

Obsah

1 Vlastnosti nositele energie	5
1.1 Vzduch	5
1.2 Kapalina	5
1.3 Reálná kapalina	5
1.4 Stlačitelnost kapaliny a vlivy na nosič energie	6
1.4.1 Vliv nerozpustených plynů a par	6
1.4.2 Vliv poddajnosti stěn	7
1.5 Viskozita kapalin	8
1.5.1 Závislost viskozity na teplotě	9
1.5.2 Závislost viskozity na tlaku	10
1.5.3 Porovnání vzduchu a oleje	10
1.6 Hustota	10
2 Hydraulický odpor, indukčnost a kapacita	11
2.0.1 Odpor proti zrychlení R_a	11
2.0.2 Odpor proti deformaci R_{def}	11
2.1 Analogické vztahy k elektrickým veličinám	11
3 Proměnné odpory a řazení odporů	12
3.0.1 Rozložené odpory	12
3.0.2 Místní odpory	12
3.1 Výpočet odporu	12
3.1.1 Laminární proudění	12
3.1.2 Turbulentní proudění	13
3.2 Řazení odporů	13
3.2.1 Sériové řazení	13
3.2.2 Paralelní řazení	14
3.3 Odpory shrnutí	15
4 Hydraulická indukčnost	17
4.1 Celková indukčnost	17
4.2 Indukčnost rotačního motoru	17
4.3 Shrnutí indukčnosti	18
5 Kapacita	19
5.1 Shrnutí kapacity	19
6 Přenos tlakové energie	21
6.1 Předpoklady modelu	21
6.2 Energetický popis proudění	21
6.3 Práce tlaku	21
6.4 Výsledná forma pohybu	22

7 Průtok otvorem a funkčními výlemi	23
7.1 Průtok kapaliny otvorem	23
7.2 Průtok funkčními výlemi	23
8 Převodníky	24
8.1 Rozdělení podle směru přenosu energie	24
8.2 Rozdělení podle charakteru pohybu	24
9 Rotační převodníky	25
9.1 Hydraulické rotační převodníky	25
9.2 Kyvné motory	25
9.3 Lamelový motor	25
9.4 Pístový motor	26
10 Hydrogenerátory	28
10.1 Statická charakteristika	28
10.2 Průtoková charakteristika	28
10.3 Regulační parametr hydrogenerátoru	31
10.4 Typy hydrogenerátorů	31
10.5 Výkonová charakteristika hydrogenerátoru	35
10.6 Účinnosti hydrogenerátoru	36
10.6.1 Kvalitativní průběh účinnosti	36
10.7 Parametry hydrogenerátoru	36
10.8 Objemové řízení otáček a průtoku	37
10.8.1 Hydrogenerátor a hydromotor s konstantním V_0	38
10.8.2 Hydrogenerátor s proměnným V_0 a hydromotorem s konstantním V_0	38
10.9 Experimentální stanovení charakteristik	41
11 Hydromotor	43
11.1 Výpočtové schéma hydromotoru	43
11.2 Průtok hydromotorem	43
11.2.1 Konstantní geometrický objem	43
11.2.2 Proměnný geometrický objem	44
11.3 Statické charakteristiky hydromotoru	44
11.4 Otáčková charakteristika	45
11.4.1 Konstantní V_0	45
11.4.2 Proměnný V_0	45
11.4.3 Teoretický moment	45
11.4.4 Skutečný moment	46
11.5 Účinnosti hydromotoru	46
11.5.1 Objemová účinnost	46
11.5.2 Hydromechanická účinnost	46
11.5.3 Celková účinnost	47

11.6 Parametry hydromotoru	47
12 Přímočarý hydromotor	48
12.1 Základní vlastnosti	48
12.2 Typy přímočarých hydromotorů podle činnosti	48
12.2.1 Principiální konstrukce	48
12.2.2 Rychlosť pístu	49
12.2.3 Síla přímočarého hydromotoru	49
12.3 Poznámky k provozu	50
12.4 Účinnost přímočarého hydromotoru	50
12.4.1 Objemová účinnost	50
12.4.2 Mechanická účinnost	50
12.4.3 Celková účinnost	50
12.5 Tlumení hydromotoru v krajních polohách	50
12.5.1 Princip tlumení	50
12.6 Tuhost přímočarého hydromotoru	51
12.6.1 Typy tuhosti podle řízení	51
13 Řídicí prvky	52
13.1 Jednosměrné (zpětné) ventily – VJ	52
13.1.1 Hydraulické tlakové ventily	55
13.1.2 Seřízení tlakových ventilů	55
13.1.3 Umístění tlakových ventilů v obvodu	56
13.1.4 Statická charakteristika tlakového ventilu	56
13.1.5 Tlaková regulační diference	56
13.1.6 Tlaková uzavírací diference	57
13.1.7 Vliv výstupního průtočného průřezu a výstupního odporu	57
13.2 Hydraulické redukční ventily - VR	58
13.2.1 Seřízení a zatížení redukčních ventilů	60
13.3 Škrticí ventily - VŠ	60
13.3.1 Schematická značka	61
13.3.2 Typy škrticích ventilů	61
13.3.3 Citlivost škrticího ventilu	63
13.4 Rozváděče - R	64
13.5 Rozdělení rozváděčů	64
13.6 Provedení rozváděčů	65
13.6.1 a) Šoupátkové rozváděče	66
13.6.2 b) Sedlové rozváděče	67
13.7 Splnění základních požadavků rozváděčů	67
13.7.1 Dosažení nulové nebo minimální svodové propustnosti	67
13.7.2 Minimalizace odporu při proudění	67

14 Proporcionální prvky	68
14.0.1 Dle funkce	68
14.0.2 Dle řízení	68
14.0.3 Dle počtu stupňů	68
14.0.4 Dle počtu cest	69
14.0.5 Dle počtu poloh	69
14.0.6 Dle funkčního prvku	69
14.0.7 Dle zpětné vazby	69
14.1 Princip proporcionálních ventilů	70

1 Vlastnosti nositele energie

V systémech přenosu energie dochází k přeměně hlavního druhu přenášené energie. V reálných mechanismech jsou tyto přeměny vždy spojeny se ztrátami, které se projevují snížením účinnosti. V hydraulických a pneumatických mechanismech se tlaková energie částečně mění na energii kinetickou, deformační a tepelnou, přičemž tyto přeměny vedou k objemovým a energetickým ztrátám. Vlastnosti nositele energie proto významně ovlivňují chování celého systému.

1.1 Vzduch

Vzduch je v technických výpočtech nejčastěji popisován modelem ideálního plynu. Tento model předpokládá stlačitelné prostředí bez vnitřního tření. Vztah mezi tlakem, hustotou a teplotou ideálního plynu je popsán stavovou rovnicí

$$p v = \frac{p}{\rho} = r T.$$

Tato rovnice vyjadřuje základní vazbu mezi stavovými veličinami plynu a tvoří výchozí vztah pro analýzu pneumatických systémů.

Veličina	Popis	Jednotka
p	absolutní tlak	Pa
v	měrný objem	m^3/kg
ρ	hustota	kg/m^3
T	absolutní teplota	K
r	měrná plynová konstanta	$J/(kg K)$

1.2 Kapalina

Kapalina je v základních modelech často uvažována jako ideální, tedy nestlačitelná a bez vnitřního tření. Za těchto předpokladů je hustota kapaliny považována za konstantní a nezávislou na tlaku a teplotě:

$$\rho = \text{konst.}$$

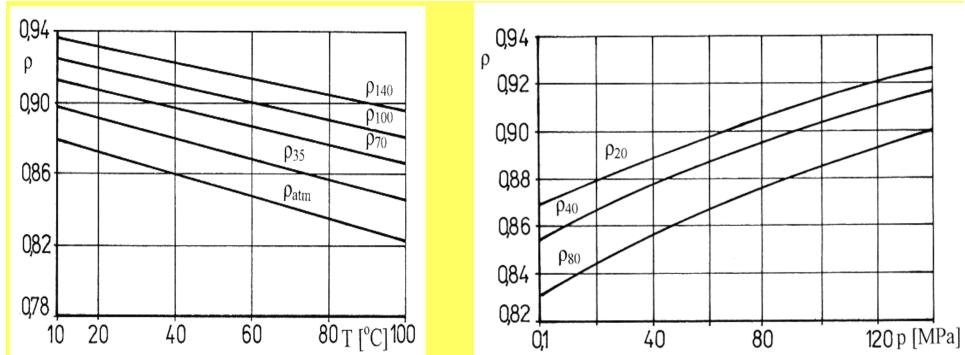
Tento model je použitelný pouze v omezeném rozsahu stavů, kdy jsou změny tlaku a teploty malé a objem kapaliny se prakticky nemění.

1.3 Reálná kapalina

Reálné kapaliny jsou do určité míry stlačitelné a jejich hustota závisí na tlaku a teplotě:

$$\rho = \rho(p, T).$$

Chování reálných kapalin nelze přímo odvodit z kinetické teorie plynů a jejich popis je založen převážně na experimentálně zjištěných závislostech. Tyto vlastnosti jsou významné zejména při vysokých tlacích a větších teplotních změnách.



1.4 Stlačitelnost kapaliny a vlivy na nosič energie

Objemová stlačitelnost kapaliny je charakterizována objemovým modulem pružnosti kapaliny E_k , který vyjadřuje odpor kapaliny proti objemové deformaci způsobené změnou tlaku. Pro běžné hydraulické kapaliny nabývá objemový modul přibližných hodnot

$$E_k \approx (1,4-1,6) \cdot 10^9.$$

Změna objemu kapaliny je ovlivněna nejen tlakem, ale také teplotou. Tento vliv je popsán součinitelem objemové teplotní roztažnosti α , jehož běžná hodnota je přibližně

$$\alpha \approx 7 \cdot 10^{-4}.$$

1.4.1 Vliv nerozpuštěných plynů a par

V reálných hydraulických systémech se kapalina často vyskytuje ve směsi s nerozpuštěnými plyny, typicky ve formě vzduchových bublinek. Přítomnost plynu výrazně ovlivňuje výslednou stlačitelnost nosiče energie. Pro popis tohoto jevu se zavádí ekvivalentní objemový modul E_e , který zahrnuje vliv kapaliny i plynu.

Poměr ekvivalentního objemového modulu k objemovému modulu kapaliny je dán vztahem

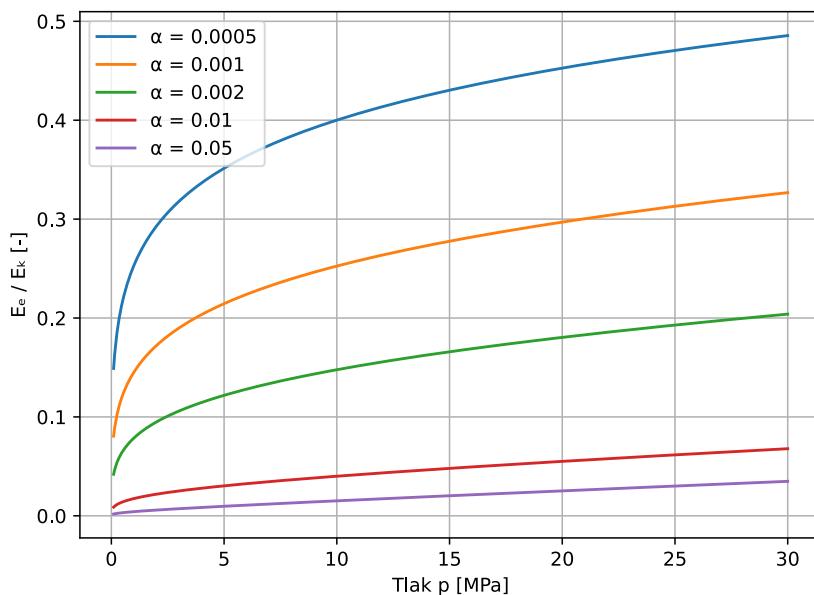
$$\frac{E_e}{E_k} = \frac{1 + \alpha \left(\frac{p}{p_a} \right)^{1/n}}{1 + \frac{\alpha E_k}{np} \left(\frac{p}{p_a} \right)^{1/n}},$$

kde exponent n charakterizuje průběh děje stlačování plynu.

Bezrozměrný parametr α je definován jako poměr objemu plynu k objemu kapaliny při atmosférickém tlaku:

$$\alpha = \frac{V_a}{V_k}.$$

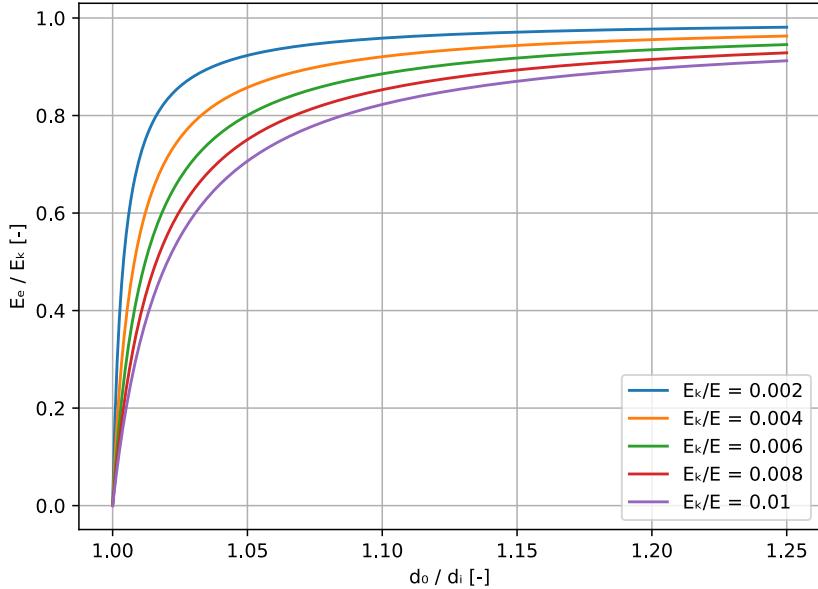
Tento parametr vyjadřuje množství vzduchu obsaženého v kapalině a má zásadní vliv na výslednou poddajnost systému.



1.4.2 Vliv poddajnosti stěn

Dalším významným faktorem ovlivňujícím stlačitelnost hydraulického systému je pružná deformace stěn potrubí a pracovních prostorů. Poddajnost stěn způsobuje dodatečné zvětšení objemu při nárůstu tlaku, čímž se dále snižuje výsledný ekvivalentní objemový modul soustavy.

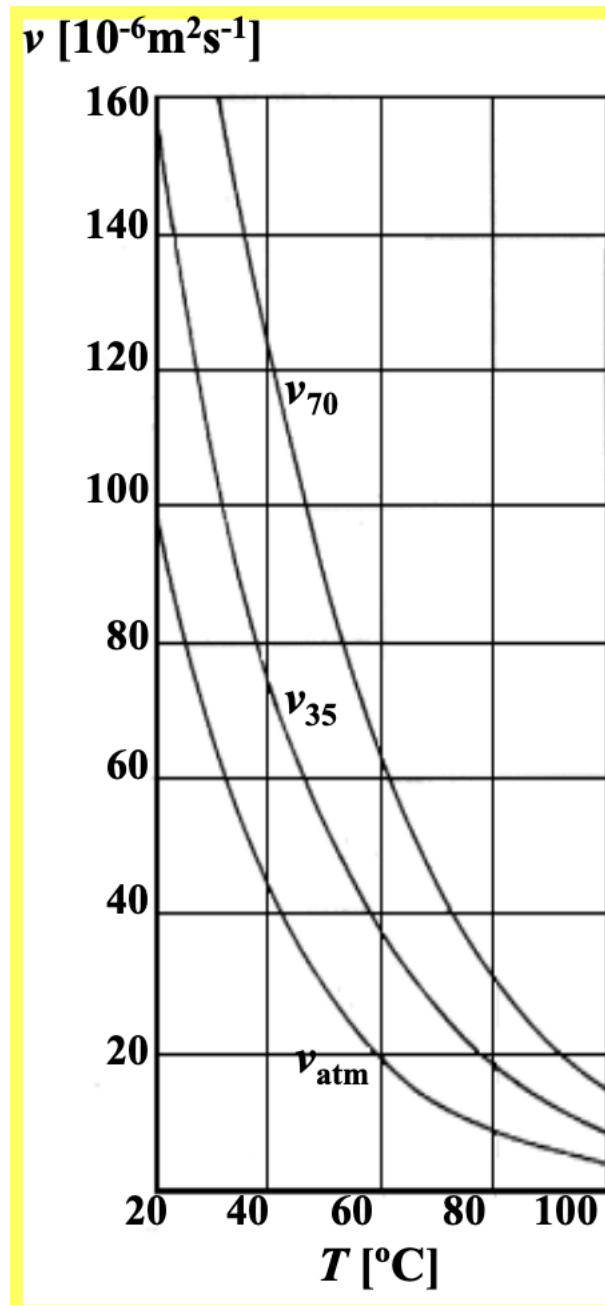
Celková poddajnost systému je dána kombinací stlačitelnosti kapaliny, přítomnosti nerozpustěných plynů a mechanické poddajnosti stěn. Tyto vlivy se výrazně projevují zejména při nízkých tlacích a u systémů s vyšším obsahem plynu nebo tenkostěnnými konstrukčními prvky.



1.5 Viskozita kapalin

Viskozita vyjadřuje vnitřní odpor kapaliny proti proudění. Minerální oleje používané v hydraulických systémech jsou newtonovské kapaliny, jejichž dynamická viskozita nezávisí na rychlostním spádu.

Viskozita kapaliny se mění s provozními podmínkami. Se vzrůstající teplotou viskozita klesá, zatímco se zvyšujícím se tlakem viskozita roste.

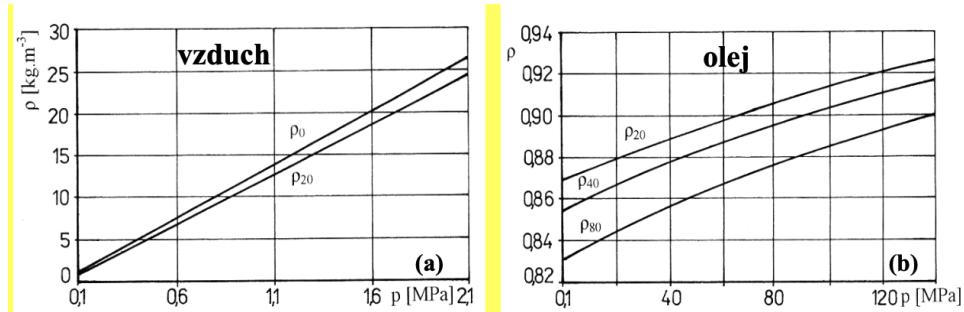


1.5.1 Závislost viskozity na teplotě

Se zvyšující se teplotou dochází k poklesu viskozity. Tento jev je výrazný zejména u hydraulických olejů.

1.5.2 Závislost viskozity na tlaku

Se zvyšujícím se tlakem viskozita kapaliny roste.

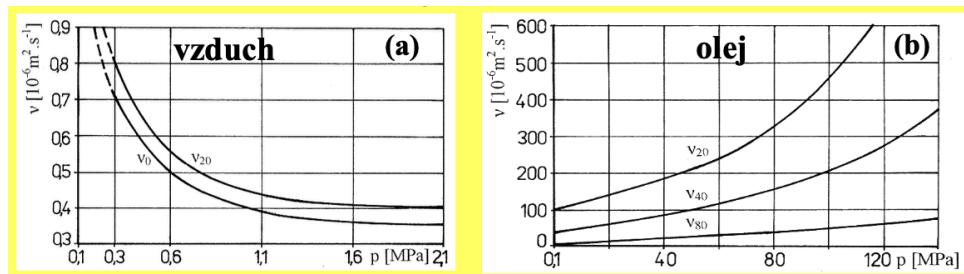


1.5.3 Porovnání vzduchu a oleje

Změny viskozity vzduchu s tlakem a teplotou jsou menší než u oleje. U oleje jsou závislosti viskozity na tlaku i teplotě výraznější.

1.6 Hustota

Hustota vzduchu výrazně závisí na tlaku a teplotě. Hustota oleje se s tlakem a teplotou méní méně, avšak tyto změny nejsou zanedbatelné.



2 Hydraulický odpor, indukčnost a kapacita

Při proudění kapaliny v hydraulických systémech se uplatňují tři základní dynamické vlastnosti. Ty lze analogicky přirovnat k elektrickým prvkům a popisují různé způsoby přeměny energie.

- **Hydraulický odpor** R – ztráty energie při ustáleném proudění
 - **Hydraulická indukčnost** H – odpor proti změně průtoku (setrvačnost kapaliny)
 - **Hydraulická kapacita** C – akumulace energie vlivem stlačitelnosti kapaliny a poddajnosti stěn *** ## Základní hydraulické děje při proudění ### Odpor proti pohybu R_p
 - ustálené proudění
 - viskózní tření
 - tlaková energie → teplo
 - závisí na viskozitě, geometrii a rychlosti proudění
 - **modelově odpovídá hydraulickému odporu**
-

2.0.1 Odpor proti zrychlení R_a

- změna průtoku
 - setrvačnost kapaliny
 - tlaková energie → kinetická energie
 - bez energetických ztrát, pouze dynamická odezva
 - **modelově odpovídá hydraulické indukčnosti**
-

2.0.2 Odpor proti deformaci R_{def}

- stlačitelnost kapaliny a poddajnost stěn
 - tlaková energie → deformační energie
 - umožňuje akumulaci tlaku/objemu
 - **modelově odpovídá hydraulické kapacitě**
-

2.1 Analogické vztahy k elektrickým veličinám

$$\begin{aligned} R_p &\rightarrow R \\ R_a &\rightarrow H \\ \frac{1}{R_{def}} &\rightarrow C \end{aligned}$$

3 Proměnné odpory a řazení odporů

Proměnné odpory se používají k regulaci průtoku v hydraulických obvodech. Ideálním požadavkem je, aby regulační součást měla co nejmenší styk s kapalinou a aby průtok nebyl významně ovlivněn změnou viskozity. Z praktických důvodů se regulace průtoku realizuje pomocí škrticích prvků s ostrými hranami. Škrticí součást může mít nulový, kladný i záporný překryv. ## Hydraulické odpory

Hydraulické odpory způsobují tlakové ztráty při proudění tekutiny. Podle charakteru vzniku se rozlišují odpory rozložené a místní.

3.0.1 Rozložené odpory

Rozložené odpory vznikají v přímých úsecích potrubí vlivem viskózního tření mezi tekutinou a stěnou potrubí.

Při laminárním proudění platí vztah

$$\Delta p = R_i Q.$$

Při turbulentním proudění platí nelineární závislost

$$\Delta p = R_i Q^{1,75}.$$

3.0.2 Místní odpory

Místní odpory vznikají v tvarovkách a při změnách geometrie proudění. Jsou způsobeny změnou velikosti nebo směru vektoru rychlosti proudění, například při změně průřezu, zakřivení nebo větvení potrubí.

Tlaková ztráta je popsána vztahem

$$\Delta p = D Q^2.$$

3.1 Výpočet odporu

Pro určení charakteru proudění se zavádí kritický průtok

$$Q_{krit} = 0,109 d_i \nu,$$

kde d_i je vnitřní průměr trubky a ν kinematická viskozita.

3.1.1 Laminární proudění

Tlaková ztráta při laminárním proudění v přímém potrubí je dána vztahem

$$\Delta p_l = \frac{8,78 l \rho}{d_i^4} Q \cdot 10^{-3}.$$

3.1.2 Turbulentní proudění

Tlaková ztráta při turbulentním proudění je popsána empirickým vztahem

$$\Delta p_t = \frac{59 l \rho \nu^{0,25}}{d_i^{4,75}} Q^{1,75} \cdot 10^{-3}.$$

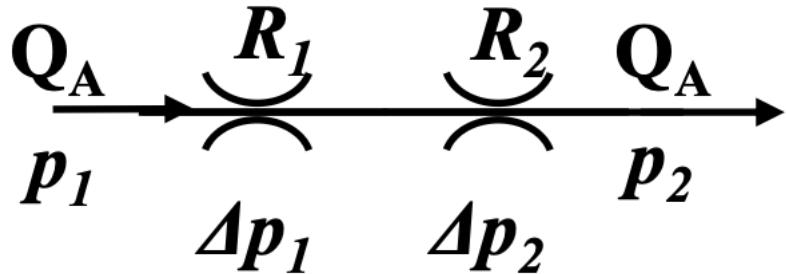
Veličina	Popis	Jednotka
d_i	vnitřní průměr potrubí	mm
Q	objemový průtok	dm^3/min
ν	kinematická viskozita	mm^2/s
ρ	hustota	kg/m^3
l	délka potrubí	m

3.2 Řazení odporů

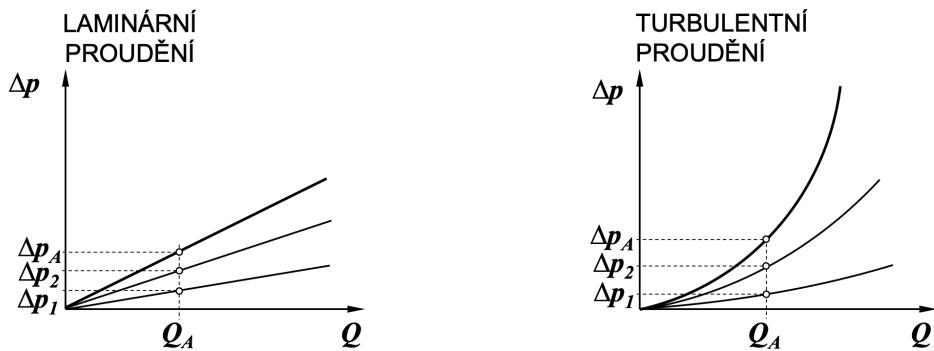
Hydraulické odpory lze v obvodu zapojovat sériově nebo paralelně. Výsledné tlakové ztráty a průtoky závisí na charakteru proudění.

3.2.1 Sériové řazení

Při sériovém zapojení protéká všemi odpory stejný průtok Q . Celkový tlakový spád je dán součtem dílčích tlakových ztrát.



$$\Delta p_A = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_i$$



i) Laminární proudění

$$\Delta p_i = R_i Q$$

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_i = \sum_{i=1}^n R_i Q$$

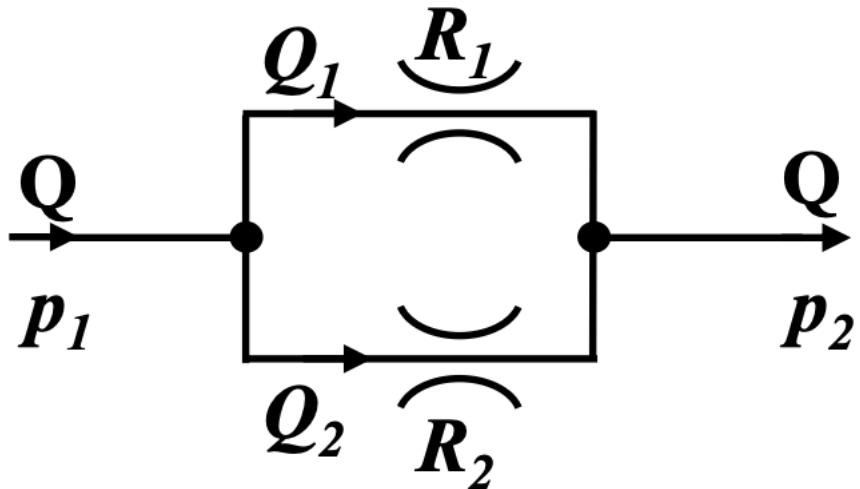
ii) Turbulentní proudění

$$\Delta p_i = R_i Q^2$$

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n R_i Q^2$$

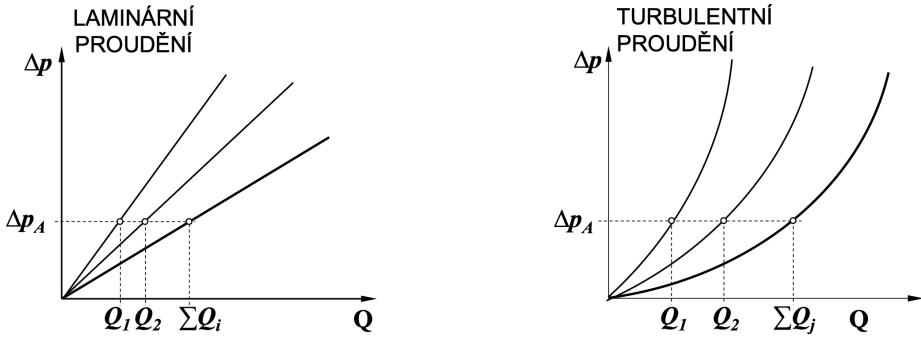
3.2.2 Paralelní řazení

Při paralelním zapojení je na všech větvích stejný tlakový spád Δp , celkový průtok je dán součtem průtoků jednotlivými větvemi.



$$Q = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_n$$

$$\Delta p = p_2 - p_1$$



i) Laminární proudění

$$\Delta p = R_i Q_i$$

$$\frac{1}{R_{ekv}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i}$$

ii) Turbulentní proudění

$$\Delta p = R_i Q_i^2$$

$$\frac{1}{\sqrt{R_{ekv}}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{R_i}}$$

3.3 Odpory shrnutí

- odpor R se projevuje vždy, když $Q \neq 0$
- dochází k přeměně tlakové energie na tepelnou energii, která se projeví tlakovým spádem a zvýšením teploty kapaliny
- disipace tlakové energie se promítá do snížení hydraulické účinnosti η_{hm}
- na odporech R_s a kapacitách G_s dochází ke ztrátě objemu, což ovlivňuje objemovou účinnost η_v
- rozložené odpory R_L , R_T , místní i svodové odpory jsou pasivní prvky

- vždy negativně ovlivňují přenášený výkon
- proměnné odpory slouží k řízení přenášeného výkonu
- k regulaci je nutný tlakový spád, jedná se o ztrátovou regulaci

4 Hydraulická indukčnost

Hydraulická indukčnost vyjadřuje schopnost hydraulického systému klást odpor proti změně průtoku. Je dána hmotností pohybující se tekutiny a určuje tlakový spád nutný k jejímu urychlení.

Základní vztah mezi tlakovým spádem a časovou změnou průtoku má tvar

$$\Delta p = H \frac{dQ}{dt},$$

kde hydraulická indukčnost je definována vztahem

$$H = \frac{m}{S^2} = \frac{\rho L}{S}.$$

4.1 Celková indukčnost

Celková indukčnost systému se skládá z indukčnosti tekutiny a indukčnosti mechanických částí:

$$H_c = H + H_m.$$

Tomu odpovídá tlakový spád

$$\Delta p = H_c \frac{dQ}{dt}.$$

4.2 Indukčnost rotačního motoru

U rotačního motoru se do výpočtu indukčnosti zahrnuje pouze hmotnost tuhých částí, které jsou popsány konstantním momentem setrvačnosti J_m .

Zrychlující moment motoru je dán vztahem

$$M_z = \Delta p \frac{V_0}{2\pi}.$$

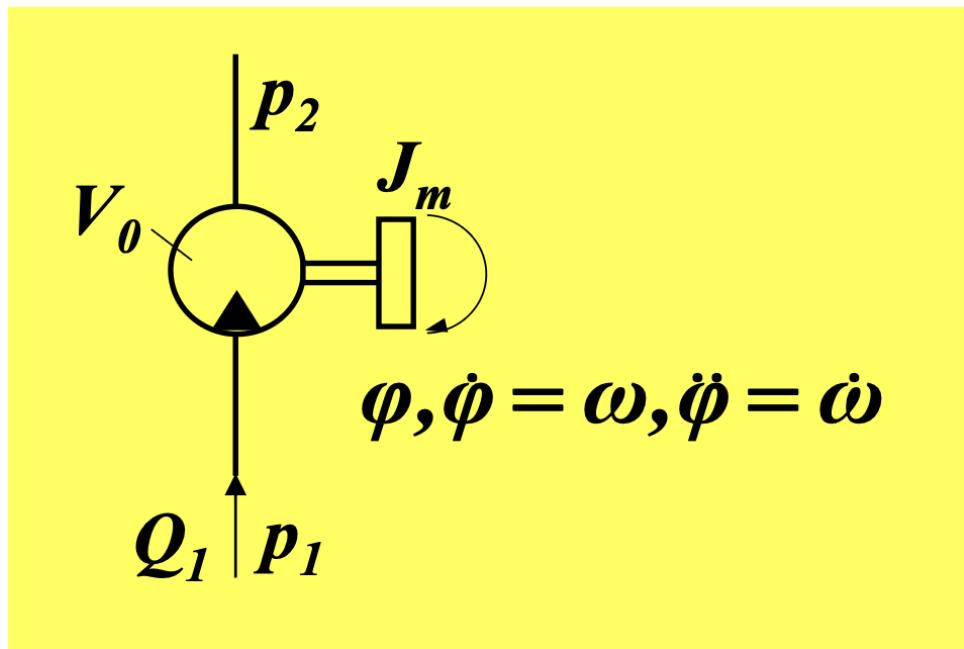
Po úpravě platí vztah

$$\Delta p = H_m \frac{dQ}{dt},$$

kde mechanická indukčnost rotačního motoru je

$$H_m = \frac{J_m}{D^2}.$$

Zde V_0 označuje geometrický objem motoru a D konstrukční konstantu motoru.



Obrázek 1: |200

4.3 Shrnutí indukčnosti

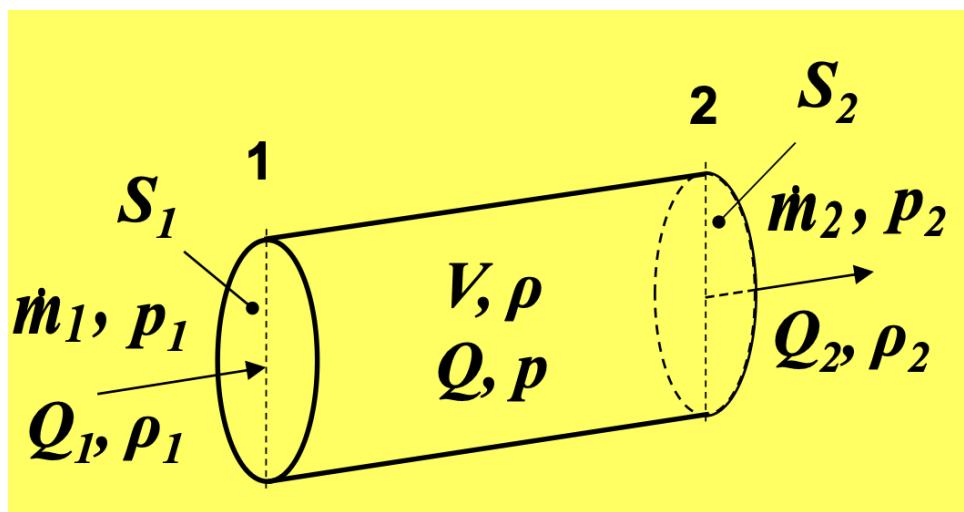
- hydraulická indukčnost popisuje odpor systému proti změně průtoku
- je způsobena pohybující se hmotností tekutiny a mechanických částí
- skládá se z hydraulické složky H a mechanické složky H_m
- určuje tlakový spád potřebný k urychlení průtoku
- na indukčnosti dochází k přeměně tlakové energie na kinetickou energii a opačně
- při sériovém zapojení hydraulických prvků se indukčnosti sčítají

5 Kapacita

Kapacita v hydraulickém systému popisuje schopnost akumulovat objem v důsledku stlačitelnosti kapaliny a deformace stěn. Pokud se průtok na vstupu a výstupu liší, musí být tento rozdíl vyrovnan časovou změnou hmotnosti tekutiny, tedy změnou objemu nebo tlaku v kontrolním objemu.

Pro obecný případ platí bilanční rovnice

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt}.$$



Hydraulická kapacita

Hydraulická kapacita je definována vztahem

$$C = \frac{V}{E_k},$$

kde V je objem kapaliny a E_k objemový modul pružnosti.

Průtok nebo změna objemu vyvolaná kapacitními vlastnostmi je dána vztahem

$$Q_c = C \frac{dp}{dt}.$$

Ekvivalentně lze psát vztah pro změnu objemu

$$dV_c = C dp.$$

5.1 Shrnutí kapacity

- kapacita postihuje vliv stlačitelnosti kapaliny a případně deformace stěn

- obecně popisuje vliv deformace systému
- ovlivňuje tuhost hydraulického motoru
- kapacita se projevuje při časové změně tlaku
- na kapacitě se mění tlaková energie na deformační energii a opačně
- při paralelním řazení se kapacity sčítají

6 Přenos tlakové energie

- uplatňuje se u **výstupních hydraulických převodníků**
 - přeměna **hydraulické energie tekutiny → mechanická energie pohybu**
 - tlak působí na pracovní plochy pohyblivých částí převodníku
-

6.1 Předpoklady modelu

- ideální (nestlačitelná) tekutina
 - bez pasivních odporů a funkčních vůlí
 - ustálený stav činnosti
 - manometrické pojetí tlaku
-

6.2 Energetický popis proudění

- zachování mechanické energie tekutiny
- popis pomocí Bernoulliho rovnice

$$\frac{w^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh = konst.$$

- jednotlivé členy:
 - kinetická energie
 - tlaková energie
 - polohová energie
-

6.3 Práce tlaku

- základ přenosu tlakové energie
- elementární práce tlaku při změně objemu

$$dW_p = p dV$$

- práce tlaku se mění na mechanickou práci převodníku
-

6.4 Výsledná forma pohybu

- **rotační pohyb** – rotační převodníky
- **přímočarý pohyb** – |přímočaré převodníky

7 Průtok otvorem a funkčními výlemi

Průtok otvorem je zpravidla považován za turbulentní proudění, i když se nejedná o proudění v potrubí.

7.1 Průtok kapaliny otvorem

U kapaliny je vliv stlačitelnosti a viskozity vzhledem k rozměrům otvoru zanedbatelný. Platí stavová rovnice

$$\rho = \text{konst.}$$

Objemový průtok je dán vztahem

$$Q = S w,$$

kde S je plocha otvoru a w střední rychlosť proudění. Po úpravě a integraci se získá průtoková rovnice

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p},$$

kde μ je bezrozměrný součinitel, který je funkcí geometrie otvoru.

Průtokovou rovnici lze zapisovat i v alternativních tvarech

$$\begin{aligned} Q &= G \sqrt{\Delta p}, \\ Q &= \sqrt{\frac{\Delta p}{R}}, \\ \Delta p &= R Q^2. \end{aligned}$$

7.2 Průtok funkčními výlemi

Funkční výle lze modelovat jako štěrbina, tedy prostor s jedním rozměrem výrazně menším než ostatní. Proudění je omezeno nepoddajnými stěnami a v reálných systémech vzniká nejčastěji v důsledku výrobních nepřesností nebo záměrně vytvořených výl.

Štěrbina je tvořena rovnoběžnými deskami o délce l a šířce b se vzájemnou vzdáleností h , přičemž $h \ll b$. Proudění je laminární ve směru osy x a probíhá při konstantní teplotě a konstantní viskozitě.

Na základě řešení proudění mezi deskami platí vztah

$$Q_p = \frac{\Delta p}{R_s} = G_s \Delta p,$$

kde R_s je svodový odpor a G_s svodová propustnost.

Pro prizmatickou štěrbinu je průtok dán vztahem

$$Q_p = \frac{b h^3}{12 \eta l} \cdot \Delta p.$$

8 Převodníky

Převodníky slouží k přeměně energie mezi mechanickou a hydraulickou formou.

8.1 Rozdělení podle směru přenosu energie

- **Vstupní převodníky:** přeměna mechanické energie na hydraulickou, generátory a kompresory, $W_1 \Rightarrow W_P$
- **Výstupní převodníky:** přeměna hydraulické energie na mechanickou, hydraulické motory, $W_P \Rightarrow W_2$

8.2 Rozdělení podle charakteru pohybu

- **Rotační:** spojitý rotační pohyb
- **Kyvné:** omezený úhel natočení, obvykle $< 360^\circ$
- **Přímočaré:** přímočarý posuvný pohyb ## Rozdělení hydraulických rotačních převodníků

1) Podle geometrického objemu

- konstantní V_0 – neregulované
- proměnný V_0 – regulované

2) Podle směru činnosti

- **Jednosměrné:** pracují buď jako motor, nebo jako hydrogenerátor
- **Obousměrné:** mohou pracovat v obou režimech bez konstrukčních úprav

3) Podle možnosti reverzace

- **Bez reverzace:** pouze jeden smysl otáčení
- **S reverzací:** libovolný smysl otáčení

9 Rotační převodníky

Rotační převodníky slouží k přeměně tlakové energie kapaliny na mechanickou rotační energii. Typickými zástupci jsou hydraulické motory, které mohou být konstruovány jako lamelové nebo pístové.

9.1 Hydraulické rotační převodníky

Hydraulické rotační převodníky jsou objemové stroje, jejichž základním parametrem je geometrický objem V_0 . Tento objem určuje množství kapaliny teoreticky dodané do systému v režimu hydrogenerátoru nebo odebrané ze systému v režimu motoru při jedné otáčce.

9.2 Kyvné motory

Kyvné motory vykonávají omezený rotační pohyb. Konstrukčně mohou být řešeny jako lamelové nebo pístové, přičemž princip přeměny energie je obdobný jako u rotačních motorů s plynulou rotací.

9.3 Lamelový motor

Lamelový motor je tvořen rotorem s drážkami, ve kterých jsou uloženy lamely. Na lamely působí tlak kapaliny a vytváří výslednou sílu, která vyvolává točivý moment.

Teoretický točivý moment je dán vztahem

$$M_t = S p_m z r,$$

kde S je účinná plocha lamely, p_m střední tlak, z počet lamel a r rameno působící sily. Účinná plocha lamely je

$$S = \frac{D - d}{2} b,$$

a rameno

$$r = \frac{D + d}{4}.$$

Po úpravě lze psát

$$M_t = D_m p_m.$$

Skutečný točivý moment je

$$M = M_t \eta_{hm}.$$

Teoretický průtok je dán vztahem

$$Q_0 = D_m \omega.$$

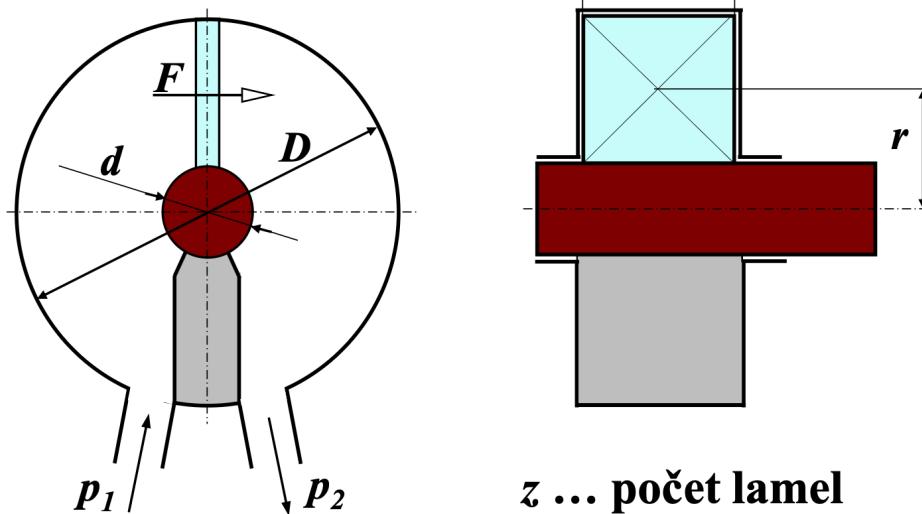
Skutečný průtok je

$$Q = \frac{Q_0}{\eta_v},$$

a úhlová rychlosť

$$\omega = \frac{Q}{D_m} \eta_v.$$

Lamelový motor



9.4 Pístový motor

Pístový motor využívá tlak kapaliny působící na písty, které prostřednictvím mechanického převodu vytvářejí rotační pohyb.

Teoretický točivý moment je vyjádřen vztahem

$$M_t = S p_m \frac{d}{2} = \frac{\pi D^2 d}{8} p_m = D_m p_m.$$

Skutečný točivý moment je

$$M = M_t \eta_{hm}.$$

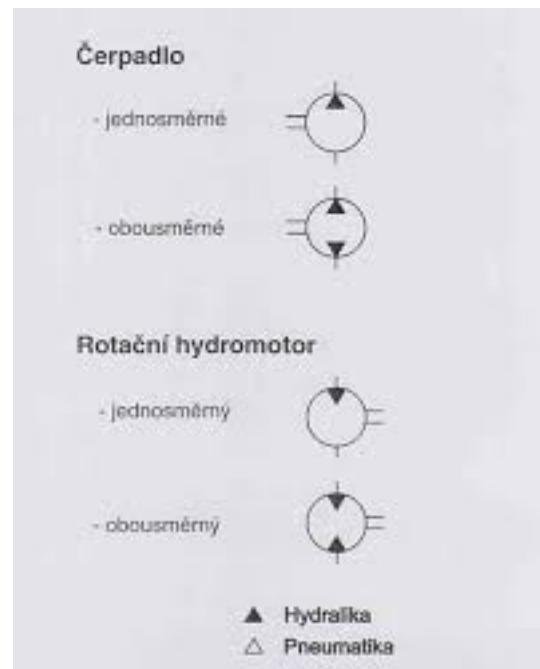
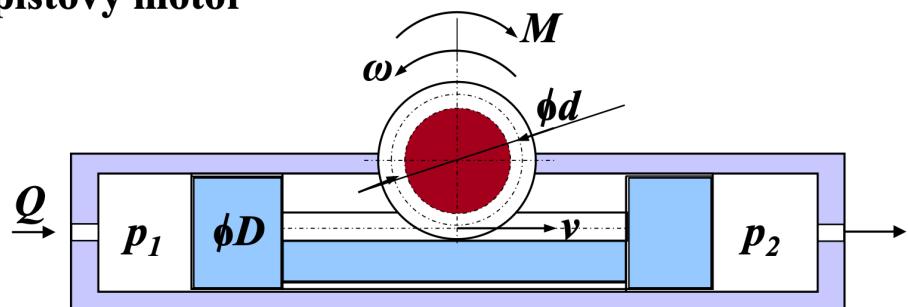
Teoretický průtok platí

$$Q_0 = S v = S \frac{d}{2} \omega = D_m \omega,$$

a skutečný průtok

$$Q = \frac{Q_0}{\eta_v}.$$

pístový motor



10 Hydrogenerátory

Hydrogenerátor převádí mechanickou energii na energii hydraulickou. Základní vlastnosti hydrogenerátoru jsou popsány statickou, průtokovou a výkonovou charakteristikou, účinnostmi a možnostmi regulace. Hydrogenerátory se používají především v hydrostatických převodech a v hydraulických regulačních obvodech.

10.1 Statická charakteristika

Statická charakteristika vyjadřuje závislost průtoku hydrogenerátoru Q_g na tlakovém spádu při zatížení. Průtok hydrogenerátoru je obecně funkcí: -

tlaku p_g

- otáček n_g

- vlastností pracovní kapaliny (kinematická viskozita ν , teplota T)

Obecný vztah má tvar

$$Q_g = Q(p_g, n_g, \nu, T).$$

Pro hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem platí

$$Q_g = V_{0g} \cdot n_g - C_g \cdot p_g,$$

zatímco pro hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem

$$Q_g = V_{0g} \cdot \varphi_g \cdot n_g - C_g \cdot p_g.$$

Ve vztazích vystupují: - V_{0g} – geometrický objem hydrogenerátoru

- C_g – koeficient vnitřních netěsností

- φ_g – regulační parametr hydrogenerátoru

Statická charakteristika vyjadřuje úbytek dodávaného průtoku vlivem vnitřních netěsností, které se se vznášejícím tlakem zvětšují.

10.2 Průtoková charakteristika

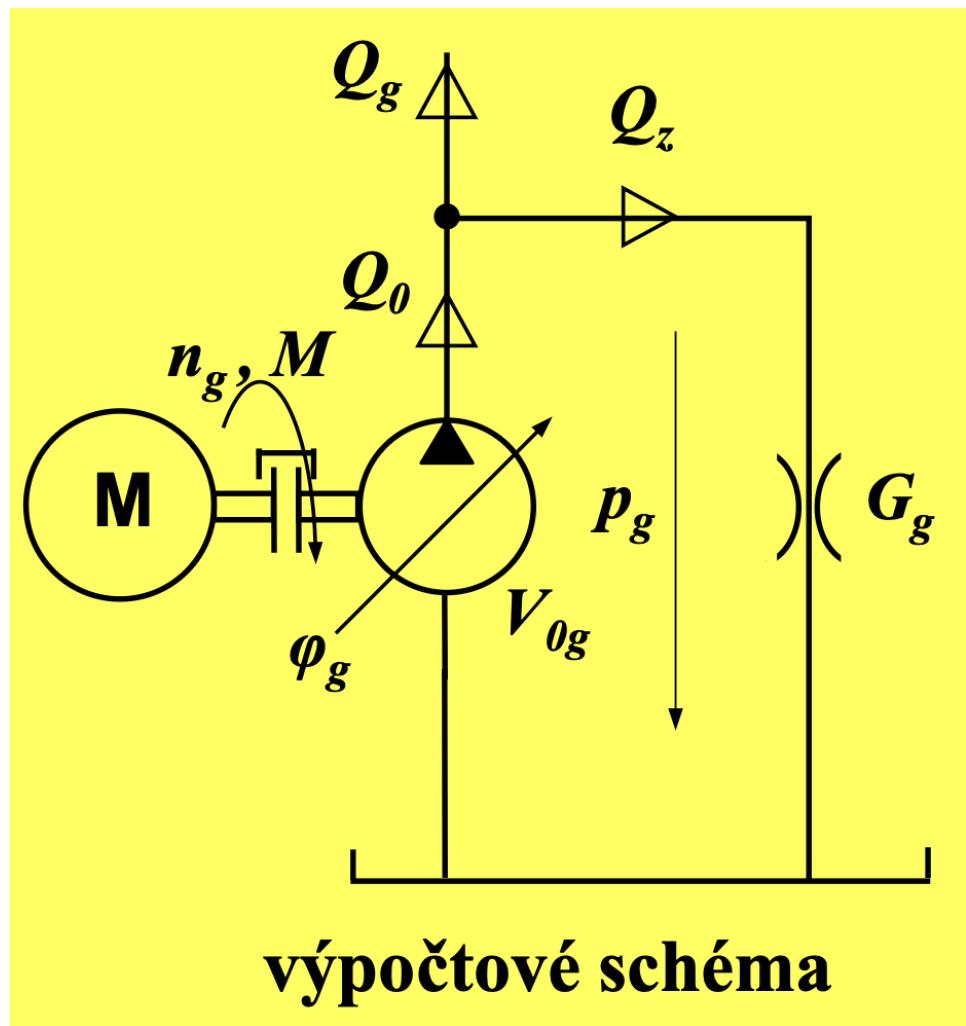
Průtoková charakteristika popisuje změnu průtoku hydrogenerátoru: - v závislosti na tlakovém spádu

- při konstantních otáčkách

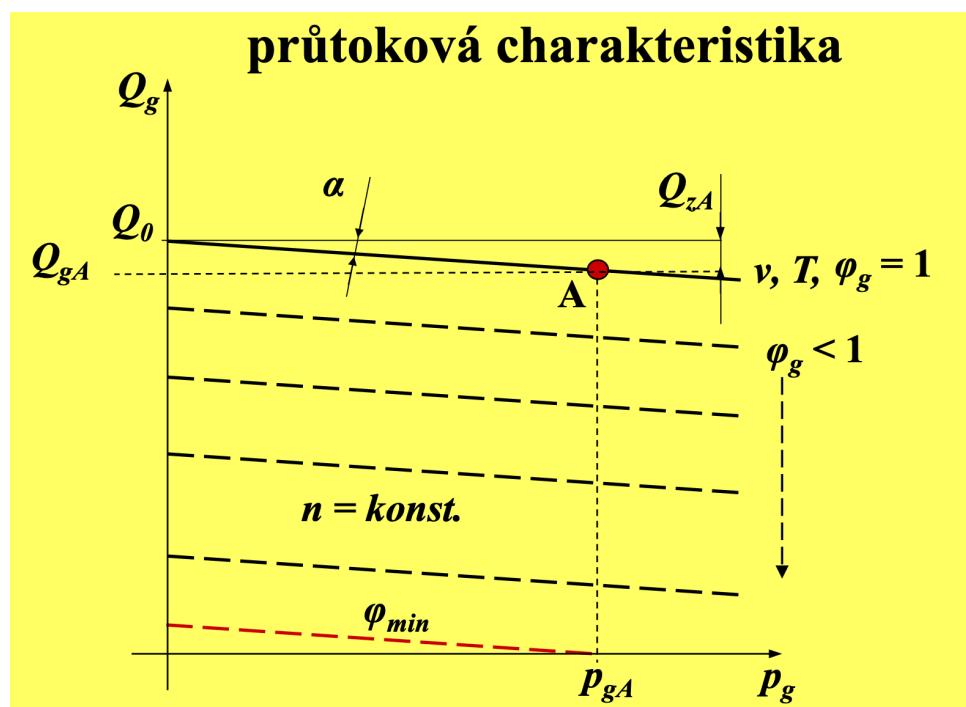
- při konstantním nastavení regulačního parametru

Charakteristika má přibližně lineární průběh. Její sklon je ovlivněn: - velikostí vnitřních netěsností

- viskozitou pracovní kapaliny



Obrázek 2: |250



Obrázek 3: |450

10.3 Regulační parametr hydrogenerátoru

Regulační parametr φ_g vyjadřuje relativní změnu geometrického objemu hydrogenerátoru.

Platí: - pro jednosměrný hydrogenerátor

$$\varphi_g \in \langle 0, 1 \rangle,$$

- pro obousměrný hydrogenerátor

$$\varphi_g \in \langle -1, 1 \rangle.$$

Změnou regulačního parametru se mění dodávaný průtok při stejných otáčkách, čímž je umožněna plynulá regulace hydraulického výkonu.

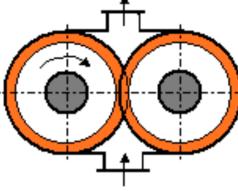
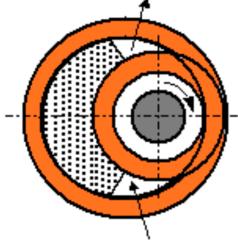
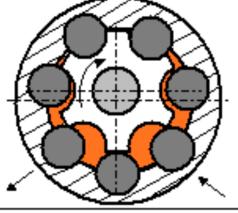
10.4 Typy hydrogenerátorů

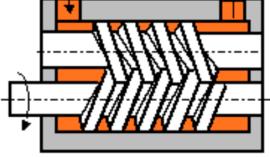
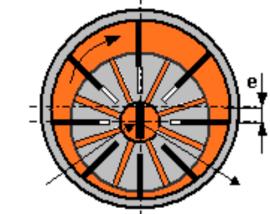
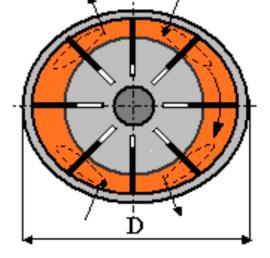
Hydrogenerátory se konstrukčně provádějí zejména jako:

- zubové
- lamelové
- axiální pístové
- radiální pístové

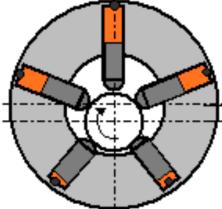
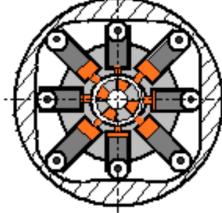
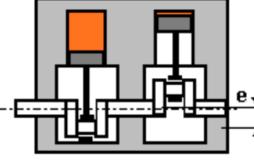
Jednotlivé typy se liší:

- dosažitelným pracovním tlakem
- účinností
- rozsahem regulace
- provozními otáčkami

	ZUBOVÉ s vnějším ozubením. Pracovní objem je tvořen zubovými mezery na obvodu kol a je konstantní.	$V_\theta = 0,4$ až 400 $p = 16 - 25$ $n_{max} = 6000$ $\eta_{max} = 0,75 - 0,85$
	ZUBOVÉ s vnitřním ozubením. Neměnný pracovní objem je tvořen zubovými mezery věnce a pastorku.	$V_\theta = 0,4 - 200$ $p = až 35$ $n_{max} = 6000$ $\eta_{max} = 0,85 - 0,92$
	ZUBOVÉ s orbitálním pohybem (gerotor). Pracovní objem tvoří zubové mezery prstence a nedají se měnit.	$V_\theta = až 950$ $p = až 31$ $n_{max} = 1600$ $\eta_{max} = 0,70 - 0,87$

	<p>VŘETENOVÉ. Pracovní objem je dán kapsami, které vznikají při dotyku šroubovic při vzájemném záběru vřeten</p>	$V_\theta = 22 - 1500$ $p = až 16$ $n_{max} = 3000$ $\eta_{max} = 0,82$
	<p>LAMELOVÉ jednočinné. Rotor s lamelami je uložen excentricky v tělese, statorová dráha je kruhová. Pracovní objem tvoří prostory mezi lamelami. Může být proměnná – e.</p>	$V_\theta = 30 - 800$ $p = 7 - 16$ $n_{max} = 1500$ $\eta_{max} = 0,75-0,80$
	<p>LAMELOVÉ dvojčinné. Rotor s lamelami je uložen soustředně v tělese, statorová dráha je tvarová. Konstantní pracovní objem tvoří prostory mezi lamelami.</p>	$V_\theta = 3 - 500$ $p = 7- 21$ $n_{max} = 1800$ $\eta_{max} = 0,85$

	<p>PÍSTOVÉ axiální s nakloněnou deskou Písty (pluner) jsou uloženy v rotoru (statoru) axiálně a opírají se o nakloněnou desku jejíž sklon α ovlivňuje pracovní objem</p>	$V_\theta = 8 - 500$ $p = \text{až } 45$ $n_{max} = 6000$ $\eta_{max} = 0,88-0,92$
	<p>PÍSTOVÉ axiální s nakloněným blokem Rotor (blok) s písty je skloněn vůči ose rotace o úhel α, který ovlivňuje velikost pracovního objemu</p>	$V_\theta = 20 - 4000$ $p = \text{až } 45$ $n_{max} = 12000$ $\eta_{max} = 0,90-0,94$
	<p>PÍSTOVÉ radiální Rotor s radiálně posuvnými písty je excentricky uložen v tělese, statorová dráha je kruhová</p>	$V_\theta = 5 - 500$ $p = \text{ponejvíce } 48 \text{ max. } 70$ $n_{max} = 3000$ $\eta_{max} = 0,90-0,94$

	PÍSTOVÉ radiální Rotor je umístěn excentricky ve statoru v němž jsou radiálně uloženy písty	$V_0 = 16 - 5400$ $p = \text{ponejvíce } 48 \text{ max. } 70$ $n_{max} = 3000$ $\eta_{max} = 0,90 - 0,94$
	PÍSTOVÉ radiální více křívkové Rotor je umístěn soustředně v tělese, statorová dráha je více křívková. Pracovní objem konstantní.	$V_0 = 63 - 15000$ $p = 10 - 32$ $n_{max} = 700$ $\eta_{max} = 0,85 - 0,90$
	PÍSTOVÉ řadové Klasické provedení pistového stroje. Pracovní objem je konstantní. (Pouze generátory)	$V_0 = 0,5 - 500$ $p = až 63$ $n_{max} = 3000$ $\eta_{max} = 0,90 - 0,94$

10.5 Výkonová charakteristika hydrogenerátoru

Výkonová charakteristika udává průběh výkonu hydrogenerátoru: - v závislosti na tlakovém zatížení

- při daných otáčkách

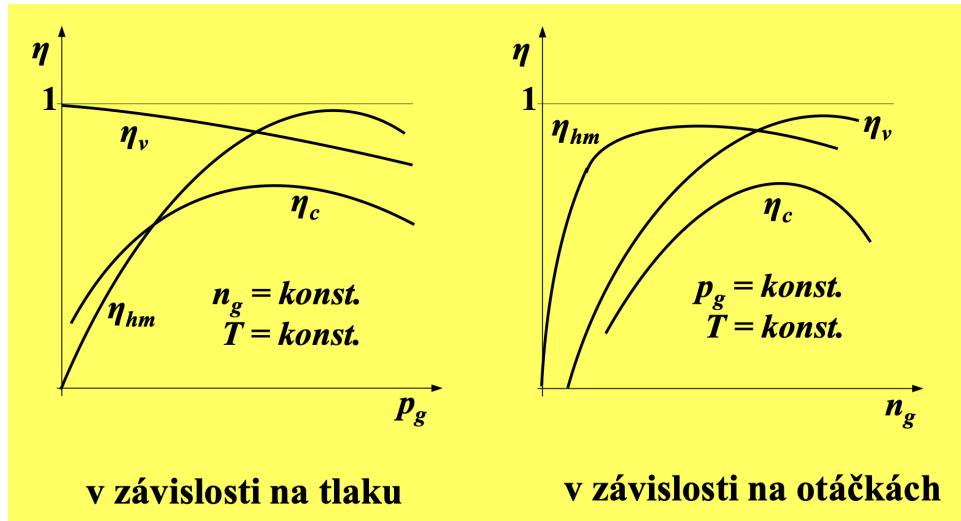
Při konstantních otáčkách a teplotě má ideálně lineární průběh. Výkon na hřídeli musí překonat: - užitečný točivý moment daný tlakovým spádem - moment pasivních odporů M_{p0}

Celkový moment na hřídeli hydrogenerátoru je

$$M = M_t + M_{p0} = \frac{V_0 g}{2\pi} \cdot p_g + M_{p0}.$$

Výkon hydrogenerátoru je dán vztahem

$$P = 2\pi \cdot n_g \cdot M.$$



Obrázek 4: |450

10.6 Účinnosti hydrogenerátoru

Účinnosti hydrogenerátoru se stanovují experimentálně a vyjadřují vliv jednotlivých druhů ztrát.

Objemová účinnost vyjadřuje vliv vnitřních netěsností

$$\eta_v = \frac{Q_0 - Q_z}{Q_0} = \frac{Q_g}{Q_0} = \frac{Q_g}{V_{0g} \cdot n_g}.$$

Hydromechanická účinnost vyjadřuje vliv mechanických ztrát

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{M_t + M_{p0}} = \frac{M_t}{M}.$$

Po dosazení platí

$$\eta_{hm} = \frac{V_{0g} \cdot p_g}{2\pi \cdot M}.$$

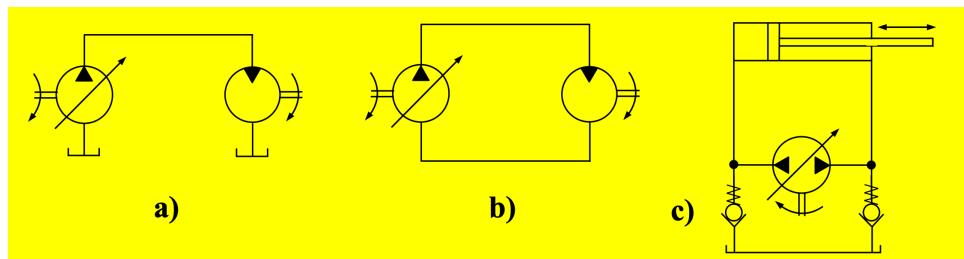
Celková účinnost hydrogenerátoru je dána součinem objemové a hydromechanické účinnosti.

10.6.1 Kvalitativní průběh účinnosti

10.7 Parametry hydrogenerátoru

Základními jmenovitými a mezními parametry hydrogenerátoru jsou:

- geometrický objem V_0
- jmenovité otáčky n_n



Obrázek 5: |500

- minimální otáčky n_{min}
- maximální otáčky n_{max}
- jmenovitý tlak p_n
- maximální tlak p_{max}

Tyto parametry vymezují oblast bezpečného a hospodárného provozu hydrogenerátoru.

10.8 Objemové řízení otáček a průtoku

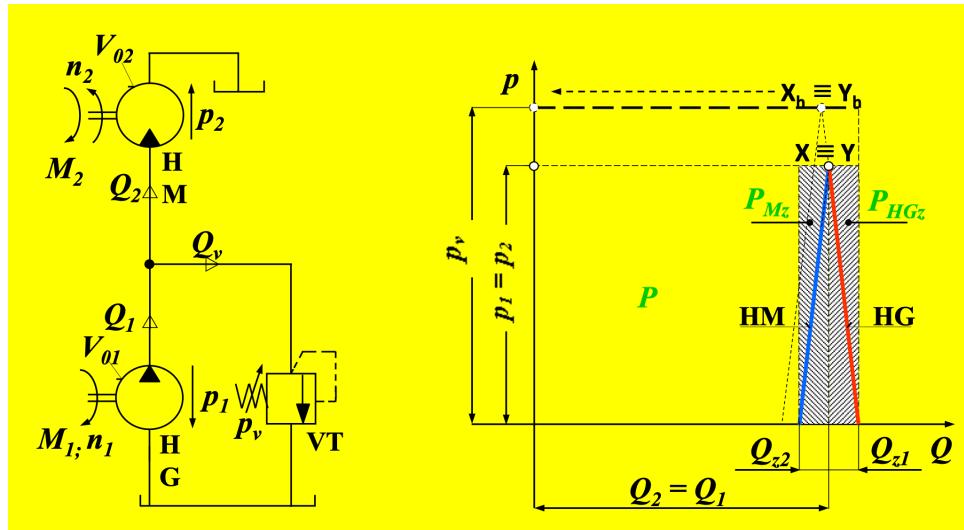
Objemové řízení otáček nebo průtoku se realizuje kombinací hydrogenerátoru a hydromotoru: - s konstantním geometrickým objemem

- s proměnným geometrickým objemem

Rozlišují se tyto typy zapojení obvodů: - otevřený

- uzavřený
- polootevřený

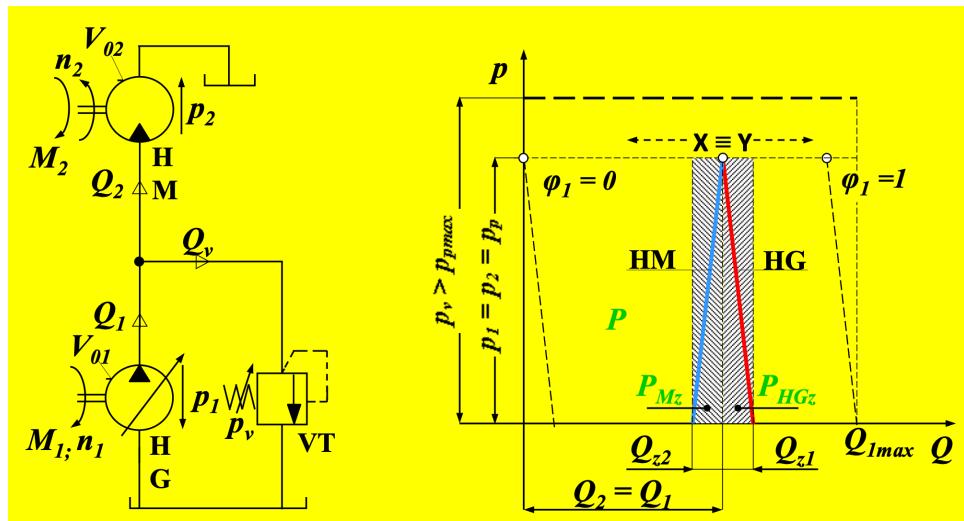
Změna otáček se dosahuje: - změnou dodávaného průtoku
- změnou geometrického objemu některého ze strojů



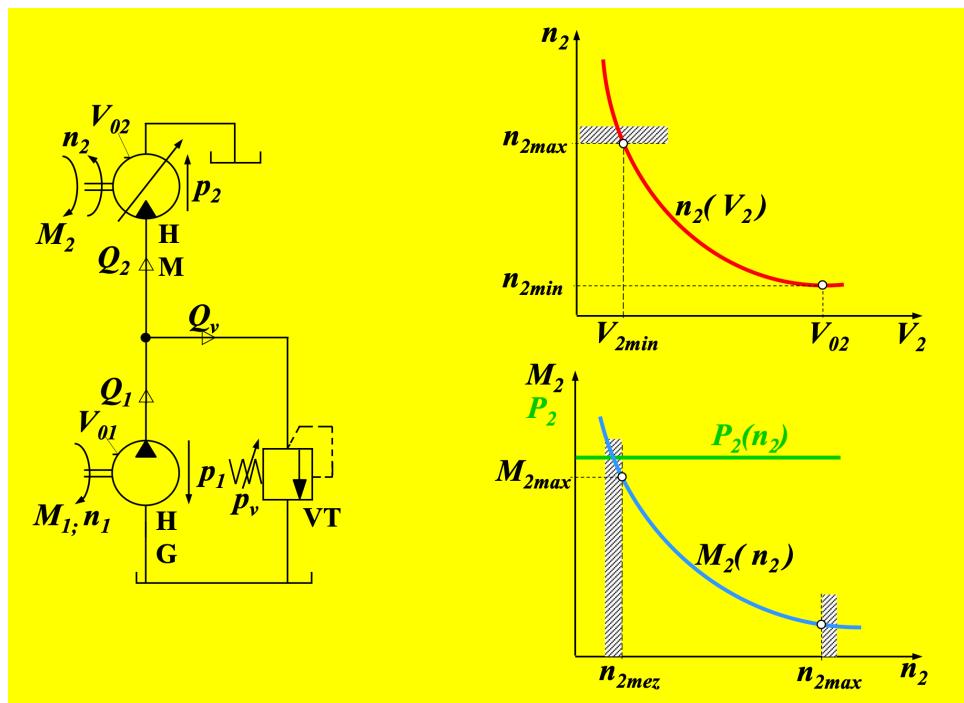
Obrázek 6: |500

10.8.1 Hydrogenerátor a hydromotor s konstantním V_0

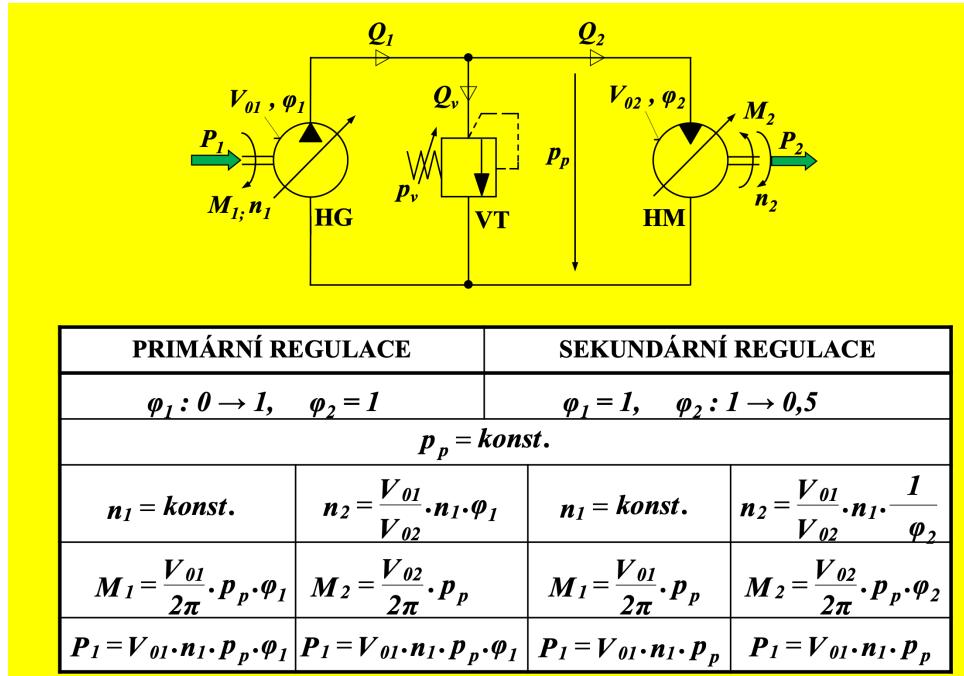
10.8.2 Hydrogenerátor s proměnným V_0 a hydromotorem s konstantním V_0



Hydrogenerátor s konstantním V_0 a hydromotorem s proměnným V_0



Hydrostatický převod



Řízení rychlosti a pohybové frekvence
Rychlosť pohybu je dáná: - prútokom Q_m

- velikostí činné plochy u přímočarého pohybu
- geometrickým objemem u rotačního pohybu

Platí vztahy

$$v = \frac{Q_m}{S_m}, \quad \omega = \frac{2\pi}{V_{0m}} \cdot Q_m, \quad n = \frac{Q_m}{V_{0m}}.$$

Změna průtoku se zajišťuje: - škrcením

- změnou geometrického objemu hydrogenerátoru
- změnou geometrického objemu hydromotoru
- kombinací uvedených způsobů

Změna rychlosti může být: - plynulá

- stupňovitá
- kombinovaná

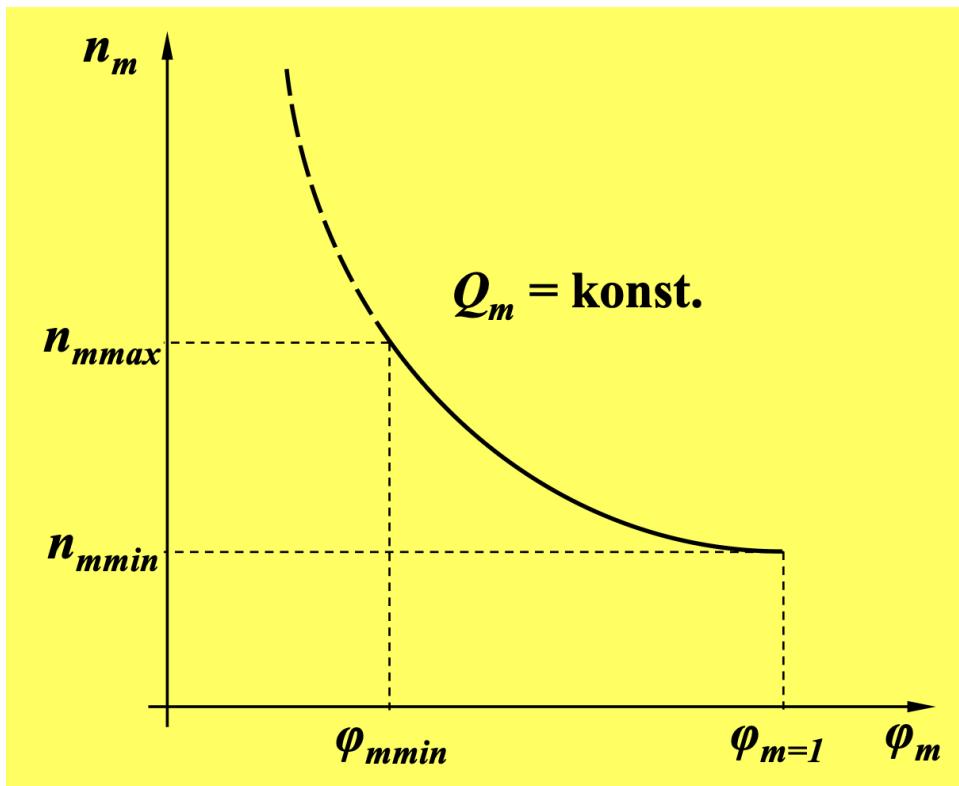
Omezení regulačního rozsahu hydromotoru

Při objemové regulaci hydromotoru s proměnným geometrickým objemem dochází ke zvýšení otáček při snižování regulačního parametru φ_m . Pro velmi malé hodnoty φ_m dochází k nárůstu otáček nad přípustnou mez.

Z tohoto důvodu se regulační parametr hydromotoru omezuje na interval

$$\varphi_m \in (\varphi_{min}, 1),$$

aby nedošlo k překročení maximálních dovolených otáček n_{max} . Omezení regulačního rozsahu je nutné zejména při konstantním přiváděném průtoku.



Momentová charakteristika hydromotoru

Skutečný výstupní moment hydromotoru je roven teoretickému momentu sníženému o moment pasivních odporů

$$M = M_t - M_{po} = \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot p_m - M_{po}.$$

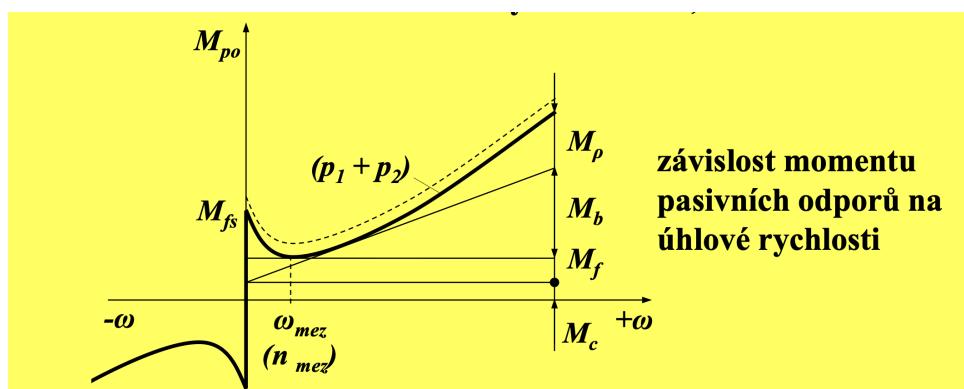
Moment pasivních odporů je součtem jednotlivých složek

$$M_{po} = M_c + M_s + M_b + M_p.$$

$$M_{po} = M_c \cdot \frac{\omega_m}{|\omega_m|} + \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot f \cdot (p_1 + p_2) \frac{\omega_m}{|\omega_m|} + b_m \cdot \omega_m + B_m \cdot \omega_m^2 \cdot \frac{\omega_m}{|\omega_m|}$$

Jednotlivé složky představují: - M_c – konstantní složku danou konstrukcí, technologií výroby a zaběhnutím

- M_f – složku tření závislou na tlaku (tření v těsněních, rozvodech a opěrných deskách) – pro malé rychlosti nelineární – po překročení M_{fs} (statický) se začne převodník otáčet



- M_b – složku způsobenou viskozitou kapaliny a třením v uložení vzájemně se pohybujících částí - M_p – složku danou hmotností kapaliny, která zvyšuje odpor prostředí kladený rotujícím částelem

Při malých otáčkách je průběh momentové charakteristiky nelineární. Po překonání statické složky tření M_s se hydromotor začne otáčet, jeho moment nejprve klesá a s rostoucimi otáčkami opět roste.

10.9 Experimentální stanovení charakteristik

Momentové a ztrátové charakteristiky hydromotoru se stanovují experimentálně. Tyto charakteristiky: - nelze přesně vypočítat analyticky

- jsou nutné pro správný návrh hydrostatického převodu
- umožňují posouzení provozních vlastností a účinnosti systému

Získaná data slouží jako podklad pro volbu regulačního rozsahu a dimenzování hydraulického obvodu. ## Vztahy pro hydrogenerátor

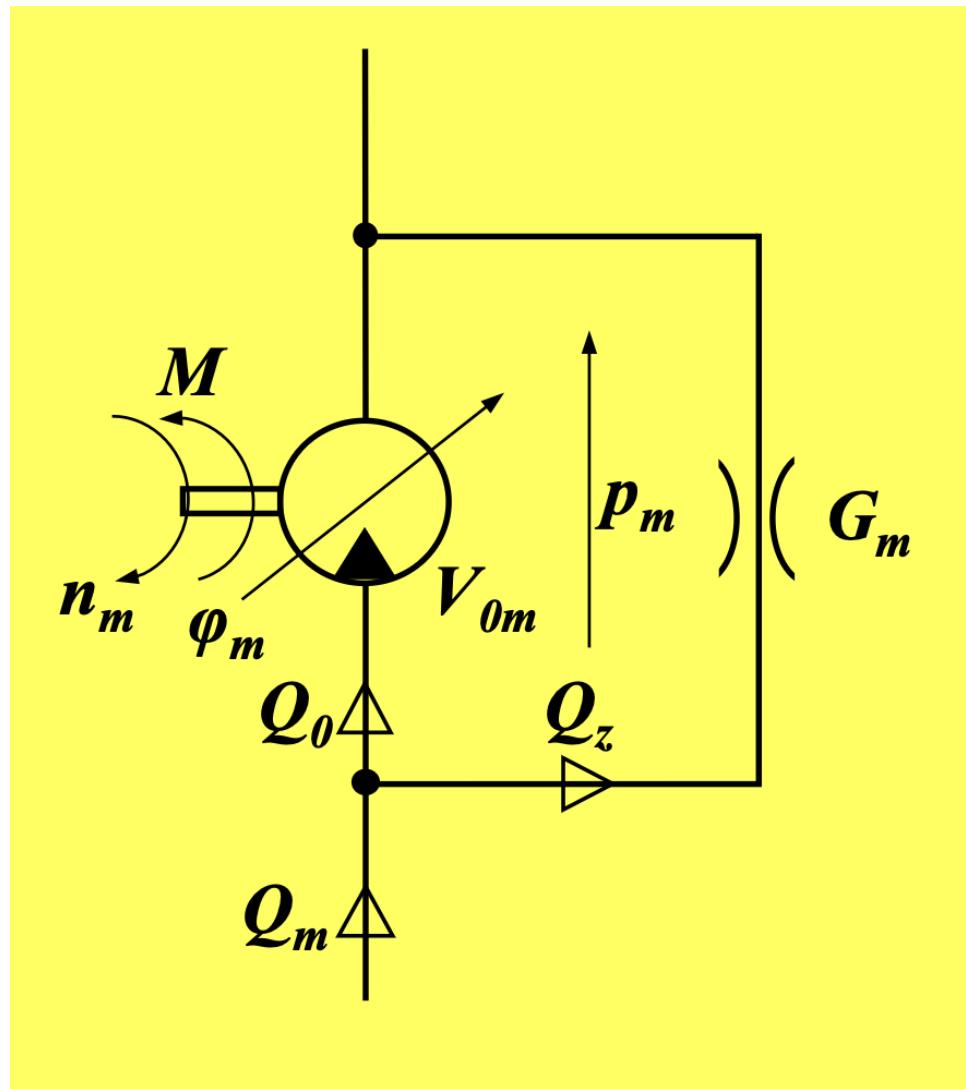
HYDROGENERÁTORY - ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÉ VZTAHY		
parametry [základní jednotky]	parametry [obvyklé jednotky]	
p_g [N.m ⁻²], Q_g [m ³ .s ⁻¹], n_g [s ⁻¹] $V_{\theta g}$ [m ³], P [W] M [N.m]		Q_g [dm ³ .min ⁻¹], n_g [min ⁻¹], $V_{\theta g}$ [cm ³], M [N.m], P [kW]
	p_g [MPa]	p_g [bar]
$Q_g = V_{\theta g} \cdot n_g \cdot \eta_v$		$Q_g = \frac{V_{\theta g} \cdot n_g \cdot \eta_v}{1000}$
$M = \frac{V_{\theta g} \cdot p_g}{2\pi \cdot \eta_{hm}}$	$M = \frac{1,59 \cdot V_{\theta g} \cdot p_g}{10 \cdot \eta_{hm}}$	$M = \frac{1,59 \cdot V_{\theta g} \cdot p_g}{100 \cdot \eta_{hm}}$
$P = \frac{Q_g \cdot p_g}{\eta_c}$	$P = \frac{Q_g \cdot p_g}{60 \cdot \eta_c}$	$P = \frac{Q_g \cdot p_g}{600 \cdot \eta_c}$
celková účinnost		$\eta_c = \eta_{hm} \cdot \eta_v$

11 Hydromotor

Hydromotor převádí hydraulickou energii na mechanickou (rotační pohyb).

11.1 Výpočtové schéma hydromotoru

- vstupní veličiny: průtok Q_m , tlak p_m
- výstupní veličiny: otáčky n_m , moment M



11.2 Průtok hydromotorem

11.2.1 Konstantní geometrický objem

$$Q_m = V_0 \cdot n_m + C_m \cdot p_m = Q_0 + Q_z$$

11.2.2 Proměnný geometrický objem

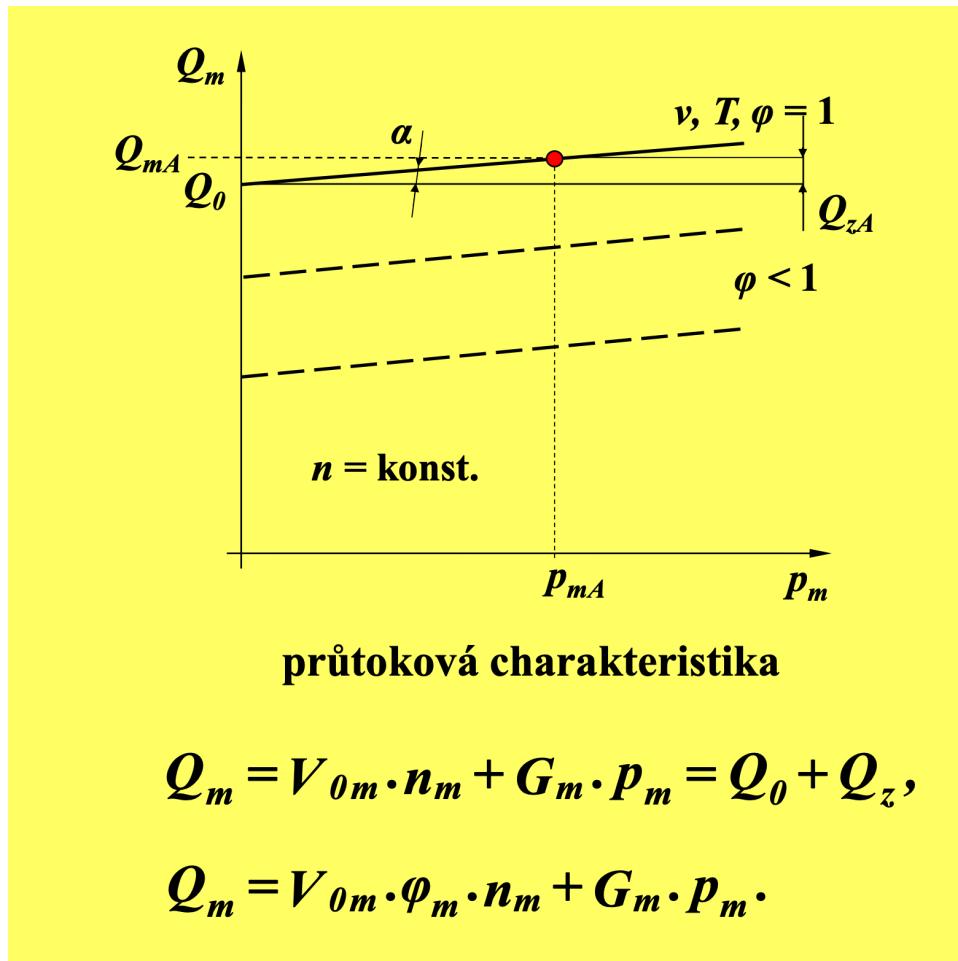
$$Q_m = V_0 \cdot q_m \cdot n_m + C_m \cdot p_m$$

- V_0 – geometrický objem
- q_m – regulační parametr hydromotoru
- C_m – koeficient netěsností

11.3 Statické charakteristiky hydromotoru

- průtoková

$$Q_m = Q(p_m, \nu, T)$$



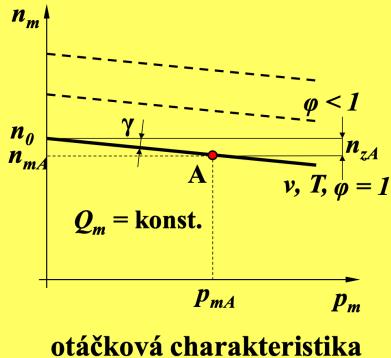
- otáčková

$$n_m = n(p_m, Q_m, \nu, T)$$

• Otáčková charakteristika HM

HM s konstanním geometrickým objemem

$$Q_m = V_{0m} \cdot n_m + G_m \cdot p_m, \quad n_m = \frac{Q_m}{V_{0m}} - \frac{G_m}{V_{0m}} \cdot p_m = n_0 - n_z,$$



HM s proměnným geometrickým objemem

$$\begin{aligned} n_m &= \frac{Q_m}{V_{0m} \cdot \varphi_m} - \frac{G_m}{V_{0m} \cdot \varphi_m} \cdot p_m = \\ &= n_0 - n_z \end{aligned}$$

otáčková charakteristika

- zátěžová

$$M = M(p_m, n_m)$$

11.4 Otáčková charakteristika

11.4.1 Konstantní V_0

$$n_m = \frac{Q_m}{V_0} - \frac{C_m}{V_0} \cdot p_m = n_0 - n_z$$

11.4.2 Proměnný V_0

$$n_m = \frac{Q_m}{V_0 \cdot q_m} - \frac{C_m}{V_0 \cdot q_m} \cdot p_m$$

Momentová charakteristika hydromotoru

Moment hydromotoru je dán rozdílem teoretického momentu a momentu pasivních odporů.

$$M = M_t - M_{po}$$

11.4.3 Teoretický moment

$$M_t = \frac{V_0}{2\pi} \cdot p_m$$

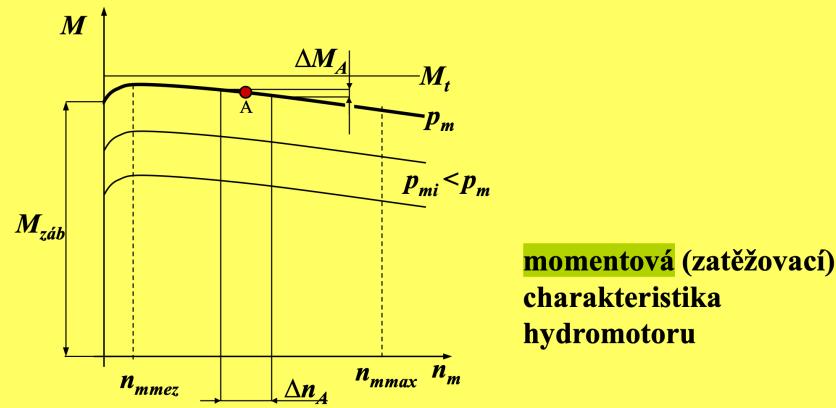
11.4.4 Skutečný moment

$$M = \frac{V_0}{2\pi} \cdot p_m - M_{po}$$

- M_{po} – moment pasivních odporů
- hydromotor je **poměrně tuhý** (pokles momentu cca 2–5 %)

Momentovou charakteristikou hydromotoru lze modelovat vztahy

$$\begin{aligned} M &= M_t - M_{po} = \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot p_m - M_{po}, \\ M_{po} &= M_c \cdot \frac{\omega_m}{|\omega_m|} + \frac{V_{0m}}{2\pi} \cdot f \cdot (p_1 + p_2) \cdot \frac{\omega_m}{|\omega_m|} + b_m \cdot \omega_m + B_m \cdot \omega_m^2 \cdot \frac{\omega_m}{|\omega_m|}. \end{aligned}$$



11.5 Účinnosti hydromotoru

11.5.1 Objemová účinnost

- zohledňuje vnitřní netěsnosti

$$\eta_v = \frac{Q_0}{Q_m} = \frac{V_0 \cdot n_m}{Q_m}$$

11.5.2 Hydromechanická účinnost

- zohledňuje mechanické a hydraulické ztráty

$$\eta_{hm} = \frac{M}{M_t} = \frac{2\pi \cdot M}{V_0 \cdot p_m}$$

11.5.3 Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_{hm}$$

11.6 Parametry hydromotoru

- V_0 – geometrický objem [cm^3]
- n_n – jmenovité otáčky [min^{-1}]
- n_{min} – minimální otáčky
- n_{max} – maximální otáčky
- p_n – jmenovitý tlak [MPa]
- p_{max} – maximální tlak [MPa]

12 Přímočarý hydromotor

Přímočarý hydromotor převádí hydraulickou energii na mechanickou energii ve formě přímočarého pohybu.

12.1 Základní vlastnosti

- vytváří přímočarý posuvný pohyb
- pracovními veličinami jsou síla F a rychlosť v
- pohyb je vyvolán tlakovou energií kapaliny

12.2 Typy přímočarých hydromotorů podle činnosti

12.2.1 Principiální konstrukce

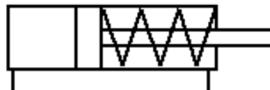
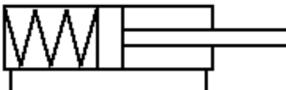
1) Jednočinný

- tlaková energie kapaliny vyvolává pohyb pouze v jednom směru
- opačný pohyb je zajištěn:
 - akumulovanou energií (pružina, těža, mechanická zátěž)
 - nebo vnější silou
- používá se tam, kde je zatížení působící jedním směrem

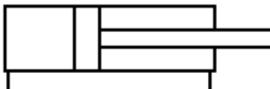
2) Dvojčinný

- tlaková energie kapaliny vyvolává pohyb v obou směrech
- kapalina je přiváděna střídavě na obě strany pístu
- umožňuje řízený pohyb v obou směrech
- nejčastěji používané provedení v hydraulických systémech

PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY JEDNOČINNÉ

píst vysouvaný přívodem kapaliny, zasouvaný pružinou	píst vysouvaný pružinou, zasouvaný přívodem kapaliny,
	
plunžr	teleskopický motor

PŘÍMOČARÝ HYDROMOTORY DVOJČINNÉ

s jednostrannou pístní tyčí	s oboustrannou pístní tyčí
	
s jednostranným konstantním tlumením	s oboustranným měnitelným tlumením

Základní vztahy

12.2.2 Rychlosť pístu

$$v = \frac{Q_m}{S_m}$$

12.2.3 Síla přímočáreho hydromotoru

$$F = S_m \cdot p_m$$

- Q_m – průtok hydromotorem
- S_m – účinná plocha pístu
- p_m – pracovní tlak

12.3 Poznámky k provozu

- rychlosť pohybu je dáná velikostí průtoku
- vyvozená síla je dáná tlakem a účinnou plochou
- změna směru pohybu je dáná změnou zapojení hydraulického obvodu

12.4 Účinnost přímočarého hydromotoru

Účinnost vyjadřuje míru přeměny hydraulické energie na mechanickou.

12.4.1 Objemová účinnost

- poměr teoretického průtoku k průtoku skutečnému
- zohledňuje vnitřní netěsnosti hydromotoru

$$\eta_v = \frac{Q_0}{Q_m} = \frac{S_m \cdot v}{Q_m}$$

12.4.2 Mechanická účinnost

- poměr užitečné síly k teoretické síle
- zohledňuje mechanické ztráty (tření, odpory)

$$\eta_m = \frac{F}{F_t}$$

12.4.3 Celková účinnost

- součin objemové a mechanické účinnosti

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_m$$

12.5 Tlumení hydromotoru v krajních polohách

- po vyčerpání zdvihu narází píst na čelo válce
- při vysoké rychlosti pohybu dochází k rázům
- tlumení je nutné zejména při rychlostech vyšších než přibližně 0,1 m/s

12.5.1 Princip tlumení

- přeměna kinetické energie pohybu na tepelnou energii
- realizuje se hydraulickým odporem v koncové poloze

12.6 Tuhost přímočarého hydromotoru

- vyjadřuje schopnost hydromotoru odolávat deformaci při zatížení
- závisí na:
 - rozměrech hydromotoru
 - ekvivalentním objemovém modulu pružnosti kapaliny
 - způsobu řízení hydromotoru

12.6.1 Typy tuhosti podle řízení

- a) Symetrické řízení
- b) Nesymetrické řízení

13 Řídicí prvky

Řídicí prvky hydraulických obvodů slouží ke změně, usměrnění a regulaci průtoku tlakové kapaliny. Všechny řídicí prvky pracují na principu proměnného hydraulického odporu, přičemž výsledný účinek závisí na způsobu změny tohoto odporu a na konstrukčním provedení prvku.

Na základě způsobu ovládání se řídicí prvky rozdělují na: - konvenční – seřizované a ovládané ručně, mechanicky nebo elektromagneticky

- proporcionální – schopné plynulé regulace, zpravidla spolupracující s PLC nebo CNC systémem, obvykle bez vnitřní zpětné vazby
- servoventily – vysoce přesné zpětnovazební prvky řízené elektronicky (PLC nebo CNC)

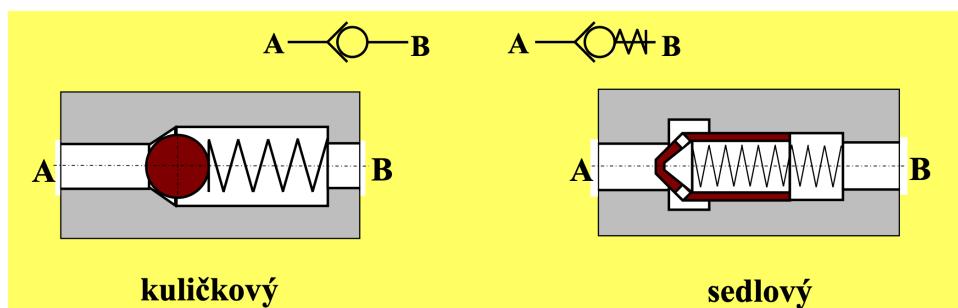
13.1 Jednosměrné (zpětné) ventily – VJ

Jednosměrné ventily umožňují samočinné proudění kapaliny pouze v jednom směru. V opačném směru je průtok zablokován.

Základní vlastnosti jednosměrných ventilů: - samočinné hrazení průtoku v jednom směru

- hrazení je zajištěno dosednutím funkčního prvku, kterým je kulička nebo kužel
- funkční prvek je zpravidla přitlačován pružinou
- ventil může pracovat v libovolné montážní poloze, u některých konstrukcí se doporučuje svislá montáž

Jednosměrné ventily se vyznačují tlakovou ztrátou, která roste s průtokem a závisí na konstrukci ventilu.



Řízené jednosměrné ventily

Řízený jednosměrný ventil kombinuje funkci samočinného hrazení s možností ručního otevření nebo uzavření.

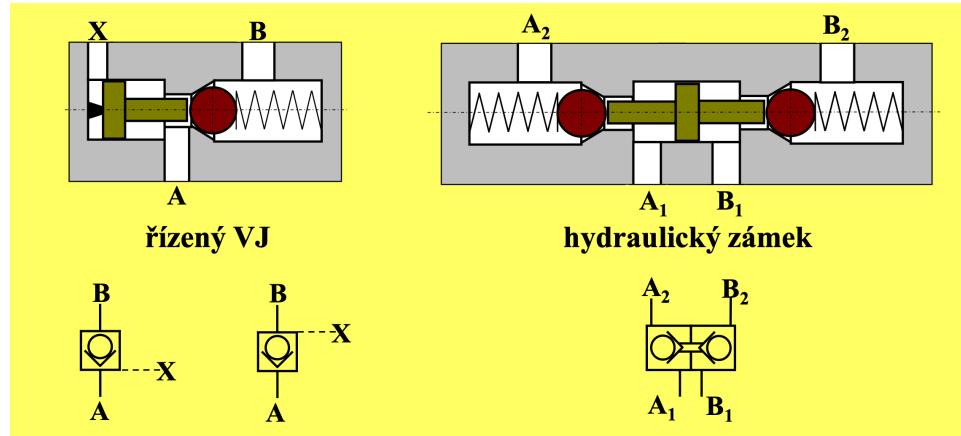
Charakteristické vlastnosti: - samočinné hrazení průtoku v jednom směru

- možnost řízeného otevření ventilu pomocí řídicího tlaku

- využití zejména pro zajištění polohy hydromotorů a hydraulických válců

Řízené jednosměrné ventily se používají tam, kde je požadováno bezpečné zablokování pohybu při výpadku tlaku a současně možnost řízeného

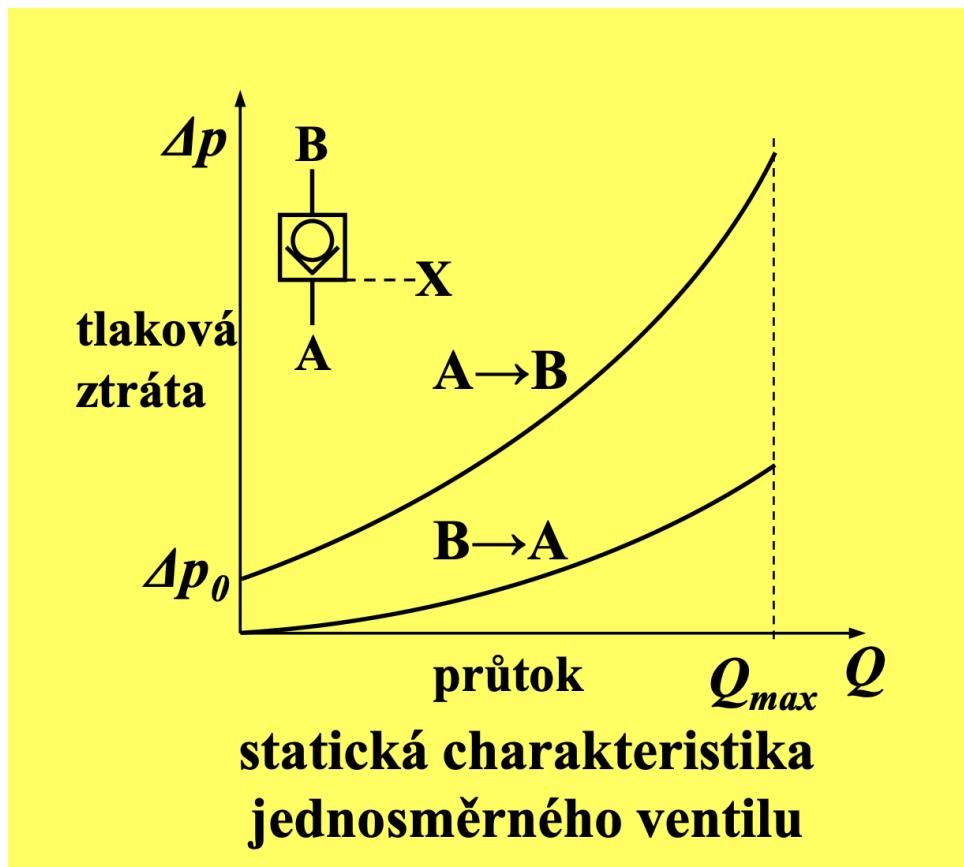
uvolnění.



Charakteristika zpětných ventilů

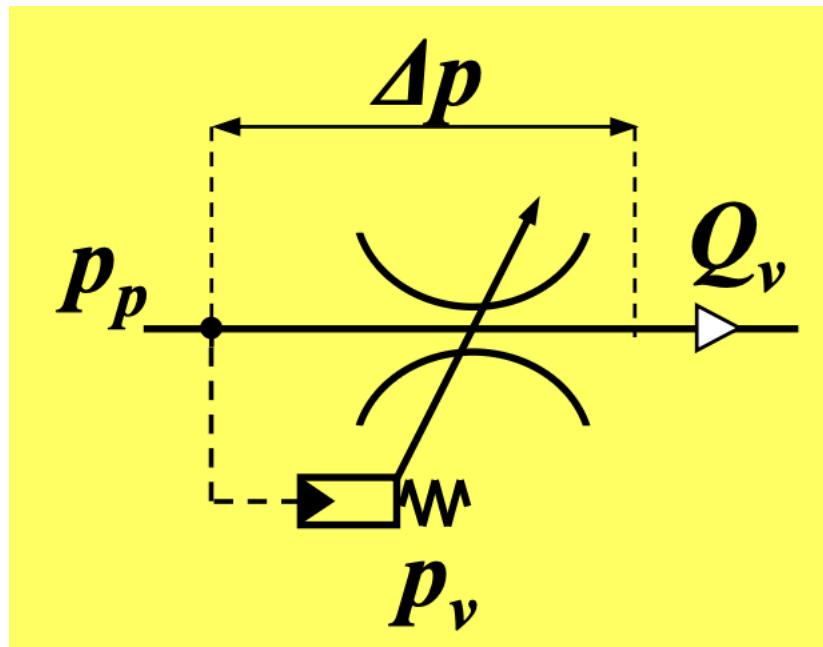
Charakteristika zpětného ventila vyjadřuje závislost tlakové ztráty Δp na průtoku Q . Pro otevřený směr je charakteristika nelineární a závislá na konstrukci ventilu. Pro zavřený směr je průtok prakticky nulový až do dosažení destruktivních tlaků.

- Typická charakteristika zahrnuje:
 - otevírací tlak ventilu
 - nárůst tlakové ztráty s rostoucím průtokem
 - maximální dovolený průtok Q_{max}



Tlakové ventily – VT

Tlakové ventily slouží k omezení, regulaci a udržování tlaku v hydraulickém obvodu. Jsou základním bezpečnostním a regulačním prvkem každého hydraulického systému. Podle konstrukce a způsobu činnosti se rozlišují tlakové ventily přímo řízené a nepřímo řízené.



13.1.1 Hydraulické tlakové ventily

- Hydraulické tlakové ventily mohou být provedeny jako:
- jednostupňové – přímo řízené
 - dvoustupňové – nepřímo řízené

Jednostupňové ventily reagují přímo na tlak působící na uzavírací prvek. Dvoustupňové ventily využívají pomocný řídicí stupeň, který umožňuje přesnější regulaci a menší kolísání tlaku při změnách průtoku.

13.1.2 Seřízení tlakových ventilů

Pro nastavení požadované hodnoty tlaku p_v je rozhodující pracovní tlak p_p v místě připojení ventilu. Tlakový ventil může pracovat ve dvou základních režimech.

- a) Přepouštěcí funkce

Při dosažení nastaveného tlaku platí

$$p_v = p_p \Rightarrow Q_v \neq 0,$$

ventil se otevře a část průtoku je odváděna zpět do nádrže nebo do jiné části obvodu. Ventil tak omezuje maximální tlak v systému.

- b) Pojistná funkce

Při překročení nastavené hodnoty tlaku platí

$$p_v > p_p \Rightarrow Q_v = 0,$$

ventil zůstává uzavřen a otevře se pouze při nebezpečném nárůstu tlaku. Slouží jako ochrana obvodu proti přetížení.

13.1.3 Umístění tlakových ventilů v obvodu

- Tlakové ventily lze v hydraulickém obvodu umístit několika způsoby:
- 1) paralelně k větvi nebo části obvodu, ve které se řídí tlak
 - 2) sériově ve větvi nebo části obvodu, ve které má být řízen tlakový spád
 - 3) jako nedílnou součást každého zdroje tlakové kapaliny

Volba umístění ventila má zásadní vliv na chování obvodu, stabilitu tlaku a energetickou účinnost.

13.1.4 Statická charakteristika tlakového ventilu

Statická charakteristika tlakového ventilu vyjadřuje závislost řízeného tlaku p_p na průtoku ventilem Q_v , tedy funkci

$$p_p = p_p(Q_v).$$

Tato charakteristika se v praxi stanovuje experimentálně, protože tlakový ventil představuje proměnný hydraulický odpor, jehož velikost závisí na okamžité poloze regulačního prvku.

- Tlakový ventil lze popsat jako odpor R , který reaguje:
- na vstupní tlak p_p
 - na velikost průtoku Q_v
 - při daném nastaveném tlaku p_v

Pro tlakové poměry na ventili platí

$$p_p = p_v + \Delta p = p_v + R(p, Q) \cdot Q_v^2.$$

Tlaková ztráta Δp roste s průtokem a je závislá na konstrukci ventilu a jeho aktuálním otevření.

13.1.5 Tlaková regulační diference

Tlaková regulační difference je rozdíl mezi nastaveným tlakem ventilu p_v a skutečným pracovním tlakem p_p při průtoku ventilem

$$\Delta p_r = p_p - p_v.$$

Tato differenca vzniká v důsledku:

- nutného otevření regulačního prvku pro průchod průtoku

- působení hydraulických sil na uzavírací prvek
- deformace pružiny regulačního mechanismu

Tlaková regulační differenca:

- roste s rostoucím průtokem

- závisí na tuhosti pružiny a tvaru regulačního prvku

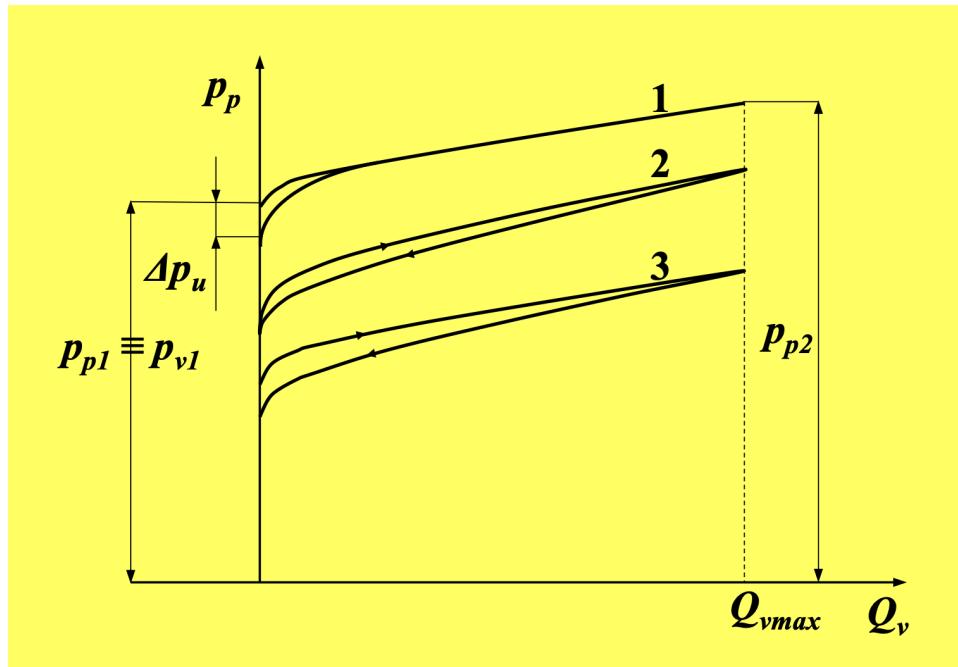
- je menší u dvoustupňových ventilů než u jednostupňových

V oblasti malých průtoků je rozdíl tlaků malý, při vyšších průtocích dochází k výraznějšímu nárůstu pracovního tlaku nad nastavenou hodnotu.

13.1.6 Tlaková uzavírací diference

Tlaková uzavírací diference je rozdíl mezi tlakem, při kterém se tlakový ventil otevře, a tlakem, při kterém se po poklesu tlaku opět uzavře

$$\Delta p_u = p_{otev} - p_{uzav}.$$



- Tato diference vzniká zejména vlivem:

 - tření pohyblivých částí ventilu
 - hystereze pružiny a mechanického systému
 - rozdílných hydraulických sil při otevírání a zavírání ventilu

Tlaková uzavírací diference způsobuje, že ventil se při poklesu tlaku neuzavírá okamžitě při dosažení nastavené hodnoty p_v , ale až při nižším tlaku. Tento jev je důležitý z hlediska stability regulace a potlačení kmitání ventilu.

13.1.7 Vliv výstupního průtočného průřezu a výstupního odporu

Statická charakteristika tlakového ventilu je ovlivněna také velikostí výstupního průtočného průřezu a výstupním hydraulickým odporem.

Zvětšení výstupního odporu způsobuje:

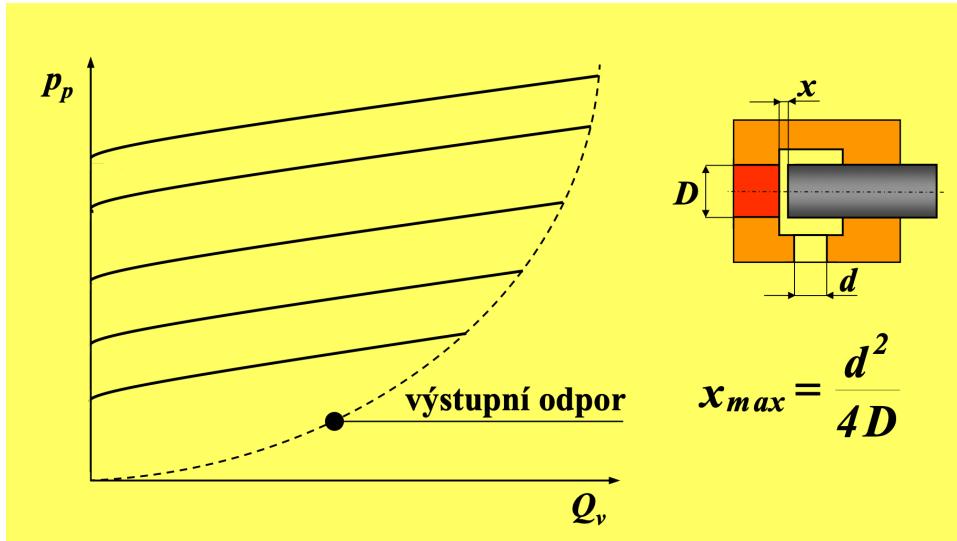
- posun charakteristiky k vyšším tlakům

- zvětšení tlakové regulační diference
- zvětšení tlakové uzavírací diference
- snížení maximálního dosažitelného průtoku

Maximální otevření regulačního prvku je omezeno konstrukčně. Pro maximální zdvih regulačního prvku platí vztah

$$x_{max} = \frac{d^2}{5D},$$

kde d je průměr sedla a D charakteristický rozměr regulačního prvku.



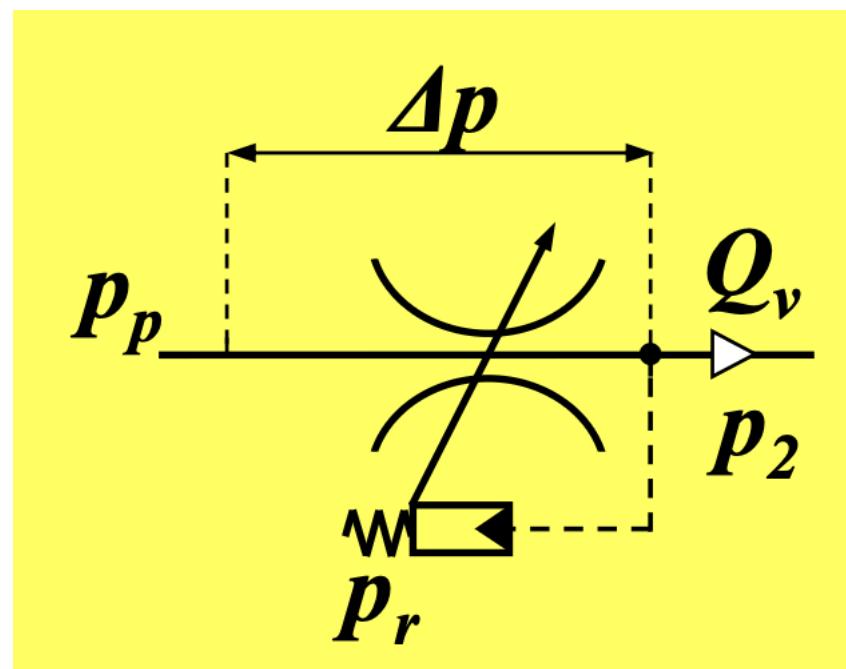
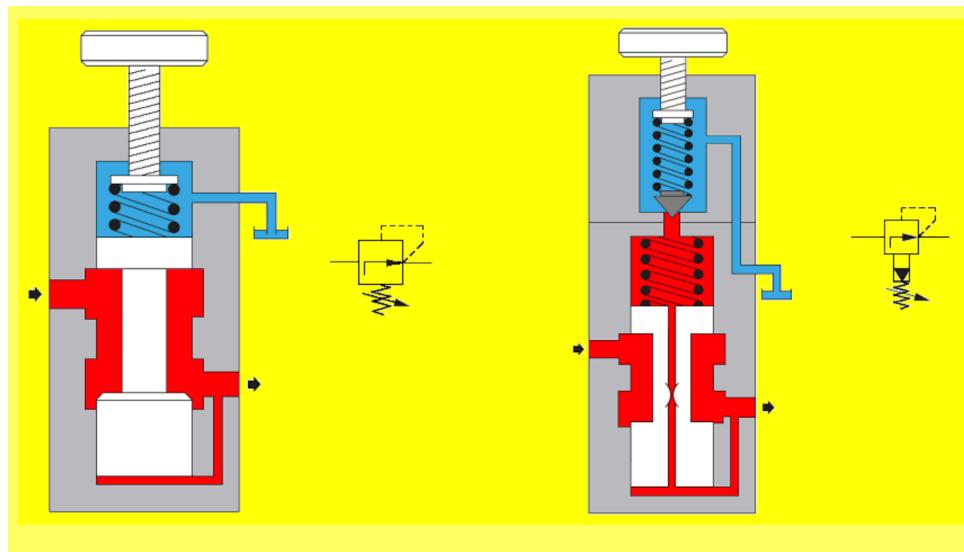
Tyto vlivy je nutné zohlednit při návrhu hydraulického obvodu, zejména při dimenzování tlakového ventilu a navazujících spotřebičů.

13.2 Hydraulické redukční ventily - VR

Hydraulické redukční ventily slouží ke snížení a udržování konstantního tlaku v určité části obvodu bez ohledu na tlak v hlavním přívodu. Provádějí se jako:

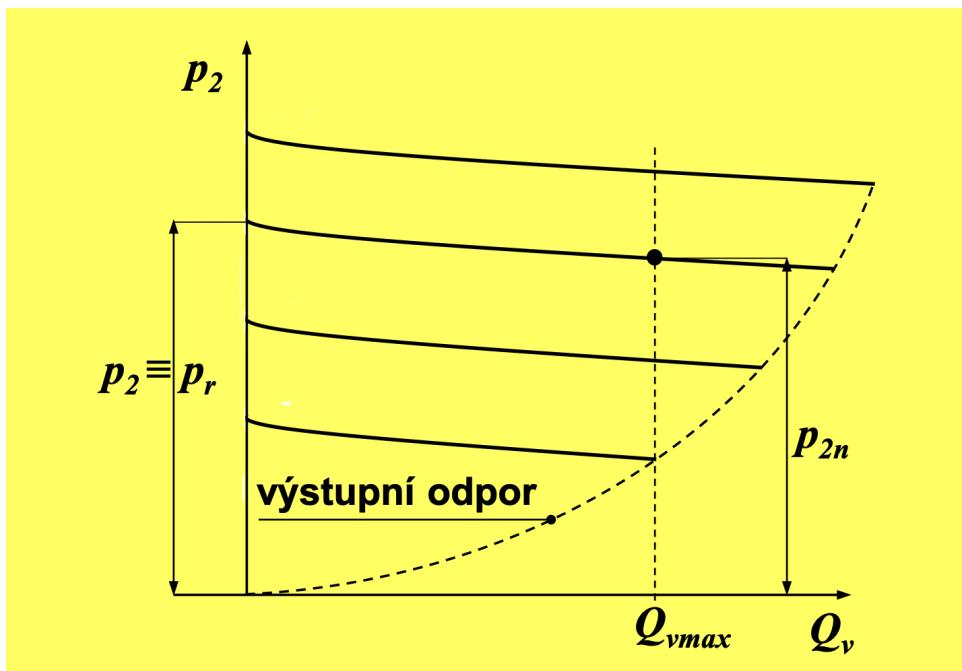
- jednostupňové
- dvoustupňové

Redukční ventil vytváří řízený tlakový spád mezi vstupním tlakem p_p a výstupním tlakem p_2 .



Statická charakteristika redukčního ventilu

Statická charakteristika redukčního ventilu vyjadřuje závislost redukovaného tlaku p_2 na průtoku ventilem Q_v . Tato charakteristika se stanovuje experimentálně.



Chování ventilu lze popsat vztahem

$$p_2 = p_p - \Delta p = p_p - R(p, Q) \cdot Q_v^2,$$

kde $R(p, Q)$ je proměnný hydraulický odpor ventilu závislý na tlaku a průtoku.

Regulační prvek redukčního ventilu reaguje na změnu výstupního tlaku p_2 a automaticky upravuje průtočný průřez tak, aby byl udržován nastavený tlak.

13.2.1 Seřízení a zatížení redukčních ventilů

Seřízení redukčního ventilu se provádí na požadovaný redukovaný tlak při nulovém nebo minimálním průtoku. Ventil musí být při seřizování zatížen, aby bylo dosaženo stabilního pracovního stavu.

Redukční ventil se zpravidla zařazuje před spotřebič, jehož tlak má být omezen, a tvoří tak ochranu proti nadměrnému tlakovému namáhání.

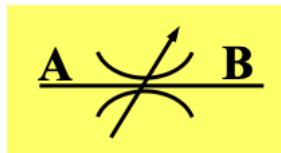
13.3 Škrticí ventily - VŠ

Škrticí ventily slouží k řízení průtoku tlakové kapaliny změnou hydraulického odporu. Pracují na principu škracení proudu kapaliny v místě zúženého průtočného průřezu, přičemž regulace průtoku je dosažena změnou velikosti tohoto průřezu. Škrticí ventily se používají především pro řízení rychlosti pohybu hydraulických pohonů.

Z hlediska energetického je škrcení neehospodárný způsob regulace, protože přebytečná energie je disipována ve formě tlakové ztráty.

13.3.1 Schematická značka

Škrticí ventil je ve schématech znázorňován symbolem proměnného odporu v potrubí. Značka vyjadřuje nastavitelné zúžení průtočného průřezu bez vazby na tlak v obvodu.



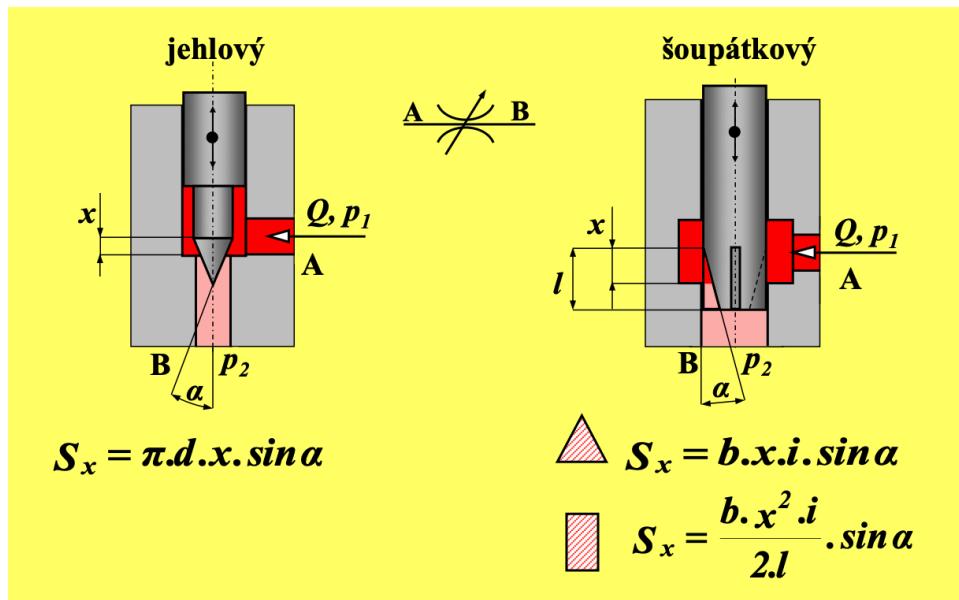
13.3.2 Typy škrticích ventilů

Podle konstrukčního provedení se škrticí ventily dělí zejména na: - jehlové – plynulá změna průtočného průřezu kuželovou jehlou, dobrá jemnost regulace

- šoupátkové – změna průtočné plochy posuvem šoupátka, jednodušší konstrukce

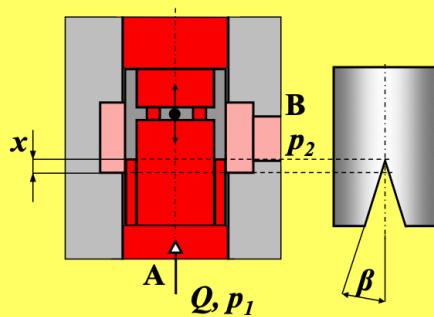
- štěrbinové – regulace průtoku změnou délky nebo šířky úzké štěrbiny, citlivé na nečistoty

Jednotlivé typy se liší citlivostí regulace, tlakovými ztrátami a nároky na čistotu pracovní kapaliny.



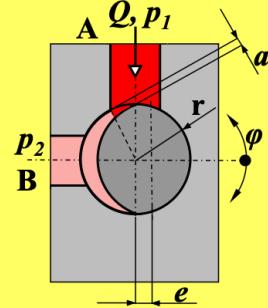
Hydraulické škrticí ventily

štěrbinový



$$S_x = x^2 \cdot \operatorname{tg} \beta$$

šoupátkový



$$S_x = a \cdot \operatorname{tg} \beta = e^2 \cdot \sin^2 \phi \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Průtoková charakteristika škrticího ventilu

Závislost průtoku Q škrticím ventilem na tlakovém spádu Δp při daném otevření ventilu je nelineární a lze ji obecně vyjádřit vztahem

$$Q = Q(\Delta p)_{G_x}.$$

Pro odpor typu ostrá hrana platí

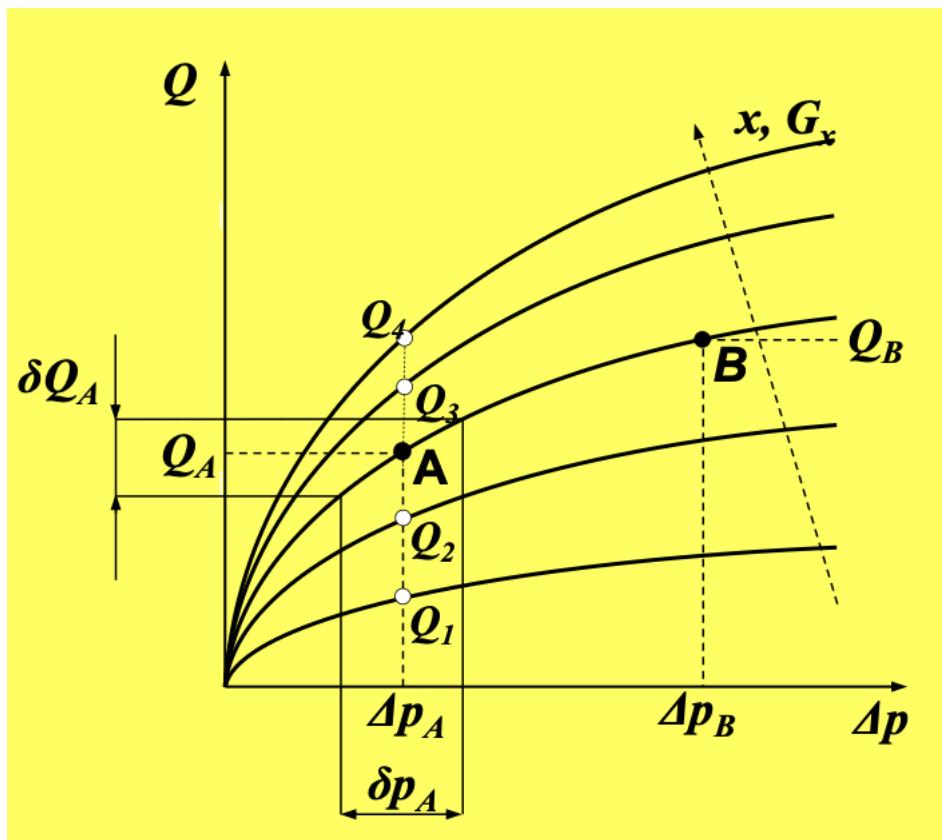
$$Q = \mu \cdot S_x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p},$$

kde μ je součinitel průtoku, S_x okamžitá průtočná plocha a ρ hustota kapaliny.

Zavedením propustnosti G_x lze vztah zapsat ve tvaru

$$Q = G_x \cdot \sqrt{\Delta p}.$$

Pro různé hodnoty otevření ventilu x vzniká svazek průtokových charakteristik odpovídajících různým hodnotám G_x .



13.3.3 Citlivost škrticího ventilu

Citlivost škrticího ventilu vyjadřuje změnu průtoku při malé změně otevření ventilu při konstantním tlakovém spádu

$$\Delta p = \text{konst.}$$

Citlivost je definována vztahem

$$c = \frac{\delta Q}{\delta x}.$$

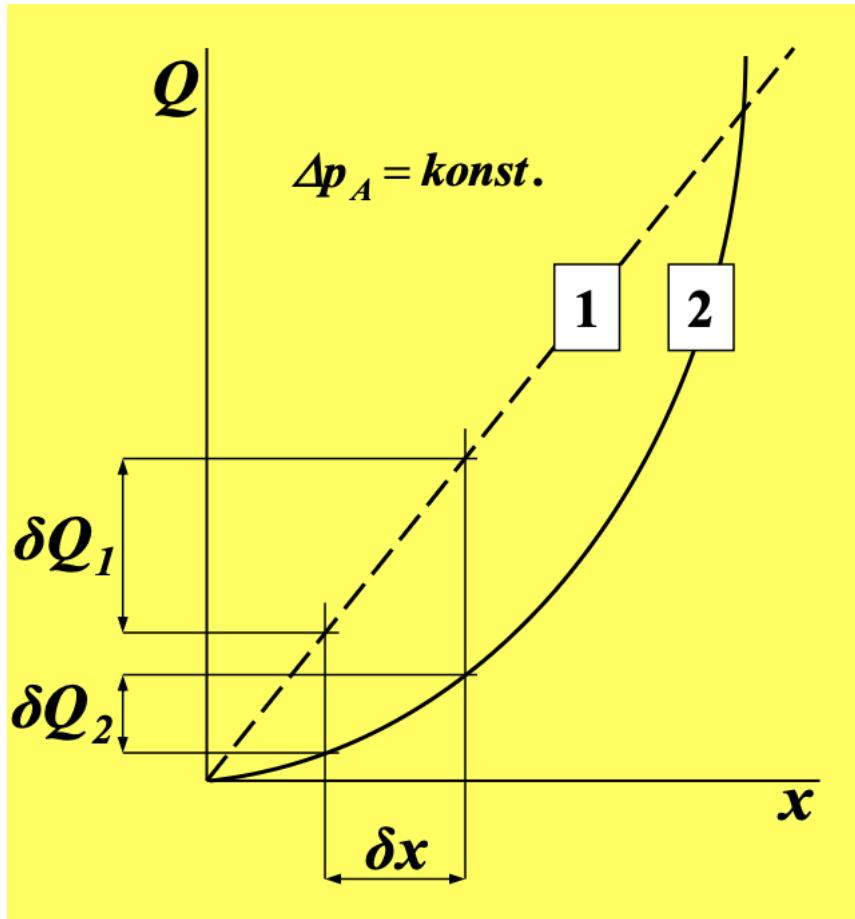
Po dosazení za průtok platí

$$c = \mu \cdot \frac{\delta S_x}{\delta x} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p},$$

resp.

$$c = \frac{\delta G_x}{\delta x} \cdot \sqrt{\Delta p}.$$

Citlivost regulace je výrazně ovlivněna geometrií průtočné plochy. Různý tvar regulačního prvku vede k odlišnému průběhu závislosti $Q = Q(x)$, a tím k rozdílným regulačním vlastnostem škrticího ventilu.



13.4 Rozváděče - R

Rozváděče slouží k rozdělování, spojování nebo změně směru proudění tlakové kapaliny v hydraulickém obvodu. Patří mezi diskrétní řídicí prvky s konečným počtem stabilních poloh.

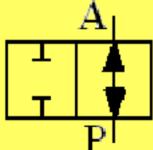
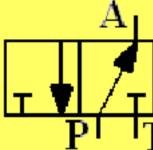
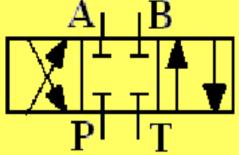
- Základní funkce rozváděčů: - změna směru průtoku
- připojení a odpojení jednotlivých větví obvodu
- řízení pohybu hydromotorů a hydraulických válců

13.5 Rozdělení rozváděčů

Rozváděče se dělí podle počtu cest a počtu poloh.

- Podle počtu cest: - dvoucestné
- třícestné
- čtyřcestné
- Podle počtu poloh: - dvoupolohové
- třípolohové

Označení rozváděče je tvořeno kombinací počtu cest a počtu poloh, například 4/2 nebo 4/3.

ROZVÁDĚČ	
symbol	popis
	dvocestný dvoupolohový 2/2
	třícestný dvoupolohový 3/2
	čtyřcestný třípolohový 4/3

13.6 Provedení rozváděčů

Z konstrukčního hlediska se rozváděče provádějí jako:

- šoupátkové
- sedlové

Šoupátkové rozváděče umožňují plynulejší přechody mezi polohami, avšak vykazují větší vnitřní netěsnosti. Sedlové rozváděče mají velmi malé netěsnosti, ale jejich přepínání je skokové a vyžaduje vyšší ovládací síly.

ZÁKLADNÍ ZPŮSOBY OVLÁDÁNÍ ROZVÁDĚČŮ				
mechanicky				
obecně ruční	pákou	pákou s aretací	kladičkou	pedálem
hydraulicky				
přímo stoupnutím tlaku	přímo poklesem tlaku	nepřímo stoupnutím tlaku	nepřímo poklesem tlaku	
elektromagnetem				
tlačným	tažným	dvojčinným	elektrohydraulicky	
elektromagnetem s vratnou pružinou	Elektromagnetem s aretací polohy	elektromagnety se středicími pružinami		

Typy rozváděčů

Rozváděče lze z hlediska konstrukčního provedení rozdělit na šoupátkové a sedlové. Jednotlivé typy se liší způsobem hrazení průtoku, dosažitelnými pracovními tlaky, těsností a možnostmi konstrukčního uspořádání.

13.6.1 a) Šoupátkové rozváděče

Šoupátkové rozváděče se používají převážně pro nižší pracovní tlaky. Jejich konstrukce je založena na posuvu šoupátka v tělese rozváděče, přičemž propojení jednotlivých kanálů je realizováno pomocí kruhových vybrání na šoupátku.

Vlastnosti šoupátkových rozváděčů: - vhodné zejména pro nízké a střední pracovní tlaky

- plynulejší přechody mezi jednotlivými polohami
- větší vnitřní netěsnosti způsobené nutnou funkční vůlí
- snadná realizace vícecestných a vícepohlových provedení

Nevýhodou je složité radiální těsnění, které omezuje maximální tlak a zvyšuje nároky na přesnost výroby.

13.6.2 b) Sedlové rozváděče

Sedlové rozváděče pracují na principu dosedání funkčního prvku, kterým je kulička nebo kuželka, do sedla. V základní poloze je uzávěr držen v sedle působením pružiny nebo tlaku kapaliny z prostoru připojeného k přívodu P .

Vlastnosti sedlových rozváděčů: - velmi malé až zanedbatelné vnitřní netěsnosti

- vhodné pro vysoké pracovní tlaky
- skokové přepínání průtoku
- omezená variabilita počtu cest a tvaru průtočných kanálů

Sedlové rozváděče se používají zejména pro menší průtoky, kde je kladen důraz na těsnost a bezpečné uzavření.

13.7 Splnění základních požadavků rozváděčů

13.7.1 Dosažení nulové nebo minimální svodové propustnosti

U šoupátkových rozváděčů nelze vzhledem k nutné funkční vůli mezi šoupatkem a tělesem dosáhnout ideální těsnosti. Typická velikost této vůle je řádově jednotky mikrometrů, což představuje kompromis mezi těsností a odolností proti zadření.

Ke snížení svodové propustnosti se používají: - přesné lícování funkčních ploch

- povrchové úpravy snižující tření
- vhodná volba materiálů

Úplné uzavření průtoku lze zajistit pouze sedlovými rozváděči nebo použitím uzavíracích ventilů.

13.7.2 Minimalizace odporu při proudění

Minimalizace tlakových ztrát je dosažena vhodným tvarem a dimenzováním průtočných kanálů. Proudění by mělo probíhat bez náhlých změn průřezu a směru.

Z konstrukčního hlediska platí: - průtočné kanály musí být plynule tvarované

- sedlové plochy jsou přesně obráběny
- u šoupátkových rozváděčů jsou frézovány pouze lokální funkční plochy

Splnění těchto požadavků má přímý vliv na energetickou účinnost a provozní spolehlivost hydraulického obvodu.

14 Proporcionální prvky

Proporcionální prvky patří do skupiny elektrohydraulických převodníků. Umožňují spojité řízení tlaku a průtoku v hydraulických obvodech. Jsou odvozeny z konvenčních hydraulických prvků, jejichž funkce je rozšířena o plynulou regulaci řízenou elektrickým signálem.



Rozdělení proporcionálních prvků

14.0.1 Dle funkce

- proporcionální tlakový ventil
- proporcionální redukční ventil
- proporcionální škrtící ventil
- proporcionální rozvaděč

14.0.2 Dle řízení

- přímo řízené
- nepřímo řízené

14.0.3 Dle počtu stupňů

- jednostupňové
- dvoustupňové
- třístupňové

14.0.4 Dle počtu cest

- dvoucestné
- třícestné
- čtyřcestné
- pěticestné

14.0.5 Dle počtu poloh

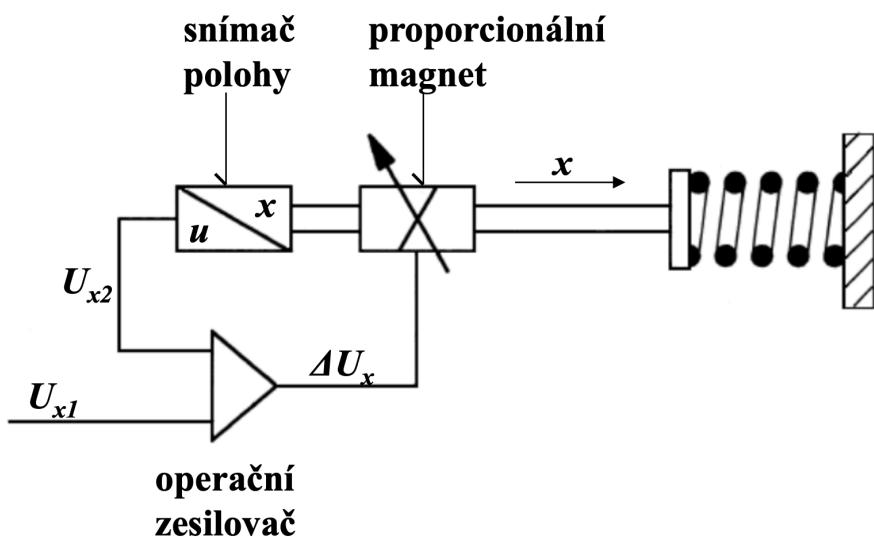
- dvoupolohové
- třípolohové (rozvaděče)

14.0.6 Dle funkčního prvku

- soupatkové
- šoupátkové

14.0.7 Dle zpětné vazby

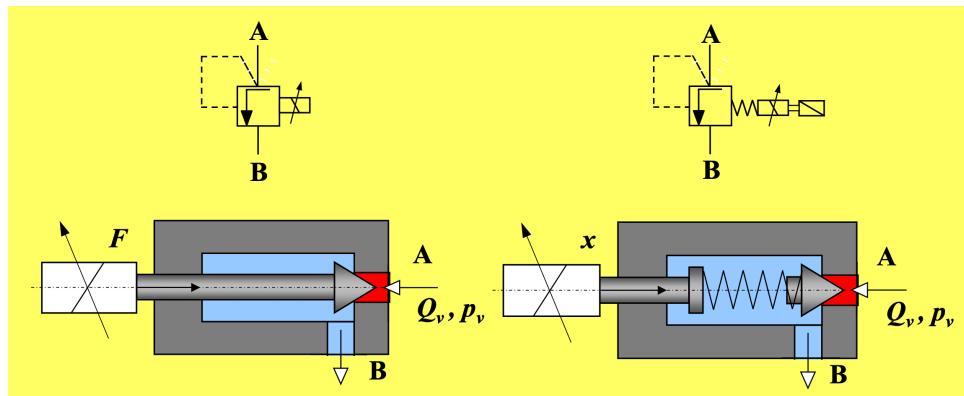
- bez zpětné vazby
- se zpětnou vazbou



14.1 Princip proporcionálních ventilů

Proporcionální ventily pracují na principu plynulé změny polohy regulačního prvku v závislosti na řídícím elektrickém signálu. Změna polohy regulačního prvku vyvolává odpovídající změnu průtočného průřezu, a tím i spojitou změnu tlaku nebo průtoku v obvodu. U přímo řízených proporcionálních ventilů je regulační prvek ovládán přímo elektromagnetem. U nepřímo řízených ventilů je regulační prvek ovládán prostřednictvím pomocného stupně, což umožňuje přenášet vyšší výkony a zlepšit dynamické vlastnosti systému.

1) Princip přímo řízeného proporcionálního tlakového ventilu



2) Princip přímo řízeného proporcionálního redukčního ventilu

