Kompresory

Historický přehled

Archeologické nálezy dokládají, že využití stlačeného vzduchu bylo pravděpodobně známo již 3 000 let př.n.l. Babyloňané jej museli používat při výrobě bronzových nástrojů. Existují doklady o stlačování vzduchu ve starém Egyptě (asi 1 500 let př.n.l.), v Řecku Platon a Aristoteles kolem roku 400 až 350 př.n.l. sestrojili vzduch stlačující přístroje pro ozvučení píšťaly nebo pro dodávání vzduchu potápěčům.

Využití stlačeného vzduchu, a tedy i existenci kompresorů, bychom mohli průběžně sledovat od těchto nejstarších let přes středověk až k dnešku. V jeho historii se objevují známá jména: Heron, Leonardo da Vinci, Jiří Agricola, Otto von Guericke, James Watt.

Zakladatel pražské inženýrské školy (nynější ČVUT), profesor František Josef Gerstner, postavil kolem roku 1810 tříválcové dmychadlo se čtvercovými písty, které mělo 4 otáčky za minutu, pro vysokou pec v Novém Jáchymově u Berouna.

Průmyslová výroba kompresorů u nás začala ve 40. letech minulého století. Byly to firmy Breitfeld, Ruston, později i První brněnská strojírna, První českomoravská továrna na stroje aj. Škodovy závody zahájily výrobu turbokompresorů v r. 1907.

K výrobě stlačeného vzduchu se používá kompresorů, které stlačují vzduch z tlaku okolního prostředí na požadovaný pracovní tlak. Jsou to: pístové stroje – kompresory, poháněné přes spojku spalovacím motorem nebo elektromotorem; kompresory, u nichž jsou válce kompresoru i válce spalovacího motoru uspořádány vedle sebe v jednom bloku; kompresory s běžnými písty bez klikového hřídele; rotační stroje – turbokompresory, axiální kompresory.

Počet otáček dnešních pístových kompresorů bývá 300 až 3000 ot/ min. S větším počtem otáček účinnost kompresorů klesá. Cena, váha a rozměry rychloběžných kompresorů jsou ovšem menší než u strojů pomaloběžných. Velké stroje obvykle mají nižší počet otáček než malé stroje, protože u nich spíše záleží na co největší dosažené účinnosti než na nízkých pořizovacích nákladech.

Nejmenší rozměry mají turbokompresory, které však také dosahují jen velmi malé účinnosti. Stroje na malé dopravované množství mají účinnost často jen 55 až 60 %. Turbokompresory na velká dopravovaná množství dosahují však dnes účinnosti až přes 80 % a axiální kompresory na velmi velké výkony dokonce přes 90 %.

Přesto jsou tyto pístové kompresory i při velké spotřebě stlačeného vzduchu vzhledem k své účinnosti výhodnější než rotační kompresory. Významnou předností pístových kompresorů je i možnost plynulé regulace, při níž se proti rotačním kompresorům jejich pracovní účinnost ani při částečném zatížení zvlášť nezhoršuje.

Křídlové kompresory dosahují i při malém dopravovaném množství poměrně dobré účinnosti. Často se uplatňují též pro malou potřebu místa a malé kolísání tlaku v potrubí, kdežto malé turbokompresory a axiální kompresory jsou hospodárné jen tam, kde mohou být jen poměrně krátkou dobu v činnosti, jako např. u nouzových agregátů nebo u strojů k vyrovnání krátkodobé špičkové spotřeby.

Vysoká produktivita práce při použití pneumatických strojů a nástrojů, jejich kompaktnost, nízká hmotnost, robustnost, bezpečnost jsou důvodem pro jejich stálé rozšiřování v průmyslu. Proto také rostou požadavky na výrobu stlačeného vzduchu a na dodávky vzduchových kompresorů. Automatizace pomocí stlačeného vzduchu, stále více se uplatňující, klade také nároky na výrobu kompresorů a jejich příslušenství.
Významnou roli mají kompresory při hlubokoteplotním dělení vzduchu. V kompresorech se mění mechanická nebo kinetická energie v energii tlakovou, při čemž se vyvíjí teplo. Kompresory jsou stroje tepelné, se zřetelem na změnu energie, která v nich probíhá, jsou to stroje konverzní.

Základní hodnoty charakterizující kompresor jsou:

-tlakový poměr $\left(\pi = \frac{p_v}{p_s} = \frac{p_2}{p_1}\right)$, tj. poměr výtlačného tlaku $p_v(p_2)$ k tlaku sacímu $p_s(p_1)$

-výkonnost (nasávaný objem plynu) $V(m^3s^{-1}, m^3min^{-1}, m^3h^{-1})$

-příkon na hřídeli kompresoru P_{ef} (popř. spotřeba pracovní páry u kompresorů proudových)

<u>Rozdělení kompresorů</u>

Na základě požadavků na množství vzduchu a jeho pracovní tlak se volí různé druhy kompresorů.

<u>Podle principu činnosti</u> se kompresory dělí na dva základní typy

- První typ kompresorů pracuje na **objemovém principu**, stlačení se dosahuje nasátím vzduchu do prostoru, který je pak uzavřen a zmenšován. Na tomto principu pracují např. pístové kompresory.

- Druhý typ je založen na **rychlostním principu**, kdy nasátý vzduch je urychlován a jeho kinetická energie je v difuzoru transformována na tlakovou energii. Kompresory, které pracují na tomto principu, se nazývají turbokompresory.

Z názvoslovného hlediska je důležité dělení <u>podle tlaku:</u>

vývěva – nasává vzduch při tlaku nižším než atmosférickém a stlačuje jej na tlak atmosférický

dmychadlo – stlačuje atmosférický vzduch na přetlak do 200 kPa

kompresor – stlačuje plyn na přetlak vyšší než 200 kPa

booster – pomocný kompresor, zařazovaný do sání např. chladivových kompresorů při příliš vysokém tlakovém poměru. Někdy je tak také nazýván i dotlačovací kompresor.

cirkulační kompresor (cirkulátor) – nasává plyn o vysokém tlaku, stlačuje ho s malým tlakovým poměrem. Je určen pro udržování tlaku v chemických provozech nebo plynovodech.

Rozdělení podle <u>pracovního způsobu:</u>

-pro dodávku malých a středních množství plynu (do 6000 m^3h^{-1}, někdy až 25000 m^3h^{-1})jsou vhodné kompresory *objemové*, u nichž se dosahuje stlačování periodickým zmenšováním objemu plynu v uzavřeném prostoru pohybem pístu nebo pružné stěny.

-pro stlačování nasátého plynu v množství od 6000 m^3/h (pro husté plyny i od menších množství) jsou účelné kompresory *rychlostní* (dynamické)- plynu se v nich udělí vysoká rychlost a jeho kinetická energie se pak v difuzoru přemění v energii tlakovou. Tyto stroje pracují s téměř ustáleným tokem.

-pojem *objemové* kompresory se vztahuje na kompresory *pístové, rotační a membránové*

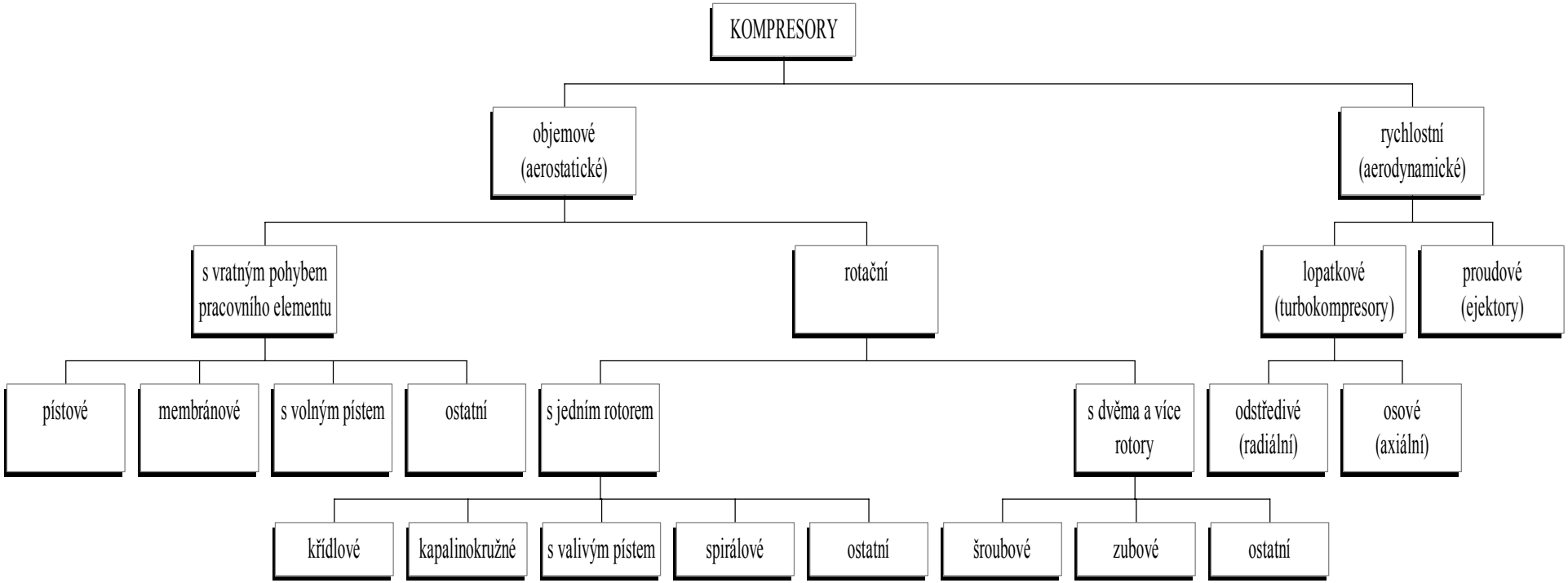
-*pístový* kompresor má písty konající přímočarý vratný pohyb

-*rotační* kompresor má jeden či dva rotory otáčející se kolem osy rovnoběžné s osou válce

-*membránový* kompresor je vhodný jen pro malá množství plynu, nasává a stlačuje jej hydraulickým nebo mechanickým prohýbáním membrány, buď kovové, nebo z jiného pružného materiálu

-mezi *rychlostní* kompresory patří *turbokompresory* (kompresory lopatkové) a *proudové* kompresory (ejektory)

-*turbokompresory* jsou buď *radiální* (odstředivé) nebo *axiální* (osové), plynu se v nich uděluje oběžnými lopatkami šroubového tvaru pohyb ve směru osy do difuzoru, kde se jeho kinetická energie přemění v energii tlakovou


KOMPRESORY
objemové (aerostatické)
rychlostní (aerodynamické)
s vratným pohybem pracovního elementu
rotační
lopatkové (turbokompresory)
proudové (ejektory)
pístové
membránové
s volným pístem
ostatní
s jedním rotorem
s dvěma a více rotory
odstředivé (radiální)
osové (axiální)
křídlové
kapalinokružné
s valivým pístem
spirálové
ostatní
šroubové
zubové
ostatní

- v *proudovém* kompresoru se využívá tlakové energie páry (nejčastěji vodní) nebo vzduchu k udělení vysoce nadkritické rychlosti (řádově 1000m/s) v Lavalově hubici. Z ní vystupuje pracovní médium do směšovací komory, kdy se mísí se stlačovaným plynem a pak vstupuje do difuzoru, kde se kinetická energie směsi mění v energii tlakovou. Z difuzoru vystupuje směs s poměrně nízkou rychlostí do kondenzátoru, kde se zkapalněná pára odloučí od stlačeného plynu. V proudových vývěvách se při malých stlačovaných množstvích plynu používá místo pracovní páry voda a pak přístroj nemá Lavalovu hubici.

V praxi se kompresory rozlišují podle <u>stlačovaného média:</u>

U největšího počtu kompresorů-u kompresorů vzduchových-se např. neklade takový důraz na těsnost jako u kompresorů plynových (určeny ke stlačování běžných technických plynů, proti vzduchovým kompresorům se vyznačují plynotěsností) a kompresorů speciálních, stlačujících jedovaté nebo výbušné či jinak nebezpečné plyny (např. čpavek, vodík, kyslík,……). Chemické a fyzikální vlastnosti stlačovaného média mají prvořadý vliv při volbě konstrukce kompresoru, druhu maziva, způsobu chlazení i při jiných rozhodováních. Kompresory, v nichž se při jediné operaci uskuteční stlačení plynu z tlaku sacího na tlak konečný, jsou kompresory jednostupňové. Při vysokém tlakovém poměru není často jednostupňové stlačení možné nebo účelné. Plyn se pak stlačuje několikrát, postupně, pravidelně s jeho ochlazením před vstupem do dalšího stupně.

Podle <u>počtu stlačovacích stupňů</u> rozlišujeme kompresory:
-dvoustupňové
-třístupňové atd.

U turbokompresorů, zejména osových, může být velký počet stupňů-20 i více.
U pístových kompresorů se volí tlakový poměr 3 až 5 (u malých strojů i 10) v jednom stupni, u turbokompresorů radiálních 1,2 až 2,5, u axiálních do 1,3. (nebo talkový poměr)
Jiným dělítkem pro třídění kompresorů je <u>konečný tlak</u>(nebo tlakový poměr). Stroje vytvářející odsáváním vzduchu z uzavřeného prostoru podtlak a vytlačující jej do vnější atmosféry jsou *vývěvy a turboexhaustory*. Mnohdy pracují s vysokým tlakovým poměrem, např. 40 v jednom stupni.
Má-li kompresor přibližně atmosférický sací tlak a tlakový poměr nepřevyšující hodnotu 3, označuje se jako *dmýchadlo* nebo *turbodmýchadlo.* Kompresory ve vlastním slova smyslu jsou stroje stlačující plyny na tlaky od 0,2 do 250 Mpa.

<u>Kompresor je:</u>
-nízkotlaký, není-li výtlačný tlak vyšší než 2,5 MPa,
-středotlaký pro výtlačný tlak mezi 2,5 a 10 MPa,
-vysokotlaký pro výtlačný tlak 10 až 250 MPa.

Kompresory s vysokým sacím tlakem (např. 250 MPa) a s nízkým tlakovým poměrem (např. 1,2 MPa) se nazývají *oběhové* kompresory. Používají se v chemickém průmyslu pro několikerý oběh plynu vysokotlakým reaktorem. V určitých případech, jako např. u turbokompresorů, pojmům nízkotlaký, středotlaký a vysokotlaký kompresor odpovídají jiné tlaky než je uvedeno. Stejně tak pojmům malý, stření a velký kompresor odpovídají nasáté objemy lišící se podle typu kompresoru.

Kompresory lze <u>dále dělit na :</u>
-stacionární
-přenosné
-pojízdné

-chlazené vodou nebo vzduchem-poháněné přímo nebo s použitím řemenového, ozubeného nebo hydraulického převodu
-poháněné motorem elektrickým, spalovacím nebo parním (spalovací turbína)

Při výběru nejvhodnějšího typu kompresoru je nutno uvažovat řadu dalších okolností, jako druh stlačovaného plynu, způsob pohonu, nasávané množství plynu, požadovaný tlak, rozsah a způsob regulace, čistotu nasávaného a vytlačovaného plynu a jeho přípustnou nejvyšší teplotu, a další hlediska.

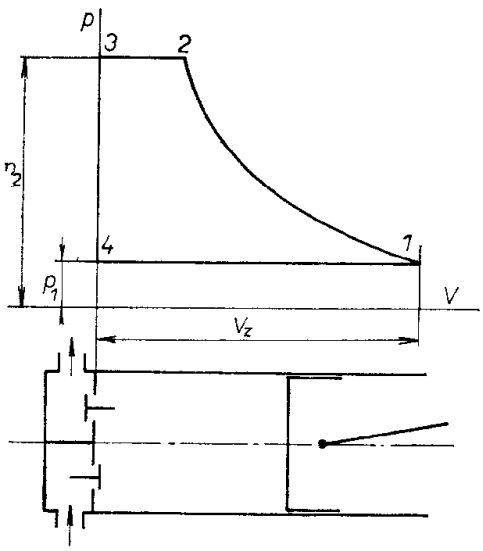
Historie stavby kompresorů

Primitivní měchová dmýchadla-předchůdci dnešních kompresorů-jsou známa lidstvu již 3500 let, pravděpodobně i více. Použití stlačeného vzduchu, a tím i dmýchadel, bylo známo již v antickém Řecku i Římě. Ve čtvrtém století př.n.l. byly známy již pracovní klapky a 1.století př.n.l. pochází Vetruviův popis dmýchadla s válcovým měchem a s rozvodnými klapkami. Z konce následujícího století máme od Plinia popis hydraulického kompresoru. Na počátku novověku se konstrukcí dmýchadel zabýval Leonardo do Vinci. První pístovou vývěvu sestrojil v r.1652 Otto von Guericke. Rychlý vývoj kompresorů nastal po nástupu průmyslové revoluce od poloviny 18. století. Rozvíjející se hutnický průmysl vytvářel požadavky na stavbu kompresorů poháněných nejprve vodními koly a později, od r. 1777, parním strojem. V r. 1829 vznikl patent na dvoustupňový kompresor a o rok později se přikročilo ke konstrukci mnohostupňových kompresorů. Brzy se pneumatické stroje rozšířily do dolů, lomů i průmyslu. Průkopníky v konstrukci turbokompresorů byli Francouz prof. Rateau a Angličan Ch. Parsons.České země mají dlouhou tradici ve stavbě kompresorů, a to již od počátku 19. století. Zprvu to byly pouze kompresory pístové ležatého provedení, při větších jednotkách v tandemovém uspořádání s parním strojem, později i s plynovým motorem, přičemž průměr válce dosahoval až 3200 mm. První chladící kompresor byl vyroben u nás v r. 1878. Od roku 1907 začaly Škodovy závody výrobu turbokompresorů až do 100 MPa pro účely syntetické výroby čpavku. Po druhé světové válce zahájilo ČKD výrobu chladících turbokompresorů vlastní konstrukce. První axiální turbokompresor byl v ČKD vyvinut a vyroben v r.1956. V r. 1962 byl zkonstruován v ČKD první šroubový kompresor a po úspěšném vyzkoušení byly zavedeny do výroby další typy těchto kompresorů.

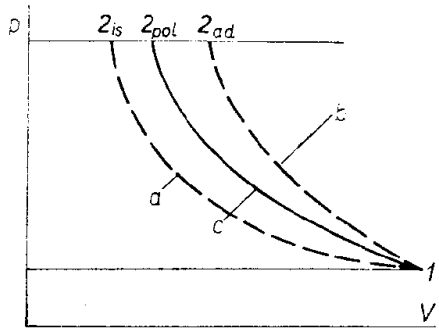
Ideální diagram jednostupňového objemového kompresoru

U jednostupňového kompresoru nastává stlačení nasávaného plynu z tlaku sacího na konečný tlak v jednom pracovním prostoru při jednom pracovním zdvihu pístu. Pracovní oběh ideálního kompresoru sledujeme v diagramu o souřadnicích tlak-objem
(je to diagram p-V, tlakový nebo indikátorový)
Ideální kompresor je takový, který:
a)pracuje s ideálním plynem
b)nemá žádné tlakové ani mechanické ztráty
c) je naprosto těsný a všechen plyn se z válce vytlačí
d)pracuje bez sdílení tepla s okolím a exponent křivky komprese je stálý

Při pohybu pístu z levé krajní polohy, v níž píst úplně vyplňuje prostor válce, se do válce nasává plyn o sacím tlaku p_1. V druhé krajní poloze sání končí (bod1) a při zpětném pohybu pístu se plyn stlačuje (křivka1-2) až na tlak p_2, který je v prostoru nad výtlačným ventilem. Při tomto tlaku se plyn z válce vytlačuje (úsečka 2-3). Protože se u ideálního kompresoru vytlačí všechen plyn (plyn úplně vyplní prostor válce), klesne na začátku dalšího sacího zdvihu v jednom okamžiku tlak z hodnoty p_2 na sací tlak p_1 a oběh se opakuje.



Obr. 5.1. Činnost ideálního kompresoru



Obr. 5.2. Průběh komprese v diagramu p—V

Oběh kompresoru je oběh otevřený, protože v každém pracovním oběhu se nasává nový objem plynu.
Poměr absolutního tlaku výtlačného a sacího nazýváme *tlakovým poměrem*:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_v}{p_s}$$

Komprese (křivka 1-2) může být:
a)izotermická, jestliže se veškeré teplo při kompresi vzniklé odvádí a teplota plynu se nemění. Závislost tlaku na objemu je vázána rovnicí:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

b)adiabatická (též izoentropická, křivka b, jestliže se plynu při kompresi teplo nepřivádí ani neodvádí a entropie zůstává stálá. Proces probíhá podle rovnice:

$$p_1 V_1^{\chi} = p_2 V_2^{\chi}$$

kde χ je adiabatický exponent (pro vzduch χ =1,4)
c)polytropická (křivka c). Rovnice křivky:

$$p_1 V_1^{n} = p_2 V_2^{n}$$

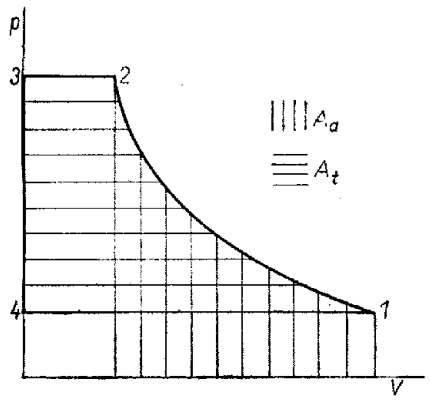
kde n je polytropický exponent.

<u>Spotřeba mechanické energie:</u>
Plocha diagramu v souřadnicích p-V je měřítkem spotřebované práce:

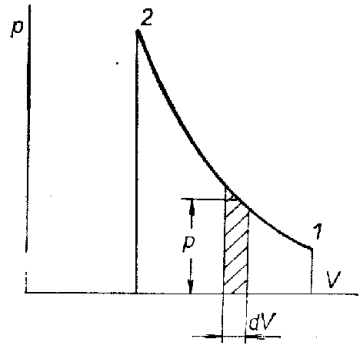
$$p \cdot V = A$$

v jednotkách $\frac{N}{m^2} \cdot m^3 = N \cdot n$

Musíme rozlišovat:
a)práci absolutní nebo kompresní, vynaloženou pouze na kompresi plynu
b)práci technickou nebo práci kompresoru, vynaloženou na celý oběh.



Obr. 5.3. Práce absolutní a technická



Obr. 5.4. Výpočet absolutní práce

a)svisle šrafovaná plocha pod křivkou komprese je úměrná práci absolutní
b)vodorovně šrafovaná plocha, omezená úsečkami sání (4-1), výtlaku (2-3) a křivkou komprese, je úměrná práci technické:

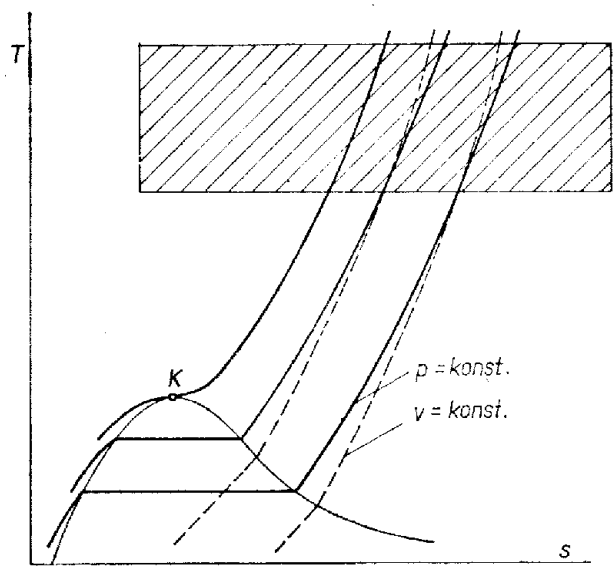
$$A_t = A_{41} - A_{12} - A_{23}$$

Práce je záporná, to znamená, že se energie musí přivádět.Při sčítání s ní ji však bereme jako kladnou veličinu.

<u>Průběh komprese v diagramu T-s:</u>

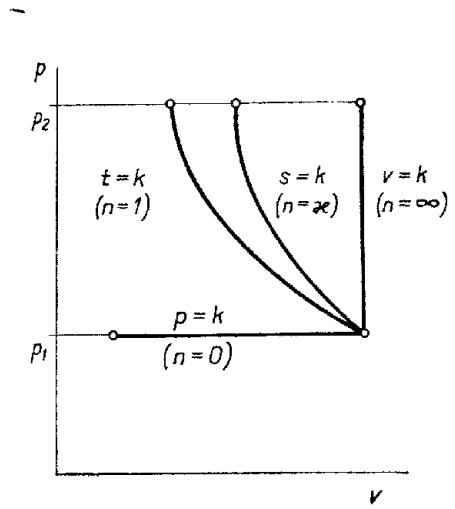
Entropický diagram poskytuje možnost sledovat tepelné děje (tj. změnu teploty a sdílení tepla) probíhající uvnitř kompresoru. V diagramu T-s lze zkoumat děje tepelné, ne však změny mechanické (např. sání nebo výtlak plynu).
Při sledování práce plynového kompresoru se pohybujeme v oblasti vysoko nad kritickým bodem. Izobary i izochory (čárkované strmější křivky) mají tvar logaritmických křivek. Pro názornost uveďme kritické parametry vzduchu:

t_k=-140,7°C, p_k=3,77 MPa

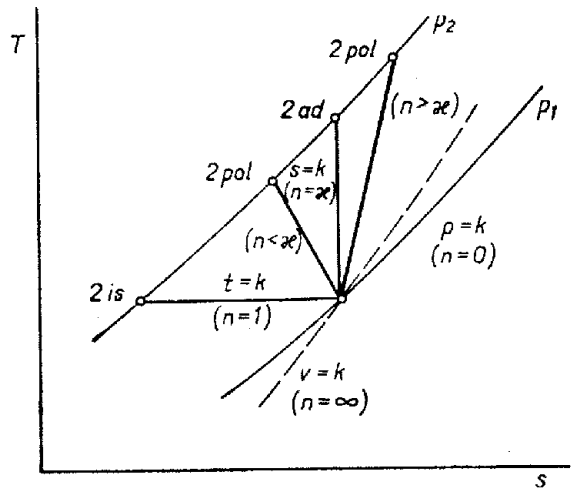


Obr. 6.1. Entropický diagram

Průběh tepelných změn v diagramech p-v a T-s.
Plocha pod křivkou změny je v diagramu T-s měřítkem množství přivedeného nebo odvedeného tepla, které je úměrné mechanické práci.



Obr. 6.2a. Průběh tepelných změn v diagramu *p—v*



Obr. 6.2b. Průběh tepelných změn v diagramu *T—s*

a)Komprese *izotermická:*

dT=0; $dq = T \cdot ds$

T=konst; $q = T(s_1 - s_2)$

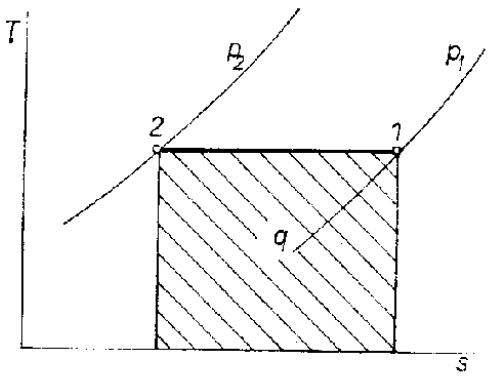
$q_a = q_t$

b)Komprese *adiabatická*

q=0 $ds = \frac{dq}{T} = 0$ s=konst.

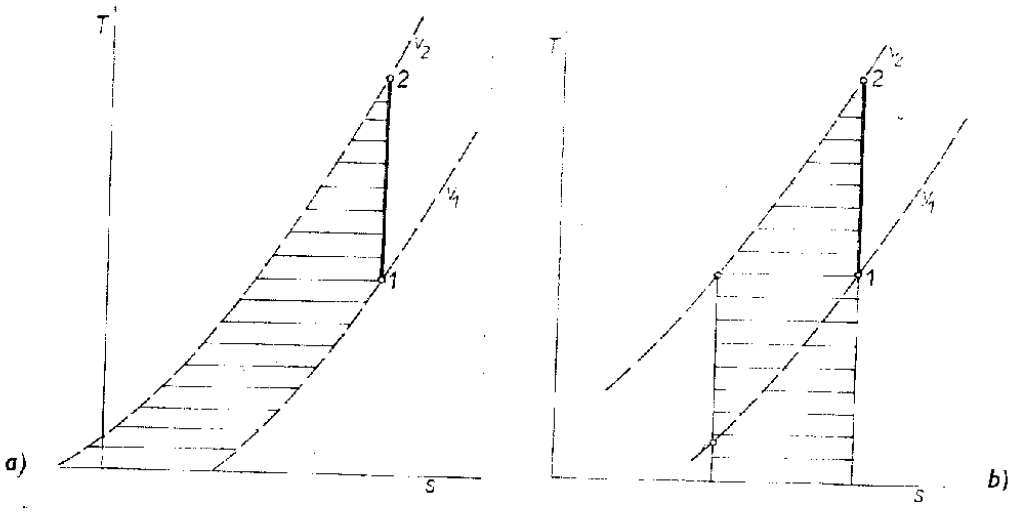
Absolutní práce:

$$dq_a = c_v dT$$
$$q_a = c_v(T_2 - T_1) = u_2 - u_1$$



Obr. 6.3. Izotermická komprese v diagramu *T—s*

Vzniklé teplo zvyšuje vnitřní energii plynu. Změna je znázorněna na obr.6.4a. Protože izochory mají stejný tvar a na izotermách jsou stejně od sebe vzdáleny, používá se znázornění podle obr. 6.4b.



Obr. 6.4a, b. Absolutní práce adiabatická v diagramu T—s

<u>*Technická práce*</u> (obr.6.5)

$$dq_t = c_p \cdot dT$$

$$q_t = c_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1$$

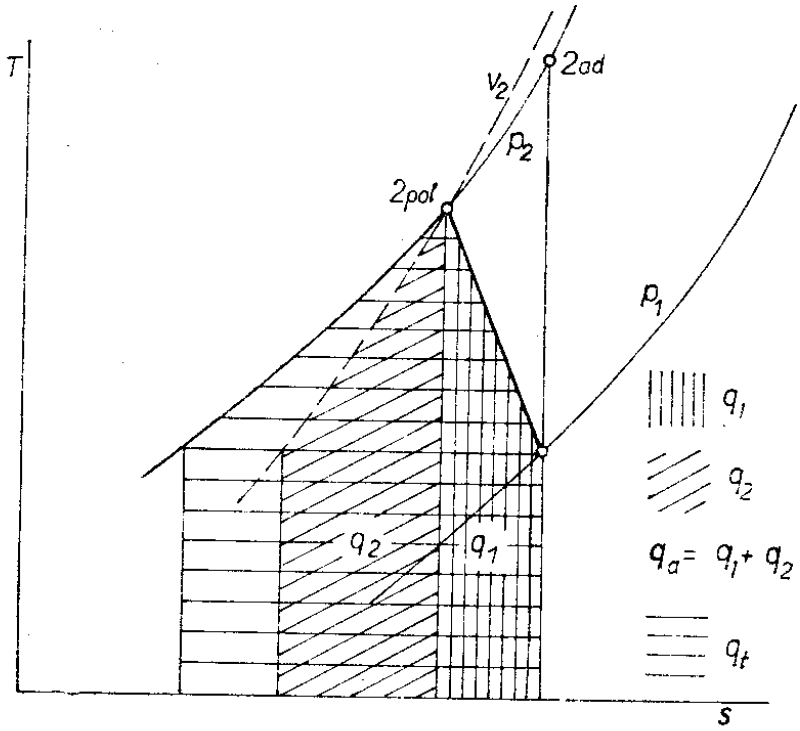
Na obr. 6.6 jsou obě práce zakresleny do jednoho obrázku. Pro vztah obou prací platí:

$$\frac{q_t}{q_a} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_v (T_2 - T_1)} = \frac{c_p}{c_p} = \chi$$

$$q_t = \chi \cdot q_a$$

tj. teplo úměrné technické práci je χkrát větší než teplo úměrné práci absolutní.

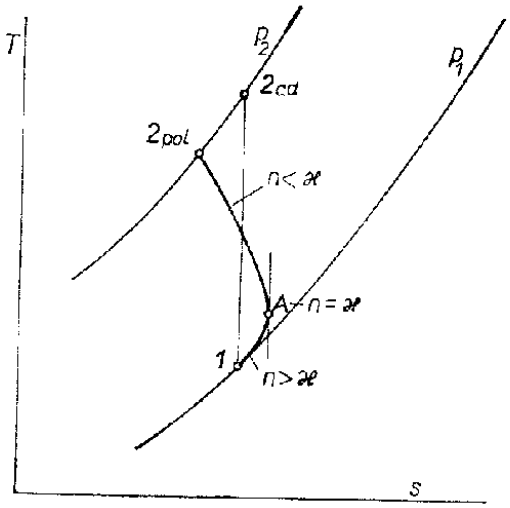
c)Komprese polytropická (obr. 6.7)



Obr. 6.7. Absolutní a technická práce polytropická v diagramu T—s

Na obrázku značí:
q……teplo odvedené při kompresi
$q_2 = c_v(T_2 - T_1 = u_2 - u_1)$
$q_a = q_1 + q_2$ ……teplo úměrné absolutní práci
q……teplo úměrné technické práci

Skutečný průběh komprese v diagramu T-s:
Stěny válce kompresoru mají při chodu stroje střední teplotu, závislou na intenzitě chlazení, na tlakovém poměru, otáčkách a rozměrech stroje. Při vyšších otáčkách je méně času na ochlazení stlačovaného plynu. Při větších rozměrech je menší poměr povrchu stěny válce k jeho objemu, tj. relativně menší
chladící povrch.

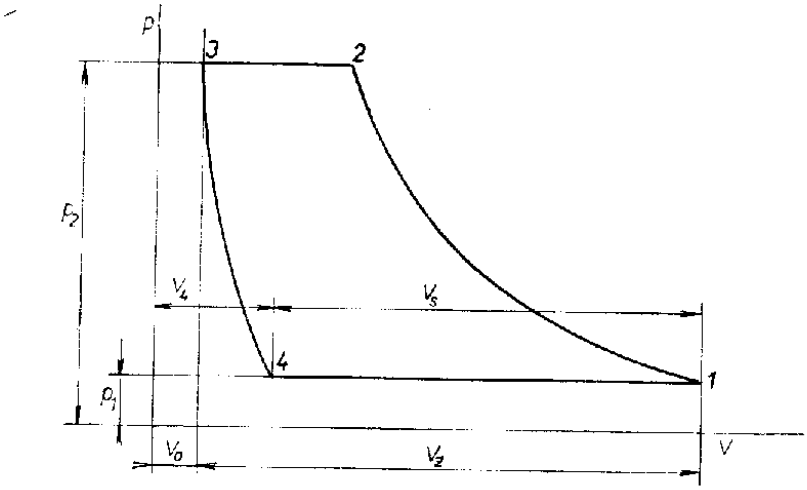


Obr. 6.8. Skutečný průběh komprese v diagramu *T—s*

Vliv teploty stěny na průběh komprese je znázorněn na obr. 6.8. Na začátku procesu se nasátý chladnější plyn ohřívá od teplejších stěn válce (křivka 1-A), exponent polytropy je větší než adiabatický. V bodě A je teplota plynu rovna teplotě stěny, stlačení probíhá adiabaticky. Od bodu A stoupá vlivem komprese teplota plynu nad teplotu stěny, chladnější stěna odnímá plynu teplo (exponent polytropy je menší než adiabatický), takže teplota na konci komprese (v bodě 2_{pol}) je nižší než při kompresi adiabatické.

Tlakový diagram skutečného kompresoru

U skutečného kompresoru (na rozdíl od kompresoru ideálního) nevyplní píst v úvrati na konci vytlačování celý prostor válce. Malá část komprimovaného plynu zůstane v mezeře mezi pístem a hlavou a v kanálcích pod destičkami ventilů. Z tohoto tzv. škodlivého prostoru (obr. 7.1) expanduje toto malé množství stlačeného plynu na začátku sacího zdvihu pístu a tím se zmenší objem nasátého plynu.

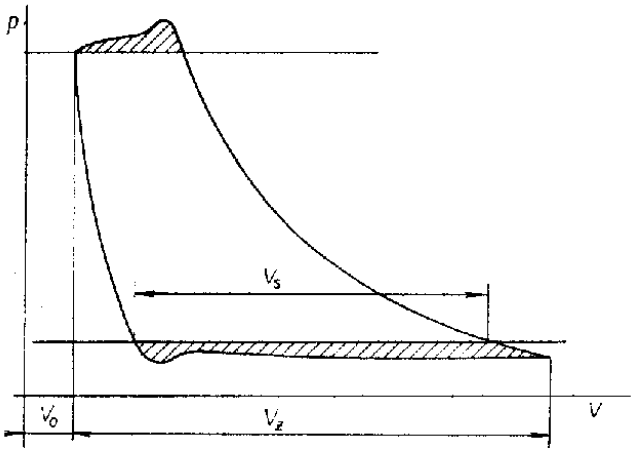


Obr. 7.1. Tlakový diagram kompresoru se škodlivým prostorem

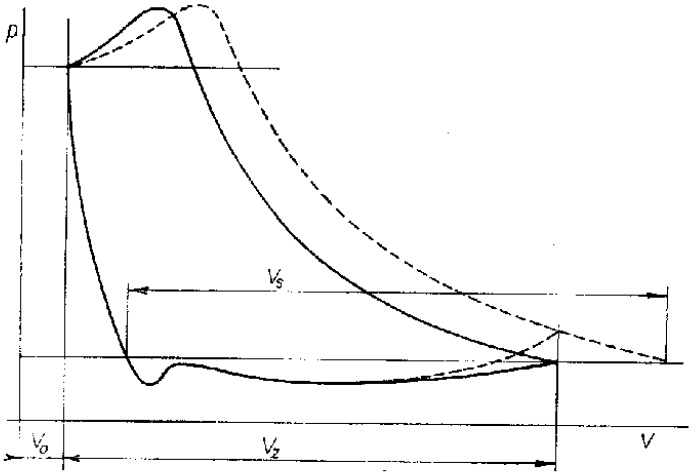
Poměr objemu V_o škodlivého prostoru k objemu zdvihovému V_z
se nazývá poměrný škodlivý prostor a udává se v procentech:

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_z} \cdot 100[\%]$$

Jeho velikost závisí na rozměrech válce, an velikosti a druhu ventilů, na druhu stroje, a bývá asi 3 až 10%.
Vlivem průtokových odporů v sacím a výtlačném ventilu a v průtočných prostorách v hlavě kompresoru není tlak při sání ani při výtlaku konstantní. Plocha diagramu se zvětší o šrafované plošky (obr. 7.2), které znamenají zvětšení práce kompresoru. Hrbolky na začátku sací a výtlačné linie jsou charakteristické pro používané samočinné ventily.



Obr. 7.2. Vliv průtokových odporů ve ventilech na tvar diagramu



Obr. 7.3. Tlakový diagram rychloběžného kompresoru

Typický tlakový (indikátorový) diagram rychloběžného kompresoru s poměrně malými prostory nad ventily je na obr. 7.3. Při vhodném uspořádání sacího potrubí se může stát, že tlak na konci sání je vlivem setrvačnosti pohybu sloupce nasávaného plynu vyšší než sací tlak naměřený a indikátorový diagram se změní tak, jak je to na obr. 7.3 vyznačeno čárkovaně. Tato skutečnost má příznivý vliv na výkonnost kompresoru.

Výkonnost kompresoru:
Teoretická výkonnost kompresoru je úměrná zdvihovému objemu V_z (viz obr.7.1)

$$V_t = V_z \cdot n = S_1 \cdot L \cdot n \qquad \left[m^3 s^{-1}\right]$$

kde S_1/m^2/ je plocha pístů prvního stupně
L/m/……zdvih pístu
N/s^{-1}/……otáčky

Skutečná výkonnost kompresoru je definována /ČSN 10 5010/ jako hmotnostní tok kompresorem dodávaného plynu m /kg.s^{-1};kg.h^{-1}/, nebo jako objemový tok, přepočtený na vztažný stav:

a) na tlak a teplotu naměřené v sacím hrdle kompresoru; označení V /m^3h^{-1}/
b) na tlak 101,325 kPa, teplotu 0°C, relativní vlhkost 0%; označení V/m^3h^{-1}/

Skutečná výkonnost je pravidelně menší než teoretická. Podíl obou výkonností je definován jako dopravní účinnost η_d (někdy též nazývaná součinitel využití pracovního prostoru válce, označovaný písmenem λ):

$$\frac{V}{V_t} = \eta_d$$

$$V = V_t \cdot \eta_d = S_1 \cdot L \cdot n \cdot \eta_d \qquad \left[m^3 s^{-1}\right]$$

Rozdíl mezi teoretickou a skutečnou výkonností je způsoben těmito vlivy:
a)expanzí plynu za škodlivého prostoru (je respektována objemovou účinností η_0)
b)tlakovými odpory v sání (součinitel $\eta_š$)
c)ohřátím plynu během sání (součinitel η_t)
d)netěsností částí uzavírajících pracovní prostor stroje (součinitel η_n)

Dopravní účinnost je pak součinem všech dílčích součinitelů:

$$\eta_d = \eta_0 \cdot \eta_š \cdot \eta_t \cdot \eta_n$$

Rozbor jednotlivých vlivů:
a)objemová účinnost η_0 (též objemový součinitel) vyjadřuje vliv expanze plynu ze škodlivého prostoru. Podle obr.7.1 je

$$\eta_0 = \frac{V_s}{V_z} = \frac{V_z + V_0 - V_4}{V_z}$$

Objem V_4 plynu expandovaného za škodlivého prostoru V_0 (m značí exponent polytropy expanze)

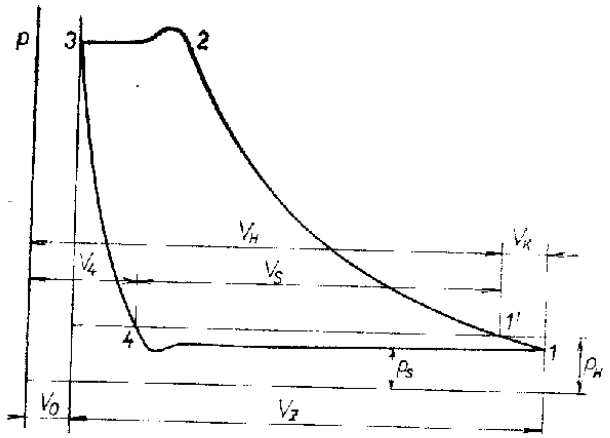
$$V_4 = V_0 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} = V_0 \cdot \pi^{\frac{1}{m}}$$

Velikost škodlivého prostoru $V_0 = \varepsilon \cdot V_z$

Po dosazení $\eta_0 = \dfrac{V_z + \varepsilon \cdot V_z - V_z \cdot \pi^{\frac{1}{m}}}{V_z} = 1 + \varepsilon - \varepsilon \cdot \pi^{\frac{1}{m}} = 1 - \varepsilon\left(\pi^{\frac{1}{m}} - 1\right)$

b)součinitel škrcení v sání $\eta_š$ se často vyjadřuje spolu s objemovou účinností jako objemová účinnost s přihlédnutím k průtokovým odporům, $\eta_{0š}$.
Vlivem průtokových odporů probíhá sání při tlaku p_s nižším, než je tlak p_H v sacím hrdle (obr.8.1).Tlaku p_H se dosáhne až po stlačení objemu V_0 +V_z na objemu V_H:

$$V_H = (V_z + V_0)\left(\frac{p_s}{p_H}\right)^{\frac{1}{n}}$$



Obr. 8.1. Objemová účinnost s přihlédnutím k průtokovým odporům v sání

Objemová účinnost s přihlédnutím k průtokovým odporům

$$\eta_{oš} = \left(\frac{p_s}{p_H}\right)^{\frac{1}{n}} - \varepsilon\left[\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{1}{m}} - \left(\frac{p_s}{p_H}\right)^{\frac{1}{n}}\right]$$

který připomíná vztah pro objemovou účinnost η_0 s tím rozdílem, že místo číslice 1 píšeme

$$\left(\frac{p_s}{p_H}\right)^{\frac{1}{n}}$$

c)součinitel oteplení plynu během sání η_T
-jeho velikost je závislá na množství tepla ΔQ_s
které se plynu při sání přivede, a na velikosti práce ΔA_s
(která se přemění v teplo) vynaložené na překonání odporů při proudění nasávaného plynu.
Oteplení během sání

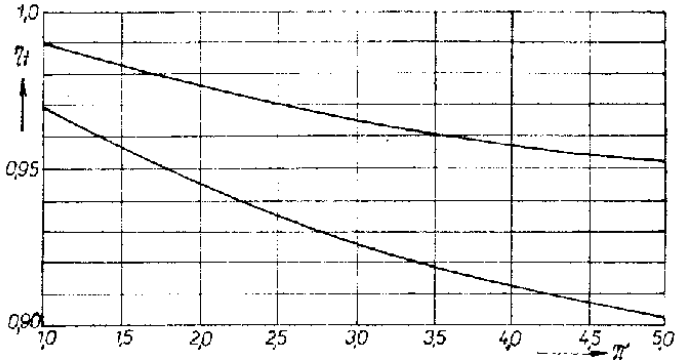
$$\Delta T_s = \frac{\Delta Q_s + \Delta A_s}{mc_p}$$

součinitel oteplení

$$\eta_T = 1 - \frac{\Delta T_s}{T_s}$$

kde m je hmotnost nasátého plynu
c_p……měrné teplo plynu
T_s……teplota plynu v sacím hrdle kompresoru

Velikost součinitele oteplení závisí na konstrukci a rozměrech stroje (poměr objemu válce k jeho povrchu, odstupňovaný píst atd.), a na intenzitě chlazení válce. Pro jeho určení lze použít graf na obr.8.2, kde je součinitel ohřátí vynesen v závislosti na tlakovém poměru. Pro kompresory o velké výkonnosti, s dobrými průtočnými i chladícími podmínkami, platí oblast u horní křivky, pro malé kompresory se vzduchovým chlazením válce oblast u dolní křivky.



Obr. 8.2. Součinitel oteplení plynu během sání

d)součinitel těsnosti η_n vyjadřuje vliv ztrát vznikajících netěsností ventilů, pístů a ucpávek:

$$\eta_d = 1 - \frac{\Delta m}{m}$$

kde Δm je hmotnost plynu uniklého netěsnostmi
m……hmostnost nasátého plynu

U dobrých strojů dosahuje součinitel těsnosti hodnosty 98 až 99,5%.
V praxi se většinou společná velikost součinitelů $\eta_š, \eta_t, \eta_n$ odhaduje podle zkušenosti. O tuto odhadnutou hodnotu se při určování dopravní účinnosti zmenšuje vypočtená účinnost objemová. U dobrých plynových kompresorů bývá (v závislosti na velikosti tlakového poměru a výkonnosti) dopravní účinnost menší o 5 až 15% než účinnost objemová:

$$\eta_d = \eta_o - (5 až 15)[\%]$$

u kompresorů chladících je rozdíl mezi η_d a η_o větší, a to o 20 až 25%.

Efektivní příkon kompresoru

Příkon, který musíme přivést na hřídel kompresoru, je příkon efektivní nebo skutečný $P_{ef.}$ Můžeme jej určit buď z teoretické práce izotermické nebo adiabatické, nebo z práce indikované, a to pomocí energetických účinností.

a)Teoretické příkony
Dosadíme-li do rovnice pro práci izotermickou, resp. adiabatickou tlak p_1 [Pa], objem V[m^3s^{-1}], bude výsledek udávat přímo příkon izotermický P_{is}, resp. adiabatický P [Nms^{-1}] čili [W]:

$$i_2 - i_1 \qquad [Jkg^{-1}]$$

Je-li m [kgs] množství obíhajícího chladiva, bude

$$P_{ad} = m(i_2 - i_1) \quad [W]$$

b)indikovaný příkon
Z indikované práce vypočteme příkon ze vztahů

$$P_i = p_i SLn = p_i S \frac{c_s}{2} \quad [W]$$

kde p_i [Pa] je střední indikovaný tlak
S [m^2]……plocha pístu
L [m]……zdvih pístu

N [s^{-1}]……otáčky
C [ms^{-1}]……střední rychlost pístu

Energetické účinnosti

Poměr příkonu izotermického, resp. adiabatického a indikovaného nazýváme *indikovanou izotermickou,* resp. adiabatickou účinností.

$$\eta_{is} = \frac{P_{is}}{P_1};\ \eta_{ad} = \frac{P_{ad}}{P_i}$$

Efektivní příkon je o ztráty třením větší než příkon indikovaný. Jejich poměr je *mechanická účinnost*

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ef}}$$

Součin účinnosti indikované a mechanické dává *celkovou účinnost*, a to *izotermickou*

$$\eta_{cis} = \eta_{is}\eta_m = \frac{P_{is}}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{ef}} = \frac{P_{is}}{P_{ef}}$$

nebo *adiabatickou*

$$\eta_{cad} = \eta_{ad}\eta_m = \frac{P_{ad}}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P_{ef}} = \frac{P_{ad}}{P_{ef}}$$

<u>Efektivní příkon</u>

Tento příkon tedy určíme za pomoci uvedených účinností z těchto rovnic:

$$P_{ef} = \frac{P_{is}}{\eta_{ics}} = \frac{P_{ad}}{\eta_{cis}} = \frac{P_i}{\eta_m}$$

<u>Určení výkonu poháněcího motoru</u>

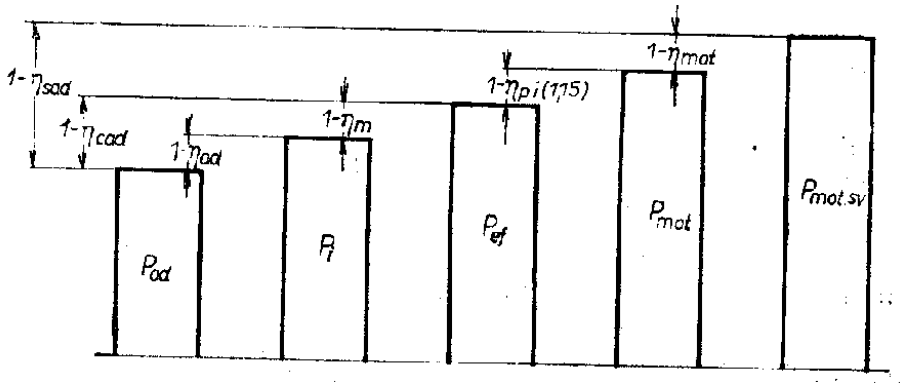
Výkon elektromotoru se volí asi o 15% vyšší než efektivní příkon kompresoru, výkon spalovacího motoru asi o 25% vyšší. Bere se tak zřetel na možné zvýšení tlakového poměru provozními vlivy i na to, že účinnost motoru je nejvyšší asi při 75% zatížení.
Při pohonu kompresoru pomocí převodu je třeba respektovat účinnost převodu η_p:

$$P_{elm} = 1{,}15\frac{P_{ef}}{\eta_p}$$

Součin všech účinností dává účinnost soustrojí:

$$\eta_{sis} = \eta_{cis}\eta_p\eta_{mot} \text{ resp. } \eta_{sad} = \eta_{cad}\eta_p\eta_{mot}$$

Grafické znázornění příkonů a účinností je na obr.11.1



Obr. 11.1. Znázornění příkonů a účinností

Hodnoty účinností:
Mechanická účinnost u kompresorů s křižákem bývá 88 až 90%, u malých strojů bez křižáku asi 80 až 85%. U strojů chlazených vzduchem dmýchaným ventilátorem je tato účinnost nižší, protože příkon kompresoru je vyšší o příkon ventilátoru (tj. až asi o 5%)
Celková izotermická účinnost bývá u menších kompresorů asi 40 až 50%, u větších kompresorů asi 50 až 65%.Celková adiabatická účinnost bývá u menších kompresorů asi 50 až 70%, u větších strojů 55 až 80%. Uvedené hodnoty platí pro vzduch a plyny podobné hustoty. Při stlačování lehkých plynů se dosahuje vyšších účinností, u těžších plynů nižších. Účinnost převodu klínovými řemeny je asi 90 až 95%.

KOMPRESORY OBJEMOVÉ

Kompresory s vratným pohybem

- **Pístové kompresory**

Uspořádání pístových kompresorů a jejich konstrukce se obecně vyznačují velkou rozmanitostí k níž vedou tyto požadavky:
- rozdílnost výkonností (desetiny až desetitisíce m^3/h)
- rozdílnost výtlačných tlaků (desetiny až stovky MPa)
- různost vlastností stlačovaných plynů
- různost provozních požadavků
- další nejrůznější aspekty

Pístové kompresory se stavějí jako:
- stojaté, ležaté, boxerové, úhlové
- jednostupňové až sedmistupňové
- jednočinné nebo dvojčinné, s odstupňovaným pístem
- s křížákem nebo bez křížáku
- chlazené vzduchem nebo vodou
- mazané nebo bezmazné
- ucpávkové (otevřené, polohermetické, hermetické)

Obr.2 Pístový kompresor

Jednostupňové kompresory malých a středních výkonností bývají stojaté řadové nebo s válci do V či W, s jednočinným trubkovým pístem, který plní i funkci křižáku. Tyto kompresory mají poměrně jednoduchou konstrukci. Použitím více válců menších rozměrů se sice zhorší mechanická účinnost stroje, ale zlepší se vyvážení sil, což umožní zvýšit otáčky (na 1 400 až 2 500 min^{-1}), zmenšit setrvačník, základ, rozměry i hmotnost celého stroje. Větší počet válců dovoluje účelnou typizaci strojů a rozsáhlou normalizaci součástí, která podmiňuje levnější sériovou výrobu a snižuje cenu stroje.

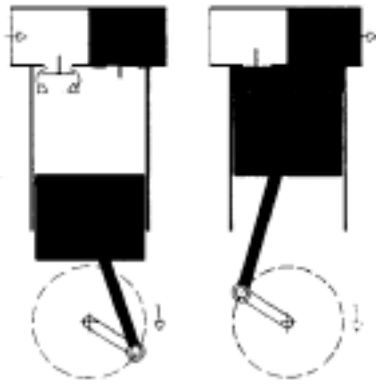
Dvojčinné kompresory křižákové se používají pro střední a velké výkonnosti, u speciálních strojů i pro malé výkonnosti. Proti jednočinným kompresorům mají menší ztráty třením a jsou těsnější. Obvykle jsou chlazeny vodou a častěji než stojaté se konstruují ležaté, nebo jsou uspořádány do V nebo L. Lze u nich dobře oddělit mazání válců od mazání klikového mechanismu, což je důležité např. u velkých strojů se zřetelem k rozdílným požadavkům na kvalitu oleje a k vyšší ceně kompresorového oleje, nebo ve zvláštních případech mazání válce jinou kapalinou (starší typy kyslíkových kompresorů destilovanou vodou, chlorový kompresor koncentrovanou kyselinou sírovou), nebo konečně u kompresorů bezmazných (se samomaznými pístními kroužky).

Dvoustupňové a několikastupňové kompresory dovolují mnoho variant uspořádání. U jednočinných strojů je pro každý stupeň jeden nebo i více válců, válce vyšších stupňů mají při stejném zdvihu postupně menší průměry. U dvojčinných strojů je kromě tohoto uspořádání obvyklé i odstupňování pístů, které je zvlášť důležité pro několikastupňové vysokotlaké kompresory.

Vysokotlaké kompresory s odstupňovanými písty se stavěly jako jednoválcové nebo dvouválcové. Výhoda odstupňovaných pístů se jeví v jednodušším klikovém mechanismu a v možnosti dobrého vyvážení sil na píst. Nevýhodou je obtížnější utěsnění prstencových pracovních prostorů a velké posuvné hmoty.

Dalším vývojovým stupněm ležatých kompresorů s odstupňovanými písty jsou kompresory s protiběžnými písty, tzv. **boxerové kompresory**. V nich se spojují výhody pomaloběžných ležatých strojů (snadný přístup k ventilům a ucpávkám, krátké potrubí k mezistupňovým chladičům) s výhodami strojů rychloběžných (lepší využití místa, kompaktnější konstrukce s více válci, umožňující dokonalé vyvážení sil prvního i druhého řádu, klidný chod, malý základ, otáčky 2.5 až 3-krát vyšší než u ležatých strojů starší konstrukce).
Další typ kompresoru s protiběžnými písty je vlastně stojatý kompresor, u něhož se v jednom válci pohybují proti sobě dva písty, poháněné od jednoho klikového hřídele. Vzhledem k dobrému vyvážení a klidnému chodu potřebuje stroj jen malý základ.

Pístové kompresory s přímočarým pohybem pístů jsou v současné době nejpoužívanějším typem kompresorů. Jsou vhodné k získání nízkých, středních i vysokých tlaků, tj. od 100 kPa až do několika tisíc kPa. Při stlačení vzduchu na vyšší tlaky je však nutné vícestupňové provedení. Nasátý vzduch se v prvním stupni stlačí, následuje jeho ochlazení a pak stlačení v dalším stupni. Zdvihový objem druhého stupně je vždy menší než prvního stupně. Teplo vznikající při stlačování vzduchu musí být vždy odváděno. Chlazení se provádí vzduchem nebo vodou.



Obr.3 Pístový kompresor s přímočarým pohybem pístu

Pístové kompresory

Kompresory se stavějí jako:
- jednostupňové až sedmistupňové
- jednočinné nebo dvojčinné
- bezkřižákové nebo křižákové
- stojaté, ležaté, s válci do V, W, L
- chlazené vzduchem nebo vodou

Jednostupňové kompresory malých a středních výkonností bývají stojaté řadové nebo s válci do V nebo W, s jednočinným trubkovým pístem, který plní funkci křižáku (obr. 1).

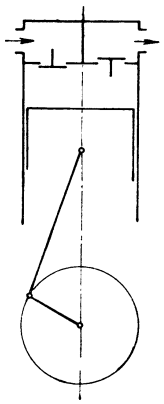
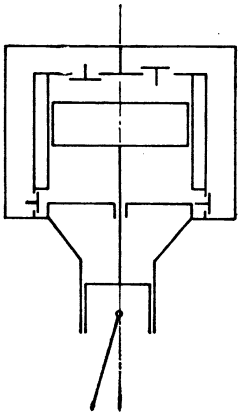
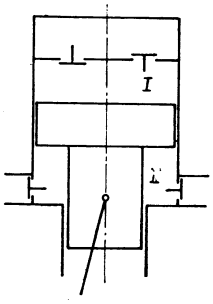


Schéma jednočinného jednoválcového kompresoru



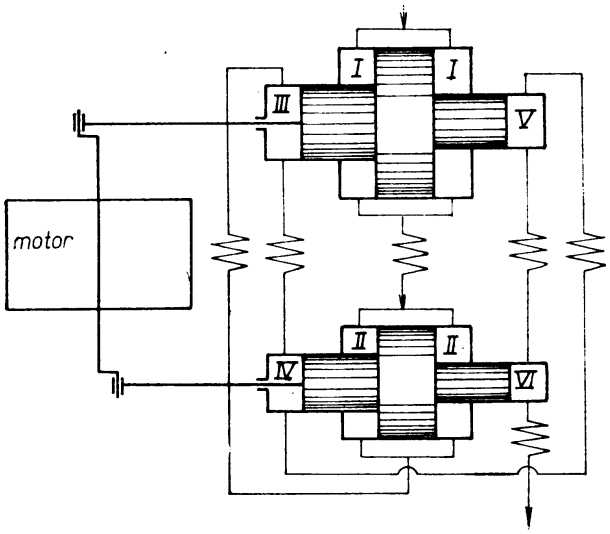
Obr. 2 Schéma dvojčinného jednoválcového kompresoru



Obr. 3 Schéma dvoustupňového kompresoru s odstupňovaným pístem

Tyto kompresory mají poměrně jednoduchou konstrukci. Použitím více válců menších rozměrů se sice zhorší mechanická účinnost stroje, ale zlepší se vyvážení posuvných sil, které umožní zvýšit otáčky, rozměry a hmotnost celého stroje.

Dvojčinné kompresory křižákové (obr. 2) se používají pro střední a velké výkonnosti, u speciálních strojů i pro malé výkonnosti. Proti jednočinným kompresorům mají menší ztráty třením a jsou těsnější. Obvykle jsou chlazeny vodou a častěji než stojaté se konstruují ležaté, nebo jsou uspořádány do V nebo L.



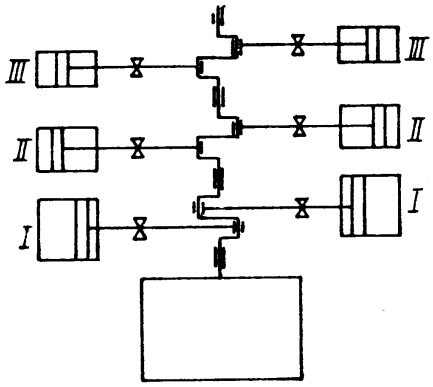
Dvoustupňové a několikastupňové kompresory dovolují mnoho variant uspořádání. U jednočinných strojů je pro každý stupeň jeden nebo i více válců. U dvojčinných strojů je kromě tohoto uspořádání obvyklé i odstupňování pístů (obr. 3).

Vysokotlaké kompresory s odstupňovanými písty se stavěly jako jednoválcové nebo dvojčité dvouválcové (obr. 4).

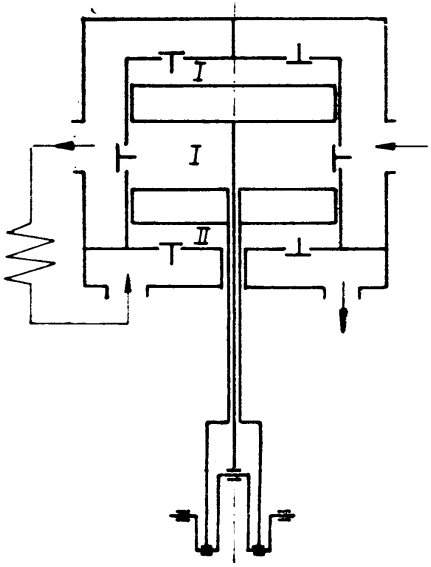
Obr. 4 Schéma vysokotlakého kompresoru s odstupňovanými písty

Výhoda odstupňovaných pístů se jeví v jednodušším klikovém mechanismu a v možnosti dobrého vyvážení sil na píst. Nevýhodou je obtížnější utěsnění prstencových pracovních prostorů a velké posuvné hmoty.

Dalším vývojovým stupněm ležatých kompresorů s odstupňovanými písty jsou **kompresory s protiběžnými písty**, tzv. boxerové kompresory (obr. 5). V nich se spojují výhody pomaloběžných ležatých strojů s výhodami strojů rychloběžných.



Obr. 5 Schéma ležatého kompresoru s protiběžnými písty (boxer)



Obr. 6 Schéma stojatého kompresoru s protiběžnými písty v jednom válci

Jiný typ kompresoru s protiběžnými písty je na obr. 6. Je to **stojatý kompresor**, u něhož se v jednom válci pohybují proti sobě dva písty, poháněné od jednoho klikového hřídele.

- **Membránové kompresory**

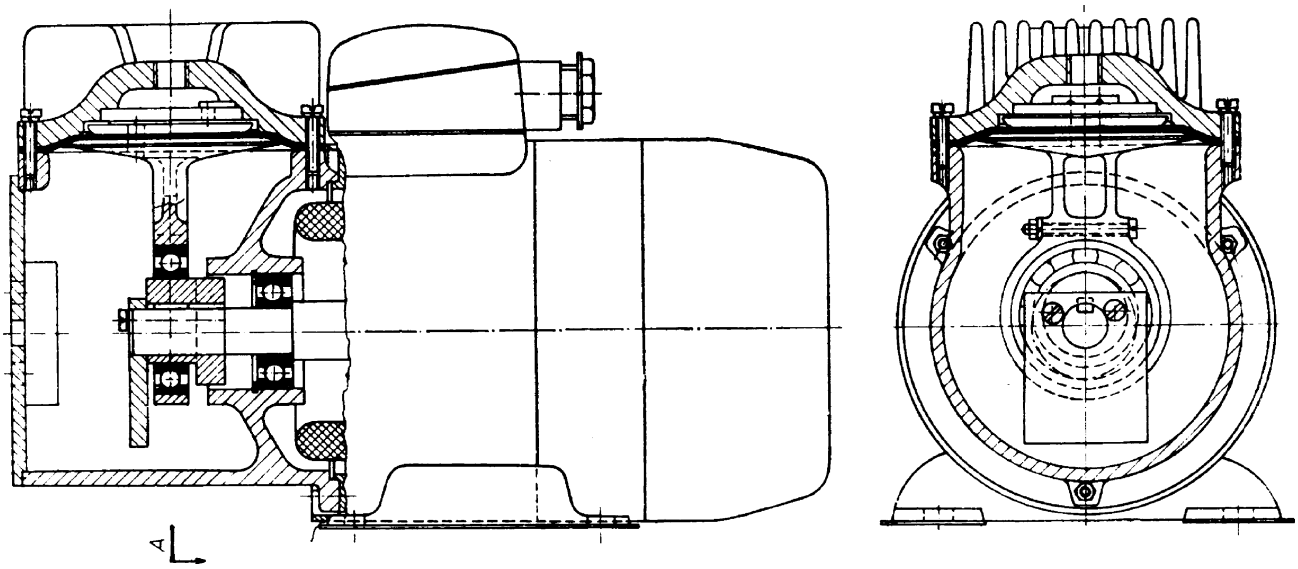
Kompresory, u nichž se dosahuje změny objemu plynu prohýbáním kruhové membrány upnuté na obvodu, jsou kompresory membránové. Protože rozměry membrány (z důvodů pevnostních), a především její průhyb jsou malé, hodí se k stlačování pouze malých množství plynu. Mají však některé cenné vlastnosti, pro které našly trvalé uplatnění. Protože nepotřebují žádné mazání, neznečišťují stlačovaný plyn olejem, což je pro některé použití primárním požadavkem. Mohou být provedeny zcela těsné, což je požadavek velmi důležitý při stlačování vzácných plynů z ovzduší, nebo plynů jedovatých či jinak nebezpečných okolí.

5.1 Typy membránových kompresorů

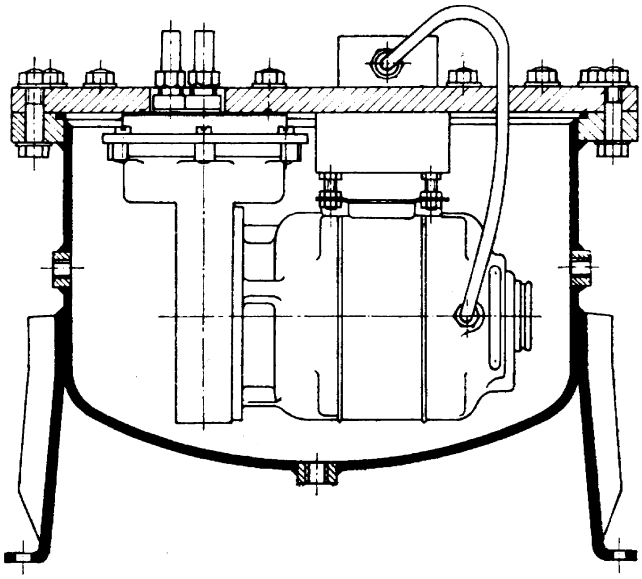
Podle způsobu vyvolání pohybu membrány rozeznáváme dva druhy těchto kompresorů. První druh s *měkkou*, nejčastěji *pryžovou membránou*, má mechanický pohyb membrány odvozený od kliky na hřídeli, která je spojena táhlem s deskou upevněnou pod membránou. Délka táhla je v poměru k poloměru kliky značná. Při otáčení kliky se pohybuje deska s membránou ve směru osy membrány a zároveň se mírně kývá.Tyto kompresory s měkkou membránou jsou jako jednostupňové použitelné pro přetlaky do 0,3 MPa, eventuálně pracují

jako vývěvy. U dvoustupňového stroje lze jít na konečný přetlak 0,6 MPa. Životnost membrány 1 500 pracovních hodin se pokládá za uspokojivou. Značný vliv na životnost membrány má provedení jejího sevřeného okraje a deformace při sevření. Vlivem malého množství stlačovaného plynu a velkého povrchu hlavy se vystačí se vzduchovým chlazením.

Popsanou konstrukci kompresoru s měkkou membránou lze použít pro oběh plynu s tlakem až 10 MPa, je-li tlaková ztráta při oběhu malá. Celý kompresor se pak vloží do tlakové nádoby odpovídající nejvyššímu provoznímu tlaku.



Obr. 19 Membránový kompresor s měkkou membránou a s nasáváním přes klikovou skříň.

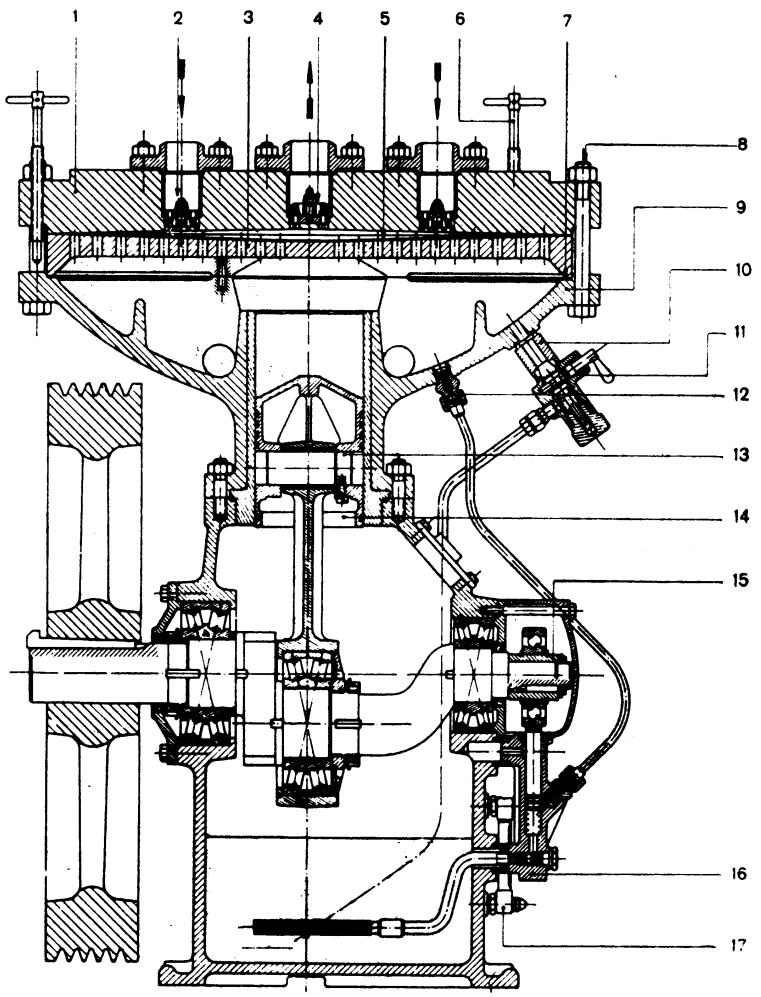


Obr. 20 Membránový oběhový kompresor pracující při vysokém tlaku

Mnohem větší nároky, pokud jde o tlakový poměr a těsnost kompresoru, můžeme klást na kompresory s *kovovou*, nejčastěji *ocelovou membránou*. Prohýbání membrány se děje hydraulicky, obvykle olejem, u kyslíkových kompresorů vodou. Membrána je sevřena mezi dvě desky s mělkým, přibližně kulovým vybráním. Deska pod membránou má množství malých otvorů, kterými je spojen prostor pod membránou s válcem olejového pístového

čerpadla. V desce nad membránou jsou vsazeny ventily sací i výtlačný. Tvar vybrání odpovídá tvaru prohnuté desky, takže maximálně prohnutá membrána se opírá o desku. V důsledku toho i vlivem malých rozměrů ventilů je škodlivý prostor minimální, umožňující tlakový poměr 16, ve dvoustupňovém stroji až 250. Při pohybu pístu olejového čerpadla z horní úvratě směrem dolů se membrána nejdříve narovná vlastní pružností, pak se pod sacím tlakem dopravovaného plynu prohne dolů a pracovní prostor nad membránou se naplní plynem. Při zpětném pohybu pístu se membrána prohýbá směrem nahoru a stlačuje a vytlačuje plyn. U pístu olejového čerpadla poháněného klikovým mechanismem vzniká určitá ztráta oleje netěsností. Proto má kompresor ještě pomocné olejové čerpadlo s pohonem od výstředníku nasazeného na konci klikového hřídele. Doplnění oleje v hlavním válci probíhá při sacím pohybu. Nadbytečný olej je přepuštěn z tlačného prostoru do klikové skříně pojistným ventilem na konci zdvihu.

Takto provedené kompresory mohou pro svou těsnost a čistotu stlačovat např. chlór nebo kyslík (po nahrazení olejového čerpadla vodním). Voda zamezí styk plynu a oleje i při protržení membrány.

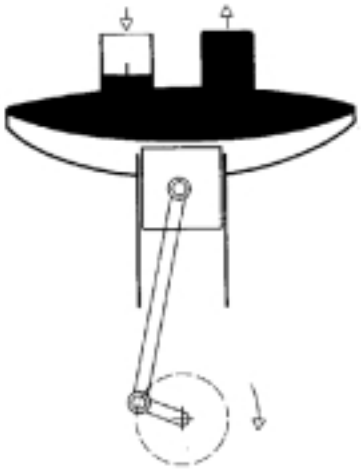


Obr. 13 Kompresor s hydraulicky ovládanou kovovou membránou

1 – deska s ventily
2 – sací ventil
3 – děrovaná deska
4 – výtlačný ventil
5 – membrána
6 – odtlačovací šroub
7 – těsnění děrované desky
8 – šrouby
9 – olejová vana
10 – přepouštěcí ventilové sedlo
11 - přepouštěcí ventil
12 – zpětný ventil
13 – čep ojnice
14 – píst
15 – výstředník
16 – doplňovací čerpadlo
17 – stavoznak pro olej

Obr. 21 Kompresor s hydraulicky ovládanou kovovou membránou

Pracovním elementem těchto kompresorů je pružná membrána, hermeticky upnutá mezi hlavu a skříň(prohýbaná u malých strojů mechanicky, u větších hydraulicky). Píst je od sání i výtlaku oddělen, takže vzduch nepřichází do styku s kluzně uloženými pohyblivými díly a není proto znečišťován olejem. Membránové kompresory se proto používají zejména v potravinářském, farmaceutickém a chemickém průmyslu.



Obr. 4 Membránový kompresor

ROTAČNÍ KOMPRESORY

Rotační kompresory patří mezi kompresory objemové. Stlačovaný plyn se při pohybu jednoho nebo dvou rotujících pístů-rotorů oddělí nejprve od sacího prostoru a pak ihned nebo až po spojení s výtlačným prostorem se jeho objem tlakem rotorů na plyn zmenšuje a stoupá jeho tlak. Podle konstrukčního uspořádání rozlišujeme rotační kompresory a vývěvy:

1. křídlové (lamelové),
2. s kroužícím pístem,
3. kapalinokružné,
4. dvourotorové,
5. šroubové.

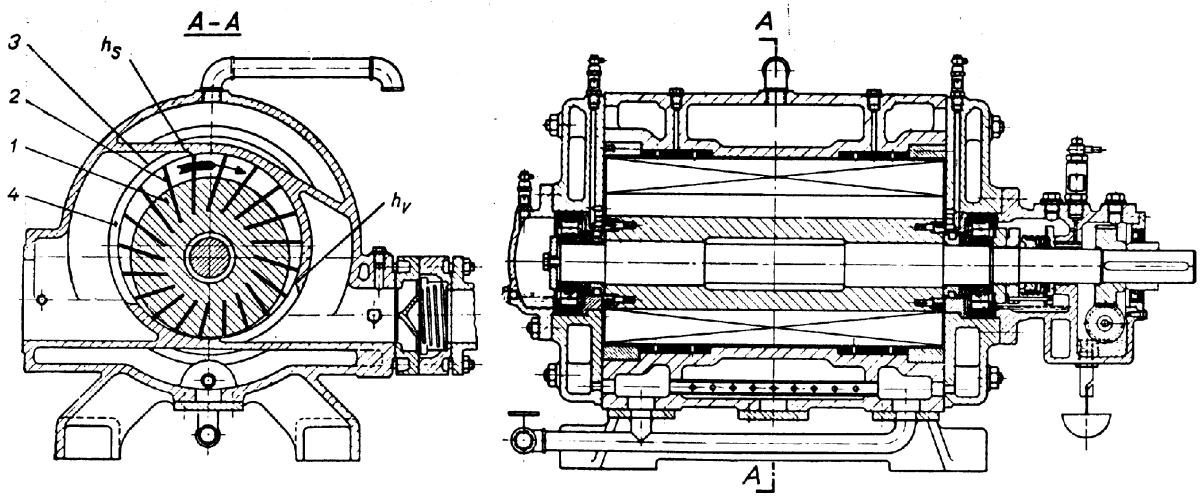
Kromě rotačního pohybu je všem těmto kompresorům společné to, že obvodová rychlost jejich rotorů je značně vyšší než pístová rychlost u kompresorů s vratným pohybem pístu. Proto vycházejí rozměry rotačních kompresorů malé. Malá hmotnost a většinou nevelká pracnost vedou k nízké výrobní ceně. I po stavební stránce jsou velmi nenáročné, neboť pokud vůbec potřebují základy, jsou to základy velmi malé a málo namáhané. Jejich rozběhový moment je povšechně malý, a proto se mohou rozbíhat i motory s nízkým záběrovým momentem. Velká většina rotačních kompresorů je spojena přímo, bez převodu, s rychloběžným motorem, a tak i pořizovací náklady poháněcí části jsou nízké a odpadají ztráty převodem.

V porovnání s kompresory s vratným pohybem pístu, účelně konstruovanými, se až na výjimky vyznačují nižšími energetickými účinnostmi a jimi vyvolaný hluk má vyšší frekvence, které i při stejné intenzitě působí na náš organismus nepříznivěji než hluk nižších frekvencí vyvolávaný kompresory s klikovým ústrojím. Největší ztrátu u všech rotačních kompresorů představuje ztráta netěsností. Všechny rotační kompresory pracují uspokojivě pouze při jednom směru otáčení. Aby nedošlo po zastavení kompresoru k jeho roztáčení v opačném smyslu, opatřují se rotační kompresory vysokozdvižným jednokroužkovým zpětným ventilem.

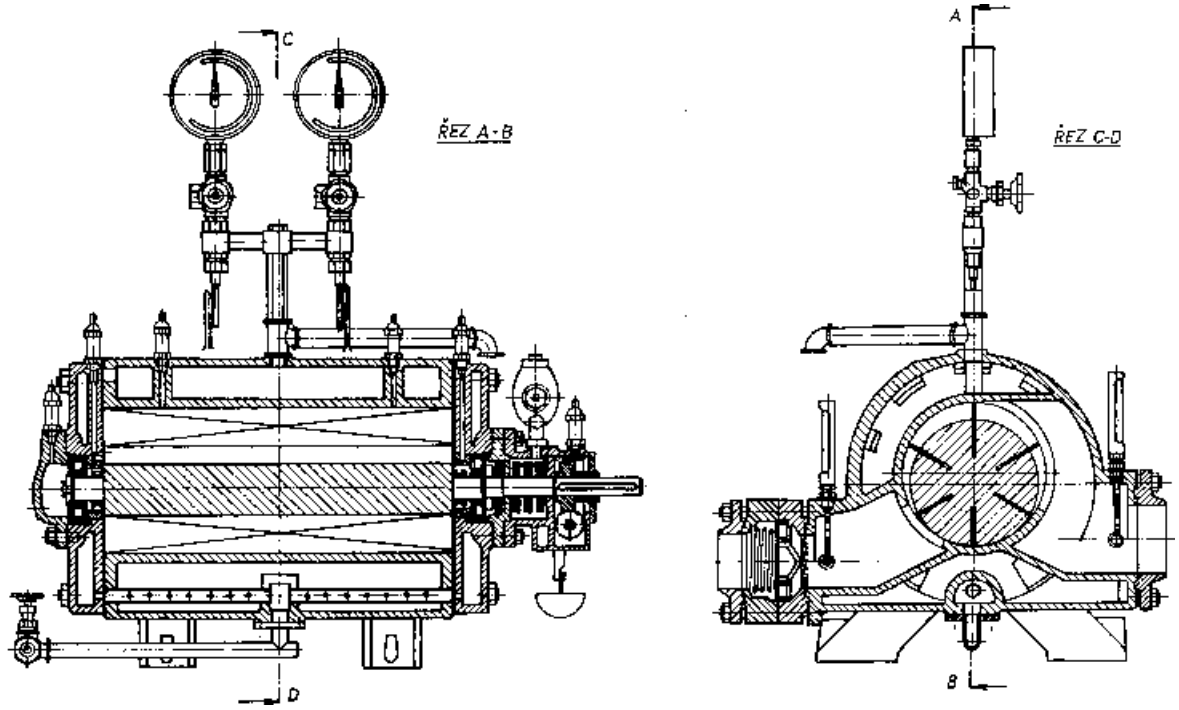
- **Křídlové kompresory**

Křídlový kompresor má válcový rotor s hlubokými zářezy, výstředně uložený ve válci. Otáčí-li se rotor kolem své osy dostatečnou rychlostí, pudí odstředivá síly křídla (lamely) obdélníkového tvaru ke stěně válce. Prostor srpovitého průřezu mezi válcem a rotorem, ohraničený na obou koncích víkem, je rozdělen křídly na komůrky, jejichž objem se

v průběhu otáčení mění. Od polohy, kde se rotor téměř dotýká válce, až do polohy protilehlé se při otáčení rotoru zvětšuje objem komůrky a do komůrky se nasává plyn výřezy ve stěně válce, omezenými hranou. Přejetím zadního křídla komůrky přes tuto hranu se přeruší její spojení se sáním, objem komůrky se plynule zmenšuje a tlak plynu v komůrce stoupá. Komprese končí, když přední (ve smyslu otáčení) křídlo komůrky přejede přes výtlačnou hranu a obsah komůrky se spojí s plynem ve výtlačném prostoru. Stlačování plynu v komůrce je nezávislé (nepřihlížíme-li k ztrátám netěsností) na tlaku ve výtlačném prostoru; až do okamžiku vzájemného spojení závisí stlačení plynu jen na geometrii kompresoru, na tzv. vestavěném tlakovém poměru. Při dalším otáčení rotoru nastává vytlačování plynu, končící v okamžiku, kdy zadní křídlo přejede přes druhou hranu ohraničující výtlačný otvor.



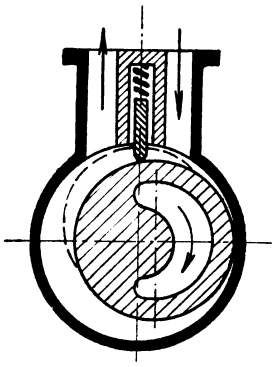
Obr. 5 Křídlový kompresor se záchytnými prstenci



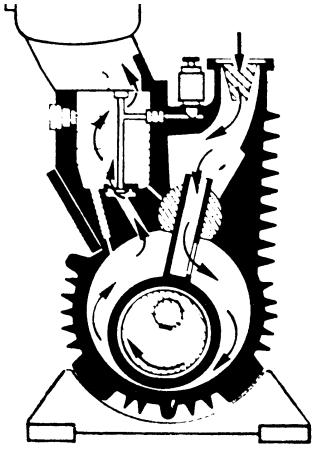
Obr. 6 Křídlový kompresor s radiálními drážkami

- **Kompresory s kroužícím pístem**

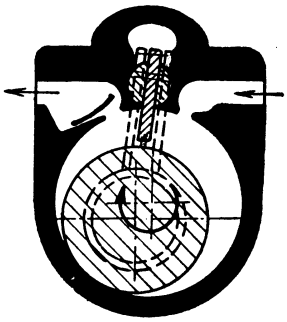
Změna objemu, a tím vyvolané stlačení plynu, jsou způsobovány tím, že píst kruhového průřezu, vzdálený pouze o tloušťku olejového filmu od stěny válce většího průměru než má sám, opisuje kruhovou dráhu kolem osy válce. Prostor srpovitého průřezu, ohraničený válcem 1, pístem a dvěma rovinnými víky (obr. 8a), je rozdělen dělící deskou 3 na část nasávající plyn, neboť se její objem zvětšuje, a na část druhou, kde probíhá stlačování a po dosažení výtlačného tlaku vytěsňování stlačeného plynu z válce.



Obr. 8a Řez válcem kompresoru s kroužícím pístem s dělící deskou



Obr. 8b Řez vývěvou s kroužícím pístem a sním pevně spojenou dělící deskou

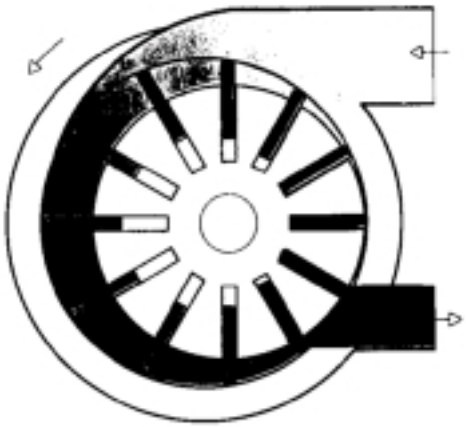


Obr. 8c Řez kompresorem s kroužícím pístem a nakláněnou přítlačnou deskou

Podle vzájemného spojení dělící desky a pístu rozlišujeme dále 3 typy, a to případ I., kdy deska vložená do radiálního řezu ve stěně válce je přitlačována na kroužící píst pružinou. Případ II., uplatňující se zejména u vývěv, má (obr. 8b) dělící desku pevně spojenou s kroužícím pístem a stále kolmou k válcovitému povrchu pístu. Aby byl její pohyb možný, klouže ve vedení, které se naklání podle sklonu desky. Konečně ve III. případě je dělící deska pouze přitlačována ke kroužícímu pístu, ale válcovité vedení (obr. 8c) sleduje slon roviny proložené osou pístu a osou vedení k rovině proložené osou válce a osou vedení. Tím je zaručeno, že dělící deska je při všech polohách pístu kolmá na jeho povrch.

- **Lamelové kompresory**

Rotační kompresory jsou jednostupňově pracující vícekomorové kompresory. V kruhovém válci, jednotce statoru, rotuje excentricky uložený rotor s podélnými drážkami. V těchto drážkách se pohybují ocelové lamely, které se při rotaci vznikající odstředivou silou vysunují ke stěně statoru, čímž vznikají jednotlivé komory. Ke stlačování dochází v těchto objemově rozdílných komorách.

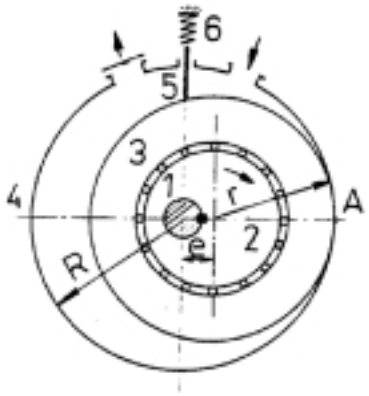


Přes sací filtr a sací regulátor vstupuje vzduch do komor. Otáčením se komory pohybují směrem nahoru, vzduch v komorách je uzavřen a pomocí zmenšování objemu kontinuálně stlačován.
K výstupu stlačeného vzduchu dochází na horní straně statoru, kde je objem komory nejmenší a stlačení největší.
Lamely rotačního kompresoru jsou odstředivou silou, vznikající otáčením rotoru, vysunovány ven a kloužou téměř bezdotykově na olejovém filmu po stěně statoru. Lamely garantují vždy úplné zatěsnění jednotlivých komor proti interním únikům, např. mezi jednotlivými

komorami. V tomto hraje olej velmi významnou roli, není tedy použit jen k mazání a odvodu tepla. Olej podtéká pod zaoblené lamely a těsní tak vzájemně jednotlivé komory. Tak dochází k dokonalému oddělení sací strany od strany stlačování v místě výstupu stačeného vzduchu. Výborné zatěsnění jednotlivých komor pomocí vstřikovaného oleje umožňuje výrobu rotačního kompresoru v běžných tolerancích moderními CNC obráběcími stroji.
V případě šroubového kompresoru závisí interní úniky vzduchu na přesnosti výroby šroubového páru (tolerance v oblasti setin milimetru) a na vznikajících axiálních silách.
Přednostmi tohoto typu kompresoru jsou malé vnější rozměry, klidný chod a rovnoměrná, prakticky bezrázová dodávka stlačeného vzduchu.

- **Kompresory s valivým pístem**

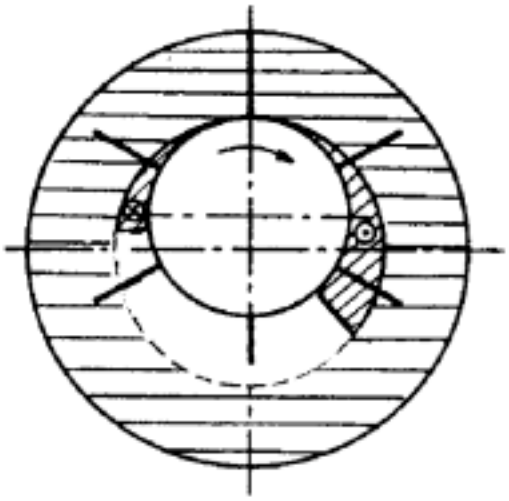
Hřídel 1 je pevně spojen s excentrem 2. Na Excentr 2 je nasunut vlastní píst 3, který se na něm volně otáčí (na obr.6 je jen pro názornost naznačeno valivé ložisko). Píst se částečně odvaluje a částečně smýká po vnitřním povrchu válce 4. Vlivem excentricity se píst a válec stýkají v bodě A a spolu s dělící deskou 5, umístěnou mezi sacím a výtlačným otvorem, rozdělují pracovní prostor válce na sací a výtlačnou část. Pružina 6 přitlačuje desku na píst.
Dobrá účinnost vyžaduje dodržení minimálních vůlí mezi rotorem a válcem i mezi rotorem a víky válce, což klade vysoké nároky na přesnost výroby jednotlivých součástí a na kvalitu materiálu třecí dvojice píst – těsnící deska. Pro dosažení této výrobní přesnosti je nutno použít nákladné technologické zařízení, které se vyplatí jen při hromadné výrobě.



Obr.6

- **Kompresor kapalinokružný**

Princip je naznačen na obr.7 .Rotor s pevnými křídly je excentricky uložen ve statoru. Při otáčení těsní kapalinový prstenec (při stlačování vzduchu prstenec vodní) mezi rotorem a křídly pracovní prostor, do něhož se v sací části plyn nasává, ve výtlačné vytlačuje. Sací i výtlačný otvor jsou v čelech statoru, a to buď jen na jedné straně, nebo u strojů s delším rotorem na obou stranách. Počet lopatek bývá u malých rotorů 8 až 12, u velkých 12 až 20. Existuje konstrukce s oválným statorem, u níž se vzduch přivádí pomocí rozvodného kříže do pracovního prostoru mezi lopatky v ose stroje, a to dvakrát za jednu otáčku.



Obr.7

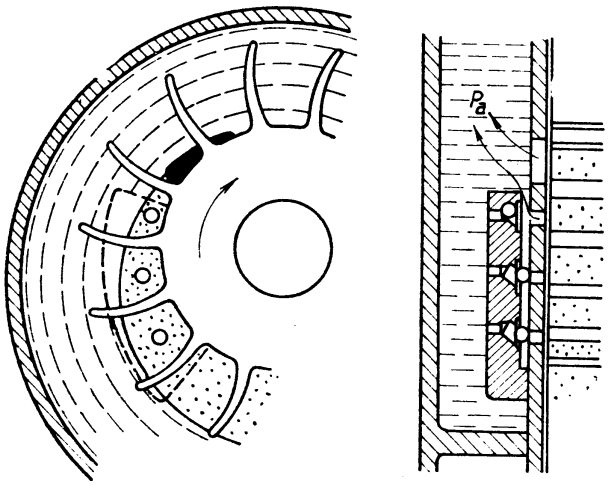
Vlivem přímého styku s kapalinou je komprese téměř izotermická, avšak celková izotermická účinnost je (opět vlivem vodního prstence) značně nízká, asi poloviční než u stejně výkonných pístových kompresorů.

- **Vodokružné kompresory a vývěvy**

Tyto stroje, označované také jako kompresory s kapalinovým pístem se uplatňují tam, kde provozní spolehlivosti, nenáročnosti na obsluhu a údržbu, dlouhé životnosti a klidovému chodu bez hluku a otřesů se dává přednost před vyšší energetickou účinností. Další jejich výhodou je téměř izotermický průběh stlačování, vítaný u plynů náchylných za zvýšené teploty k nebezpečnému rozpadu a polymerizaci. Hodí se pro stlačování plynů značně znečištěných prachem, který se během stlačování téměř všechen zachytí v těsnící kapalině.

Stlačování je u vodokružných kompresorů způsobováno tím, že kapalina vyplňující částečně válec vytvoří po roztočení rotoru s radiálními lopatkami prstenec sledující vnitřní obvod válce.

Vodokružné kompresory jsou stroje s tzv. vestavěnou kompresí, tj. stlačování v nich závisí na geometrii vstupních a výstupních otvorů. U strojů stavěných pro vyšší tlakový poměr a pracujících s nízkým skutečným tlakovým poměrem může vzniknout nepříznivé namáhání. Čelí se tomu vestavěním samočinných ventilů ve tvaru pryžových koulí (obr. 9), které se otevřou, když tlak ve válci je vyšší než tlak ve výtlačném hrdle kompresoru. U běžných kompresorů se však těchto nepoužívá.



Obr. 9 Výtlačný otvor a kulové výtlačné ventily vodokružné vývěvy

- **Kapalinokružné kompresory**

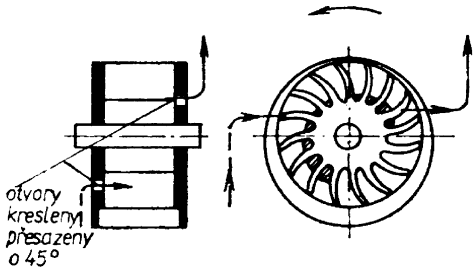
Tyto stroje, označované také jako kompresory s kapalinovým pístem, se uplatňují tam, kde provozní spolehlivost, nenáročnosti na obsluhu a údržbu, dlouhé životnosti a klidnému chodu bez hluku a otřesů se dává přednost před vyšší energetickou účinností. Další jejich výhodou je téměř izotermický průběh stlačování, vítaný u plynů náchylných za zvýšené teploty k nebezpečnému rozpadu (acetylén, sirouhlík, sirovodík) nebo polymerizaci. Hodí se pro stlačování plynů značně znečištěných prachem, který se během stlačování téměř všechen zachytí v těsnicí kapalině. Protože nedochází k tření mezi rotorem a válcem, odpadá potřeba vnitřního mazání a při použití valivých ložisek se mazání omezí jen na periodické mazání ložisek tukem. Vyznačují se větší spotřebou chladicí vody než ostatní druhy kompresorů.

Stlačování je u kapalinokružných kompresorů způsobováno tím, že kapalina vyplňující částečně válec vytvoří po roztočení rotoru s radiálními (nebo lépe dopředu zahnutými) lopatkami prstenec sledující vnitřní obvod válce. Rotor uložený výstředně ve válci se v jednom místě přibližuje na 1 až 4 mm k stěně válce a vodní prstenec se v této poloze dotýká náboje rotoru, tj. voda zcela vyplňuje mezilopatkový prostor. V poloze protilehlé zůstává jen malá část délky lopatek ponořena v rotujícím prstenci vody – velikost mezilopatkového prostoru je největší. V tomto okamžiku končí nasávání plynu, které se dělo do mezilopatkového prostoru během vynořování lopatek z vodního prstence. Sací otvor A srpovitého tvaru je v čele válce, takže jde o osové nasávání. Při dalším otáčení rotoru je přerušeno spojení mezilopatkového prostoru se sáním, a protože se lopatky ponořují hlouběji do vodního prstence, zmenšuje se objem nasátého plynu a nastává jeho stlačování. Stlačování končí v místě, kdy přední lopatka přejde přes hranu výtlačného otvoru B, který má opět srpovitý tvar a je umístěn v čele válce. Při dalším otáčení rotoru nastává vytlačování stlačeného plynu do výtlaku.

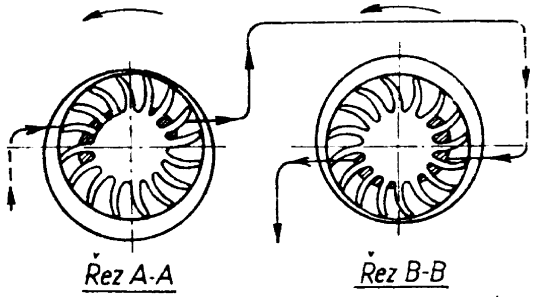
Popsaným způsobem pracuje jednočinný, jednostupňový kapalinokružný kompresor. Při potřebě vyššího tlakového poměru zařadí se dva kapalinokružné stroje za sebou. Nevyhovuje-li absolutní tlak dosažitelný jednostupňovým kompresorem, zařadí se druhý stupeň s dosažitelným sacím tlakem. U rychloběžných strojů se volí menší průměr rotoru a větší délka L. V tom případě je potřebné oboustranné sání i oboustranný výtlak (z obou čel).

Výkon kapalinokružného stroje lze zvýšit asi o 75 % dvojčinným provedením. Válec má v tomto případě místo kruhového oválný průřez, který se přimyká k rotoru ve dvou protilehlých místech a cyklus nasátí, stlačení a vytlačení plynu se děje dvakrát za jednu otáčku rotoru. Místo osového vstupu a výstupu plynu se pak volí uspořádání radiální, kdy se rotor otáčí na dvou dutých kuželích s 2 přívodními a 2 výstupními kanály na obvodu.

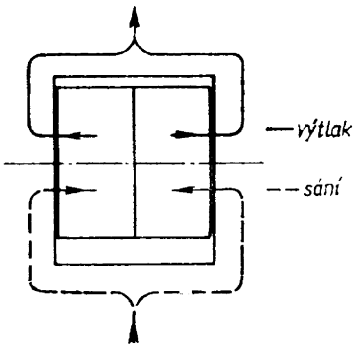
S přihlédnutím k tomu, že se u dvojčinných kapalinokružných kompresorů volí kratší lopatky, nebývá jejich výkonnost dvojnásobná než u jednočinných kompresorů stejných parametrů.

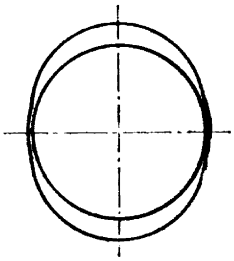


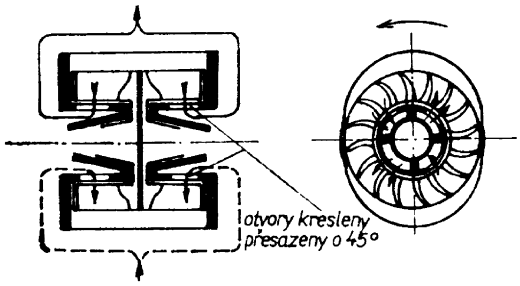
Obr. 8 Jednostupňový kapalinokružný kompresor



Obr. 9 Dvoustupňový kapalinokružný kompresor





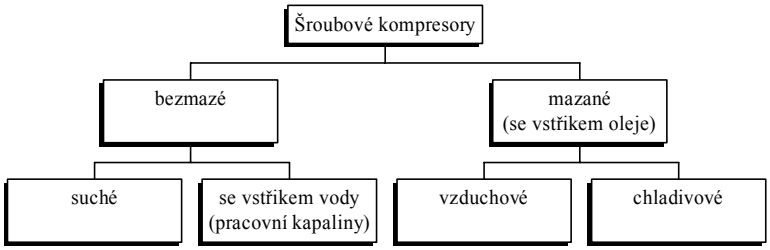


Obr. 10 Obr.11 Obr. 12

Obr.10 Schéma oboustranného vstupu i výstupu pro rychloběžný kapalinokružný kompresor.
Obr. 11 Schéma válce dvojčinného kapalinokružného kompresoru.
Obr. 12 Radiální vstup a výstup plynu u kapalinokružného dvojčinného kompresoru.

- **Šroubové kompresory**

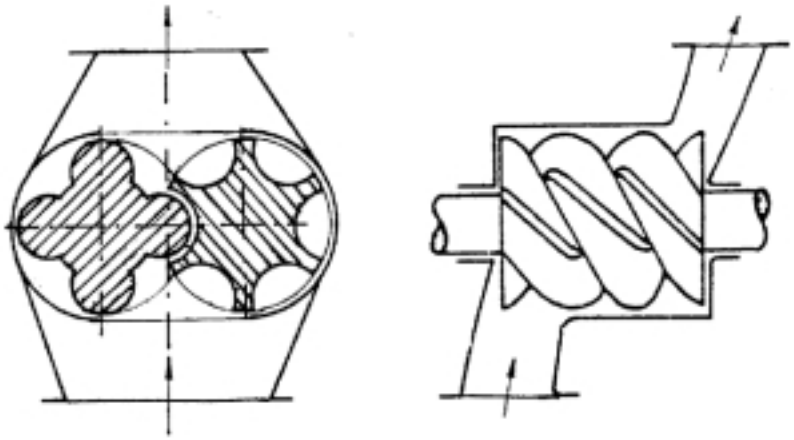
Stlačení plynu se u nich dosahuje zmenšováním objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby obou rotorů. Rotory jsou vytvořeny jako šroubová tělesa se závity o velkém stoupání a s nestejným počtem zubů. Hlavní (hnací) rotor má nejčastěji čtyři zuby s vypouklými boky, vedlejší (hnaný) rotor má obvykle šest zubů s vydutými boky. U některých novějších konstrukcí je počet vyšší.
Rotory se otáčejí v opačných smyslech, čímž se objem pracovních komůrek na sací straně postupně zvětšuje a na straně výtlačné se postupně zmenšuje. Plyn je trvale otevřeným sacím kanálem nasáván do komůrek mezi rotory, postupně stlačován a trvale otevřeným výtlačným kanálem dopravován do výtlačného potrubí.



Tab.2 Rozdělení šroubových kompresorů podle konstrukce

[rozdělení viz. Kompresory, ČVUT 1999]

Pro stlačování vzduchu se používají jednak kompresory bezmazné, jednak kompresory mazné. V chladící technice se používají téměř výhradně kompresory mazné (tj. se vstřikem oleje, ale se synchronizačním soukolím), které mohou být jak ucpávkové, tak bezucpávkové.



Šroubový kompresor pracuje s tzv. vestavěným tlakovým poměrem. To znamená, že vnitřní tlakový poměr (tj. poměr absolutních tlaků na konci a na začátku stlačování) je dán konstrukčními poměry stroje a u běžných strojů ho nelze měnit. Provoz při jiném než při tomto tlakovém poměru je spojen s energetickou ztrátou.

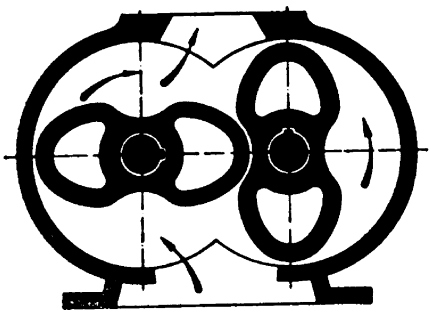
Obr.8 Šroubový kompresor

Dvourotorové kompresory

Podstatná většina dvourotorových dmýchadel a vývěv jsou tzv. kompresory s vnější kompresí. Uvnitř samotného kompresoru nenastává stlačení nasátého plynu, ale teprve při vytlačování plynu do uzavřeného prostoru nastává zvýšení tlaku.

Typickým představitelem dvourotorových dmýchadel je Rootsovo dmýchadlo se dvěma stejnými rotory s průřezem piškotového tvaru, otáčejícími se kolem svých navzájem rovnoběžných os. Písty jsou spřaženy párem stejných, přesně vyrobených synchronizačních ozubených kol, takže mají navzájem odlišný smysl otáčení. Sací i výtlačné hrdlo jsou zaústěny do válce mezi oběma osami rotorů s osou kolmou k jejich rovině. Mezi stěnami válce a rotory se při otáčení vytvářejí prostory spojené buď se sacím, nebo výtlačným hrdlem, ale se zřetelem na ztráty netěsností nesmí nikdy nastat současné spojení se saním i výtlakem. Po oddělení plynu od sacího hrdla dopravuje se dále plyn bez zvýšení tlaku, ke kterému dojde teprve po spojení s výtlačným hrdlem vlivem plynu již dříve vytlačeného.

- **Rootsův kompresor**



Obr. 13 Řez Rootsovým dmýchadlem

Základní myšlenka tohoto stroje pochází z r. 1700, kdy Němec Pappenheim sestrojil první čerpadlo s komůrkovým kolem. Jeho stroj zdokonalili v r. 1867 bratři Rootsové a začali jej vyrábět.
Kompresor má dva rotory, opatřené nejčastěji dvěma zuby (to je kompresor typu Roots), ale jsou známy konstrukce s rotory třízubovými nebo čtyřzubovými. Oba rotory jsou spolu spřaženy dvěma ozubenými koly se stejným počtem zubů. Ke stlačení plynu dochází vně kompresoru, v jednom okamžiku po spojení pracovní komůrky rotoru s výtlakem.
Tyto stroje pracují jako suché (bez vstřiku oleje) a dodávají tedy stlačený plyn prostý oleje. Jsou vhodné pro nízké tlakové poměry (max. 2 u jednostupňových strojů) a pro široký rozsah výkonností (od nejmenších až do asi 60 000 m^3/h). Používají se též jako předřazené první stupně vývěv se sacími tlaky až $2 \cdot 10^{-2}$ Pa.
Pro dosažení větší těsnosti i životnosti se na rotory stříkáním nanáší vrstvička laku nebo plastu.

- **Šroubové kompresory**

Šroubový kompresor je dvourotorový kompresor s vnitřní kompresí. Je to typ vyznačující se výhodami objemových i rychlostních kompresorů, aniž by měl většinu jejich nevýhod.

Šroubové kompresory mohou být konstruovány tak, aby uvnitř stroje nedocházelo k vzájemnému styku rotorů, ani styku rotorů se stěnami i čely válce, takže odpadá potřeba mazání a může se jimi stlačovat např. kyslík. Bezmazné šroubové kompresory pracují s vysokými otáčkami rotorů. Hodí se proto pro vytváření blokových jednotek s minimální náročností na montážní práce na místě provozu.

V porovnání s pístovými kompresory kladou minimální nároky na základy a nemají pracovní ventily, což zvyšuje jejich spolehlivost a snižuje nároky na údržbu. Jejich charakteristika v závislosti na otáčkách je mnohem méně strmá než u turbokompresorů a na rozdíl od lopatek turbokompresorů nevyžadují žádné vysoce jakostní materiály. Zejména při stlačování lehkých plynů jsou v porovnání s turbokompresory jednodušší, neboť nevyžadují tolik stupňů a mohou stlačovat i plyny obsahující značné množství prachu nebo kapaliny, bez ohrožení životnosti kompresoru. Mohou stlačovat plyny s počáteční teplotou až 100 °C a konečnou teplotou 425 °C.

Za nevýhody šroubových kompresorů lze pokládat jejich vestavěný tlakový poměr, u středních a malých strojů potřebu zařazení převodovky do rychla při pohonu elektromotorem a vysokou náročnost na přesnost při výrobě. Hygienickou závadou je jejich hluk, způsobovaný diskontinuálním sáním i vytlačováním, takže šroubové kompresory musí být vybaveny nákladnými tlumiči.

Pracovní princip šroubových kompresorů

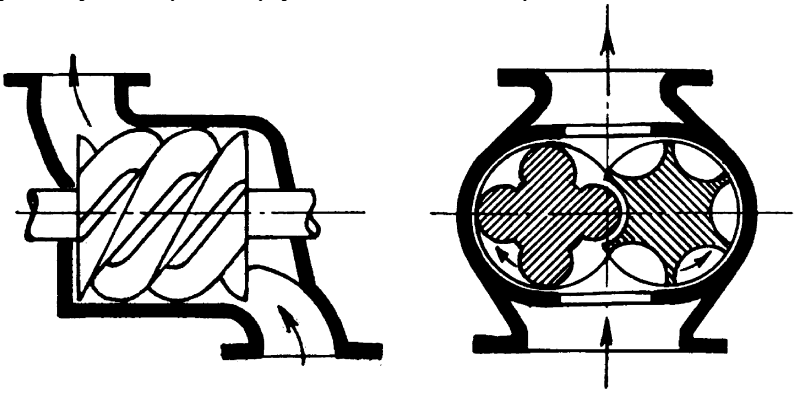
Rotory šroubových kompresorů jsou vytvořeny jako šroubová tělesa s velkým stoupáním a s nestejným počtem zubů na obou rotorech. Zatímco hlavní, tj. hnaný rotor má čtyři zuby, vedlejší rotor, spřažený s hlavním rotorem synchronizačním soukolím, má zubů šest. Pouze u dmýchadel na nízké přetlaky a u vývěv lze volit tři zuby na rotoru hlavním a čtyři na vedlejším, čímž se zvýší dopravované množství plynu při stejných vnějších rozměrech, ale sníží se tuhost rotorů.

1. *Sání.* Na sací straně se zuby obou rotorů rozbíhají od sebe, tím se zvětšuje prostor mezi zuby obou rotorů a plní se ze sacího hrdla nasávaným plynem. Prostor mezi zuby tvaru se zvětšuje tak dlouho, až u čelní stěny s výtlačným otvorem vyjdou zuby ze záběru.

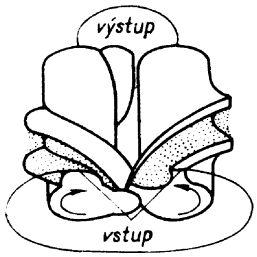
2. *Dopravování.* Když zadní zuby přejdou přes hranu sacího otvoru, přeruší se spojení se sacím hrdlem a plyn obsažený v mezeře se dopravuje beze změny tlaku (nepřihlížíme-li k netěsnostem) na stranu výtlačného otvoru.

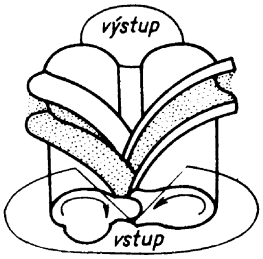
3. *Stlačování.* Do prostoru mezi zuby začne u čelní strany sacího otvoru vnikat zub druhého rotoru a toto vnikání, vyvolávající stoupání tlaku plynu, postupuje k druhé čelní stěně.

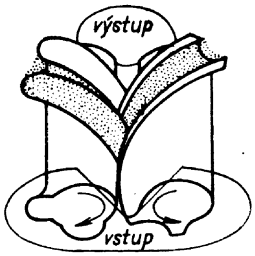
4. *Vytlačování.* Přejde-li zadní strana předního zubu přes hranu výtlačného otvoru, nastává spojení stlačeného plynu s výtlačným hrdlem a vytlačování plynu při dalším zmenšování prostoru je menší než 1 %. Protože tlakový poměr u šroubových kompresorů nebývá vysoký, je obvykle expanze plynu ze škodlivého prostoru zanedbatelná.

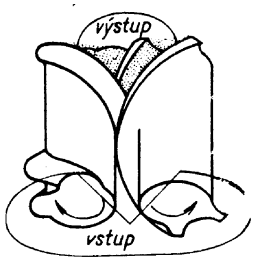


Obr. 14 Schéma řezů šroubovým kompresorem.









Obr. 15 Obr. 16 Obr. 17 Obr. 18

Obr. 15 Oba prostory mezi zuby naplněné plynem se sacím tlakem.
Obr. 16 Zub hlavního rotoru počne vnikat do drážky vedlejšího rotoru a uzavře prostor drážek tvaru V.
Obr. 17 Rotory se dále otáčejí, prostor tvaru V se zmenšuje a tlak plynu stoupá.
Obr. 18 Při další rotaci se prostor tvaru V dále zmenšuje, tlak požadovanou měrou stoupá a nastává vytlačování.

- **Deskové kompresory**

Provozní spolehlivost, energetické i dopravní účinnosti kompresoru značně závisí na konstrukci sacích a výtlačných ventilů. Každý jednostupňový kompresor má obvykle jeden sací a jeden výtlačný ventil. U výtlačného ventilu se volí pružiny silnější než u sacího ventilu. Ventil obvyklé konstrukce s několika soustřednými prstenci je uprostřed, kdežto druhý ventil je uspořádán jako soustředný prstenec s jednou nebo několika štěrbinami kolem vnitřního ventilu. Proto se také při určitém dovoleném zdvihu dosáhne největší průtokové plochy ventilu.

Přípustný zdvih deskových ventilů je empirická hodnota. Závisí na dosedací rychlosti ventilové desky na nárazník přímo při otevření ventilu a na síle rázu ventilové desky na sedlo v okamžiku uzavírání, a především na počtu otáček kompresoru a na tlaku vzduchu proudícího ventilem. Kromě toho ventilová deska má tím spíše sklon ke kmitání, čím je větší. Proto pro větší ventily při jinak stejných provozních poměrech je přípustný jen menší zdvih ventilu.

Správný deskový ventil má vyhovovat několika podmínkám:

- má v uzavřeném stavu co nejvíce těsnit a v otevřeném stavu uvolňovat co největší průchozí průřezy
- má pracovat bezhlučně

Deskové ventily jsou nejvíce namáhané části kompresoru, a proto vyžadují dobrou údržbu. Všechny ocelové součásti se mají pravidelně nahrazovat novými. Tato výměna musí být tím častější, čím větší je počet otáček kompresoru.

KOMPRESORY RYCHLOSTNÍ

Patří sem turbokompresory (radiální, axiální) a ejektory. Je možno se zařadit i kompresory periferální (nebo též „ s bočním kanálem“), které se v posledních letech značně prosazují.
U těchto kompresorů se dosahuje stlačení plynu jeho zrychlováním a následnou přeměnou kinetické energie plynu v energii tlakovou. U turbokompresorů se tato přeměna děje při průtoku činnou částí stroje: u radiálních kompresorů oběžným kolem a za ním zařazeným difuzorem (tj. při proudění převážně odstředivým směrem), u axiálních kompresorů v rotorové a statorové lopatkové části (tj. při proudění převážně axiálním směrem). U ejektorů zrychlení stlačovaného plynu obstarává jeho smísení s rychle proudícím plynem hnacím a zvýšení tlaku pak difuzor.

V turbokompresorech se udělí nasávanému plynu v oběžném kole částečné stlačení a vysoká rychlost a v následujícím pevném difuzoru se změní kinetická energie plynu v energii tlakovou.

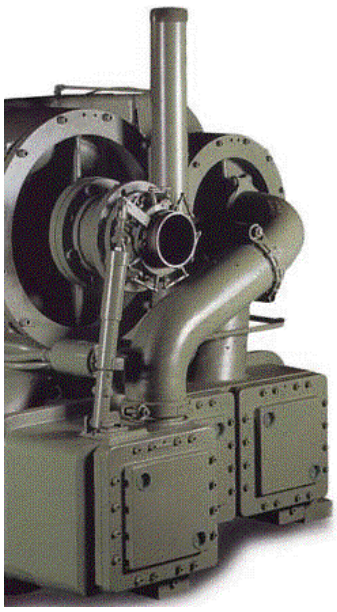
Druhy turbokompresorů

Podle průtoku plynu v oběžném kole se rozlišují turbokompresory na radiální (odstředivé), na axiální (osové) a na radiálně-axiální.

U *radiálního turbokompresoru* proudí nasávaný plyn do oběžného kola K ve směru přibližně axiálním a v oběžném kole se změní směr na radiální. Obvodová rychlost kola je podle kritické rychlosti plynu a dovoleného namáhání kola odstředivou silou v mezích 115 až 380 m s^{-1}, u leteckých turbokompresorů 350 až 450 m s^{-1}.Při vysoké obvodové rychlosti kola působí na plyn odstředivá síla, která vyvolá jeho částečné stlačení. Po výstupu z oběžného kola následuje zpomalení plynu v difuzoru D s výsledným zvýšením tlaku.

U axiálního turbokompresorů má rotor nejčastěji válcovitý nebo mírně kuželovitý buben a do drážek na jeho obvodu jsou vsazeny oběžné lopatky, zatímco difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa skříně (statoru). Věnec oběžných lopatek se po délce průtočné části kompresoru střídá s věncem pevných difuzorových lopatek. K zmenšení rázu v prvním oběžném kole a k zvýšení hltnosti kola je před ním vestavěn předrozváděč, tj. lopatková mříž pro vhodné usměrnění proudu plynu.

Pro stejné poměrné stlačení vyžaduje axiální kompresor větší počet stupňů než kompresor radiální. Jak oběžné, tak difuzorové lopatky mají u axiálních kompresorů přibližně tvar úzkých šroubových ploch s aerodynamickými profily. Obvodové rychlosti lopatek jsou povšechně nižší (pro vzduch a lehké plyny) – 240 až 260 m s^{-1}, vzhledem k tomu, že lopatky nejsou vyztuženy diskem jako u radiálních kompresorů.



Turbokompresory

Turbokompresory mají proti pístovým kompresorům tyto výhody:
- velmi klidný chod
- jednodušší obsluha a údržba
- vysoká spolehlivost provozu (dlouhá životnost, malé opotřebení činných částí, atd.)
- bezmaznost (olej nepřichází do styku s plynem)
- jednodušší projekt kompresorové stanice

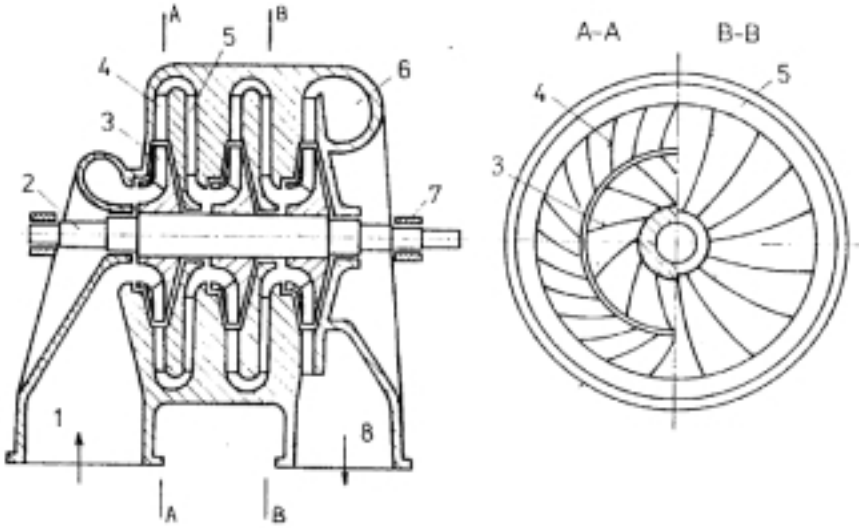
Nevýhody:
- vysoká hladina hluku
- vysoké otáčky
- dolní hranice výkonnosti je vysoká

Obr.10 Turbokompresor

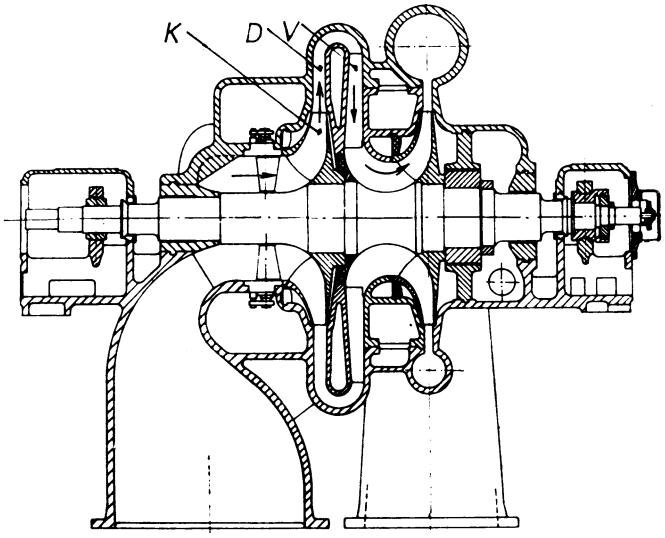
- pro dosažení vyšších tlaků je nutný větší počet oběžných kol
- velká citlivost na změnu tlaku

- **Radiální turbokompresory**

Schéma tohoto kompresoru je na obr.11. Plyn je nasáván sacím hrdlem 1, v oběžném kole 3 je mu při průtoku lopatkovými kanály udělována kinetická energie. Ta se v difuzoru 4, tvořeným opět lopatkami, přeměňuje na energii tlakovou, tj. stoupá jeho tlak.
Do následujícího stupně je plyn přiváděn vratným kanálem 5, posledním stupněm je výstupní spirálová skříň 6 a výtlačné hrdlo 8. Hřídel je uložen v ložiskách 7.
Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol (150 až 450 m/s), tj. i vysoké otáčky (5 000 až 80 000 1/min) a vysoce kvalitní materiál oběžných kol. Požaduje-li se tlak vyšší (při stlačování vzduchu běžně do 1 MPa, u plynových strojů až 200 MPa), je nutno zařadit za sebe více stupňů. Stupeň tvoří oběžné kolo 3, difuzor 4, vratný kanál 5.
Plyn se po průchodu dvěma nebo třeni stupni chladí v externích vodních chladičích s žebrovanými trubkami. Tím se mimo snížení kompresních teplot a spotřeby energie zvětší hustota plynu, což příznivě ovlivňuje stlačování v dalších stupních.



Obr.11 Radiální turbokompresor



Obr. 22 Dvoustupňový odstředivý kompresor

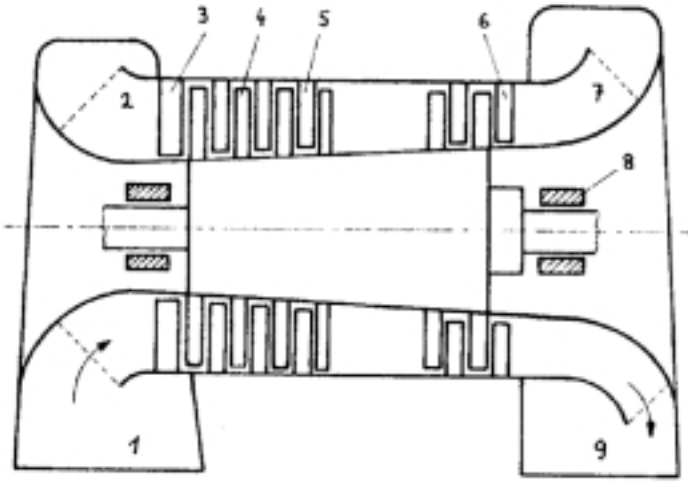
Uplatnění radiálních turbokompresorů

Původní uplatnění odstředivých turbokompresorů bylo pro stlačování velkých množství vzduchu. Poznání jejich předností – nenáročnosti na údržbu, neznečišťování stlačovaného média olejem, malá hmotnost stroje a základů a dlouhá životnost – vedlo později k jejich použití pro stlačování chladiv. Nasazení turbokompresorů v technice chlazení bylo umožněno zavedením chladiv s velmi nízkou objemovou chladivostí, čímž jsou dány velké objemy chladiva i bez nadměrných chladicích výkonů.

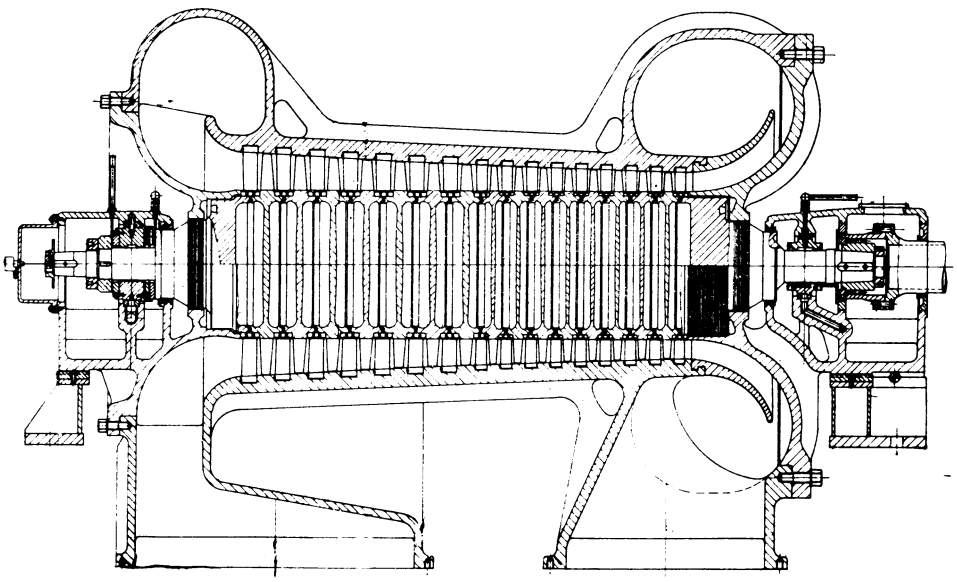
- **Axiální turbokompresory**

Princip axiálního kompresoru je na obr.12. Plyn se nasává hrdlem 1 do sací komory 2, usměrňuje lopatkami předřazeného statoru 3, urychluje oběžnými lopatkami jednotlivých kol 4 rotoru, v převáděcích lopatkách 5 statoru se zvyšuje jeho tlak a je převáděn do dalšího stupně. Za posledním stupněm je zařazen difuzor 6 a 7. Z něho proudí stlačený plyn do výtlačného hrdla 9. Rotor nesoucí oběžné lopatky 4 je uložen v ložiskách 8. U těchto kompresorů se plyn v průběhu celé komprese většinou nechladí, protože vedení plynu mezi stupni je obtížné.

Axiální kompresory se vyrábějí pro přetlaky až asi 1,4 MPa a výkonnosti od $3 \cdot 10^4$ až $2{,}5 \cdot 10^6$ m^3/h. Obvodová rychlost oběžných lopatek se volí až 260 m/s, což odpovídá otáčkám 3 000 až 20 000 za min. Tlakový poměr v jednom stupni je poměrně nízký, protože chybí působení odstředivé síly.



Obr.12 Axiální turbokompresor



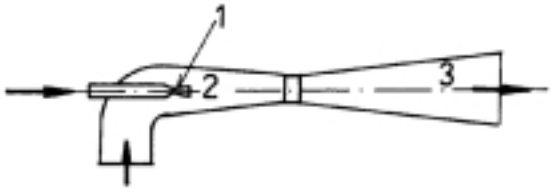
Obr. 23 Podélný řez patnáctistupňovým axiálním kompresorem

Uplatnění axiálních turbokompresorů

Axiální turbokompresory byly vyvinuty ve snaze po konstrukci kompresoru s vyšší účinností ke stlačování vzduchu pro spalovací turbíny. Při stejném průtoku vykazuje axiální kompresor vzhledem k většímu počtu stupňů poněkud větší délku, ale podstatně menší radiální rozměry a menší hmotnost než odstředivý kompresor. Pro výkonnosti nad 15 $m^3 s^{-1}$ vycházejí osové kompresory levnější a vyžadují menší obestavěný prostor než odstředivé kompresory. Za podobných poměrů mají energetické účinnosti vyšší o 2 až 5 %. Nehodí se ovšem pro provozní poměry se značně kolísavým průtokem plynu. Setkáme se s nimi nejen u spalovacích turbín, ale i v hutnických provozech, ve velkých kyslíkárnách, u aerodynamických tunelů i v chemických provozech.

- **Ejektory**

Tyto stroje slouží k odsávání nebo stlačování plynů a par. Princip je schematicky znázorněn na obr.13. Stlačený vzduch se přivádí do pracovní dýzy, kde expanduje na tlak nižší než je v sacím hrdle. Při výtoku do směšovací komory 2 strhává s sebou plyn ze sacího hrdla a mísí se s ním. V difuzoru 3 se kinetická energie směsi obou proudů mění opět v energii tlakovou. Ejektory neboli proudové kompresory se používají pro odsávání plynů a par v různých oblastech průmyslu a tlak hnacího vzduchu bývá kolem 400 až 800 kPa.



Obr.13 Ejektor (proudový kompresor)

KRITÉRIA PRO VOLBU KOMPRESORU

Dodávané množství vzduchu

Dodávané množství je průtok vzduchu dodávaný kompresorem při požadovaném tlaku. Rozlišují se dva údaje

1. teoretický průtok
2. efektivní průtok

Teoretický průtok je u pístových kompresorů dán součinem zdvihového objemu a otáček. Efektivní (skutečný) průtok je v důsledku tzv. objemové účinnosti menší než teoretický a závisí na typu kompresoru a tlaku vzduchu. Pro praxi je důležitá hodnota efektivního dodávaného průtoku, protože udává množství vzduchu, které je skutečně k dispozici ke spotřebě, tj. k činnosti pneumatických zařízení. Podle DIN (i ČSN) mají výrobci povinnost uvádět vždy efektivní hodnoty. Přesto někteří výrobci dosud udávají hodnoty teoretické.Průtok se udává v jednotkách m^3/min nebo m^3/h.

Tlak

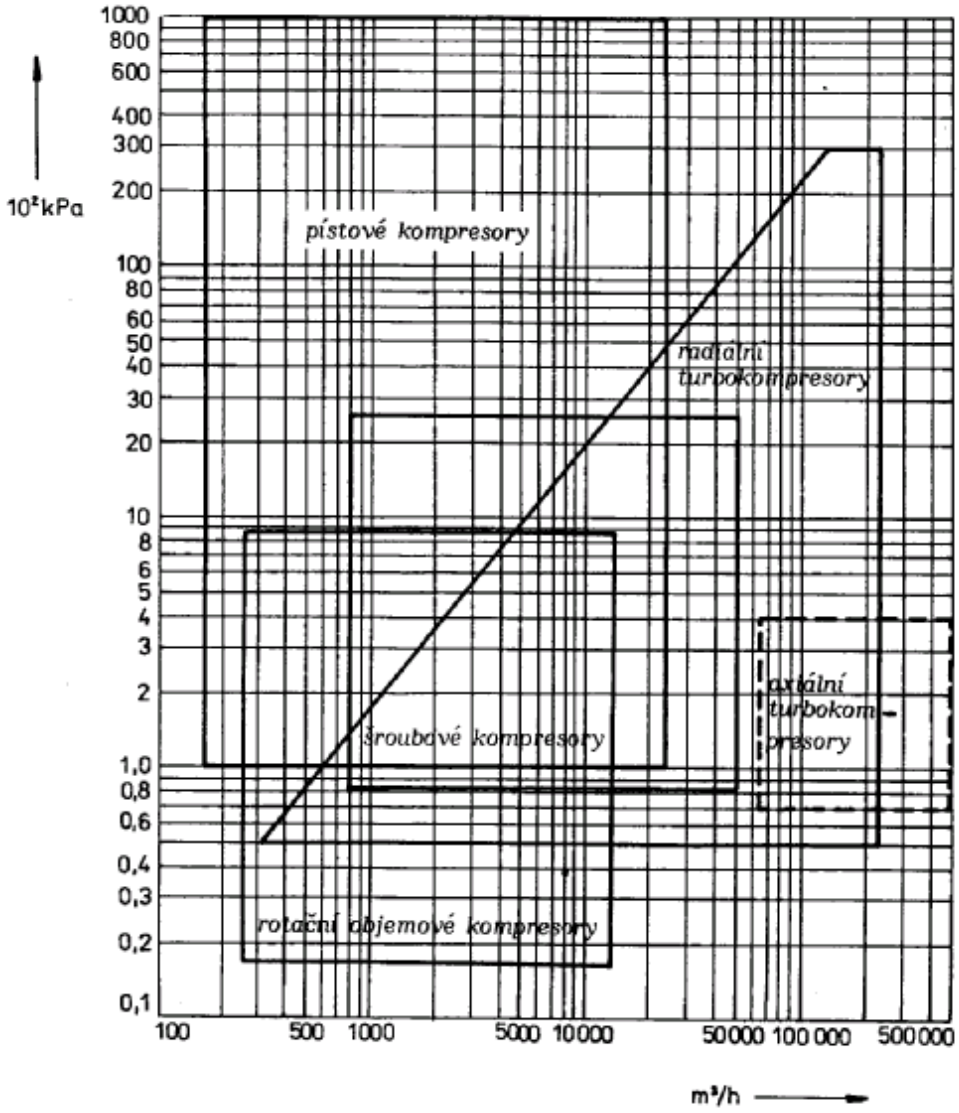
Je třeba rozlišovat:

Provozní tlak - tlak vzduchu na výstup z kompresoru, resp. ve vzdušníku, případně v potrubí ke spotřebičům.

Pracovní tlak - požadovaný a nutný tlak pro správnou funkci jednotlivých pneumatických zařízení.

Udržování konstantního tlaku je nutným předpokladem pro spolehlivou a přesnou činnost. V závislosti na tlaku jsou:

- rychlost
- síly
- časové průběhy pneumatických pracovních prvků.



Obr.15 Rozsahy tlaků a nasávaného množství vzduchu pro různé typy kompresorů

Pohon kompresorů

K pohonu kompresorů se podle provozních podmínek používá elektromotor nebo spalovací motor. V průmyslových provozech převažuje pohon elektromotorem, u mobilních kompresorů se většinou používá pohon spalovacím motorem (benzínovým, dieselovým).

Regulace kompresorů

V důsledku nerovnoměrné spotřeby tlakového vzduchu je nutné výkon kompresoru přizpůsobovat této proměnné spotřebě, aby nedocházelo k nepřípustnému kolísání výtlačného tlaku. K tomu slouží regulace, která udržuje provozní tlak v povolených (zpravidla nastavitelných) mezích mezi maximální a minimální hodnotou.

Rozlišují se tyto druhy regulace:

Regulace chodem naprázdno:

a) **Regulace odpouštěním do atmosféry**
   Tato nejjednodušší regulace je realizována zabudováním pojistného ventilu ve výtlačném potrubí. Tento způsob regulace je vhodný jen pro malá zařízení.

b) **Regulace uzavřením sání**

Tento způsob regulace je realizován uzavíráním sacího nástavce kompresoru, v důsledku čehož kompresor nemůže nasávat vzduch a v sání vzniká podtlak. Tento způsob se používá především u rotačních (např. křídlových) kompresorů, někdy též u přímočarých pístových.

c) **Regulace odtlačením sacího ventilu**
Používá se u větších pístových kompresorů. Pístek regulátoru odtlačí sací ventil a drží ho otevřený, takže kompresor nemůže vzduch stlačovat. Jde o velmi jednoduchý způsob regulace.

Regulace výkonu:

a) **Regulace otáček**
Používá se při pohonu spalovacím motorem, který je řízen regulátorem otáček. Nastavení požadované hodnoty otáček je ruční nebo automatické v závislosti na provozním tlaku. V případě pohonu elektromotorem se používá stupňovitá regulace jeho otáček přepínáním počtu pólů. Tento způsob se používá méně často.

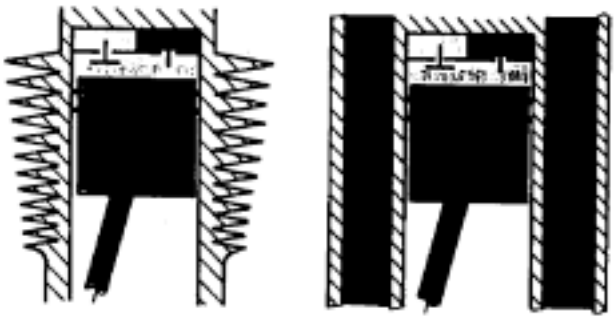
b) **Regulace škrcením v sání**
Realizuje se škrcením průtočného průřezu sacího nástavce, čímž lze nastavit výkon kompresoru v širokém rozmezí. Používá se zejména u rotačních kompresorů a turbokompresorů.

Dvoupolohová regulace zastavováním a spouštěním

Při tomto způsobu regulace má kompresor dva provozní stavy - stav plného zatížení a klidový stav. Při dosažení tlaku p_{max} je vypnut motor, který pohání kompresor. Při poklesu tlaku na hodnotu p_{min} je motor opět spuštěn a kompresor je v plné činnosti. Rozdíl tlaků p_{max} - p_{min} je na regulátoru nastavitelný.

Chlazení

Při stlačování vzduchu v kompresoru se vyvíjí teplo, které musí být odváděno. Podle množství vznikajícího tepla je nutné volit vhodný způsob chlazení. K odvádění tepla u malých kompresorů postačují chladicí žebra na vnějším povrchu válce. Větší kompresory se vzduchovým chlazením se vybavují navíc ventilátorem, který nuceným prouděním zvyšuje odvod tepla. U kompresorových stanic s výkonem nad 3O kW vzduchové chlazení už nestačí a kompresory se vybavují vodním chlazením a to buď s nuceným nebo bez nuceného oběhu chladicí vody.



Obr.16 Vzduchové a vodní chlazení kompresorů

Umístění kompresorové stanice

Kompresorová stanice má být umístěna v uzavřeném prostoru, zvukově izolovaném vůči okolí. Vnitřní prostor má být dobře větraný, nasávaný vzduch má být pokud možno co nejchladnější, suchý a bez prachu.

LITERATURA

Chlumský V.- ,Liška A.: Kompresory, SNTL Praha 1978
Pivoňka J. a kolektiv : Tekutinové mechanismy, SNTL Praha 1987
Liška, A.. – Novák, P.: Kompresory, Praha ČVUT 1999
Beneš, P. – Mykiska, A.: Úvod do pneumatiky, Praha ČVUT 1989

Časopisy:
TECHNIKA + TRH číslo MSV – speciál/1999

Internet:
www.kompresory.cz
www.kompresory-mattei.cz
www.volny.cz/jjanuska/