

Pístové kompresory a vývěvy.

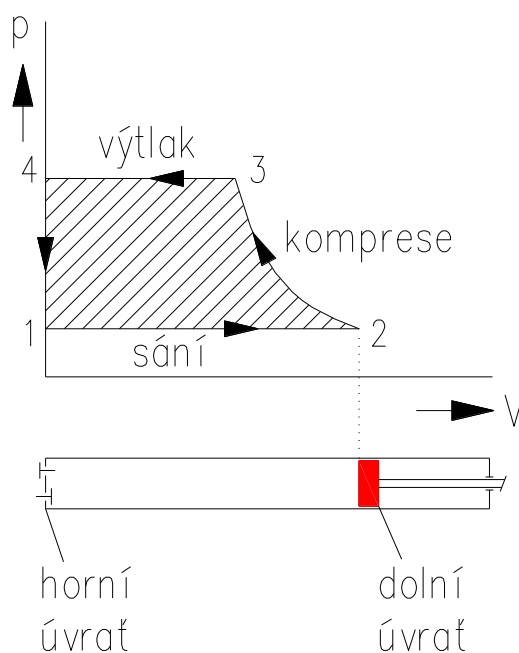
Jsou to stroje určené ke stlačování a k dopravě plynů a par. Podle vytlačného tlaku je dělíme takto:

- vývěvy (vytlačují 0,1 MPa – vytvářejí podtlak)
- dmychadla (vytlačují 0,1 až 0,3 MPa)
- kompresory (vytlačují více než 0,3 MPa)

Pístové kompresory se hodí spíše pro větší tlaky, přičemž mohou být jedno- nebo vícestupňové.

Pracovní oběhy pístového kompresoru:

- **teoretický bez škodného prostoru**



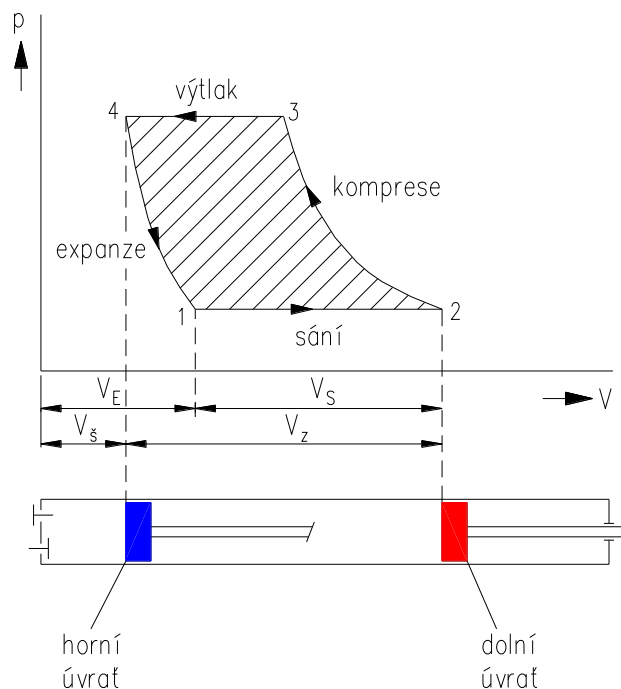
Funkce pístového kompresoru bez škodného prostoru:

- 1 – 2 - sání plynu – sací ventil je otevřen
- 2 – 3 - komprese - nárůst tlaku po adiabatě
- 3 – 4 - výtlak plynu – výtláčny ventil je otevřen
- 4 – 1 - expanze zbylého vzduchu odpadá, protože tam žádný není.

- **praktický se škodným prostorem**

Ve skutečnosti z válce kompresoru nikdy nelze vytlačit veškerý objem vzduchu. Je to dáno tím, že píst v horní úvratí nikdy nedolehne na horní stěnu válce a ve válci tak vzniká zbytkový prostor, který se nazývá škodný.

Ve škodném prostoru po kompresi vždy zbude určité malé množství stlačeného vzduchu, který před začátkem sání následujícího cyklu nejprve expanduje.



V zobrazeném diagramu znamená:

- V_Z - zdvihový objem válce
- $V_š$ - škodný prostor
- V_E - objem plynu expandovaného ze škodného prostoru
- V_S - objem skutečně nasátého plynu

Objemový průtok se u pístových kompresorů udává jako objem nasátého plynu při atmosférickém tlaku:

$$Q_V = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot n \cdot \eta_d$$

kde i je počet válců kompresoru

D je průměr válce (vrtání)

L je pracovní zdvih pístu

n jsou otáčky

η_d je dopravní účinnost

Odvození výpočtu objemové účinnosti pístových kompresorů

Škodný prostor $V_š$ se zbytkem stačeného plynu se nachází v každém válci kompresoru. V jeho důsledku dojde na začátku nového cyklu nejprve k expanzi tohoto plynu do objemu V_E , a teprve pak dojde k nasátí nového plynu o objemu V_S . Objemová účinnost je pak vzájemným poměrem nasátého plynu V_S k teoreticky možnému zdvihovému objemu V_Z :

$$\eta_V = \frac{V_S}{V_Z} = \frac{V_Z + V_š - V_E}{V_Z}$$

Jelikož objem V_E nelze jednoduše zjistit, musíme provést jeho odvození. Vezmeme-li přitom za výchozí Poissonovu rovnici adiabatické expanze plynu, pak platí:

$$p \cdot V^\kappa = konst.$$

$$p_V \cdot V_S^\kappa = p_S \cdot V_E^\kappa$$

$$V_E = V_S \cdot \left(\frac{p_V}{p_S}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Do vzorce pak zavedeme poměrnou velikost škodného prostoru:

$$\varepsilon = \frac{V_S}{V_Z} \Rightarrow V_S = \varepsilon \cdot V_Z$$

A dostaneme pak:

$$V_E = \varepsilon \cdot V_Z \cdot \left(\frac{p_V}{p_S}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Pro objemovou účinnost poté platí:

$$\eta_V = \frac{V_Z + V_S - V_E}{V_Z} = \frac{V_Z + \varepsilon \cdot V_Z - \varepsilon \cdot V_Z \cdot \left(\frac{p_V}{p_S}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{V_Z}$$

Po vykrácení V_Z tam zbude:

$$\eta_V = 1 + \varepsilon - \varepsilon \cdot \left(\frac{p_V}{p_S}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 1 - \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{p_V}{p_S}\right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1\right]$$

Z odvozeného vzorce vyplývá, že se zvyšujícím se kompresním poměrem $\frac{p_V}{p_S}$ se objemová účinnost kompresoru snižuje. Zvýší-li se hodnota kompresního poměru až na $\frac{p_V}{p_S} \cong 30$, klesne objemová účinnost η_V na nulu. Kompresor pak není schopen dodávat žádný plyn, pouze v něm probíhá střídavá komprese a expanze do celého objemu válce. V takovémto případě pak musíme použít vícestupňovou kompresi.

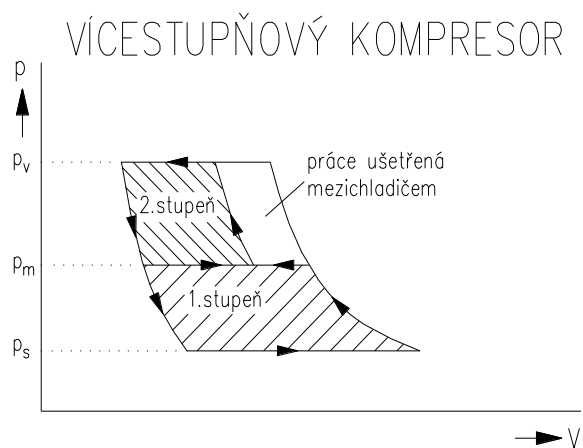
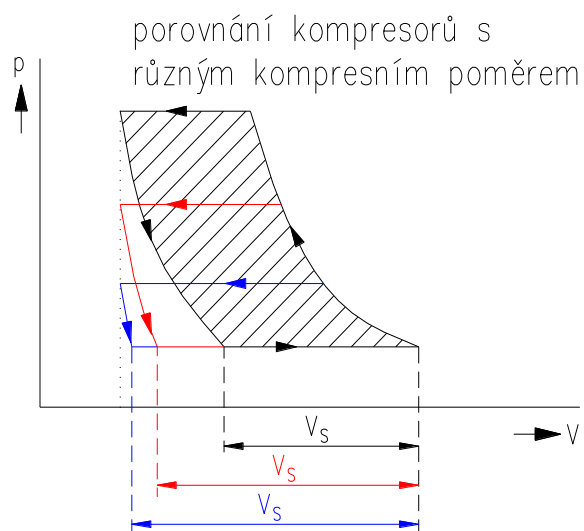
Vlivem určitého zpoždění při uzavírání ventilů je skutečná dopravní účinnost kompresoru ještě o něco nižší.

$$\eta_d = \eta_V - (4 \div 10\%)$$

Několikastupňová komprese:

Jak již bylo uvedeno, se zvyšujícím se kompresním poměru se snižuje objemová účinnost kompresoru, až nakonec dosáhne nulové hodnoty. Současně se zvyšuje i teplota stlačovaného plynu, což má negativní vliv na mazání kompresoru. Proto se velmi často používá vícestupňová komprese.

Celé zařízení je pak rozděleno do několika stupňů, mezi něž jsou vloženy mezichladiče stlačovaného plynu.



Kompresní poměr jednotlivých stupňů by měl být přibližně stejný.

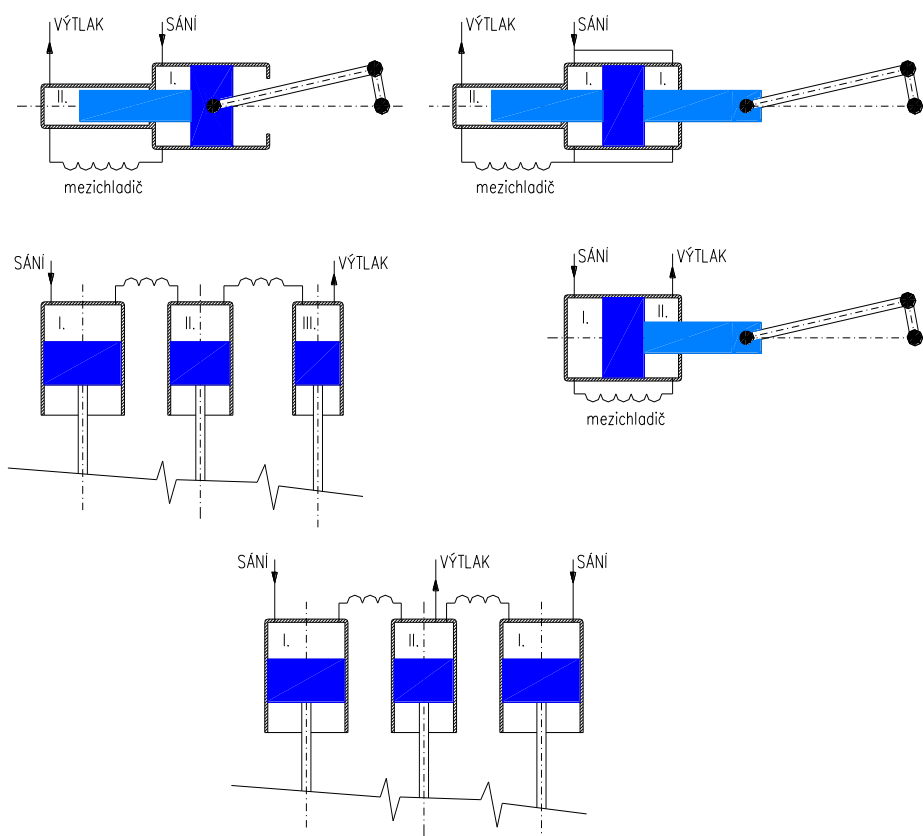
$$\text{kompr. poměr} = \frac{p_m}{p_s} = \frac{p_v}{p_m}$$

$$p_m = \sqrt{p_s \cdot p_v}$$

Poměr ploch pístů u vícestupňových kompresorů s mezichladičem bývá nepřímo úměrný poměru výtlačného tlaku p_v k mezitlaku p_m .

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{p_v}{p_m} \Rightarrow S \cdot p = \text{konst.}$$

Konstrukční uspořádání pístových kompresorů:



Ventily kompresorů:

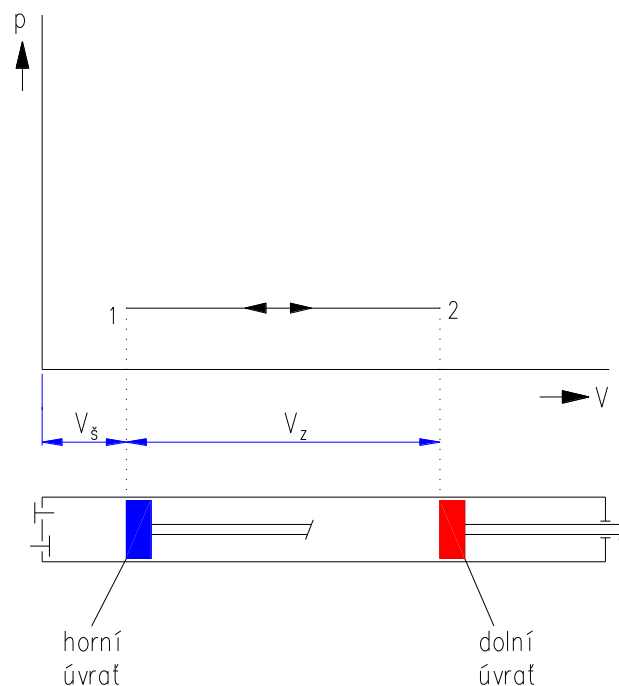
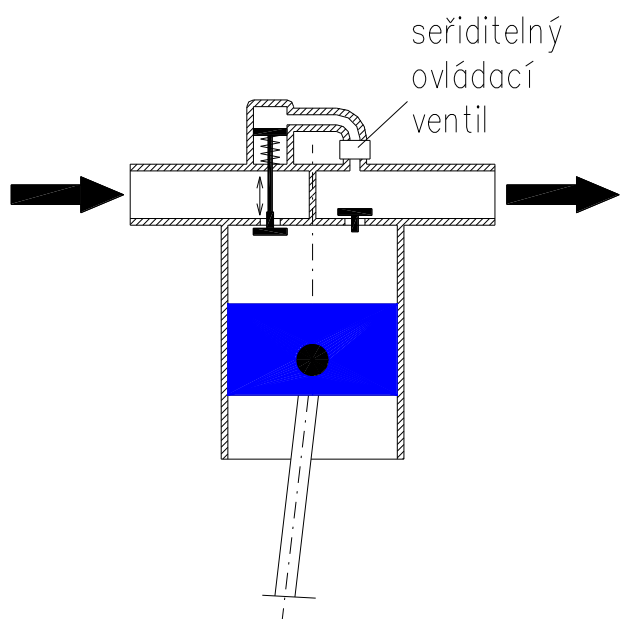
Jsou v zásadě samočinné. Otevřou se, vznikne-li rozdíl tlaků před a za ventilem. Jen ve zcela výjimečných případech se používají ventily poháněné rozvodem od klikového hřídele.

Regulace pístových kompresorů:

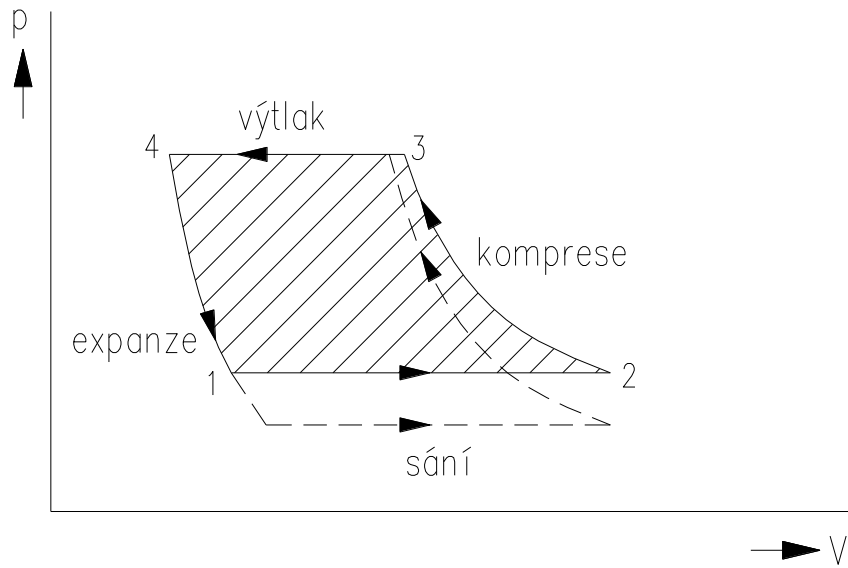
Ve výrobní praxi spotřeba tlakového vzduchu velmi kolísá. Jeho dodávka tedy musí být regulována, a proto jsou kompresory často vybaveny regulačním zařízením. Reguluje se vždy průtočné množství stlačeného vzduchu, jehož tlak přitom zůstává přibližně stejný.

Způsoby regulace :

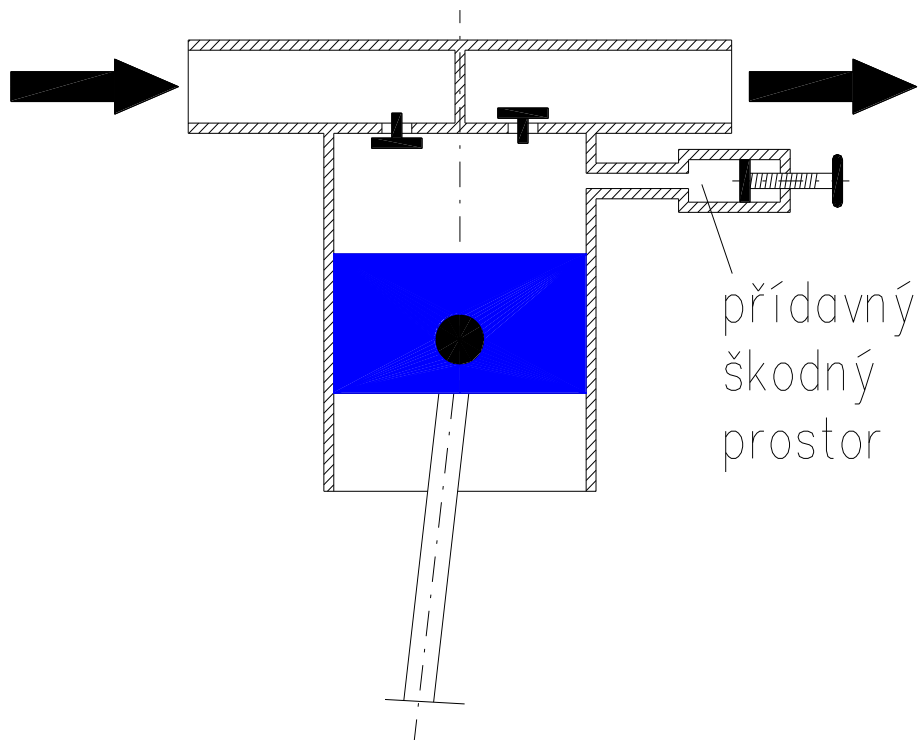
- **změnou otáček** – u 3-fázových asynchronních elektromotorů lze otáčky měnit jen s obtížemi, proto se používá málo.
- **vzdušníkem (zásobní nádrží) při vypínání a zapínání kompresoru** – po spotřebování části vzduchu ze vzdušníku se kompresor zapne, po opětovném dotlakování vzdušníku se znova vypne. Vše probíhá automaticky, nevýhodou je kolísavý tlak.
- **změnou dopravní účinnosti** – zde existuje několik možností – viz obrázky :
 - regulace trvalým otevřením sacího ventilu – při překročení tlaku v zásobní nádrži pomocný malý píst odtláčí sací ventil, který pak zůstane trvale otevřen. Nasátý vzduch je pak vytlačován nazpět do sacího potrubí.



- regulace škrcením sání – provádí se zvětšováním průtokových odporů v sacím potrubí kompresoru (přivíráme ho)



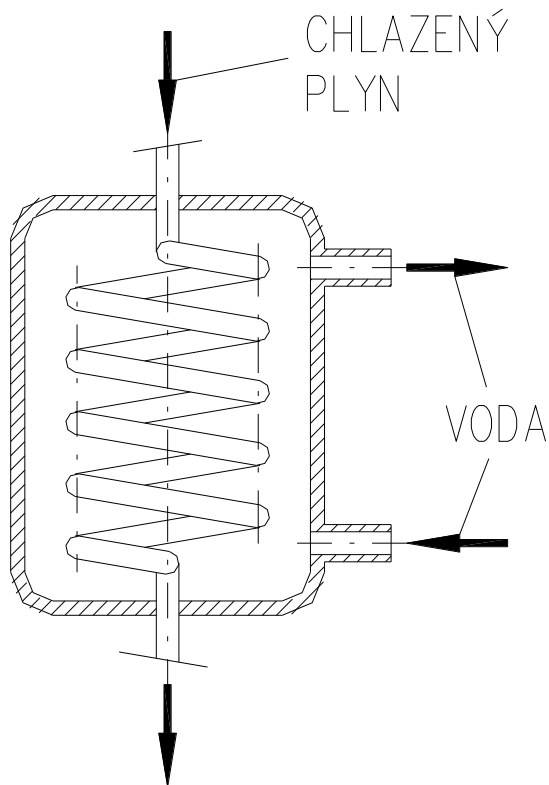
- regulace zvětšením škodného prostoru – zmenší se tím objem skutečně nasátého vzduchu



Chlazení a mazání pístových kompresorů :

Chlazení zlepšuje mazání a dopravní účinnost kompresoru. Chladí se vždy hlava a tělo válce. Velmi obvyklé je chlazení vzduchem pomocí žebrování, občas se vyskytuje i chlazení vodou.

I mezichladiče mezi jednotlivými stupni víceetapňového kompresoru mohou být vodní nebo vzduchové.



Příklad mezichladiče

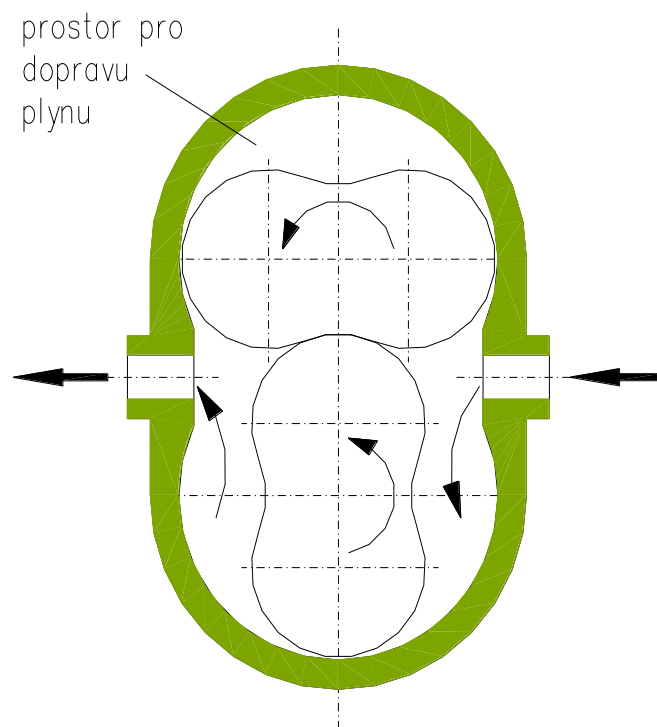
Mazání kompresorů se provádí buďto rozstříkem oleje z klikové skříně anebo přidáváním oleje do sacího potrubí (tedy zmaštěním vzduchu).

Rotační kompresory :

I tato zařízení pracují na principu zmenšování pracovního objemu s plynem, jako je tomu u kompresorů pístových. Nejedná se tedy o stroje lopatkové.

Jako příklad si uvedeme:

- dvourotorový kompresor – používá se jako vývěva nebo dmychadlo. Je tedy určen pro menší tlaky. Jde vlastně o jakousi obdobu zubových čerpadel, přičemž ozubená kola jsou nahrazena dvojicí rotorů, které se stále dotýkají.



- lamelový kompresor – vypadá stejně jako lamelové čerpadlo, vzduch se ale hůře těsní.

