovaná posúvačom, ktorý môže byť ovládaný stupňovito (25-50-75-100 %) alebo plynule (25-100 %) tlakom oleja na piest posúvača. (obr. 12)

Výkonová regulácia skrutkového kompresoru radiacimi posúvačmi

Regulácia výkonu skrutkového kompresoru je založená na zväčšovaní a znižovaní objemu. Teda na princípe efektívneho skracovania zdvihu. Toto sa dosahuje posuvníkom výkonovej regulácie, ktorý tvorí určitú časť steny skrine. Pri jeho posúvaní vzniká obtokový kanál spojený so sacou komorou kompresora. Výkon kompresora je možno takýmto spôsobom meniť z plných 100% takmer až na 10%. Regulačný posuvník umožňuje v polohe minima odľahčený rozbeh, pričom stačí vykonať len nepatrnú časť kompresnej práce.

Vnútorň objemový pomer (V_i) je špecifický ukazovateľ každého skrutkového kompresora a je to vlastne pomer medzizubového objemu na začiatku stláčania k objemu na konci stláčania. Posuvník výkonovej regulácie a posuvník V_i tvoria časť spodnej plochy steny pracovného priestoru. Objemový pomer V_i sa podľa konkrétnych prevádzkových podmienok (sací tlak, konečný tlak) nastavuje tak, aby tlak v medzizubovom priestore pri dosiahnutí výstupného otvoru mal približne rovnakú hodnotu ako vonkajší konečný tlak. Tým dochádza pri kompresii len k minimálnym stratám.

Posuvník výkonovej regulácie a posuvník V_i sú ovládané nezávisle na sebe samostatnými hydraulickými radiacimi okruhmi. Posuvník V_i prechádza cez celú dĺžku pracovného priestoru a je vedený v posuvníku výkonovej regulácie.



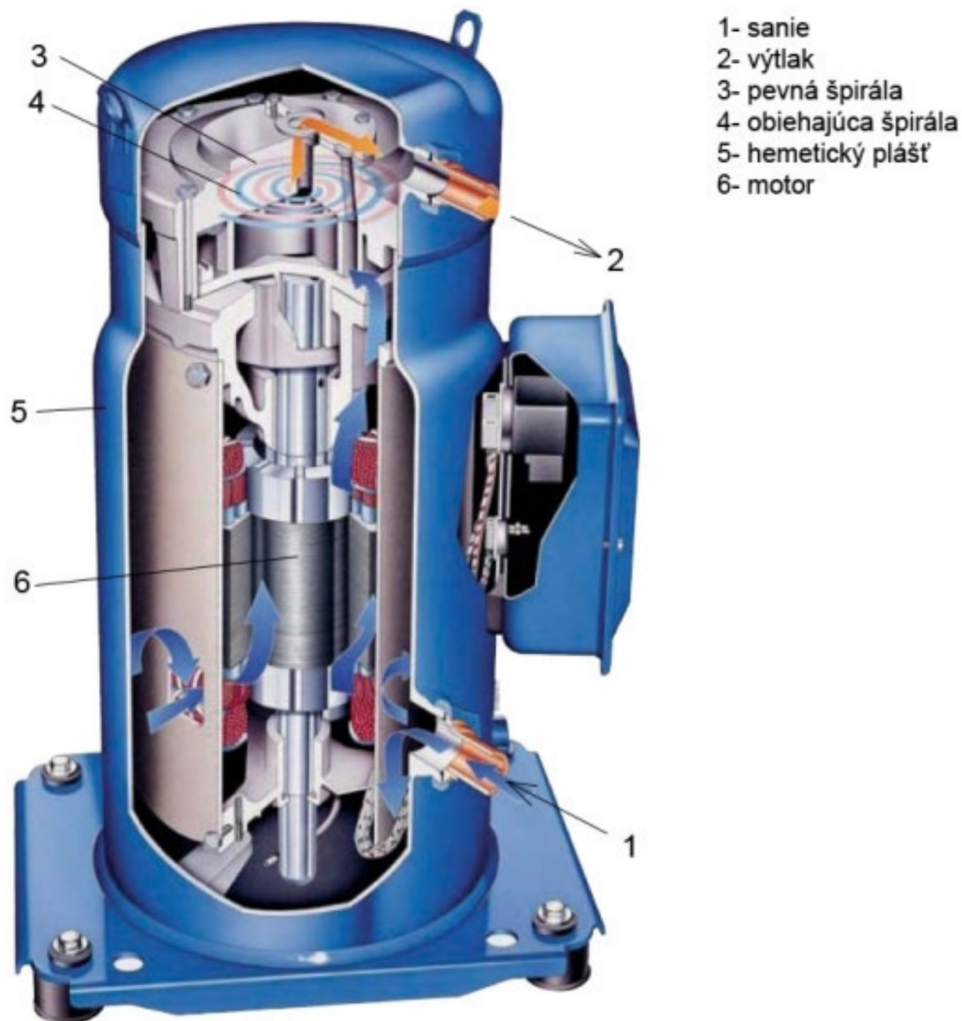
Obr. 12, Výkonová regulácia skrutkového kompresoru
 1- riadiaca hrana, 2- posuvník Vi, 3- regulačný posuvník, 4- obtokový otvor

2.3.4 Oblasti použitia skrutkových kompresorov:

Skrutkové kompresory sú vhodné pre stredné až veľké výkony. Je ich možné použiť pre stredné (MT) až nízke (LT) teploty. Nie sú vhodné pre veľmi nízke teploty (XLT). Sú zvlášť vhodné pre paralelnú prevádzku. V budúcnosti je možné, že budú získavať väčší podiel na trhu nahradzovaním veľkých piestových kompresorov.

2.4 Špirálový (skrol) kompresor

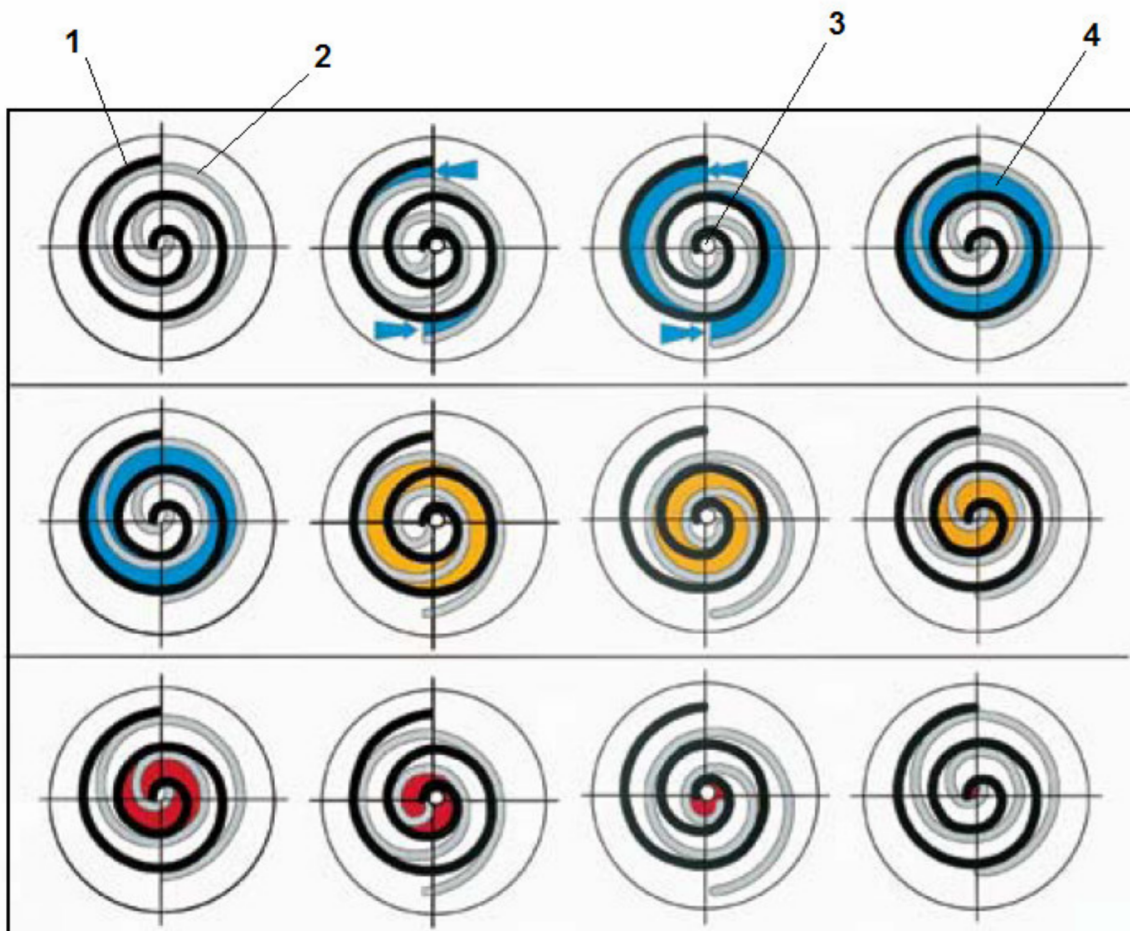
2.4.1 Konštrukcia



Obr. 13, rez hermetickým skrol kompresorom z produkcie spoločnosti Danfoss,
Zdroj: katalóg produktov firmy Danfoss

2.4.2 Cyklus skrol (špirálového) kompresora

Stred obiehajúcej špirály obieha okolo stredu pevnej špirály. Tento pohyb vytvára symetrické kompresné komory medzi týmito dvoma špirálovými elementmi. Nasávaný plyn nízkeho tlaku je uväznený v uzatvárajúcej sa komore. Krúživý pohyb špirálových častí uzatvára kompresnú komoru, čím sa znižuje jej objem a ako sa komora presúva bližšie k stredu špirály, vzrastá tlak plynu. Maximálne stlačenie je dosiahnuté v strede, kde sa nachádza aj výtláčny otvor. Tento stav nastane po troch úplných okruhoch. Kompresia je nepretržitý proces, nasávanie, kompresia aj výtlak prebiehajú súčasne.



- 1- pevná špirála
- 2- obiehajúca špirála
- 3- výtlačný otvor
- 4- kompresná komora

Obr. 14, Cyklus skrol kompresora, Zdroj: katalóg produktov firmy Danfoss

2.4.3 Výkonová regulácia skrol kompresora

Regulácia znížením alebo prerušením kompresie [5]

- **zdvihom špirály** – Zdvihom špirály sa preruší kompresia, takže kompresor pracuje s menším zaťažením. Mení sa tak dopravované množstvo chladiva kompresorom. Tým, že sa v priebehu stláčania pár chladiva odpustí časť pár naspäť do sacieho priestoru, nie je dopravované celé množstvo chladiva, ktoré bolo nasaté. Akonáhle vznikne požiadavka na chladenie, vrchná pevná špirála sa spustí naspäť a kompresor pracuje okamžite s plným výkonom. Prerušenie sania (odľahčenie pevnej špirály) je vykonávané v určitých cykloch vo vopred stanovenom regulačnom intervale. Keďže u tohto typu kompresorov môžu nastať len dva stavy – plný výkon alebo žiadny výkon (1/0), môžeme skrol kompresory nazývať aj „digitálne“.
- **prepúšťaním pár naspäť do sania** – využíva sa cesta prisávania pár (ekonomizér). Časť chladiva sa prepustí späť do sania a nie je dopravovaná do vysokotlakej časti okruhu. Takýto skrol kompresor pracuje ako kompresor so stupňovitou reguláciou. Regulácia výkonu je

podobná ako v piestových kompresoroch s vypínaním valcov. Kompresor môže obvykle bežať na znížený výkon trvale.

2.4.4 Oblasti použitia skrol kompresorov:

Skrol kompresory sú vhodné pre menšie a stredné výkony. Sú významné v oblasti použitia pre LT aj napriek tomu, že podchladenie je zložité a vyžaduje veľa doplnkov. Menej vhodné sú pre oblasť XLT. Tieto kompresory je možné použiť aj v paralelnej prevádzke.

2.5 Rozdelenie kompresorov z hľadiska konštrukcie

Z konštrukčného hľadiska sa kompresory delia na:

- otvorené (upchávkové)
- polootvorené
- polohermetické
- hermetické

2.5.1 Otvorené (upchávkové) kompresory

V prípade otvoreného kompresora tvoria motor a samotný kompresor samostatné časti, ktoré sú spojené pomocou hriadeľa alebo klinového remeňa. Chladivo teda pri vstupe do kompresora neprechádza cez motor a tak nedochádza k dodatočnému ohriatiu chladiva. Oprava takýchto kompresorov a motora je jednoduchšia. Na pohon otvorených kompresorov je možné použiť okrem všeobecne rozšírených elektrických motorov aj napr. spaľovací motor. Z tohto dôvodu sú tieto kompresory vhodné na použitie v transportnom chladení. Na utesnenie hnacieho hriadeľa sa používa tzv. hriadeľová upchávka, preto sa otvorené kompresory nazývajú aj upchávkové. V otvorených kompresoroch je možné používať všetky druhy chladív vrátane čpavku. Keďže motor tvorí samostatnú časť, je možné dosiahnuť požadovaný výkon a otáčky pomocou prevodovky alebo klinového remeňa. Nevýhodou je zložitejšia konštrukcia a komplikovanejšia montáž, pretože motor treba ku kompresoru presne ustaviť, aby sa vylúčili priečne sily a momenty na hriadeli. Náklady na údržbu v porovnaní s hermetickým a polohermetickým kompresorom sú vyššie pretože dochádza k úniku chladiva a oleja cez hriadeľovú upchávku. Nevýhodou je aj vyššia hlučnosť. Z vyššie uvedených dôvodov sa kompresory tejto konštrukcie používajú v oblasti vyšších výkonov. Keďže v upchávkových kompresoroch nedochádza k styku chladiva s vinutím motora, používajú sa v čpavkových aplikáciách výlučne upchávkové kompresory.

2.5.2 Polootvorené kompresory

Zvláštnym a pomerne zriedkavým typom kompresora je takzvaný polootvorený kompresor. V tomto prípade sa rotor motora nachádza priamo v hermeticky uzatvorenom priestore spolu so samotným kompresorom a je oddelený od statora, ktorý sa nachádza mimo hermetického priestoru. Plášť oddelujúci rotor od statora má hrúbku 0,2 mm. Technická časť kompresora je teda oddelená od elektrickej. Výhodou tohto usporiadania je, že v prípade ak z nejakých dôvodov dôjde k spáleniu statora motora, tento môže byť vymenený bez poškodenia alebo otvorenia hermetického chladiaceho okruhu. Ďalšou výhodou je absencia hriadeľovej upchávky, takže nehrozí únik chladiva.

Výhodou oproti hermetickým kompresorom je aj jednoduchšia údržba a výmena statora. Naopak nevýhodou v porovnaní s hermetickým kompresorom je nižší chladiaci faktor. Tieto kompresory sú hlučnejšie a majú aj väčšie vonkajšie rozmery. Ich cena je vyššia.

2.5.3 Hermetické kompresory

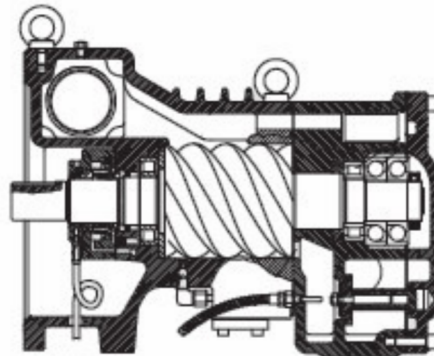
V hermetickom kompresore je motor spolu s kompresorom hermeticky uzatvorený v jednom priestore a nie je možný prístup dovnútra. Nie je preto potrebný klinový remeň, spojka ani upchávky. Keďže však motor pracuje priamo v prostredí chladiva, nie je bežne možné v takomto kompresore použiť čpavok. Čpavok je totiž veľmi agresívna látka a rýchlo by zničil medené vinutie motora. Bežne sa v takýchto kompresoroch používa freón alebo jeho ekologicky prijateľnejšie ekvivalenty. Čpavok by bolo možné použiť, ak by sme použili iný materiál vinutia v motore, napríklad hliník. Hlavnou výhodou hermetických kompresorov je ich kompaktné usporiadanie a z toho plynúce malé vonkajšie rozmery. Tieto kompresory sa vyznačujú nízkou hlučnosťou a nízkymi vibráciami. Výhodou je aj vysoká životnosť a spoľahlivosť. Táto vlastnosť je veľmi podstatná pretože na hermetickom kompresore je možné robiť len drobné opravy súvisiace s vonkajšími ovládacími prvkami. Prístup do vnútra kompresora nie je možný bez poškodenia plášťa. Hermetické kompresory sa používajú v oblasti malých a stredných výkonov.

2.5.4 Polohermetické kompresory

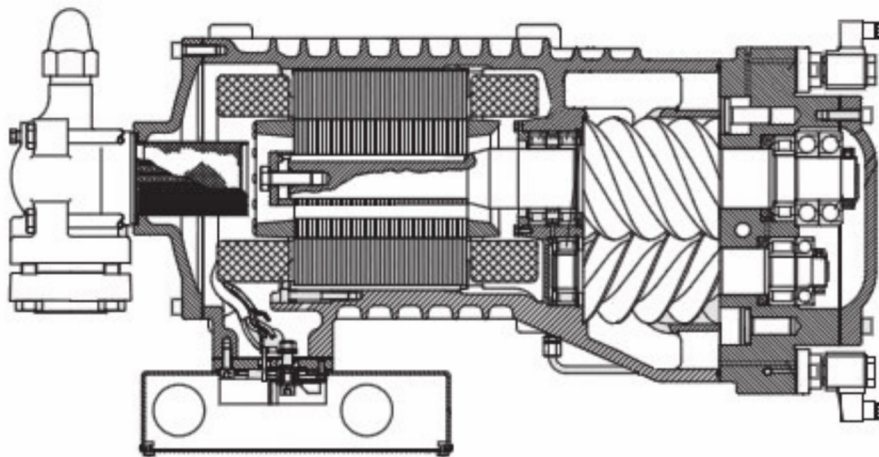
Polohermetický kompresor je konštrukčne zhodný s hermetickým, kompresor spolu s motorom sa nachádza v parotesnom rozoberateľnom plášti z ktorého nevychádza žiadna pohyblivá súčasť, ktorú by bolo potrebné tesniť upchávkou. Tieto kompresory majú v porovnaní s otvorenými kompaktnejšie rozmery, jednoduchšiu montáž a tichší chod. Keďže nie je použitá hriadeľová upchávka, nie je také riziko úniku chladiva. Plášť polohermetického kompresora je možné na rozdiel od hermetického otvoriť za účelom opravy alebo výmeny vnútorných súčastí. Keďže sa však motor nachádza v jednej skrini s kompresorom, poškodenie motora má vplyv na celý chladiaci okruh. Použitie polohermetických kompresorov spadá najmä do oblasti stredných výkonov.

2.5.5 Príklady konštrukcie skrutkových kompresorov z produkcie spoločnosti Bitzer:

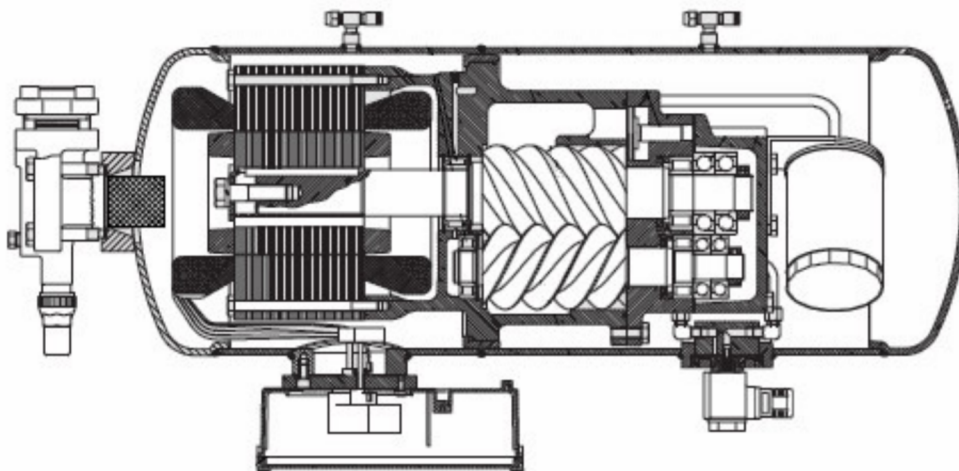
Otvorený:



Polohermetický:



Hermetický kompresor:



Obr. 15, Porovnanie konštrukcie skrutkových kompresorov. Zdroj: katalóg produktov firmy Bitzer

3 PRÍKLAD PRAKTICKEJ APLIKÁCIE CHLADIARENSKÝCH KOMPRESOROV

Na ilustráciu činnosti chladiaceho okruhu sme si vybrali chiller firmy Grasso, ktorý v súčasnej dobe predstavuje vyšší technologický štandard, nainštalovaný vo firme Zentiva a.s. v Hlohovci. Je to farmaceutická firma, ktorá pre výrobu svojich produktov potrebuje chlad. Jeho výroba je zabezpečená centrálnou v stanici hlbokého chladu a k jednotlivým spotrebičom je chlad dopravovaný teplonosnou látkou.

Zapojenie podľa schémy (príloha č.5) predstavuje kompaktný chiller s oddeleným kondenzátorom. Teplonosným médiom v sekundárnom okruhu je soľanka typu R (CaCl_2) s koncentráciou $1,23 \text{ kg/dm}^3$ s teplotou tuhnutia $-39 \text{ }^\circ\text{C}$. Táto je chladená vo výparníku – doskovom výmenníku (pozícia 2000). Kvapalné chladivo – čpavok (NH_3) - je privádzané z odparovacieho kondenzátora Baltimore cez vysokotlaký zberač kvapaliny (pozícia 2400) na vstup škrtiaceho motorového expanzného ventilu (pozícia 2860). Tento ventil je ovládaný regulátorom v závislosti od výšky hladiny v odlučovači kvapalného NH_3 . Výška hladiny je snímaná spojitým snímačom (pozícia 2850). Kvapalné chladivo postupuje cez motorový ventil na vstup doskového výmenníka a pary ďalej pokračujú cez odlučovač kvapalného NH_3 na saciu stranu kompresorov (pozícia 010.1/010.2). Kompresorom stlačené pary sú vedené cez odlučovač oleja na vstup odparovacieho kondenzátora, kde sa skvapalnia.

Činnosť strojovne je plne automatizovaná. Všetky komponenty sú ovládané prostredníctvom riadiaceho systému firmy Siemens a sledované údaje zo všetkých zariadení sú prenášané po sieti a zhromažďované v riadiacom centre. Jeden z príkladov monitorovania činnosti chladiaceho zariadenia je v prílohe č.3 a č.4.

Celkový inštalovaný výkon v strojovni chladenia je zabezpečený dvoma chillermi. Jeden chiller s typovým označením FX VP2x200 je tvorený dvoma kompresormi a druhý je tvorený jedným kompresorom s ekonomizérom. Jeho typové označenie je FX VP300. Celkový chladiaci výkon pri výstupnej teplote soľanky -16°C je $2 \times 100 \text{ kW} + 150 \text{ kW}$, čiže 350 kW . Kvôli maximálnej energetickej efektívnosti zvolila firma Zentiva centrálnu výrobu chladu s chillermi, ktoré ako chladivo používajú čpavok NH_3 - R717. Sú použité odparovacie kondenzátory a všetky motory sú riadené frekvenčnými meničmi (motory kompresorov, motory čerpadiel vrátane olejových, motory ventilátorov odparovacích kondenzátorov). Chillery boli použité aj s ohľadom na minimalizáciu množstva čpavku v strojovni. Celkové množstvo čpavku v oboch okruhoch je cca 160 kg . Každý chiller je riadený vlastnou CPU, ktorá vyhodnocuje snímané veličiny a na základe nich riadi spojitý výkon kompresorov prostredníctvom výkonového posúvača a otáčkami motorov, ktoré sú ovládané cez frekvenčný menič.

Táto koncepcia (2 chillery, 2+1 kompresory) bola zvolená preto, aby bolo využitie výkonu kompresorov čo najefektívnejšie. Ďalšou výhodou tejto koncepcie je, že aj v prípade poruchy jedného z kompresorov je k dispozícii dostatočný výkon na pokrytie bežnej spotreby vo výrobe.

Termodynamické parametre jedného z kompresorov sme overili na zariadení FX VP2x200.

Pre výpočet musíme určiť entalpie v jednotlivých bodoch cyklu. Hodnoty entalpií odčítame v diagrame h-logp pre čpavok NH₃- R717 (príloha č.6).

Z diagramu sme určili nasledovné hodnoty entalpií:

| Bod | A | A' | B | C~C' | D | D' | E |
|-----------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| h (kJ/kg) | 616 | 610 | 610 | 1738 | 1895 | 1980 | 1783 |

Výpočtové parametre kompresora:

| | |
|-------------------------------|-----------------|
| Sacia saturačná teplota | 18,4 °C |
| Sací tlak | 0,205 MPa (abs) |
| Teplota pár na saní | 17,6 °C |
| Prehriatie pár na saní | 0,8 K |
| Saturačná kondenzačná teplota | 25,7 °C |
| Kondenzačný tlak | 1,026 MPa (abs) |
| Teplota pár na výtlaku | 66,3 °C |
| Otáčky kompresora | 2683 ot/min |

Údaje z výpočtového programu ComSel (Grasso):

| | |
|----------------------------|--|
| Teoretický presávaný objem | 211,000 m ³ /hod. |
| Hmotnostný prietok čpavku | 283,000 kg/hod. = 78,611 · 10 ⁻³ kg/s |

Výpočtové parametre na strane soľanky:

| | |
|---|---|
| Výstupná teplota soľanky (t _{s2}) | -16,1 °C |
| Vstupná teplota soľanky (t _{s1}) | -14,9 °C |
| Prietok soľanky | 77.390 m ³ /hod. = 21,497 · 10 ⁻³ m ³ /s |
| Parametre teplotosnej látky – soľanka typu R (CaCl ₂) | |
| Zdroj: [2] - strana 106 : | |
| Teplota tuhnutia | -29,0°C, |
| Hustota | 1,23 kg/dm ³ = 1,23 · 10 ³ kg/m ³ , |
| Merné teplo (pri -20 °C) | 0,680 kcal/kp.deg = 2,846 · 10 ³ J/kg.K |
| Hmotnostný prietok čpavku v okruhu je | m _k = 78,611 · 10 ⁻³ kg/s |

Chladiaci výkon kompresora na čpavkovej strane

vypočítame podľa vzťahu (1):

$$Q_0 = m_k \cdot (h_{C'} - h_B) = 78,611 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1738 - 610) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_0 = 88,673 \text{ kW}$$

$$COP = \frac{Q_0}{P_e} = \frac{88,673 \text{ kW}}{27,5 \text{ kW}} = 3,22$$

Chladiaci výkon na sekundárnej strane teplotosnej látky:

$$Q_0 = m \cdot c \cdot (t_{s1} - t_{s2}) = 21,497 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,23 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 2,846 \cdot 10^3 \frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (-14,9 - (-16,1)) \text{ K}$$

$$Q_0 = 90,302 \text{ kW}$$

$$COP = \frac{Q_0}{P_e} = \frac{90,302 \text{ kW}}{27,5 \text{ kW}} = 3,28$$

Chladiaci výkon udávaný výrobcom a vypočítaný programom ComSel:

$$Q_0 = 88,8 \text{ kW} \text{ (príloha č.13)}$$

$$COP = \frac{Q_0}{P_e} = \frac{88,8 \text{ kW}}{27,5 \text{ kW}} = 3,23$$

Z uvedených výsledkov vyplýva, že chladiaci výkon vypočítaný rôznymi spôsobmi je približne rovnaký. Je potrebné si uvedomiť, že výpočet chladiaceho výkonu na sekundárnej strane ovplyvňuje najmä meranie teploty teplotnosnej látky, ktorá je zobrazovaná na jedno desatinné miesto. Pre kalorimetrické výpočty prevádzkovateľa sú do výpočtu brané teploty na viac desatinných miest. Dlhodobé merania prevádzkovateľa potvrdzujú údaje výrobcu kompresora, vrátane COP= 3,23. pôvodné čpavkové zariadenia s priamym odparom (DX) dosahovali celkové COP iba cca 0,9 až 1.

Výpočet potrebného výkonu kompresora pre adiabatickú kompresiu z bodu C' do bodu D':

$$Q_e = m_k \cdot (h_{D'} - h_{C'}) = 78,611 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1980 - 1738) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 78,611 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 242 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_0 = 19,024 \text{ kW}$$

Príkion potrebný na hriadelí kompresora udávaný výrobcou (27,5 kW – príloha č.13), ako aj skutočný meraný výkon zobrazený na displeji frekvenčného meniča (27,8 kW) je vyšší ako teoreticky predpokladaný (19 kW). Je to spôsobené nižšou účinnosťou, stratami v kompresore a najmä výkonom potrebným na transport injekčného oleja potrebného na utesnenie a chladenie skrutiek. Hmotnosť prepravovaného oleja je niekoľkonásobne vyššia ako hmotnosť dopravovaného chladiva.

Výpočet entalpie v bode D'' – z príkonu kompresora na hriadelí:

$$P_e = m_k \cdot (h_{D''} - h_C) \Rightarrow \frac{P_e}{m_k} = h_{D''} - h_C$$

$$\Rightarrow h_{D''} = \frac{P_e}{m_k} + h_C = \frac{27,5 \text{ kW}}{78,611 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 1738 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{D''} = 2088 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bod D'' je teoretický stav, do ktorého by sa dostal plyn na výtlaku kompresora po polytrope, keby absorboval všetku prácu vykonanú elektromotorom kompresora. Časť tepla v plyne je odvádzaná injekčným olejom a následne odovzdávaná v chladiči oleja, preto je skutočná entalpia plynu na výtlaku kompresora nižšia o toto odvedené teplo ako aj o teplo odvedené telesom kompresora a telesom odlučovača oleja.

Výrobcou uvedený výkon chladiča oleja pri daných parametroch je 13 kW. Viac ako 3 kW tepla sa odovzdá do priestoru strojovne telesom kompresora a odlučovača oleja. Z vyššie uvedených dôvodov je entalpia plynu na výstupe z kompresora nižšia – bod D.

Celkový kondenzačný výkon vypočítaný z údajov od výrobcu je potom:

$$Q_k = Q_0 + P_e = 88,8 \text{ kW} + 27,5 \text{ kW} = 116,3 \text{ kW}$$

Pri výpočtoch kondenzátora je potrebné uvažovať s celým kondenzačným výkonom, nakoľko chladič oleja je termosifónový, teda aj teplo odovzdané v chladiči oleja je potrebné odvieť do okolia cez odparovací kondenzátor.

4 ZÁVER

V práci sa venujeme základnému rozdeleniu kompresorov pre chladiacu techniku, pre priemyselné chladenie veľkých a stredných výkonov. Nezaoberali sme sa kompresormi pre komerčné a malé chladenie, ktoré si vyžadujú v mnohých ohľadoch najmä z dôvodu malých rozmerov a ekonomiky veľkosériovej výroby špecifické riešenia. Z dôvodu obmedzeného rozsahu sme v tejto práci uviedli rýchlostné kompresory iba v prehľade.

Významnou a hlavnou časťou práce je popis termodynamických procesov prebiehajúcich v kompresore, základný prehľad o konštrukcii kompresorov, pracovnom cykle, tlakových a teplotných javoch v kompresore, možnostiach regulácie výkonu a o oblastiach použitia troch základných a v technickej praxi najčastejšie používaných typov kompresorov: piestového, skrutkového a špirálového kompresora.

Detailnejšie sme sa zaoberali cyklom piestového kompresora, nakoľko tlakové a tepelné javy v ňom prebiehajúce, sa zo všetkých uvedených typov najlepšie približujú k ideálnemu cyklu. Piestové kompresory predstavujú v súčasnosti najrozšírenejšiu skupinu kompresorov, ktoré sú vhodné pre väčšinu aplikácií v chladiarenskej technike. V širokom rozsahu sacích a výtlačných tlakov ponúkajú vysoké COP, vyznačujú sa malou náplňou oleja, prijateľnými rozmermi. Použitie nových materiálov umožňuje predlžovať servisné intervaly.

Väčšina popredných výrobcov však rozširuje svoju ponuku piestových kompresorov aj o skrutkové či skrol kompresory (viď príloha č.2), pričom ich výroba tvorí významnú časť ich produkcie. Tento fakt svedčí o tom, že problematika chladenia je veľmi široká a nie je ju možné pokryť jedným druhom kompresora. Každý z typov kompresorov poskytuje výhodné vlastnosti, ktoré iný druh nemá. Napr. vysoká spoľahlivosť skrutkových kompresorov, menšie rozmery pri rovnakom výkone a nízke vibrácie, pričom ich COP je porovnateľné s COP piestových (rozdiel je \pm jednotky %) predurčili tieto kompresory pre použitie v lodnom a chemickom priemysle. V chladiacich výkonoch nad 1 MW tieto kompresory dominujú. Rozvoj techniky posúva a láme zaužívané pravidlá. Napr. firma GEA Grasso predstavila skrutkový kompresor na tlak 130 barov, ktorý je možné použiť napr. aj pre aplikáciu tepelného čerpadla alebo pre aplikácie s chladivom CO₂. Už 2 roky vyrába na tieto aplikácie piestový kompresor na tlaky cca 50 barov. Dôležitým prvkom, ktorý ovplyvňuje dizajn nových kompresorov je cenová dostupnosť frekvenčných meničov pre pohon elektromotorov. Napr. firma Johnson Controls vyrába najmä pre potreby klimatizačnej techniky skrutkové kompresory Sabroe Rotatune, kde potrebný krátkodobý špičkový výkon je dosahovaný zvýšením otáčok elektromotora. Použitie frekvenčných meničov mení dizajn nových piestových kompresorov, kedy sú tieto kompresory vyvinuté pre štandardné otáčky 1200 ot/min. a plynulá regulácia výkonu v rozsahu 50 až 100% je dosahovaná zmenou otáčok. Firma Bitzer výrobou skrutkových kompresorov rozšírila rozsah použitia svojich produktov do oblasti výkonov stoviek kW.

Zaoberali sme sa aj základnými prvkami a fungovaním chladiaceho okruhu v rozsahu, ktoré je pre pochopenie činnosti kompresora nevyhnutné.

V 3. kapitole sme sa venovali konkrétnej aplikácii chladiaceho zariadenia pre priemyselné chladenie, na ktorej sme overili základné výkonové parametre zhrnuté v teoretickej časti práce. Praktický príklad s piestovým kompresorom by bol na demonštráciu výsledkov názornejší, aplikáciu so skrutkovými kompresormi sme zvolili najmä z dôvodu, že predstavuje v súčasnosti vyšší technologický štandard a poskytuje komplexný pohľad na problematiku chladenia a súčasné trendy, hlavne s ohľadom na použitie frekvenčných meničov a moderných prvkov merania a regulácie vrátane diaľkového riadenia, zberu a vyhodnocovania údajov.

5 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] BÄCKSTRÖM, M. *Technika chlazení*. Praha : SNTL, 1959, 680 s.
- [2] URBAN, M. *Cladící zařízení v potravinářském průmyslu*. Praha : SNTL, 1964, 428 s.
- [3] MAAKE, W., ECKERT, H.-J. *Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik*. Karlsruhe : C. F. Müller.
- [4] BLAHA, M. *Vzdelávanie Slovenského zväzu pre chladiacu a klimatizačnú techniku - Späť k základom, Kniha druhá, časti 5 a 6*. SZ CHKT, 2009, 2010, strany 196- 251.
- [5] Kolektív autorov. *Učebné texty Slovenského zväzu pre chladiacu a klimatizačnú techniku – Kompresory*. SZ CHKT, 2009, 27 s.
- [6] HANLON, P. C. *Compressor Handbook*, New York : McGraw – Hill, 2001, 754 s.
- [7] TRENT BRUCE, J. *Screw Compressors: A Comparison of Applications and Features to Conventional Types of Machines*, Calgary : Toromont Process Systems, 17 s.
- [8] FORSTHOFFER, W. E. *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks - vol.3 – Compressors*, Blsevierr Science & Technology books, 2005, 411 s.
- [9] TROTT, A. R., Welch, T. *Refrigeration and Air Conditioning*, Oxford : Butterworth – Heinemann, 2000, 376 s.
- [10] Technická dokumentácia ku skrutkovým kompresorom firmy Grasso - *Screw Compressor Grasso SC, SH series, Types C, D, E, G, Installation Instruction (_113511_ea_sc_gbr_1_.doc)*, 2009, 77 s.
- [11] Technická dokumentácia k piestovým kompresorom firmy Grasso - *Reciprocating Compressors for industrial refrigeration Series Grasso 12 Product Information (PI2010/v007)*, 2010, 86 s.
- [12] Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Danfoss – *Performer scroll compressors SM - SZ – SY, Selection and Application Guidelines*, 2010, 56 s.
- [13] Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Bitzer – *Applications Manual, Semi-hermetic Screw Compressors HS.54 .. HS.74 (SH100-3)*, 2007, 96 s.
- [14] Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Bitzer – *Applications Manual, Hermetic Compact Screws (SH-300-1)*, 2002, 28 s.
- [15] Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Bitzer – *Applications Manual, Open Drive Screw Compressors OS.53 – OS.74 (SH-500-2)*, 2008, 96 s.
- [16] PAVELEK, M. *Termomechanika*, Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s.
- [17] Technická dokumentácia ku kompresorom firmy Grasso – *Sprievodná dokumentácia k chillerom FX-VP 2x200*, 2009

6 ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV

| | | |
|---------------------|-------------|---|
| c | $J/kg.K$ | merné teplo |
| h_B | kJ/kg | entalpia chladiva v bode „B“ |
| \dot{m}_k | kg/s | chladiaci hmotnostný tok |
| p_o | bar | tlak pár na saní kompresora |
| p_c / p_o | | kompresný pomer, medzi kondenzačným a výparným tlakom |
| P_e | kW | elektrický príkon |
| p_k | bar | tlak pár na výtlaku kompresora |
| \dot{Q}_0 | kW | chladiaci výkon |
| q_{0v} | kW/m^3 | objemový chladiaci výkon |
| t_o | $^{\circ}C$ | teplota pár na saní kompresora |
| t_k | $^{\circ}C$ | teplota pár na výtlaku kompresora |
| \dot{V} | m^3/h | skutočný objemový tok kompresora |
| v_1 | m^3/kg | merný hmotnostný objem pár na saní kompresora |
| v_2 | m^3/kg | merný hmotnostný objem pár na výtlaku kompresora |
| \dot{V}_g | m^3/h | geometrický objemový tok kompresora |
| ε_{chl} | | chladiaci faktor |
| η_i | | akostný stupeň vzťahujúci sa na zaznačený výkon |
| η_v | | objemová účinnosť |
| $(1 - \eta_v)$ | | strata na stenách |
| λ | | teoretický stupeň naplnenia |
| σ | m^3 | škodlivý priestor |
| COP | | chladiaci faktor používaný v chladiarenskej praxi - <i>coefficient of performance</i> |
| DX | | priamy odpar |
| LT | | nízke teploty |
| MT | | stredné teploty |
| XLT | | veľmi nízke teploty |

7 ZOZNAM PRÍLOH

- Príloha č.1 Rozdelenie chladiarenských kompresorov
- Príloha č.2 Prehľad výrobcov chladiarenských kompresorov
- Príloha č.3 Výstup diaľkového ovládania kompresorov (strojovňa Nový hlboký chlad, firma Zentiva a.s.) – grafická časť
- Príloha č.4 Výstup diaľkového ovládania kompresorov (strojovňa Nový hlboký chlad, firma Zentiva a.s.) – výstup parametrov
- Príloha č.5 Technologická schéma zapojenia chillera firmy Grasso FX-VP 2x200 Duo NH₃ – sprievodná dokumentácia
- Príloha č.6 Diagram h-log p pre R717 NH₃ (sprievodná dokumentácia firmy Grasso), so zakresleným cyklom kompresora podľa kapitoly 4
- Príloha č.7 Ukážka praktickej inštalácie zariadenia FX-VP 2x220 Duo NH₃
- Príloha č.8 Zariadenie FX-VP 2x200 - detaily
- Príloha č.9 Zariadenie FX-VP 2x200 - detaily
- Príloha č.10 Zariadenie FX-VP 2x200 – detaily
- Príloha č.11 Zariadenie FX-VP 2x200 – ukážka obrazoviek dotykového panelu riadenia
- Príloha č.12 Zariadenie FX-VP 2x200
- a), b) - ukážka obrazoviek dotykového panelu riadenia
 - c) - panel indukčného prietokomeru soľanky
 - d) – panel vyššieho riadiaceho systému – vstupné a výstupné teploty soľanky
- Príloha č.13 Ukážka použitia výpočtového softvéru pre výber kompresorov firmy Grasso - ComSel

8 PRÍLOHY