HYDRAULICKÉ POHONY STROJŮ

studijní text – sylabus

Doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Ústav dopravní techniky
Vysoké učení technické v Brně
Fakulta strojního inženýrství

Brno – listopad 2009

OBSAH

1. Úvod 5
1.1 Formy přenášené energie kapalinou 5
1.2 Základní vlastnosti hydraulických obvodů 6
1.3 Základní parametry hydraulických obvodů 7

2. Základy teorie hydraulických mechanismů 8
2.1 Kapaliny v hydraulických mechanismech 8
2.1.1 Fyzikální vlastnosti kapalin 8
2.1.2 Oleje pro hydraulické mechanismy 11
Příklad 2.1 13
2.2 Základy hydrostatiky 13
2.3 Základy teorie proudění kapalin 14
2.3.1 Rovnice kontinuity 15
2.3.2 Bernoulliho rovnice 15
2.3.3 Laminární proudění kapaliny kruhovým potrubím 17
2.3.4 Laminární proudění mezi dvěma rovnoběžnými deskami 19
2.3.5 Laminární proudění kapaliny ve válcové mezeře 20
2.3.6 Kombinované proudění kapaliny v mezeře 21
2.4 Hydraulické ztráty 22
2.4.1 Ztráty třením v přímém vedení 22
2.4.2 Místní ztráty 24

3. Přenos tlakové energie v hydraulických mechanismech 28
3.1 Odpory působící při přenosu energie 29
3.1.1 Odpory proti zrychlení 29
3.1.2 Odpory proti pohybu 30
3.1.3 Odpory proti deformaci 32
3.2 Řazení odporů 32
3.2.1 Řazení odporů stejného druhu 33
Příklad 3.1 36
3.2.2 Řazení odporů různého druhu 36
3.3 Odporové sítě 38
Příklad 3.2 38

4. Rozběh a brždění hydraulických mechanismů 40
4.1 Náhradní schéma hydraulických obvodů 40
4.2 Rozběh hydraulického mechanismu 41
4.3 Brždění hydraulického mechanismu 44

5. Tepelný výpočet hydraulického obvodu 45
5.1 Oteplování hydraulického obvodu 45
5.2 Ochlazování hydraulického obvodu 48
5.3 Dimenzování chladiče 49

6. Prvky hydrostatických mechanismů 51
6.1 Hydrostatické převodníky 52
6.1.1 Parametry a charakteristiky převodníků 53
6.1.1.1 Hydrogenerátory 53
6.1.1.2 Hydromotory 58
6.1.2 Zubové hydrogenerátory 60
6.1.3 Lamelové hydrogenerátory 62
6.1.4 Pístové hydrogenerátory 65
6.1.4.1 Axiální pístové hydrogenerátory 65
6.1.4.2 Radiální pístové hydrogenerátory 68
6.1.4.3 Řadové pístové hydrogenerátory 69
6.1.5 Rotační hydromotory 70

6.1.5.1 Zubové hydromotory 70
6.1.5.2 Axiální pístové hydromotory 71
6.1.5.3 Radiální pístové hydromotory 72
6.1.6 Přímočaré hydromotory 74
6.1.6.1 Konstrukce přímočarých hydromotorů 74
6.1.6.2 Parametry přímočarých hydromotorů 77
6.2 Prvky pro řízení tlaku 78
6.2.1 Tlakové ventily 79
6.2.1.1 Jednostupňové tlakové ventily 79
6.2.1.2 Dvoustupňové tlakové ventily 80
6.2.1.3 Pojistné a přepouštěcí tlakové ventily 81
6.2.1.4 Sekundární pojistné ventily 82
6.2.1.5 Vlastnosti a charakteristiky tlakových ventilů 84
6.2.2 Redukční ventily 85
6.2.2.1 Jednostupňové redukční ventily 85
6.2.2.2 Dvoustupňové redukční ventily 85
6.2.2.3 Použití a charakteristiky redukčních ventilů 87
6.3 Prvky pro hrazení průtoku 88
6.3.1 Uzavírací ventily a kohouty 88
6.3.2 Jednosměrné ventily a hydraulické zámky 89
6.3.2.1 Řízený jednosměrný ventil 90
6.3.2.2 Střídavý ventil 90
6.3.2.3 Bezpečnostní ventil 91
6.3.2.4 Hydraulický zámek 92
6.3.3 Rozváděče 92
6.3.3.1 Druhy rozváděčů 92
6.3.3.2 Šoupátkové rozváděče 93
6.3.4 Vestavné ventily 100
6.3.4.1 Princip funkce vestavných ventilů 100
6.3.4.2 Řízení a použití vestavných ventilů 101
6.4 Prvky pro řízení velikosti průtoku 102
6.4.1 Clony a trysky 104
6.4.2 Prvky s měnitelným odporem proti pohybu 104
6.4.2.1 Škrtící ventily 104
6.4.2.2 Škrtící ventily se stabilizací 107
6.4.2.2.1 Dvoucestné škrtící ventily se stabilizací 107
6.4.2.2.2 Třícestné škrtící ventily se stabilizací 108
6.4.2.2.3 Charakteristiky škrtících ventilů se stabilizací 109
6.4.2.3 Děliče průtoku 110
6.5 Proporcionální hydraulické prvky 111
6.5.1 Rozdělení proporcionálních prvků 112
6.5.2 Proporcionální magnety a lineární motory 113
6.5.2.1 Proporcionální magnety 113
6.5.2.2 Lineární motory 115
6.5.3 Proporcionální rozváděče 116
6.5.3.1 Přímořízené proporcionální rozváděče 116
6.5.3.2 Nepřímořízené proporcionální rozváděče 118
6.5.4 Proporcionální tlakové ventily 120
6.5.5 Proporcionální ventily pro řízení průtoku 120
6.6 Prvky pro shromažďování a úpravu kapaliny 121
6.6.1 Nádrže 121
6.6.2 Hydraulické akumulátory 122
6.6.2.1 Závažové akumulátory 123
6.6.2.2 Pružinové akumulátory 124
6.6.2.3 Plynové akumulátory 125

6.6.3 Chladiče a ohřívače 126
6.6.3.1 Chladiče 126
6.6.3.2 Ohřívače 127
6.6.4 Filtry 128
6.6.4.1 Čistota hydraulických kapalin 128
6.6.4.2 Druhy filtrů 130

7. Základní hydrostatické obvody 133
7.1 Hydrostatické obvody otevřené a uzavřené 133
7.1.1 Otevřené hydrostatické obvody 133
7.1.2 Uzavřené hydrostatické obvody 134
7.2 Hydrostatické obvody pro vyvození posuvného a rotačního pohybu 136
7.2.1 Obvody pro posuvné pohyby 136
7.2.2 Obvody pro otáčivé pohyby 138
7.2.3 Obvody pro zvedání a spouštění zátěže 139

8. Hydrodynamické převody 141
8.1 Úvod do hydrodynamických mechanismů 141
8.1.1 Princip činnosti hydrodynamických mechanismů 141
8.1.2 Druhy hydrodynamických mechanismů 144
8.2 Hydrodynamické spojky 145
8.2.1 Vlastnosti hydrodynamických spojek 147
8.2.2 Spolupráce hydrodynamické spojky se spalovacím motorem 149
8.2.3 Druhy hydrodynamických spojek a jejich použití 151
8.3 Hydrodynamické měniče momentu 153
8.3.1 Konstrukce a vlastnosti obyčejného měniče s pevným reaktorem 153
8.3.2 Konstrukce a vlastnosti spojkového měniče 158
8.3.3 Vícestupňové hydrodynamické měniče momentů 160
8.3.4 Základy konstrukčního návrhu hydrodynamických měničů 161
8.3.5 Prostupné a neprostupné hydrodynamické měniče 162
8.3.6 Výhody a nevýhody hydrodynamických měničů momentů 164

Literatura 166

1. Úvod

Pohonnářská technika a hlavně pak hydraulické elementy, používané k pohonům strojů a k regulaci jejich výkonů a rychlostí, doznaly v posledních letech veliký rozvoj a staly se hlavními konstrukčními prvky kvalitativně nových druhů strojů. Hydraulika pronikla do velké části strojů nejen v průmyslu, ale i v dopravě, manipulaci s materiálem, ve stavebnictví a zemědělství. Její trend se nezastavil a s rozvoje řídící elektroniky má stále vzestupnou tendenci. Hydraulické elementy jsou "srdcem" každého stroje a rozhodují o jeho výkonnosti, spolehlivosti a ekonomice jeho provozu.

Hydraulické mechanismy se v poslední době rozšířily do většiny strojírenských oborů a v mnohých případech zcela změnily charakter a funkční působení strojů. Tento prudký rozvoj hydrauliky je velmi úzce spjat s rozvojem elektrických a elektronických prvků, které slouží k řízení funkcí stroje, zatímco hydraulika pracovní funkce zajišťuje. Tato elektrohydraulická kombinace velmi zjednodušuje řízení a ovládání strojů, zvyšuje ekonomiku jejich provozu, vytváří ochranu strojních částí proti dynamickému přetěžování, dává možnost umístit náhony v těžko přístupných místech, zjednodušuje konstrukci stroje a zmenšuje jeho hmotnost.

1.1 Formy přenášené energie kapalinou

Energie v elementu proudící kapaliny je dána součtem energií polohové, tlakové, deformační, kinetické a tepelné.

$$W = W_g + W_p + W_d + W_k + W_T$$

Při přenosu energie se pro pohon využívá vždy jediného druhu energie – ostatní přenášené druhy energie zde představují vedlejší účinek, v některých případech i nežádoucí (tepelná energie). Jednotlivé druhy energií lze v hydraulických mechanismech využít např.

- energie polohová – W_h ….její využití je typické např. pro vodní elektrárny, v hydraulických mechanismech pro pohon strojů nemá takřka žádný význam,
- energie deformační - W_d … v hydraulických mechanismech ji lze využít pouze částečně (např. u hydraulických akumulátorů)
- energie tepelná - W_T … při provozu hydraulických mechanismů ji nelze využít a její vzrůst je v provozu nežádoucí (roste na úkor ostatních přenášených energií),
- energie kinetická - W_k ….. využívá se v hydrodynamických mechanismech a je dána známým vztahem

  $$W_K = ½ \, m \, v^2 \qquad [J]$$

- energie tlaková - W_p … využívá se v hydrostatických mechanismech, někdy se též nazývá energie objemová a je dána vztahem

  $$W_p = p \, V \qquad [J]$$

Srovnejme vhodnost obou posledních druhů přenášené energie (kinetické a tlakové) z hlediska využitelnosti energie v přenášené jednotce objemu 1 dm^3 (= 1.10^{-3} m^3). Dále předpokládejme tyto parametry kapaliny:

měrná hmotnost kapaliny (hydraulický olej) …. $\rho = 900$ $kg.m^{-3}$

rychlost proudící kapaliny ……v = 30 $m.s^{-1}$

tlak v proudící kapalině …… p = 35 MPa

Velikost kinetické energie v jednotce přenášeného objemu kapaliny bude

$W_K = ½ \rho.V.v^2 = ½ . 900 . 1.10^{-3}.30^2 = 405$ [J]

Velikost tlakové energie v jednotce přenášeného objemu kapaliny bude

$W_p = p\ V = 35.10^6 . 1.10^{-3} = 35.000$ [J]

Z uvedeného srovnání je zřejmé, že z hlediska využitelnosti energie v jednotce kapaliny, jako její nositelky, je vhodnější využití energie tlakové – což vede k užití hydrostatických mechanismů. Tento druh přenášené energie také nezávisí na měrné hmotnosti kapaliny.

1.2 Základní vlastnosti hydraulických obvodů

Hydrostatické mechanismy mají celou řadu specifických vlastností, pro které jsou v široké míře používány v široké škále strojů a zařízení. K jejich výhodám zejména patři:

- možnost přenosu energie (sil a momentů) poměrně jednoduchým způsobem na vzdálenosti řádově desítek metrů s vyhovující účinností a při libovolném prostorovém uspořádáni hydrogenerátorů a hydromotorů;
- snadné řízení parametrů (tlak, průtok, otáčky, rychlost, moment, výkon) v širokém regulačním rozsahu (1:10 až 1:2000);
- hydraulické mechanismy jsou schopny pracovat s velkou plošnou hustotou přenášeného výkonu h_p - např. při tlaku p = 35 MPa a rychlosti prouděni kapaliny v = 10 $m.s^{-1}$ je hustota přenášeného výkonu $h_p = p.v = 35.10^6 . 10 = 35.10^7$ $W.m^{-2} = 35$ $kW.cm^{-2}$ - to vede na menší rozměry a menší hmotnosti pohyblivých součásti, což příznivě ovlivňuje dynamiku mechanismu. U pneumatických mechanismů, kde je jako tekutina využíván stlačený vzduch je plošná hustota přenášeného výkonu výrazně nižší – např. pro tlak p = 600 kPa a rychlost proudícího média v = 25 $m.s^{-1}$ je hustota přenášeného výkonu $h_p = p.v = = 6.10^5.25 = 15.10^6$ $W.m^{-2} = 1,5$ $kW.cm^{-2}$;
- jednoduchá ochrana proti přetížení (do obvodu je podle potřeby zařazen jeden nebo více pojistných ventilů);
- u hydraulických mechanismu, ve kterých využíváme k přenosu energie minerálních olejů, je zajištěno dokonalé mazání pohyblivých části a jejich konzervace;
- malá citlivost na přetížení - hydromotor může být při plném zatížení zastaven bez jeho poškození na libovolnou dobu;
- snadný odvod tepla pracovní kapalinou mechanismu;
- možnost vytvářet celou řadu různých struktur mechanismů s použitím malého počtu druhů hydraulických prvků;

Hydraulické mechanismy mají však také své nevýhody, které je při jejich využívání nutno respektovat. Jsou to zejména :

- relativně velké ztráty při přenosu energie a z toho plynoucí nižší účinnost než u přenosu energie mechanicky;

- vysoké požadavky na přesnost geometrických tvarů součástí a na minimální vůle mezi vzájemně se pohybujícími součástmi. od toho se pak odvíjí zejména choulostivost na nečistoty obsažené v hydraulické kapalině (nečistoty se jednak v kapalině vytvářejí během provozu především vlivem tepelného i chemického zatěžováni a stárnutí, jednak se do kapaliny dostávají otěrem součástí a z okolního prostředí) nebezpečí nečistot je tím vyšší, čím užší tolerance byly u pohyblivých součástí dodrženy;
- závislost vlastností mechanismu na vlastnostech kapaliny - např. se změnou teploty se mění viskozita kapaliny, která má zásadní vliv na velikost průtoku netěsnostmi (tzv.svodový průtok), stlačitelnost kapaliny ovlivňuje přesnost mechanismu apod.
- hořlavost a chemické vlastnosti kapalin (zejména ropného původu), které mohou být za určitých okolností příčinou požáru nebo znehodnocení půdy (např. porušením hydraulického vedení u dopravních či mobilních stavebních i zemědělských strojů apod.

1.3 Základní parametry hydraulických obvodů

Při návrhu i provozu hydraulických mechanismů je třeba navrhnout a vypočítat (případně sledovat) řadu charakteristických parametrů, které jsou pro tyto mechanismy typické a vypovídají přehledně o jejich základních vlastnostech. Jsou to zejména:

Tlak p [Pa]

Objem V [m^3]

Objemový průtok $Q = \frac{dV}{dt}$ [$m^3.s^{-1}$]

Geometrický objem V_0 [m^3]

Jedná se o charakteristický parametr hydromotorů a hydrogenerátorů. Je to objem zaplňovaný kapalinou při otočení rotačního hydrogenerátoru nebo hydromotoru o 1 otáčku. U přímočarých hydromotorů je to objem zaplňovaný kapalinou po jedné straně hydraulického válce.

Proud u rotačních hydrogenerátorů a hydromotorů

$$Q = V_0 \,.\, n \quad [m^3.s^{-1}] \tag{1.1}$$

Pohybová frekvence – pro rotační pohyb je shodná s otáčkami hydromotoru (hydrogenerátoru), pro translační pohyb se určí ze vztahu

$$f = \frac{v}{2 \cdot h} \quad \left[s^{-1}\right]$$

kde: v …. rychlost translačního pohybu [$m.s^{-1}$]
h … zdvih pístnice [m]

Síla na pístnici přímočarého hydromotoru

$F = \Delta p \,.\, S$ [N]

kde: Δp …. tlakový spád na přímočarém hydromotoru [Pa]
S …. činná plocha pístu [m^2]

Kroutící moment na hřídeli rotačního hydrogenerátoru (hydromotoru) (po dosazení ze vztahu (1.1)

$$M_K = \frac{P}{\omega} = \frac{Q \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \Delta p \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \quad [Nm] \tag{1.2}$$

kde: Δp …. tlakový spád na rotačním hydromotoru (hydrogenerátoru) [Pa]
ω ….. úhlová frekvence rotačního pohybu [rad.s^{-1}]

Výkon – pro rotační hydrogenerátory (hydromotory)

$$P = Q.\Delta p = M_k \cdot \omega = \Delta p \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \Delta p \cdot V_0 \cdot n \quad [W] \tag{1.3}$$

Obdobně platí pro přímočaré hydromotory

$$P = Q.\Delta p = F \,.\, v = \Delta p \,.\, S.\, v \quad [W] \tag{1.4}$$

2. Základy teorie hydraulických mechanismů

2.1 Kapaliny v hydraulických mechanismech

2.1.1 Fyzikální vlastnosti kapalin

Při řešeni úloh v hydromechanice se vychází z představy kapaliny jako spojitého stejnorodého prostředí. Stejné vlastnosti všech částeček kapaliny nezávisle na jejich poloze a směru působeni sil se označuji jako izotropie kapalin. Tento předpoklad umožňuje řešit úlohy mechaniky kapalin na zvoleném, velmi malém, objemu kapaliny, a odvozené zákonitosti rozšířit na celý objem.

V hydromechanice je zaveden pojem ideální kapalina. Je to kapalina, která nemá vnitřní tření a je nestlačitelná. Ideální kapalina může být tedy namáhána jen tlakem, zatímco skutečná (vazká) kapalina může být namáhána i jistou smykovou silou.

Základní veličiny určující fyzikální vlastnosti kapalin jsou zejména tyto:

Měrná hmotnost (hustota) – hmotnost objemové jednotky. Pro homogenní látku platí

$$\rho = \frac{m}{V} \quad [kg\,m^{-3}] \tag{2.1}$$

Měrný objem – objem hmotnostní jednotky. Pro homogenní látku platí

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \left[m^3\,kg^{-1}\right] \tag{2.2}$$

Objemová stlačitelnost – je to poměrná změna objemu kapaliny $\Delta V/V$ připadající na jednotku změny tlaku.

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p} \quad \left[Pa^{-1}\right] \tag{2.3}$$

Poznamenejme, že $\Delta V < 0$ pro případ, že vlivem tlakového působení dochází ke zmenšení objemu stlačované kapaliny, čehož je dosaženo vždy, a proto bude vždy $\beta > 0$. Ze vztahu (2.3) lze při známé hodnotě objemové stlačitelnost kapaliny β určit změnu objemu kapaliny působením známého tlakového rozdílu Δp

$$\Delta V = -V \cdot \beta \cdot \Delta p \quad \left[m^3\right] \tag{2.4}$$

Modul objemové pružnosti kapaliny **K** [Pa] je převrácená hodnota objemové stlačitelnosti. Lze jej chápat obdobně, jako např. modul pružnosti E zavedený pro mechaniku pružných těles v oboru pružnosti a pevnosti.

$$K = \frac{1}{\beta} = -V \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad [Pa] \tag{2.5}$$

Je to tedy tlak, který za předpokladu, že stlačitelnost kapaliny je konstantní a nezávisí na tlaku, zmenší původní objem kapaliny na polovinu. Uveďme jeho hodnoty pro běžné kapaliny:

voda K = 2100 MPa
minerální olej K = 1400 až 1800 MPa

Objemová (teplotní) roztažnost kapalin γ [K^{-1}] vyjadřuje proměnnost objemu v závislosti na teplotě při stálém tlaku

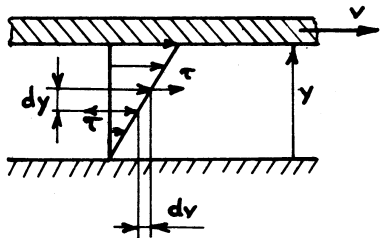
$$\gamma = \frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta \vartheta} \quad [Mpa] \quad \Rightarrow \quad \Delta V = V \cdot \gamma \cdot \Delta \vartheta \quad [m^3] \tag{2.6}$$

kde : $\Delta\vartheta$ … změna teploty kapaliny

Součinitel objemové roztažnosti je pro kapaliny užívané v hydraulických mechanismech při běžných provozních teplotách takřka konstantní

- minerální oleje $\gamma = 65.10^{-5}$ až 75.10^{-5} K^{-1}
- biologicky odbouratelné oleje $\gamma = 90.10^{-5}$ až 100.10^{-5} K^{-1}

Ve srovnání s ocelí, kde je $\gamma = 3{,}5.10^{-5}$ (*nezměňovat se součinitelem délkové roztažnosti !*) je objemová roztažnost hydraulických kapalin ca dvacetkrát až třicetkrát větší.



obr. 2.1

Viskozita kapalin jejím důsledkem je vznik odporu proti pohybu kapaliny způsobený vnitřním třením mezi vzájemně se pohybujícími vrstvami.

Smykové napětí ve vrstvě proudící kapaliny (viz obr. 2.1) je dáno podle Newtona

$$\tau = \frac{F_\tau}{S} = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad [Pa] \tag{2.7}$$

kde: η …..… dynamická viskozita [Pa.s]
dv/dy … přírůstek rychlosti na jednotku délky v kolmém směru (gradient rychlosti, rychlostní spád)

Kinematickou viskozitu lze z dynamické viskozity vypočítat dle vztahu

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [m^2 s^{-1}] \tag{2.8}$$

kde: ρ …. měrná hmotnost oleje [$kg.m^{-3}$]

Dynamická a kinematická viskozita závisí na druhu kapaliny.

Viskozita každé kapaliny se mění s teplotou a s tlakem. Tyto závislosti jsou popisovány různými empirickými vztahy, které uváděné změny vystihuji s větši či menši přesností.

Pro výpočet viskozity minerálních olejů v rozsahu teplot cca 20 ^{O}C až 100 ^{O}C lze užít např. přibližný empirický vztah, vycházející z přepočtu kinematické viskozity ν při 40 ^{O}C

$$\nu_\vartheta = \nu_{40} \cdot \left(\frac{40}{\vartheta}\right)^n \tag{2.9}$$

kde: ν_ϑ …. kinematická viskozita při teplotě ϑ
ν_{40} …. kinematická viskozita při teplotě 40 ^{O}C
n ….. empiricky zjištěná konstanta závisející na ν_{40} a druhu oleje (viz tab. 2.1)

Tab. 2.1 Některé vlastnosti hydraulických minerálních olejů PARAMOL

Druh oleje	**HM 32**	**HM 46**	**HM 68**	**HV 32**	**HV 46**	**HV 68**
kinem. viskozita ν při 40 ^{O}C [mm^{2}s^{-1}]	32±10%	46±10%	68±10%	32±10%	46±10%	68±10%
minimální kinemematická viskozita při 100 ^{O}C [mm^{2}s^{-1}]	5,11	6,44	8,31	6,05	8,5	10
Viskozní index	105	105	105	165	165	155
Mocnitel n (do vztahu 2.9)	2,0	2,15	2,30	1,82	1,84	2,09

Závislost viskozity na tlaku lze vyjádřit např. empirickým vztahem

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{b \cdot p} \quad [Pa \cdot s] \tag{2.10}$$

kde: η_0 ….. dynamická viskozita při atmosférickém tlaku [Pa.s]
b …… exponent, závisející na druhu oleje – b = (2 až 3).10^{-8} [Pa^{-1}]
p …… pracovní tlak [Pa]

Vliv plynu v pracovní kapalině

Přítomnost plynu v pracovní kapalině ovlivňuje výrazně její stlačitelnost – dochází k poklesu modulu objemové pružnosti kapaliny K. Tím dochází i ke snížení objemové účinnosti u hydrogenerátorů a hydromotorů. V důsledku nižší tuhosti hydraulického systému může dále docházet k jeho nestabilitě a případně i vzniku kavitace – zejména v hydrogenerátorech.

Plyn v kapalině se vyskytuje ve dvou formách:

- rozpuštěné (absorbované),
- směsi (emulgované)

Rozpustnost plynu v kapalině stoupá s tlakem a u minerálních olejů i s teplotou. Rozpuštěný (absorbovaný) plyn neovlivňuje stlačitelnost. Jeho uvolnění nastane, pokud tlak poklesne pod hodnotu tlaku nasycení kapaliny plynem. Např. při podtlaku 0,02 až 0,03 na sání hydrogenerátoru může dojít k vyloučení bublinky plynu z kapaliny, v hydrogenerátoru pak dojde k jejímu prudkému stlačení a ohřevu (až na teplotu 600 až 700 ^{0}C. Poté dochází k implozi bublinky, což je spojeno se silným hlukem. Dále tím dochází i ke stárnutí a karbonizaci minerálních olejů.

Modul objemové pružnosti kapaliny lze určit ze vztahu

$$K_K = K_0 \cdot \frac{p \cdot \frac{V_K}{V_V} + 98066}{p \cdot \frac{V_K}{V_V} + \frac{98066}{p} \cdot K_o} \quad [Pa] \tag{2.11}$$

kde: K_0 ……. modul objemové pružnosti kapaliny bez obsahu vzduchu
V_V …… objem vzduchu ve směsi při tlaku 98066 Pa,
V_K …… objem kapaliny ve směsi při tlaku 98066 Pa,
p …….. tlak kapaliny [Pa]

Pro ustálený uklidněný olej bývá $V_V / V_K = 2.10^{-4}$, pro vakuovaný olej (7 hod při podtlaku 0,08 MPa) $V_V / V_K = 2.10^{-5}$.

2.1.2 Oleje pro hydraulické mechanismy

Do hydraulických mechanismů lze použít různé druhy olejů. Nejčastěji se jedná o oleje hydraulické, které jsou zařazovány do skupin olejů průmyslových. Dále lze z této skupiny v některých případech použít i některé oleje ložiskové. U mobilních strojů menších typorozměrů poháněných vznětovými motory se občas používají pro pohon hydraulických mechanismů oleje motorové.

Průmyslové oleje se dělí nejčastěji na tyto podskupiny:

- průmyslové převodové oleje;
- hydraulické oleje;
- kompresorové oleje;
- turbínové oleje;
- ložiskové oleje;
- oleje pro kluzná vedení;
- transformátorové oleje;
- řezné oleje;
- oleje na broušení;
- atd.

Průmyslové oleje jsou velmi složitý výrobek. Jejich vhodnost pro konkrétní stroj a výměnový interval jsou charakterizovány a popisovány klasifikacemi a specifikacemi. Nejčastěji je zde používáno zařazení dle norem ISO a DIN. Důležitou součástí je potom zařazení nebo případné schválení dle norem významných výrobců strojů a zařízení.

Průmyslová maziva jsou charakterizována viskozitní klasifikací dle ISO 3448. Charakteristickou hodnotou je hodnota kinematické viskozity při teplotě 40 ^{O}C. Jednotlivé viskozitní třídy jsou dány řadou:

Tab. 2.2 Viskozitní klasifikace průmyslových olejů dle ISO 3448

ISO VG	2	3	5	7	10	15	**22**	**32**	**46**

ISO VG	**68**	100	150	220	320	460	680	1000	1500

kde jednotlivé hodnoty označují kinematickou viskozitu ν [$mm^2.s^{-1}$]. Dovolená odchylka viskozity v jednotlivých viskozitních třídách je přibližně ±10%.

Zvýrazněně jsou v tabulce označeny hodnoty viskozitních indexů olejů užívaných pro hydraulické mechanismy.

Výběr z klasifikace průmyslových olejů (vhodných pro použití v hydraulických mechanismech) dle norem ISO a DIN.

Tab. 2.3

Klasifikace průmyslových maziv			
ISO 6743		DIN 51 502	
H	oleje pro hydraulické soustavy	**H (HV)**	Hydraulické oleje (DIN 51 524)

Tab. 2.4

Klasifikace hydraulických olejů			
ISO 6743/4 - H		DIN 51 524	
HH	neaditivovaný olej		
HL	olej HH s přísadou proti korozi a oxidaci	část 1, **HL**	olej HL dle ISO 6743/4
HM	olej HL s protioděrovou přísadou	část 2, **HLP**	olej HM dle ISO 6743/4
HV	olej HM s přísadou zvyšující viskozitní index	část 3, **HLPV**	olej HV dle ISO 6743/4

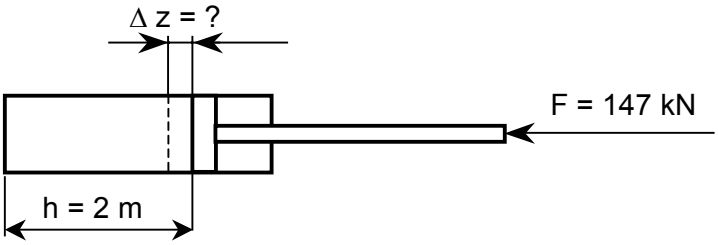
Tab. 2.5 Příklady často používaných hydraulických olejů a jejich základní vlastnosti

Název oleje	viskozita při 40 ^{O}C	viskozita při 100 ^{O}C	viskozitní index	bod vzplanutí	bod tuhnutí	klasifikace dle	
	[$mm^2.s^{-1}$]	[$mm^2.s^{-1}$]	[-]	[^{O}C]	[^{O}C]	ISO 6743	DIN 51524
PARAMOL HM 32	32	5,11	110	210	-40	HM	č.2, HLP
PARAMOL HM 46	46	6,44	110	220	-34	HM	č.2, HLP
PARAMOL HM 68	68	8,31	110	240	-30	HM	č.2, HLP
PARAMOL HV 32	32	6,05	170	210	-40	HV	č.3,HLPV
PARAMOL HV 46	46	8,5	165	220	-38	HV	č.3,HLPV
PARAMOL HV 68	68	10	160	220	-38	HV	č.3,HLPV
PARAMOL OLN-J 46 [1)]	46	--	95	220	-35	HH	--
MOGUL HM 32	32			205	-40	HM	č.2, HLP
MOGUL HM 46	46			220	-36	HM	č.2, HLP
MOGUL HM 68	68			225	-32	HM	č.2, HLP
MOGUL HV 32	32			195	-48	HV	č.3,HLPV
MOGUL HV 46	46			215	-40	HV	č.3,HLPV

Název oleje	viskozita při 40 ^{O}C	viskozita při 100 ^{O}C	viskozitní index	bod vzplanutí	bod tuhnutí	klasifikace dle	
	[$mm^2.s^{-1}$]	[$mm^2.s^{-1}$]	[-]	[^{O}C]	[^{O}C]	ISO 6743	DIN 51524
MOGUL HV 68	68			225	-34	HV	č.3,HLPV
OMV hyd HLP 32	32	5,5	> 110	220	-30	HM	č.2, HLP
OMV hyd HLP 46	46	7,0	> 110	228	-27	HM	č.2, HLP
OMV hyd HLP 68	68	9,0	> 110	241	-27	HM	č.2, HLP
OMV hyd HLP-M 32	32	6,7	> 150	211	-36	HV	č.3,HLPV
OMV hyd HLP-M 46	46	8,9	> 150	224	-33	HV	č.3,HLPV
OMV hyd HLP-M 68	68	11,4	> 150	230	-30	HV	č.3,HLPV
OMV hyd HLP-S 32	32	8,1	> 190	220	-39	HV	č.3,HLPV
OMV hyd HLP-S 46	46	9,6	> 190	225	-36	HV	č.3,HLPV

1) olej ložiskový nízkotuhnoucí – pouze pro HS mechanismy málo namáhané

Příklad 2.1



Obr. 2.2

Zadání:

Jak velké bude posunutí pístu přímočarého hydromotoru zatíženého silou F = 147 kN s účinnou plochou S = 5.10^{-3} m^2. Zdvih pístu je h = 2 m, součinitel stlačitelnosti oleje $\beta = 6{,}71.10^{-10}$ Pa^{-1}.

Dle vztahu (2.4) bude

$$\Delta V = - V \cdot \beta \cdot \Delta p \quad \left[m^3\right]$$

dosazením za $\Delta p = F/S$; $V = h.S$ (geometrický objem PČHM), $\Delta V = \Delta z.S$ bude

$$- \Delta z \cdot S = - h \cdot S \cdot \beta \cdot \frac{F}{S} \quad \Rightarrow$$

$$\Delta z = h \cdot \beta \cdot \frac{p}{S} = 2000 \cdot 6{,}71.10^{-10} \cdot \frac{147000}{5 \cdot 10^{-3}} = 39{,}45 \text{ mm}$$

2.2 Základy hydrostatiky

Hydrostatika se zabývá rovnováhou sil působících na kapalinu v klidu. Rovnováha kapaliny za klidu nastane, pokud se její částice vůči sobě nepohybují.

V dalším pro zjednodušení předpokládejme ideální kapalinu.

Hydrostatický tlak

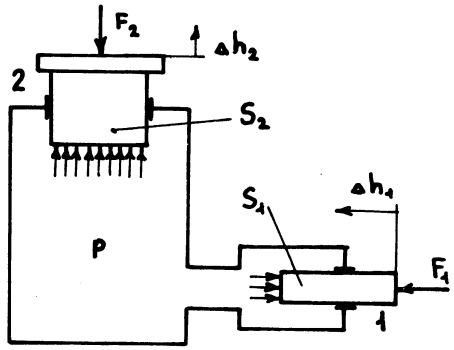
Hydrostatický tlak je definován jako poměr síly a plochy kolmé na směr síly

$$p = \frac{F}{S} \quad \text{resp.} \quad p = \frac{dF}{dS} \quad [\text{Pa}] \tag{2.12}$$

Tlak působí v daném místě kapaliny všemi směry stejně a nezávisí na sklonu plochy. Z toho plyne, že velikost tlaku nezávisí na směru, což znamená, že tlak v kapalině je skalár.

Pascalův zákon

Pascalův zákon vychází z definice ideální kapaliny (tj.z podmínky, že vnitřní tření kapaliny = 0) a jeho znění je: „Tlak v kapalině se šíří rovnoměrně všemi směry. Zanedbáme-li hmotnost kapaliny bude podle Pascalova zákona v celém prostoru zaplněném kapalinou stejný tlak.



Obr. 2.3

Tento teorém lze dokázat ze zákona o zachováni energie dle obr. (obr.2.3) Pro bezztrátový přenos energie (neuvažujeme tření pístů ve vedení) platí, že práce vynaložená na pístu 1 se rovná práci získané na pístu 2. Potom platí

$F_1.\Delta h_1 = F_2.\Delta h_2;$

$p.S_1.\Delta h_1 = p.S_2.\Delta h_2;$

odtud

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad [\text{Pa}] \tag{2.13}$$

2.3 Základy teorie proudění kapalin

Prouděni kapalin je obecně jev prostorový a jeho přesné vyšetřování je značně náročné. U kapaliny, která protéká potrubím malé světlosti, lze předpokládat, že dráha všech jejich částic je prakticky daná jeho tvarem. Tento předpoklad však teoreticky platí pouze při nekonečně malém průřezu proudové trubice. V praxi tohoto zjednodušeni využíváme i u vedení velkých průřezů, pokud je požadovaná přesnost výpočtu přijatelná. Průtok kapaliny pak řešíme podle známých zásad mechaniky jako pohyb hmotného prvku podél určité dráhy.

Jestliže rychlost prouděni nezávisí na čase, jde o pohyb ustálený, stacionární. Jinak vzniká pohyb neustálený, nestacionární.

Základní zákony, jimiž se řídí prouděni dokonalé kapaliny, jsou v podstatě aplikovanými fyzikálními zákony o zachováni hmotnosti, rovnováze sil při prouděni a o zachováni energie.

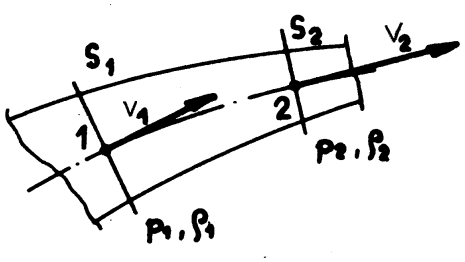
Rovnice spojitosti či kontinuity vyjadřuje, že v jedné a téže proudové trubici se nemění celková hmotnost protékající kapaliny. Rovnice kontinuity platí obecně, tedy i pro prouděni skutečné kapaliny (vazké a stlačitelné).

Eulerova rovnice hydrodynamiky vyjadřuje rovnováhu sil (plošných, objemových a setrvačných), které působí na částečky dokonalé kapaliny za pohybu.

Rovnice Bernoulliho vyjadřuje rovnováhu prací sil plošných, objemových a setrvačných, neboli rovnováhu energie tlakové, potenciální a kinetické.

2.3.1 Rovnice kontinuity

Vzhledem k aplikaci v oblasti hydraulických mechanismů předpokládejme jednorozměrné proudění (obr. 2.4) Rovnice (2.14) potom představuje jedno z možných vyjádření rovnice kontinuity průtoku, vyplývající ze zákona zachování hmoty



Obr. 2.4

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot S_2 + \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial Q_m}{\partial t} dt \qquad (2.13)$$

tato rovnice odpovídá obecně nestacionárnímu proudění, kde $Q_m = Q_m(t)$, z čehož plyne, že může být v čase proměnný jak objemový průtok $Q = Q(t)$, tak i hustota proudící kapaliny $\rho = \rho(t)$. Čas t_1 a t_2 koresponduje s průtokem body 1 a 2. Pokud nejsou ani průřezy S_1, S_2 konstantní bývá rovnice kontinuity vyjadřována v diferenciálním tvaru.

$$\frac{\partial(\rho \cdot v \cdot S)}{\partial S} + \frac{\partial(\rho \cdot S)}{\partial t} = 0 \qquad (2.14)$$

Rovnice (2.14) představuje rovnici kontinuity pro neustálené jednorozměrné proudění stlačitelné kapaliny proudovou trubicí s proměnným průřezem $S = S(t)$.

Pro stacionární proudění stlačitelné kapaliny má rovnice kontinuity průtoku tvar

$$\rho_1.v_1.S_1 = \rho_2.v_2.S_2 = \text{konst} \quad . \ [kg.s^{-1}] \qquad (2.15)$$

Pro stacionární proudění nestlačitelné kapaliny potom nabývá tvar

$$v_1.S_1 = v_2.S_2 = \text{konst.} \qquad [m^3.s^{-1}] \qquad (2.16)$$

2.3.2 Bernoulliho rovnice

Jak bylo uvedeno v kap. 1.1, může kapalina, jako nositelka energie přijímat a přenášet tyto složky energie

- energii tlakovou $W_p = p \cdot V = \frac{m \cdot p}{\rho}$ [J] (2.17)
- energii kinetickou $W_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2$ [J] (2.18)

- energii deformační $W_d = \frac{1}{2} \cdot \beta \cdot V \cdot p^2$ [J] (2.19)
- energii tepelnou $W_T = m \cdot c \cdot T$ [J] (2.20)
- energii potenciální $W_h = m \cdot g \cdot h$ [J] (2.21)

Celková energie kapaliny v daném průřezu je pak dána součtem jednotlivých složek a podle zákona o zachování energie musí být konstantní (mění se pouze podíl jednotlivých složek).

$W_p + W_k + W_d + W_T + W_h = \text{konst.}$ [J] (2.22)

Zákon o zachování energie vyjadřuje Bernoulliho rovnice, která je vztažena na jednotkovou hmotnost kapaliny (rovnici odvodil Daniel Bernoulli v roce 1738). Její nejjednodušší tvar (32) neobsahuje složky energie deformační a tepelné. Bere v úvahu pouze energii potenciální, tlakovou a kinetickou

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{konst.} \quad [J \cdot kg^{-1}] \tag{2.23}$$

Při proudění skutečných kapalin dochází vždy k disipaci energie, tzn. ke vzniku tepelné energie na úkor tlakové energie (jedná se o děj nevratný). Příčinou toho je vnitřní tření v kapalině a tření kapaliny o stěny jednotlivých prvků mechanismu.

Rovnice (2.24) uvádí jiné vyjádření zjednodušené Bernoulliho rovnice (2.23), která obsahuje i energii disipovanou

$$g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} + e_r \quad [J \cdot kg^{-1}] \tag{2.24}$$

kde: e_r …. vyjadřuje energii spotřebovanou na překonání jednotlivých hydraulických odporů mezi místy 1 a 2. Jak bylo výše uvedeno, jedná se o energii disipovanou, která zmenšuje mechanickou energii kapaliny a mění se v teplo.

Disipovanou energii vyjadřujeme v Bernoulliho rovnici ostatními druhy energie.

$$e_r = \varsigma \cdot \frac{v^2}{2} \quad ; \quad e_r = \frac{p_z}{\rho} \quad ; \quad e_r = g \cdot h_z \quad [J \cdot kg^{-1}] \tag{2.25}$$

kde: p_z … tlaková ztráta [Pa]
h_z … ztrátová výška [m]
ζ … ztrátový součinitel závislý na druhu hydraulického odporu (určuje se měřením nebo výpočtem – převážně z empirických vztahů).

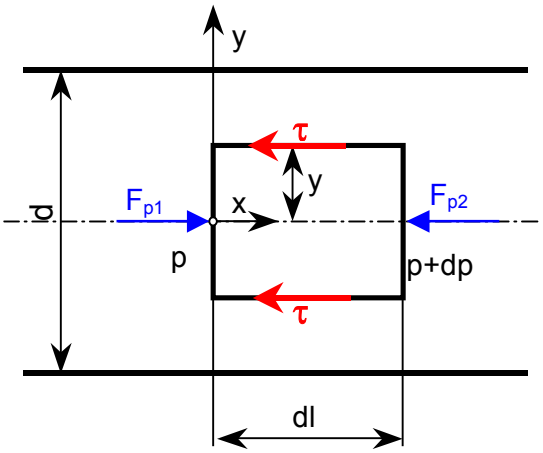
Ze vztahů (2.25) lze srovnáním získat výrazy pro tlakovou ztrátu, resp. ztrátovou výšku.

$$p_z = \rho \cdot g \cdot h_z = \rho \cdot \varsigma \cdot \frac{v^2}{2} \quad [Pa] \tag{2.26}$$

$$h_z = \frac{p_z}{\rho \cdot g} = \varsigma \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad [m] \tag{2.27}$$

Jestliže rychlostní profil proudění není obdélníkový potom se do rovnic (2.23) až (2.27) dosazují střední hodnoty rychlosti odpovídající konkrétnímu druhu proudění (laminární, resp. turbulentní).

2.3.3 Laminární proudění kapaliny kruhovým potrubím



Obr. 2.5 Laminární průtok kapaliny kruhovým potrubím

Uvažujme vodorovné potrubí a ustálené laminární proudění. V trubce vymezíme prvek kapaliny ve tvaru válečku s osou totožnou s osou trubky (obr. 2.5) Na zvolený objem kapaliny působí síly tlakové (F_{p1}, F_{p2}) a třecí (τ) – setrvačné síly zde neuvažujeme (ustálené proudění).

Velikost sil působících na čela válečku bude:

$$F_{p1} = p.\pi.y^2$$

$$F_{p2} = (p+dp).\pi.y^2$$

Na válcovém povrchu vzniká tečné napětí, které vyvolá třecí sílu o velikosti

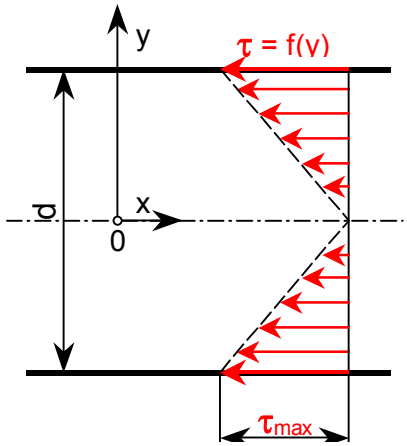
$$F_t = \tau.2.\pi.y.dl$$

Sestavíme rovnici rovnováhy

$$F_{p1} - F_{p2} - F_t = 0$$

Po dosazení a jednoduché úpravě obdržíme

$$\tau = -\frac{1}{2}\cdot\frac{dp}{dl}\cdot y \quad [Pa] \qquad (2.28)$$



Obr. 2.6 Rozložení smykového napětí

Z rovnice plyne, že smykové napětí u laminárního proudění v trubce je rozloženo lineárně (obr. 2. 6). V ose trubky bude:

$$y = 0 \quad \Rightarrow \quad \tau = 0$$

Maximální smykové napětí je na stěně trubky, kde platí

$$y = \frac{d}{2} \quad \Rightarrow \quad \tau_{max} = -\frac{dp}{dl}\cdot\frac{d}{4} \quad [Pa]$$

kde dp/dl … je tlakový spád na délku dl, potřebný k překonání odporů vzniklých vazkostí kapaliny.

Smykové napětí τ vzniká rozdílem rychlostí v sousedních mezikruhových vrstvách a při laminárním proudění jej lze vyjádřit Newtonovým vztahem

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad [Pa]$$

kde η … dynamická viskozita [Pa.s]

Dosazením do rovnice (2.28) a úpravou bude

$$dv = -\frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot y \, dy$$

po integraci získáme obecné řešení ve tvaru

$$v = -\frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot y^2 + C \qquad (2.29)$$

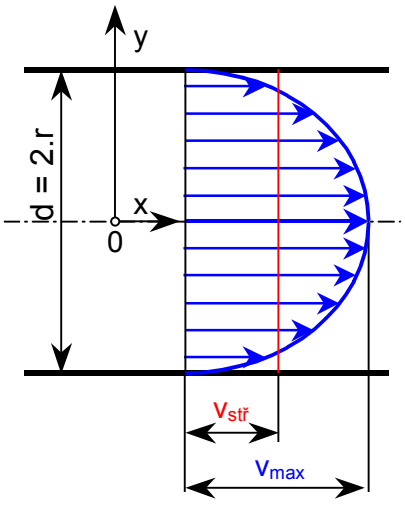
kde C … integrační konstanta, která se určí z počátečních podmínek .. pro y = r = d/2 bude rychlost proudění v = 0. Dosazením do obecného řešení bude integrační konstanta

$$C = \frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot r^2$$

Jejím dosazením do obecného řešení získáme rovnici rychlostního profilu laminárního proudění v trubce

$$v = \frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot (r^2 - y^2) \qquad (2.30)$$

Jedná se o rovnici paraboly. Maximální rychlost proudění v trubce je v její ose a dosahuje hodnotu (y = 0 $\Rightarrow$ v = v_{max})



Obr. 2.6 Rychlostní profil proudění

$$v_{max} = \frac{1}{4 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot r^2 = \frac{1}{16 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dl} \cdot d^2 \qquad (2.31)$$

Výsledný průtok trubkou se vypočte jako součet průtoků v elementárních mezikružích

$$Q = \int_S v \cdot dS = \int_0^r 2 \cdot \pi \cdot v \cdot y \cdot dy =$$

$$= \int_0^r \frac{\pi \cdot \Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot (r^2 - y^2) \cdot y \cdot dy$$

kde diferenciál dp/dl byl nahrazen poměrem $\Delta p / l$ (tlaková ztráta Δp na délce trubky l). Po provedení integrace a jednoduché úpravě obdržíme vztah

$$Q = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{128} = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot r^4}{8} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \qquad (2.32)$$

Střední rychlost v potrubí se pak vypočte ze vztahu

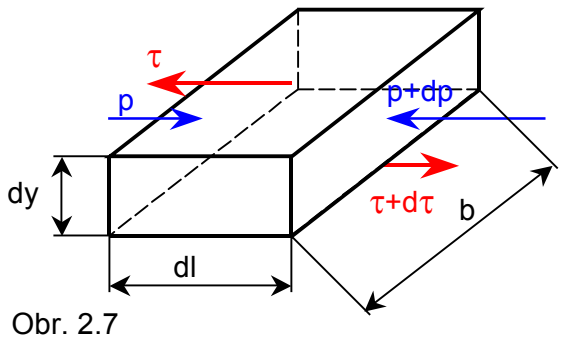
$$v_{stř} = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{\Delta p \cdot r^2}{8 \cdot \eta \cdot l} = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot \eta \cdot l} \quad [m \cdot s^{-1}] \tag{2.33}$$

Porovnáním rovnic (2.33 a (2.31) vyplývá, že jejich poměr je

$$\frac{v_{stř}}{v_{max}} = \frac{1}{2}$$

2.3.4 Laminární proudění mezi dvěma rovnoběžnými deskami

Vyjděme z předpokladu proudění vazké kapaliny a ustáleného proudění (dv/dt = 0).



Obr. 2.7

Rozměry desek předpokládejme dostatečně veliké tak, aby bylo možno zanedbat vliv bočních stěn kanálu. Neuvažujme dále vliv tíhového zrychlení.

Na zvolený element kapaliny o rozměrech b x dy x dl (obr. 2.7) působí tlakové a třecí síly, které jsou při ustáleném proudění v rovnováze.

Rovnice rovnováhy sil bude mít tvar

$$p \cdot b \cdot dy - (p + dp) \cdot b \cdot dy + \tau \cdot b \cdot dl - (\tau + d\tau) \cdot b \cdot dl = 0 \quad \Big| \cdot \frac{1}{b}$$

úpravou

$$\frac{d\tau}{dy} = -\frac{dp}{dl} \tag{2.34}$$

Dosaďme z Newtonova vztahu

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad [Pa] \quad \Rightarrow \quad \frac{d\tau}{dy} = \eta \cdot \frac{d^2v}{dy^2}$$

Dosazením do rovnice (2.34) získáme diferenciální rovnici rychlostního profilu průtoku mezi dvěma rovnoběžnými deskami ve tvaru

$$\frac{d^2v}{dy^2} = -\frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dl} \tag{2.35}$$

Podíl dp/dl zde představuje tlakový úbytek na jednotku délky. Můžeme jej proto nahradit konečnými veličinami $\Delta p/l$.

Dvojnásobnou integrací rovnice (2.35) bude

$$v = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot y^2 + C_1 \cdot y + C_2 \tag{2.36}$$

Integrační konstanty C_1 a C_2 určíme z počátečních podmínek – rychlost proudu na stěnách desek je rovna 0 (pro y = 0 a y = h $\Rightarrow$ $v_y = v_h = 0$).

$$0 = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot 0 + C_1 0 + C_2 \quad \Rightarrow \quad C_2 = 0$$

$$0 = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot h^2 + C_1 \cdot h \quad \Rightarrow \quad C_1 = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot h$$

kde h … vzdálenost desek [m]

Integrační konstanty dosaďme do rovnice (2.36) a po úpravě bude mít rovnice rychlostního profilu tvar

$$v = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot (h \cdot y - y^2) \tag{2.37}$$

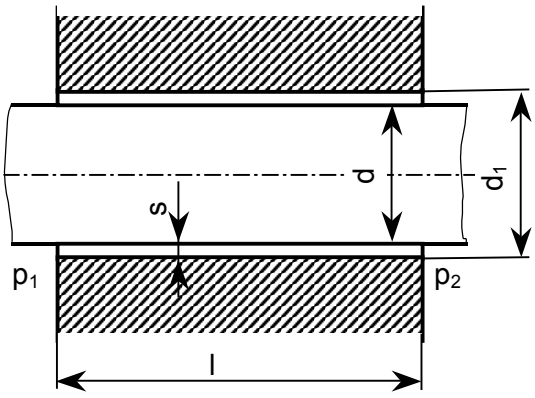
Výsledný průtok v mezeře se vypočte jako součet průtoků v elementárních vrstvách

$$Q = \int_S v \cdot dS = b \cdot \int_0^h v \cdot dy = \frac{b \cdot \Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot \int_0^h (h \cdot y - y^2) \cdot dy$$

$$Q = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{b \cdot h^3}{12} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \tag{2.38}$$

2.3.5 Laminární proudění kapaliny ve válcové mezeře

Válcové mezery představují v hydraulických mechanismech velmi často tzv. **spárové těsnění**, kterého se užívá k těsnění dvou prostorů, oddělených pohybující se (rotující nebo se posouvající) válcovou částí. Jako příklad lze uvést pístové hydrogenerátory a hydromotory, šoupátkové rozvaděče apod.



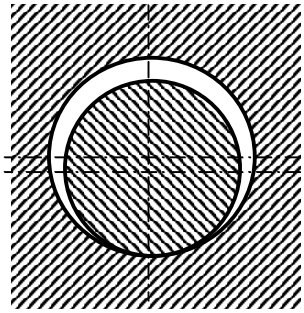
Obr. 2.8 Spárové těsnění

Z hlediska těsnosti existuje požadavek na minimální vůle mezi válcovým tělesem a otvorem. Vůle však musí vždy být taková, aby nedošlo ke dotyku kovových částí při pohybu (nebezpečí zadření).

Určeme velikost průtoku tímto těsněním, pokud jsou osy otvoru i válce totožné (obr. 2.8). Pak pro velikost průtoku vyjdeme ze vztahu pro průtok mezi dvěma rovnoběžnými deskami (2.38), kde za šířku mezery b se dosadí obvod kružnice π.d, za vzdálenost mezi deskami h se dosadí velikost mezery s. Po dosazení bude

$$Q = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \tag{2.39}$$

Q zde představuje tzv. svodový průtok – nežádoucí průtok mezi dvěma oddělenými prostory hydraulického mechanismu. Tento průtok pak snižuje průtokovou účinnost hydraulického mechanismu a tím i účinnost celkovou.



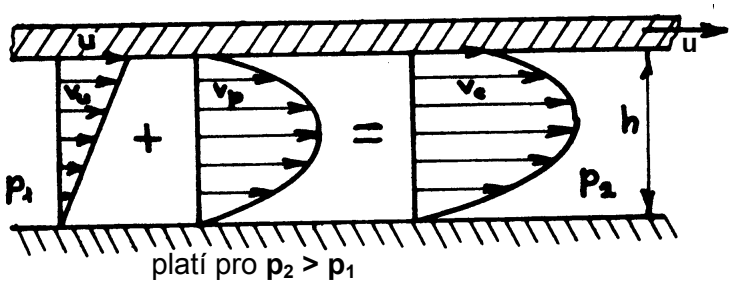
Obr. 2.9

Velikost průtoku velmi silně závisí i výstřednost válce v otvoru. Pro případ maximální výstřednosti (obr. 2.9) dojde k ca dvouapůl násobnému zvětšení velikosti svodového průtoku

$$Q_e = 2{,}5 \cdot Q$$

2.3.6 Kombinované proudění kapaliny v mezeře

Proudění v mezeře je ovlivňováno i pohybem jeho stěn. Předpokládejme obdobný případ jako v kapitole 2.3.4 s tím, že se horní deska pohybuje (obr. 2.10). Počáteční předpoklady odvození jsou shodné a při řešení kombinovaného proudění vycházíme opět z obecného řešení diferenciální rovnice dle (2.36), ale pro jiné okrajové podmínky. I zde tedy platí, že velikost rychlosti proudu je



platí pro $p_2 > p_1$

Obr. 2.10 Kombinované proudění

$$v = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot y^2 + C_1 \cdot y + C_2 \tag{2.40}$$

Integrační konstanty C_1 a C_2 určíme z počátečních podmínek – rychlost proudu na stěně pevné desky je rovna 0 (pro $y = 0 \Rightarrow v_0 = 0$), relativní rychlost proudu na stěně pohybující se desky je opět nulová, absolutní rychlost proudu nabývá tedy hodnoty rychlosti pohybující se stěny u (pro $y = h \Rightarrow v_h = u$). Dosažením těchto podmínek do rovnice (2.40) bude

$$0 = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot 0 + C_1 0 + C_2 \quad \Rightarrow \quad C_2 = 0$$

$$u = -\frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot h^2 + C_1 \cdot h \quad \Rightarrow \quad C_1 = \frac{u}{h} + \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot h$$

kde h … vzdálenost desek [m]

Integrační konstanty dosaďme do rovnice (2.40) a po úpravě bude mít rovnice rychlostního profilu tvar

$$v = \frac{\Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot (h - y) \cdot y + \frac{u}{h} \cdot y \tag{2.41}$$

Výsledný průtok v mezeře se opět vypočte jako součet průtoků v elementárních vrstvách

$$Q = \int_S v \cdot dS = b \cdot \int_0^h v \cdot dy = \frac{b \cdot \Delta p}{2 \cdot \eta \cdot l} \cdot \int_0^h [(h \cdot y - y^2) + \frac{u}{h} \cdot y] \cdot dy$$

$$Q = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h \cdot \frac{u}{2} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \tag{2.42}$$

Řešení jako součet ploch profilu paraboly a trojúhelníka je zřejmé i z obr. (2.10).

2.4 Hydraulické ztráty

Hydraulické ztráty vznikají při proudění skutečných kapalin. Podle fyzikální podstaty je lze rozdělit na ztráty třením a místní ztráty.

Hydraulické ztráty třením jsou způsobeny vazkostí kapaliny, která vyvolává tření při obtékání ploch. Je pro ně charakteristické, že se zvětšují s rostoucí délkou potrubí.

Místní ztráty vznikají v místech, kde dochází ke změně velikosti rychlosti změnou průřezu nebo ke změně směru průtoku zakřivením kanálu. Podstatou místních ztrát je víření kapaliny. Při překonávání hydraulických odporů dochází k nežádoucí přeměně části mechanické energie na energii tepelnou. Jde o přeměnu nevratnou, která se projeví zvýšením teploty kapaliny tzn. zvýšením vnitřní energie kapaliny. Pro vlastní technologický proces nelze tuto část mechanické energie dále využít. Proto bývá správněji tato energie označována jako disipovaná (rozptýlená).

Jako měřítko velikosti hydraulických ztrát se používá tlaková ztráta $\Delta p = p_z$. Protože k hydraulickým ztrátám dochází za pohybu, vyjadřuje se tlaková ztráta jako násobek kinetické energie

$$\Delta p \cdot V = \varsigma \cdot \frac{1}{2} m \cdot v_s^2 \quad \Rightarrow \quad \boxed{\Delta p = \varsigma \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2}} \tag{2.43}$$

kde: ζ .. ztrátový součinitel – závisí na druhu hydraulického odporu
ρ ...měrná hmotnost kapaliny [kg.m^{-3}]
v_s ..střední rychlost průtoku

2.4.1 Ztráty třením v přímém vedení

Pro výpočet velikosti ztrát třením v přímém vedení se vyjadřuje ztrátový součinitel ζ vztahem

$$\varsigma = \lambda \cdot \frac{l}{d} \tag{2.44}$$

Dosazením do rovnice (2.43) se určí velikost tlakové ztráty

$$\boxed{\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \quad [Pa]} \tag{2.45}$$

kde λ … bezrozměrný součinitel tření

Určeme teoreticky velikost bezrozměrného součinitele tření λ pro případ laminárního proudění kapaliny v přímém potrubí kruhového průřezu. Z rovnice (2.33) vyjádřeme velikost tlakové ztráty

$$v_s = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \cdot \eta \cdot l} \quad \Rightarrow \quad \Delta p = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot v_s}{d^2} \tag{2.46}$$

Nyní porovnejme rovnice (2.45) a (2.46)

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} = \frac{32 \cdot \eta \cdot l \cdot v_s}{d^2} \quad \Rightarrow \quad \lambda = 64 \cdot \frac{\eta}{\rho \cdot v_s \cdot d} = \frac{64}{\frac{v_s \cdot d}{\nu}} = \frac{64}{Re} \qquad (2.47)$$

kde: ν.. kinematická viskozita .. $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ $[m^2 \cdot s^{-1}]$

Re .. Reynoldsovo číslo $Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu}$

Z rovnice (2.47) tedy vyplývá, že teoretická hodnota bezrozměrného součinitele tření je pouze funkcí Reynoldsova čísla. Platí pro absolutně hladké stěny potrubí a laminární proudění – tj. hodnota Reynoldsova čísla musí být nižší než hodnota kritická $Re < Re_{kr} = 2320$

Řada experimentů prokázala závislost bezrozměrného součinitele tření nejen na Reynoldsově čísle, ale také na hodnotě poměrné drsnosti ε smáčených ploch.

$$\varepsilon = \frac{R_a}{d}$$

kde: R_a …střední hodnota nerovností povrchu [mm]
d … vnitřní průměr potrubí [mm]

Vlivem existence poměrné drsnosti dochází k přeměně části energie tlakové na tepelnou, která se odvádí do okolí. Toto se v praxi zahrnuje do výpočtu bezrozměrného součinitele tření modifikací výsledku z rovnice (2.47) tak, jak je uvedeno v tabulce (2.6).

Tab. 2.6. Hodnoty bezrozměrného součinitele tření pro laminární proudění

Druh potrubí	bezrozměrný součinit. tření	Kritická hodnota Re
Přímé, ideálně hladké, kruhového průřezu	$\lambda = \frac{64}{Re}$	$Re_{krit} = 2320$
Běžné kovové potrubí přímé	$\lambda = \frac{75}{Re}$	$Re_{krit} \approx 2000$
Pryžové hadice	$\lambda = \frac{80 \div 85}{Re}$	$Re_{krit} \approx 1600$

Obdobně lze stanovit hodnotu bezrozměrného součinitele tření λ pro proudění v úzké válcové mezeře (např. při výpočtu svodových průtoků). Nejdříve určeme velikost střední rychlosti průtoku ve štěrbině (ze Q dosadíme z rovnice (2.39)).

$$v_s = \frac{Q}{S} = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12} \cdot \frac{1}{\pi \cdot d \cdot s} = \frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{s^2}{12}$$

Odtud bude tlaková ztráta Δp

$$\Delta p = \frac{12 \cdot \eta \cdot l \cdot v_s}{s^2} \qquad (2.48)$$

Rovnici (2.48) porovnáme s rovnicí (2.45) a odtud získáme velikost bezrozměrného součinitele tření λ pro laminární proudění válcovou mezerou

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l \cdot v_s}{s^2} \quad \Rightarrow \quad \lambda = 24 \cdot \frac{\eta}{\rho \cdot v_s \cdot s} = \frac{24}{\frac{v_s \cdot s}{\nu}} = \frac{24}{Re} \tag{2.49}$$

kde: ν.. kinematická viskozita .. $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ $[m^2 \cdot s^{-1}]$

Re .. Reynoldsovo pro proudění štěrbinou číslo $Re = \frac{v_s \cdot s}{\nu}$

Rovnice (2.49) platí pro případ soustředné válcové mezery. Pro mezeru excentrickou (s maximální výstředností dle obr. 2.9) bude λ nabývat hodnoty

$$\lambda = \frac{24}{Re} \cdot \frac{1}{2,5} = \frac{9,6}{Re} \tag{2.50}$$

Pro výpočet tlakových ztrát pro případ turbulentního proudění vycházíme opět z rovnice (2.45). Pro proudění kruhovým potrubím s hladkými stěnami lze vcelku dobře využít teoretický Blassiův vztah

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \text{pro} \quad 2320 \le Re \le 80000 \tag{2.51}$$

Pro stanovení bezrozměrného součinitele tření u skutečných potrubí s s nenulovou hodnotou poměrné drsnosti vnitřní stěny ε lze využít např. vztah

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{100}{Re} + \varepsilon \right)^{0,25} \quad \text{pro} \quad 2320 \le Re \le 80000 \tag{2.52}$$

2.4.2 Místní ztráty

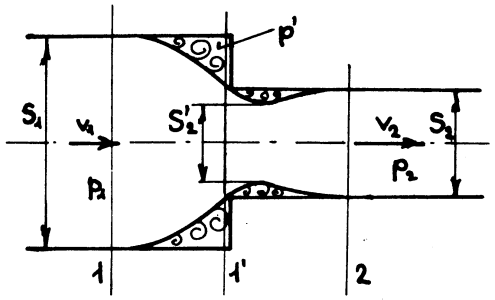
Místní ztráty jsou způsobeny vířením proudu a z toho plynoucímu rozptylu energie v místech, kde dochází ke změně jeho vektoru rychlosti (tedy v místech, kde se mění směr nebo velikost rychlosti). Velikost místních ztrát se vyjadřuje pomocí součinitele místních ztrát ζ_m opět obdobně jako ve vztahu (2.43)

$$\Delta p_{zm} = \zeta_m \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \tag{2.53}$$

Velikost součinitele místních ztrát ζ_m lze v několika výjimečných případech odvodit (za řady zjednodušujících předpokladů), ale v praxi se většinou využívají různé empirické vztahy nebo diagramy.

Ztráta náhlým zmenšením průřezu

V odstupňovaném potrubí dle obr. (2.11) dochází vlivem zmenšení průřezu ke zrychlení kapaliny. Proud kapaliny se odtrhne od stěn potrubí a vzniknou vířivé oblasti. Matematické řešení vychází ze změny hybnosti kapaliny. Velikost tlakové ztráty pak lze odvodit ve tvaru



$$\Delta p_{zm} = \varsigma_{m1} \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad \text{kde} \quad \varsigma_{m1} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right) \cdot \frac{S_1}{S_2} \qquad (2.54a)$$

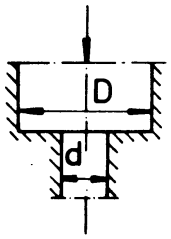
respektive

$$\Delta p_{zm} = \varsigma_{m2} \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad \text{kde} \quad \varsigma_{m2} = \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \qquad (2.54b)$$

Obr. 2.11

Velikost součinitele místních ztrát ζ_{m1} lze také určit z experimentálně získaných hodnot (tab. 2.7).

Tab. 2.7 – Součinitelé místních ztrát ζ_{m1} (Δp_{zm} se určí ze vztahu 2.54a)



$\frac{d}{D}$	Re									
	10	30	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	10^4
0,3	5	2,4	1,8	1,3	1	0,8	0,64	0,5	0,8	0,5
0,45	5	2,3	1,6	1,2	0,95	0,7	0,5	0,4	0,6	0,4
0,55	5	2,15	1,5	1,1	0,85	0,6	0,45	0,3	0,55	0,35
0,65	5	2	1,4	1	0,8	0,5	0,35	0,2	0,45	0,3
0,8	5	1,7	1,2	0,8	0,56	0,4	0,24	0,1	0,35	0,2

Ve zmenšeném průřezu dochází v potrubí ke kontrakci proudu kapaliny z průřezu S_2 na S_2'. Součinitel kontrakce proudu α se vyjádří poměrem obou průřezů

$$\alpha = \frac{S_2'}{S_2}$$

Jeho velikost závisí kromě jiného i na způsobu provedení přechodu z jednoho průměru na druhý – viz tab. 2.8

Tab. 2.8

Způsob provedení přechodu	součinitel kontrakce α
ostré hrany	0,6 až 0,65
mírně lomené hrany	0,7 až 0,8
zaoblení – při malém poloměru	0,9
velké a hladké zaoblení	až 0,99

V místě maximální kontrakce proudu (průřez S_2') je maximální rychlost a tedy minimální tlak proudící kapaliny. Hodnota tlaku nesmí klesnout pod tlak nasycených par kapaliny pro danou teplotu – jinak by došlo k narušení proudění a vzniku kavitace.

Ztráta náhlým zvětšením průřezu

Lze ji opět odvodit použitím věty o změně hybnosti. Výsledný vztah lze zapsat ve tvaru Bordova vzorce

$$\Delta p_{zm} = \frac{\rho}{2} \cdot (v_1 - v_2)^2$$

Dosazením rozměrů potrubí lze získat vztahy obdobné vztahům (2.54) ve tvaru

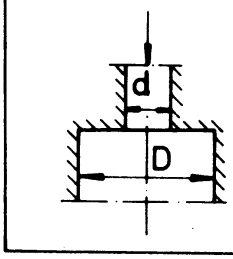
$$\Delta p_{zm} = \varsigma_{m1} \cdot \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} \quad \text{kde} \quad \varsigma_{m1} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \tag{2.55a}$$

respektive

$$\Delta p_{zm} = \varsigma_{m2} \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad \text{kde} \quad \varsigma_{m2} = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \tag{2.55b}$$

Velikost součinitele místních ztrát ζ_{m1} lze také určit z experimentálně získaných hodnot (tab. 2.9).

Tab. 2.9 – Součinitelé místních ztrát ζ_{m1} (Δp_{zm} se určí ze vztahu 2.55a)



$\frac{d}{D}$	Re									
	10	30	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	10^4
0,3	3,1	2,4	2	1,7	1,65	1,7	2	1,6	1	0,8
0,45	3,1	2,2	1,7	1,4	1,3	1,3	1,6	1,25	0,7	0,64
0,55	3,1	2	1,5	1,2	1,1	1,1	1,3	0,95	0,6	0,5
0,65	3,1	1,8	1,3	1,1	1	0,9	1	0,8	0,4	0,36
0,8	3,1	1,55	1	0,8	0,65	0,4	0,6	0,5	0,2	0,16

Ztráty v zakřiveném potrubí

Při průtoku kapaliny zakřiveným potrubím vzniká složitý prostorový pohyb, při kterém dochází k odtrženi proudu na vnitřní straně kanálu. Tím vznikají vírové prostory, které zužuji průtočný průřez. Na celý děj má vliv řada dalších faktorů, jako např. tvar a poloměr zakřivení, velikost a tvar průřezu, drsnost stěn kanálu, Reynoldsovo číslo atd. Proto se tlaková ztráta vlivem zakřivení vypočítává opět ze vztahu (2.53)

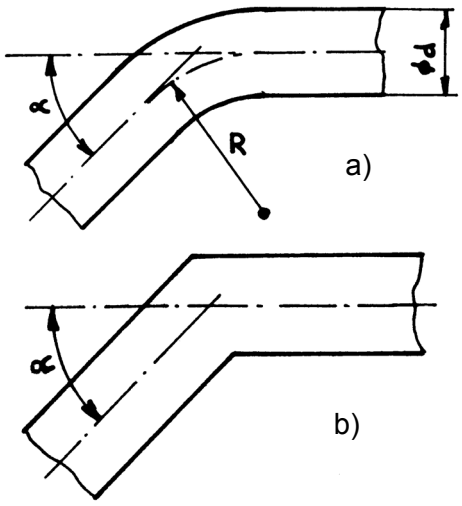
$$\Delta p_{zm} = \varsigma_m \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2}$$

kde ζ_m se stanovuje převáženě z empirických vztahů či diagramů.

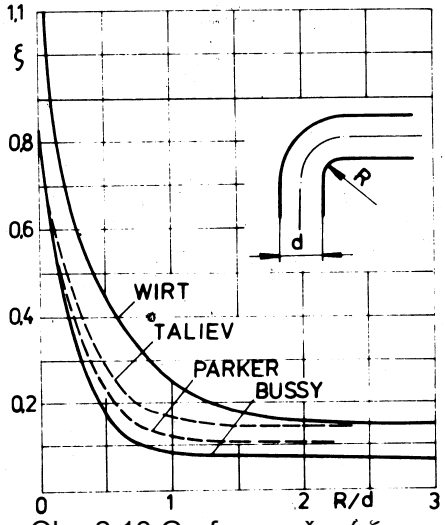
Pro zakřivené potrubí kruhového průřezu (obr. 2.12 a) lze užít např. Weisbachův vztah

$$\zeta_m = \left[0{,}13 + 0{,}16 \cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{3{,}5}\right] \cdot \frac{\alpha}{90}$$

kde α .. úhel zakřivení [deg]



Obr. 2.12 Zakřivené potrubí



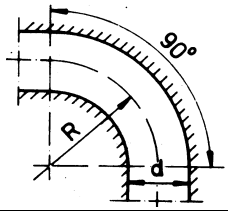
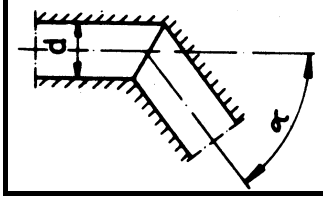
Obr. 2.13 Graf pro určení ζ_m

Pro lomené potrubí kruhového i obdélníkového průřezu lze užít vztah

$$\zeta_m = 0{,}9457 \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2{,}047 \cdot \sin^4 \frac{\alpha}{2}$$

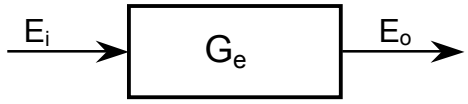
Pro stanovení hodnoty součinitele ztrát ζ_m lze také užít následující tabulku (2.10) nebo diagramy (obr. 2.13).

Tab. 2.10 Součinitelé místních ztrát pro zakřivené a lomené potrubí

	$\frac{R}{d}$	1	2	4	6
	ζ_m	0,5	0,3	0,2	0,18
	α [deg]	30^0	45^0	60^0	90^0
	ζ_m	0,15	0,28	0,52	1,2

3. Přenos tlakové energie v hydraulických mechanismech

Přenosem tlakové energie se obecně označují děje probíhající v hydraulických mechanismech při průtoku kapalinou. Schematicky je to znázorněno na obr. 3.1.



E_i … energie do mechanismu přivádění (input)
E_o … energie z mechanismu odváděná (output)

Obr. 3.1 Schéma přenosu tlakové energie v hydraulických mechanismech

Ideální případ by nastal, pokud $E_o = E_i$. V praxi je v důsledku účinnosti vždy energie výstupní menší, než energie vstupní $E_o < E_i$. Přenos energie G_e je definován vztahem

$$G_e = \frac{E_o}{E_i} = \frac{E_i - \Delta E}{E_i} = 1 - \frac{\Delta E}{E_i} < 1 \qquad (3.1)$$

kde: ΔE … úbytek tlakové energie při průtoku kapaliny hydraulickým mechanismem.

Vztah (3.1) je obdobný se vztahem pro výpočet účinnosti. Rozdíl mezi účinností a přenosem lze definovat takto:

Účinnost je přenos v ustáleném stavu, popř. v definovaném bodě pracovní charakteristiky mechanismu (výsledkem je hodnota). Přenos zahrnuje i neustálené stavy a je to tedy množina všech účinností ve všech provozních stavech mechanismu (vyjadřuje se funkcí).

Dosaďme do rovnice (3.1) vztah pro tlakovou energii. Pak bude

$$G_e = \frac{p_o \cdot V_o}{p_i \cdot V_i} = G_p \cdot G_V \qquad (3.2)$$

kde: $p_o = p_i - \Delta p$
$V_o = V_i - \Delta V$

Přenos tlakové energie je tedy vyjádřen součinem přenosu tlaku G_p a přenosu objemu G_V kapaliny.

Obdobně lze vyjádřit i přenos výkonu

$$G_P = \frac{p_o \cdot Q_o}{p_i \cdot Q_i} = G_p \cdot G_Q \qquad (3.3)$$

kde: $Q_o = Q_i - \Delta Q$

Přenos tlakové energie lze tedy také vyjádřit součinem přenosu tlaku G_p a přenosu průtoku G_Q kapaliny.

Jednotlivým přenosům v ustáleném stavu jsou pak ekvivalentní jednotlivé účinnosti:

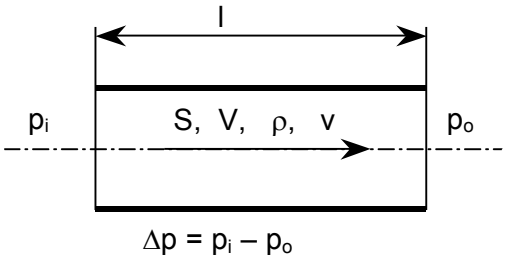
- tlaková účinnost η_p …….. vychází z přenosu tlaku G_p
- objemová účinnost η_V ……...vychází z přenosu objemu G_V
- průtoková účinnost η_p ……vychází z přenosu průtoku G_Q
- celková účinnost η_c (η_P) ……vychází z přenosu výkonu G_P

3.1 Odpory působící při přenosu energie

Prvky hydraulických mechanismů ve své podstatě představují odpory, na nichž při průtoku kapaliny dochází k přeměně části přenášené energie na jinou formu nebo modifikaci energie. Odpory působící při přenosu energie se rozdělují do tří skupin:

1. odpory proti zrychleni nositele energie (H – odpory) – dochází k přeměně tlakové energie na pohybovou. Převrácená hodnota se nazývá pohyblivost ($L = H^{-1}$)
2. odpory proti pohybu nositele energie (R – odpory) – část tlakové energie se přeměňuje na energii tepelnou. Převrácená hodnota se nazývá propustnost ($Z = R^{-1}$).
3. odpory proti deformaci nositele energie (D – odpory) - dochází k přeměně tlakové energie na deformační. Převrácená hodnota se nazývá kapacita ($C = D^{-1}$).

3.1.1 Odpory proti zrychlení



Obr. 3.2 Odpory proti zrychlení

Odpory proti zrychlení lze odvodit z modelu, představujícího část přímého vedená (obr. 3.2), ve kterém je třeba urychlit sloupec kapaliny. Pro dosažení požadovaného zrychlení je třeba vyvinout sílu F

$$F = \Delta p \cdot S = m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt} \qquad (3.4)$$

Rychlost v se určí z objemového průtoku, vztaženého na jednotku ploch průřezu potrubí

$$v = \frac{Q}{S} \quad [m \cdot s^{-1}] \qquad (3.5)$$

Z rovnice (3.4) se vyjádří tlakový spád a dosadí za v z rovnice (3.5)

$$\Delta p = \frac{m}{S} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{m}{S^2} \cdot \frac{dQ}{dt} = H \cdot \frac{dQ}{dt} \qquad (3.6)$$

Odpor proti zrychlení nositele energie se tedy vyjádří vztahem

$$H = \frac{m}{S^2} = \frac{S \cdot l \cdot \rho}{S^2} = \frac{\rho \cdot l}{S} \quad [kg \cdot m^{-4}] \qquad (3.7)$$

Vztah (3.7) platí i pro případ tuhého nositele energie (tělesa konající translační pohyb – např. hmotnost pístu a s ním spojených těles u přímočarého hydromotoru).

Pro případ, že nositel energie koná rotační pohyb, se určí odpor proti zrychlení obdobným postupem.

Moment na hřídeli rotačního hydromotoru (hydrogenerátoru), potřebný ke zrychlení jeho setrvačných hmot J (moment setrvačnosti) se vyjádří vztahem (1.2)

$$M = \Delta p \cdot \frac{V_0}{2 \cdot \pi} = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{3.8}$$

kde: V_0 … geometrický objem hydrogenerátoru (hydromotoru) [m^3]

Úhlová rychlost ω se určí

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{Q}{V_0} \quad \Rightarrow \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{2 \cdot \pi}{V_0} \cdot \frac{dQ}{dt} \tag{3.9}$$

kde: n … otáčky hydromotoru (hydrogenerátoru) [ot/s]

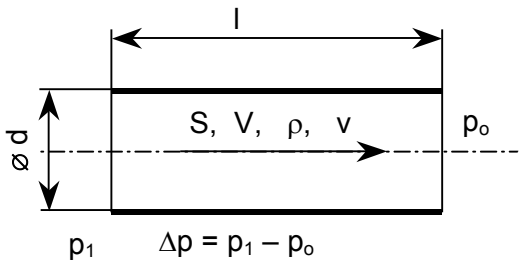
Výsledný tlakový spád Δp, potřebný pro dosažení požadovaného úhlového zrychlení ε se určí ze vztahu (3.8) a dosazením z (3.9)

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi}{V_0} \; J \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{J}{\left(\frac{V_0}{2 \cdot \pi}\right)^2} \cdot \frac{dQ}{dt} = H \cdot \frac{dQ}{dt}$$

Odpor proti zrychlení pro rotační pohyb je tedy dán obdobným vztahem jako (3.7)

$$H = \frac{J}{\left(\frac{V_0}{2 \cdot \pi}\right)^2} \quad [kg \cdot m^{-4}] \tag{3.10}$$

3.1.2 Odpory proti pohybu



Obr. 3.3 Odpory proti pohybu

Stanovení odporu proti pohybu sloupce kapaliny v přímém potrubí kruhového průřezu (obr. 3.3) vychází z Weisbachova vztahu (rov. 2.45)

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad [Pa]$$

kde: $\lambda = f(Re)$, $Re = \frac{v}{\nu \cdot d}$, $Q = v.\,S$

S .. plocha průřezu kruhového potrubí

Dosazením do výše uvedených vztahů a využitím (rov. 2.47) bude **pro laminární proudění** platit

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot d} \quad \Rightarrow \quad \Delta p = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

Odtud po dosazení za střední rychlost proudu kapaliny $v = \frac{4 \cdot Q}{\pi . d^2}$ bude

$$\Delta p = \frac{128 \cdot \nu}{\pi \cdot d^4} \cdot l \cdot \rho \cdot Q = R \cdot Q \tag{3.11}$$

Velikost tlakového spádu při laminárním proudění kruhovou trubkou je tedy přímo úměrná velikosti průtoku $\Delta p = R.Q$, přičemž velikost odporu proti pohybu R konstantní

s ohledem na rychlost proudění kapaliny

$$R = \frac{128 \cdot \nu}{\pi \cdot d^4} \cdot l \cdot \rho \quad [Pa \cdot s \cdot m^{-3}] \tag{3.12}$$

Pro turbulentní proudění lze vyjít při dosazení za λ z Balssiova vztahu (rov. 2.51)

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \quad \text{pro} \quad 2320 \le Re \le 80000$$

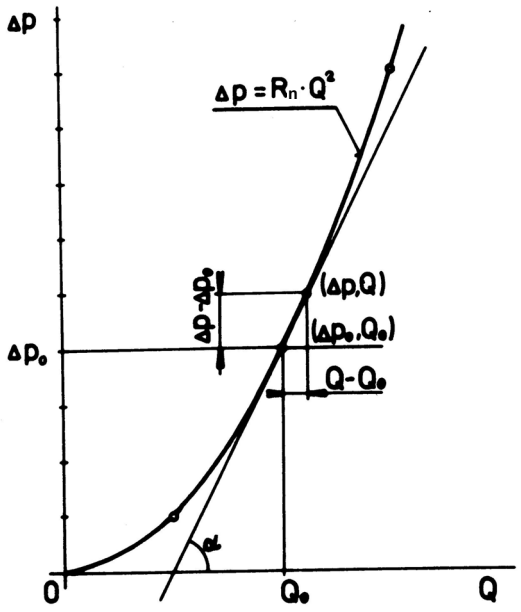
Jejím dosazením do Weisbachova vztahu bude obdobným postupem jako pro případ laminárního proudění

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{2{,}528 \cdot \nu^{0{,}25}}{\pi^2 \cdot d^{5{,}25} \cdot v^{0{,}25}} \cdot l \cdot \rho \cdot Q^2 = R_n \cdot Q^2 \tag{3.13}$$

Z výsledku je jednak zřejmé, že velikost tlakového spádu je pro turbulentní proudění přímo úměrná čtverci průtoku, přičemž ale odpor proti proudění R_n je nelineární – jeho velikost závisí na střední rychlosti proudění a tedy i na velikosti průtoku kapaliny. Jeho jednotka je odlišná od jednotky lineárního odporu proti zrychlení (srovnej rovnice 3.12 a 3.14)

$$R_n = \frac{2{,}528 \cdot \nu^{0{,}25}}{\pi^2 \cdot d^{5{,}25} \cdot v^{0{,}25}} \cdot l \cdot \rho \quad [Pa \cdot s^2 \cdot m^{-6}] \tag{3.14}$$

Často bývá výhodné provést náhradu části charakteristiky nelineárního odporu proti pohybu přímkou. – tzn. provést linearizaci. Úsek kvadratické paraboly $\Delta p = R_n.Q^2$ se dle obr. (3.4) nahradí tečnou v bodě (Δp_o, Q_o). Její směrnici určíme vztahem



Obr. 3.4 Linearizace odporu proti pohybu

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} = \Delta p' = 2 \cdot R_n \cdot Q$$

Rovnice tečny je pak dána vztahem

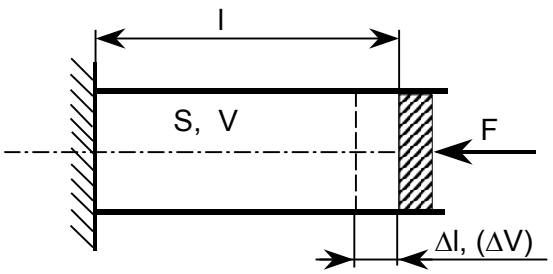
$$\Delta p = \Delta p_{(O)} + \frac{\Delta p'_{(0)}}{1!} \cdot (Q - Q_0) =$$
$$= \Delta p_0 + 2 \cdot R_n \cdot Q_0 \cdot (Q - Q_0) =$$
$$= \Delta p_0 + R_L \cdot (Q - Q_0)$$

kde: R_L … linearizovaný odpor proti pohybu [Pa . s . m^{-3}]. Je dán vztahem

$$R_L = 2 \cdot R_n \cdot Q = \operatorname{tg} \alpha \tag{3.15}$$

Linearizovaný odpor má tedy význam směrnice tečny k charakteristice v bodě (Δp_o, Q_o).

3.1.3 Odpory proti deformaci



Obr. 3.5 Odpory proti deformaci

Odpor proti deformaci je způsobený stlačitelností nositele energie (kapaliny). Pro sloupec kapaliny uzavřený ve válci (obr. 3.5) platí vztah obdobný Hookovu zákonu $\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E}$ uvedený v rov (2.5)

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{K} \qquad (3.16)$$

kde: K .. modul objemové pružnosti kapaliny [Pa] (viz kap. 2.1.1.).

Z rovnice 3.16 pak bude:

$$\Delta p = \frac{K}{V} \cdot \Delta V = D \cdot \Delta V = D \cdot \int_0^t Q \, dt \qquad (3.17)$$

Odpor proti deformaci nositele energie se tedy vyjádří vztahem

$$D = \frac{K}{V} \quad [Pa \cdot m^{-3}] \qquad (3.18)$$

Změnu objemu kapaliny při změně tlak Δp se také často vyjadřuje pomocí kapacity kapaliny (nositele energie), který je převrácenou hodnotou odporu proti deformaci:

$C = D^{-1}$

Vztah (3.17) se pak změní na

$$\Delta V = \frac{V}{K} \cdot \Delta p = \frac{\Delta p}{D} = C \cdot \Delta p \qquad (3.19)$$

Pokud je ve výpočtu nutno uvažovat i pružné vlastnosti ocelového válce, lze kapacitu vypočítat ze vztahu

$$C = V \cdot \left(\frac{1}{K} + \frac{d}{E \cdot s} \right) \quad \Rightarrow \quad D = \frac{1}{V} \cdot \frac{K \cdot E \cdot s}{K \cdot d + E \cdot s} \qquad (3.20)$$

kde: E .. modul pružnosti oceli … ~ 210 GPa
s .. tloušťka stěny ocelového válce
d .. vnitřní průměr ocelového válce

3.2 Řazení odporů

Všechny tři výše uvedené druhy odporů (odpory proti zrychlení, pohybu a deformaci) se v hydraulickém obvodu mohou vyskytnout v zapojení sériovém, paralelním nebo sérioparalelním. Při sledování řetězce odporů je třeba většinou nejprve vyřešit problém jejich náhrady jediným ekvivalentním odporem.

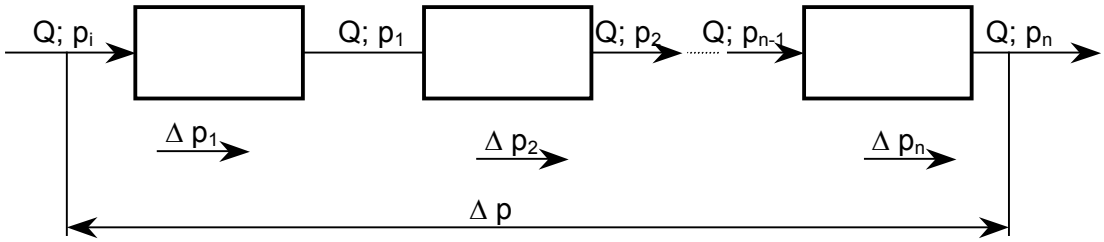
Při řazení odporů stejného druhu vede řešení zpravidla na soustavy algebraických rovnic (kap. 3.2.1).

Při řazení odporů různého druhu bývá řešení složitější – vede na soustavy diferenciálních rovnic (kap. 3.2.2), které mohou být obecně nelineární. Ty lze v některých případech řešit v uzavřeném tvaru, případně lze k jejich řešení využít některý ze softwarových produktů, určených pro tuto problematiku (např. Matlab, DYNAST).

3.2.1 Řazení odporů stejného druhu

Sériové řazení

Při stanovení hodnoty ekvivalentního odporu se vychází z podmínky, že celkový tlakový spád na řetězci odporů je dán součtem tlakových spádů na jednotlivých odporech (obr. 3.6).



Obr. 3.6 Sériové řazení odporů stejného druhu

$$\Delta p = \sum_{k=1}^{n} \Delta p_k \tag{3.21}$$

Ekvivalentní odpor proti zrychlení (H_e) pak bude

$$\Delta p_k = H_k \cdot \frac{dQ}{dt} \quad ; \quad \Delta p = \sum_{k=1}^{n} H_k \cdot \frac{dQ}{dt} = \frac{dQ}{dt} \cdot \sum_{k=1}^{n} H_k = H_e \cdot \frac{dQ}{dt}$$

odtud

$$H_e = \sum_{k=1}^{n} H_k \tag{3.21}$$

Obdobně ekvivalentní odpor proti pohybu (R_e) bude

$$\Delta p_k = R_k \cdot Q \quad ; \quad \Delta p = \sum_{k=1}^{n} R_k \cdot Q = Q \cdot \sum_{k=1}^{n} R_k = R_e \cdot Q$$

odtud

$$R_e = \sum_{k=1}^{n} R_k \tag{3.22}$$

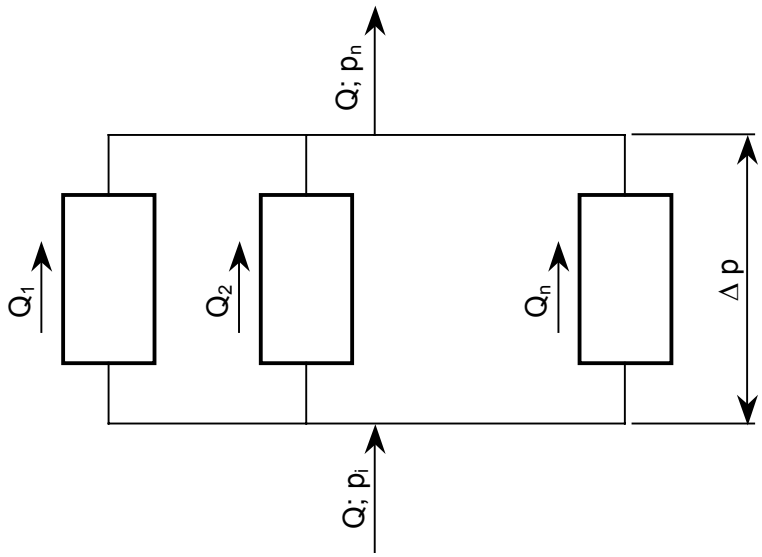
Obdobně se také určí ekvivalentní odpor proti deformaci (D_e)

$$\Delta p_k = D_k \cdot \int Q\,dt \quad ; \quad \Delta p = \sum_{k=1}^{n} D_k \cdot \int Q\,dt = \left(\int Q\,dt\right) \cdot \sum_{k=1}^{n} D_k = D_e \cdot \int Q\,dt$$

odtud

$$D_e = \sum_{k=1}^{n} D_k \tag{3.23}$$

Paralelní řazení



Obr. 3.7 Paralelní řazení odporů stejného druhu

Při paralelním řazení odporů je tlakový spád na všech odporech stejný. Při stanovení hodnoty ekvivalentního odporu se vychází z podmínky, že celkový průtok řetězcem odporů je dán součtem dílčích průtoků jednotlivými odpory (obr. 3.7).

$$Q = \sum_{k=1}^{n} Q_k \qquad (3.24)$$

Ekvivalentní odpor proti zrychlení (H_e) pak bude

$$Q_k = \frac{1}{H_k} \cdot \int \Delta p \, dt \quad ; \quad Q = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{H_k} \cdot \int \Delta p \, dt = \left(\int \Delta p \, dt \right) \cdot \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{H_k} = \frac{1}{H_e} \cdot \int \Delta p \, dt$$

odtud

$$\frac{1}{H_e} = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{H_k} \qquad (3.25)$$

Obdobně ekvivalentní odpor proti pohybu (R_e) bude

$$Q_k = \frac{\Delta p}{R_k} \quad ; \quad Q = \sum_{k=1}^{n} \frac{\Delta p}{R_k} = \Delta p \cdot \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_e} \cdot Q$$

odtud

$$\frac{1}{R_e} = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{R_k} \qquad (3.26)$$

Obdobně se také určí ekvivalentní odpor proti deformaci (D_e)

$$Q_k = \frac{1}{D_k} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \quad ; \quad Q = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{D_k} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} = \frac{d\Delta p}{dt} \cdot \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{D_k} = \frac{1}{D_e} \cdot \frac{d\Delta p}{dt}$$

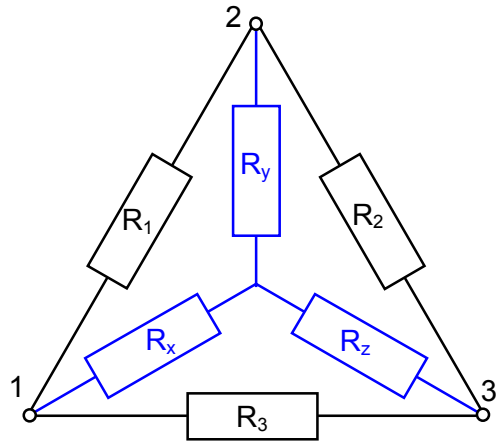
odtud

$$\frac{1}{D_e} = \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{D_k} \qquad (3.27)$$

respektive velikost ekvivalentní kapacity bude

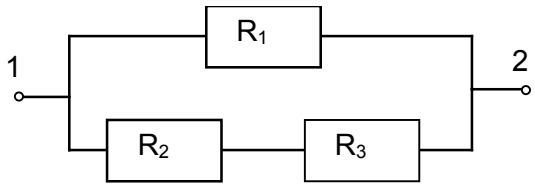
$$C_e = \sum_{k=1}^{n} C_k \qquad (3.28)$$

Kombinované serioparalelní řazení



Obr. 3.8 Serioparalelní řazení odporů stejného druhu

Při serioparalelním řazení nelze v řadě případů přímo, stanovit výsledný odpor. Proto se se dané zapojení převádí na jiné zapojení, umožňující výpočet slučováním sériově a paralelně zapojených odporů. V praxi se často používá převedeni odporů zapojených do trojúhelníka (na obr. 3.8 černě) na zapojeni odporů do hvězdy (na obr. 3.8 označeno modře). V případě uvedeném na obrázku je úkolem nahradit odpory R_1, R_2, R_3 (zapojenými do trojúhelníka) jinými odpory R_x, R_y, R_z, zapojenými do hvězdy. Podmínkou přitom je, aby výsledné odpory mezi uzly 1, 2 a 3 (R12, R23, R31) zůstaly stejné.



Obr. 3.9

Velikost odporu mezi uzly 1 a 2 v původním zapojení do trojúhelníka bude dle obr. 3.9.

$$\frac{1}{R_{12}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_{21}+R_3} = \frac{R_1+R_2+R_3}{R_1\cdot(R_2+R_3)}$$

odtud bude

$$R_{12} = \frac{R_1\cdot(R_2+R_3)}{R_1+R_2+R_3} = R_x + R_y \qquad (3.29)$$

obdobně bude platit

$$R_{23} = \frac{R_2\cdot(R_1+R_3)}{R_1+R_2+R_3} = R_y + R_z \qquad (3.30)$$

$$R_{13} = \frac{R_3\cdot(R_1+R_2)}{R_1+R_2+R_3} = R_x + R_z \qquad (3.31)$$

Sečtením rovnic (3.29) a (3.31) bude

$$\frac{R_1\cdot(R_2+R_3)+R_3\cdot(R_1+R_2)}{R_1+R_2+R_3} = 2\cdot R_x + R_y + R_z$$

Za součet $R_x + R_y$ se dosadí z rovnice (3.30)

$$\frac{R_1\cdot(R_2+R_3)+R_3\cdot(R_1+R_2)}{R_1+R_2+R_3} = 2\cdot R_x + \frac{R_2\cdot(R_1+R_3)}{R_1+R_2+R_3}$$

a odtud po jednoduché úpravě bude

$$R_x = \frac{R_1\cdot R_3}{R_1+R_2+R_3} \qquad (3.32)$$

Obdobně se vypočtou i odpory R_y, R_z.

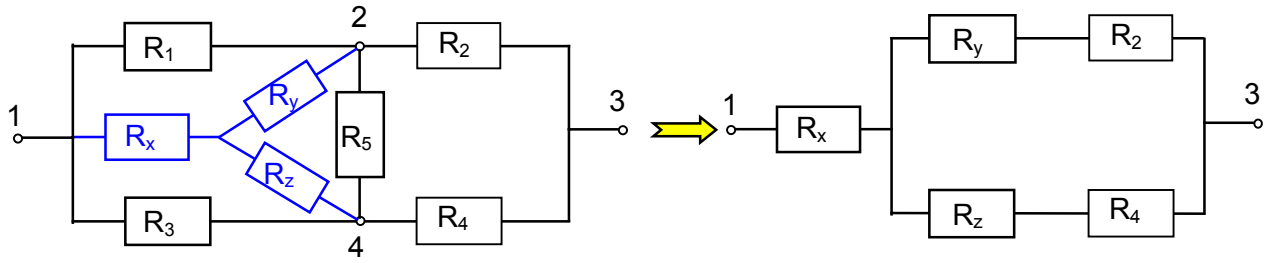
$$R_y = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \tag{3.33}$$

$$R_z = \frac{R_2 \cdot R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \tag{3.34}$$

Možnost použití výše odvozený vztahů je zřejmá z následujícího příkladu.

Příklad 3.1

Stanovme celkový odpor mezi uzly 1 a 3 dle schématu na (obr. 3.10 a).



a) původní schéma s naznačenou úpravou b) upravené schéma
Obr. 3.10 k příkladu 3.1

Postup: nejprve se odpory R_1, R_4, R_5 (které lze ve smyslu předchozího považovat za zapojení „do trojúhelníka“ převedou na odpory R_x, R_y, R_z, které lze považovat za zapojení do „hvězdy“ (v obr. 3.10 a označeno modře). Tím vznikne nové schéma (obr. 3.10 b), ve kterém jsou jednotlivé prvky uspořádány buď sériově nebo paralelně a které již lze řešit klasicky dle vztahů (3.21) až (3.28).

Řešení:

$$R_x = \frac{R_1 \cdot R_4}{R_1 + R_4 + R_5} \quad ; \quad R_y = \frac{R_1 \cdot R_5}{R_1 + R_4 + R_5} \quad ; \quad R_z = \frac{R_4 \cdot R_5}{R_1 + R_4 + R_5}$$

z obr. 3.10 b pak vypočteme

$$R_{13} = R_x + \frac{(R_y + R_2) \cdot (R_z + R_3)}{R_y + R_2 + R_z + R_3}$$

dosazením a úpravou pak bude

$$R_{13} = \frac{R_1 \cdot R_4}{R_{145}} + \frac{(R_1 \cdot R_5 + R_2 \cdot R_{145}) \cdot (R_4 \cdot R_5 + R_3 \cdot R_{145})}{R_{145} \cdot [R_5 \cdot (R_1 + R_4) + R_{145} \cdot (R_2 + R_3)}$$

kde: $R_{145} = R_1 + R_4 + R_5$

3.2.2 Řazení odporů různého druhu

Provádí se obdobně jako u odporů stejného druhu. Výsledkem je diferenciální rovnice, kterou je třeba následně řešit (pro dané okrajové podmínky). Při řešení se využívají výsledky odvozené v kap. 3.1. Nejprve stručně zrekapitulujme hlavní výsledky – velikosti tlakových spádů

Δp na jednotlivých druzích odporů způsobených průtokem Q, resp. velikosti průtoků Q na jednotlivých druzích odporů vzniklých tlakovým spádem Δp.

Odpory proti zrychlení (H –odpory)

$$\Delta p_H = H \cdot \frac{dQ}{dt} \quad \Rightarrow \quad Q_H = \frac{1}{H} \cdot \int \Delta p \, dt \tag{3.35}$$

Odpory proti pohybu (R –odpory) – pro laminární proudění

$$\Delta p_R = R \cdot Q \quad \Rightarrow \quad Q_R = \frac{1}{R} \cdot \Delta p \tag{3.36}$$

Odpory proti deformaci (D –odpory)

$$\Delta p_D = D \cdot \int Q \, dt \quad \Rightarrow \quad Q_D = \frac{1}{D} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \tag{3.37}$$

Sériové řazení odporů různého druhu

Obecně může dojít ke čtyřem možným kombinacím seriového řazení odporů různého druhu

HR – HD – RD – HRD

Z hlediska obecnosti proveďme pouze kombinaci odporů HRD, ze které lze ostatní kombinace dovodit

celkový tlakový spád bude dán:

$$\Delta p = \Delta p_H + \Delta p_R + \Delta p_D = H \cdot \frac{dQ}{dt} + R \cdot Q + D \cdot \int Q \, dt$$

odtud úpravou získáme výslednou diferenciální rovnici

$$\frac{d^2Q}{dt^2} + \frac{R}{H} \cdot \frac{dQ}{dt} + \frac{D}{H} \cdot Q = \frac{1}{H} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} \tag{3.38}$$

Poměry jednotlivých odporů zde přitom mají význam časových konstant (resp. jejich převrácených hodnot), jak bude vysvětleno v kap. 4.

$$\frac{R}{H} = \frac{1}{\tau_1} \quad [s^{-1}] \quad ; \quad \frac{D}{H} = \frac{1}{\tau_2^2} \quad [s^{-2}] \quad ; \quad \frac{D}{R} = \frac{1}{\tau_3} \quad [s^{-1}]$$

Paralelní řazení odporů různého druhu

Obecně lze i v tomto případě dojít ke čtyřem možným kombinacím paralelního řazení odporů různého druhu

HR – HD – RD – HRD

Z hlediska obecnosti proveďme opět pouze kombinaci odporů HRD, ze které lze ostatní kombinace dovodit

celkový průtok bude dán:

$$Q = Q_H + Q_R + Q_D = \frac{1}{H}\cdot\int \Delta p\,dt + \frac{1}{R}\cdot\Delta p + \frac{1}{D}\cdot\frac{d\Delta p}{dt}$$

odtud obdobnou úpravou jako pro sériové zapojení získáme výslednou diferenciální rovnici ve tvaru

$$\frac{d^2\Delta p}{dt^2} + \frac{D}{R}\cdot\frac{d\Delta p}{dt} + \frac{D}{H}\cdot\Delta p = D\cdot\frac{dQ}{dt} \qquad (3.39)$$

3.3 Odporové sítě

Každý hydraulický obvod představuje ve své obecné podobě serioparalelně zapojené odpory, které tvoři odporovou síť. Nejprve definujme její základní prvky a části:

- uzly - místa, kde se větví proud tekutiny,
- větev - část sítě ohraničenou dvěma sousedními uzly,
- smyčka - větve vytvářející uzavřený okruh.

Řešeni odporových sítí spočívá ve stanovení proudů v jednotlivých větvích a tlakových rozdílů mezi dvěma body sítě. Přitom se vychází z platnosti dvou základních pravidel, která jsou obdobou Kirchhoffových zákonů v elektrotechnice :

1. Součet proudů v každém uzlu sítě je nulový:

$$\sum_{i=1}^{n} Q_i = 0 \qquad (3.40)$$

Z hlediska orientace označme jako kladné proudy do uzlu vstupující a záporné z uzlu vystupující

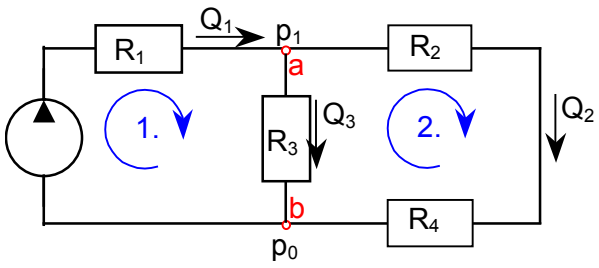
2. Součet tlakových rozdílů v uzavřené smyčce je nulový

$$\sum_{j=1}^{n} \Delta p_j = 0 \qquad (3.41)$$

Znaménka tlakových rozdílů se volí podle směru spádu energetické hladiny.

Řešení odporové sítě ukažme na následujícím příkladě:

Příklad 3.2



Obr. 3.1 Odporová síť k př. 3.2

Síť je složena ze dvou smyček (1 a 2 – označeny modře). Proudy tekoucí ve vyznačených smyslech oběhu budou mít kladná znaménka. Dále má síť vyznačeny dva uzly – a, b.

Za předpokladu, že hydrogenerátor na obr. je zdrojem konstantního proudu známe i velikost průtoku Q_1. Cílem řešení sítě bude stanovení velikostí proudů (průtoků) Q_2 a Q_3 a tlakového spádu na hydrogenerátoru ($p_1 - p_0$).

Pro uzel a platí:

$Q_1 – Q_2 – Q_3 = 0$

(shodnou rovnici bychom obdrželi i pro uzel b – proto není dále uváděna).

Pro jednotlivé smyčky bude platit:

1. smyčka $R_1 \cdot Q_1 + R_3 \cdot Q_3 = p_1 - p_0$

2. smyčka $(R_2 + R_4) \cdot Q_2 - R_3 \cdot Q_3 = 0$

Obdrželi jsme 3 lineární algebraické rovnice pro 3 neznámé: průtoky Q_2 a Q_3 a tlakový spádu na hydrogenerátoru ($p_1 – p_0$).

Postupným řešením obdržíme výsledky:

$$Q_2 = \frac{R_3}{R_3 + R_2 + R_4} \cdot Q_1$$

$$Q_3 = \frac{R_2 + R_4}{R_3 + R_2 + R_4} \cdot Q_1$$

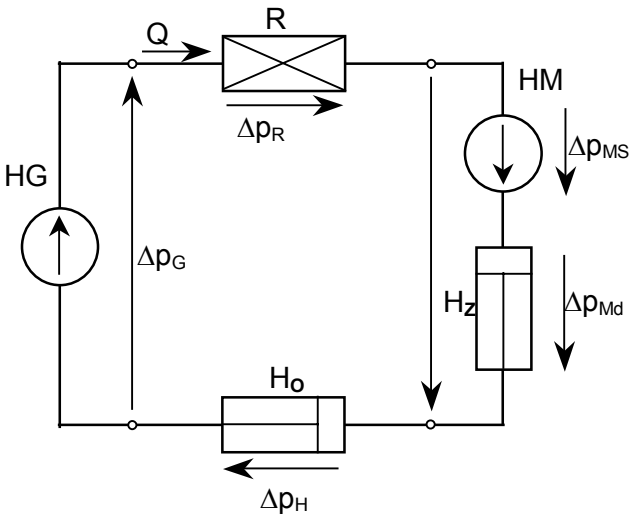
$$p_1 - p_0 = \left(R_1 + \frac{R_3 \cdot (R_2 + R_4)}{R_3 + R_2 + R_4} \right) \cdot Q_1$$

U odporových sítí s různými druhy odporů se při sestavování rovnic postupuje obdobně. Získané diferenciální rovnice se pak řeší známými metodami – buď v uzavřeném tvaru nebo přibližně některou ze známých metod. Podrobněji je tato problematika uvedena v kap. 4.

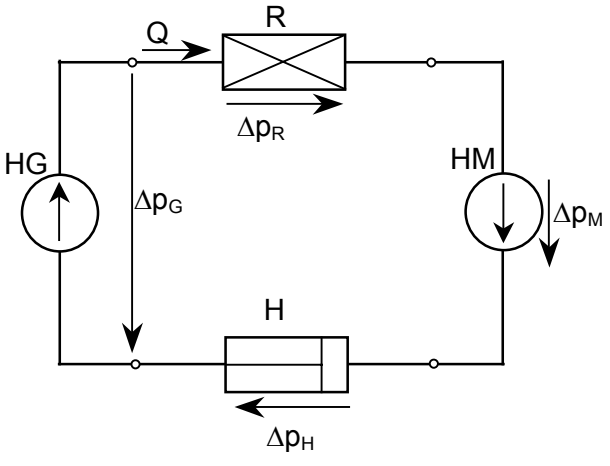
4. Rozběh a brždění hydraulických mechanismů

4.1 Náhradní schéma hydraulických obvodů

Častou úlohou při návrhu hydraulického mechanismu bývá stanovení průběhu rozběhu a brždění mechanismu. Průběh rozběhu resp. brždění závisí na odporech proti zrychlení v odporech proti pohybu v obvodu a také na velikosti vnějších silových účinků působících na hydromotory. Průběh rozběhu je dále ovlivněn i kapacitou systému, pro zjednodušení úlohy však zaveďme předpoklad nestlačitelné kapaliny a absolutní tuhosti systému (kapacita systému C = 0). Náhradní schéma sestavujeme z hydraulických odporů R, H a zátěže.



Obr. 4.1 Náhradní schéma hydraulického obvodu



Obr. 4.2 Zjednodušené náhradní schéma HO

Hydrogenerátor pracuje po dobu rozběhu jako zdroj konstantního tlaku Δp_G. Hydromotor představuje spotřebič tlakové energie, kterou přeměňuje jednak v mechanickou práci dodávanou stroji či technologickému zařízení, jednak v kinetickou energii urychlovaných hmot. Hydromotor proto znázorníme v náhradním schématu jako ideální spotřebič tlakové energie a sériově řazený odpor H_Z . Během rozběhu se objeví na hydromotoru tlakový spád Δp_M , z něhož část Δp_{MS} připadá na ideální spotřebič tlakové energie a část Δp_{Md} na překonání odporů proti zrychlení H. Náhradní schéma obvodu pro výše uvedené předpoklady je na obr 4.1

Odpor R představuje v obvodu celkový odpor proti pohybu (daný součtem jednotlivých odporů proti pohybu), odpor H_O je celkový odpor obvodu proti zrychlení, H_Z je odpor proti zrychlení posuvných (resp. rotačních) hmot hydromotoru a posuvných (resp. rotačních) hmot k němu připojených. Tyto odpory proti zrychlení lze sečíst

$$H = H_O + H_Z$$

čímž dojde ke zjednodušení schématu na obr. 4.1. Výsledné zjednodušené schéma je pak na obr. 4.2.

4.2 Rozběh hydraulického mechanismu

Stanovení doby rozběhu hydraulického obvodu je důležité z hlediska stanovení dynamičnosti celého pracovního mechanismu. V některých případech je požadováno při pohybu vysoké zrychlení (např. u některých manipulátorů, zemních strojů apod.), jindy je nezbytné zajistit postupný rozběh mechanismu s nízkým, jednoznačně definovaným zrychlením (např. hydraulické výtahy, jeřáby, manipulace materiálem, který by se při vyšších setrvačných účincích mohl poškodit).

Obecně je zatížení na hydromotoru funkcí jeho pohybu. Pro zjednodušení však v následujícím předpokládejme, že zátěž na hydromotor, která způsobuje tlakový spád Δp_M je během rozběhu konstantní. Pro rozběh předpokládejme hydraulický obvod dle obr. 4.2. Diferenciální rovnice tlakové rovnováhy lze sestavit podle (3.41) ve tvaru:

$$\Delta p_G = \Delta p_R + \Delta p_M + \Delta p_H \tag{4.1}$$

Dosazením vztahů z kap. 3.2.2 dostaneme

$$\Delta p_G - \Delta p_M = R \cdot Q^n + H \cdot \frac{dQ}{dt} \tag{4.2}$$

kde: n = 1 pro laminární proudění, případně výpočet s linearizovaným odporem
n = 2 pro turbulentní proudění

Pro případ n=1 lze diferenciální rovnici (4.2) upravit na tvar:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{R}{H} \cdot Q = \frac{1}{H} \cdot \left(\Delta p_G - \Delta p_M\right) \tag{4.3}$$

Jedná se o jednoduchou diferenciální rovnici s pravou stranou s konstantními koeficienty. Její řešení je dáno součtem řešení homogenního a partikulárního integrálu.

Homogenní řešení:
diferenciální rovnici (4.3) zapíšeme bez pravé strany ve tvaru

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{R}{H} \cdot Q$$

a poté integrujeme

$$\int_{Q_1}^{Q} \frac{dQ}{Q} = -\int_0^t \frac{R}{H}\, dt$$

$$\ln Q - \ln Q_1 = -\frac{R}{H} \cdot t$$

kde: Q_1 … počáteční hodnota průtoku (při rozběhu z klidu $Q_1 = 0$)

Odtud získáme výsledné homogenní řešení ve tvaru

$$Q_H = Q_1 \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t}$$

Partikulární integrál předpokládáme ve tvaru obdobném jako homogenní řešení

$$Q_P = K_1 + K_2 \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t}$$

Výsledné řešení je dáno součtem řešení homogenního a partikulárního integrálu

$$Q = Q_H + Q_P = K_1 + (Q_1 + K_2) \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t} \tag{4.4}$$

Neznámé integrační konstanty K_1 a K_2 se určí z okrajových (počátečních) podmínek. Pro čas t = 0 bude Q = Q_1. Dosazením do rovnice (4.4) bude

$$Q_1 = K_1 + Q_1 + K_2 \quad \Rightarrow \quad K_2 = -K_1$$

a rovnici (4.4) lze přepsat do tvaru

$$Q = K_1 + (Q_1 - K_1) \cdot e^{-\frac{R}{H} t} \tag{4.5}$$

Rovnici (4.5) derivujeme podle času a za dQ/dt dosadíme z rovnice (4.3).

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{R}{H} \cdot (Q_1 - K_1) \cdot e^{-\frac{R}{H} t} = -\frac{R}{H} \cdot Q + \frac{1}{H} \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M)$$

a za Q dosadíme z rovnice (4.5). jednoduchou úpravou pak bude

$$K_1 = \frac{1}{R} \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M)$$

a dosazením do rovnice (4.5) dostaneme výslednou rovnici, popisující závislost velikosti proudu Q na čase t při rozběhu hydraulického mechanismu

$$Q = \frac{1}{R} \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M) \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{H} \cdot t}\right) + Q_1 \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t} \tag{4.6}$$

Zaveďme časovou konstantu rozběhu T = H/R [s]. Pro speciální, ale velmi častý případ, počáteční hodnotu proudu Q_1 = 0 bude

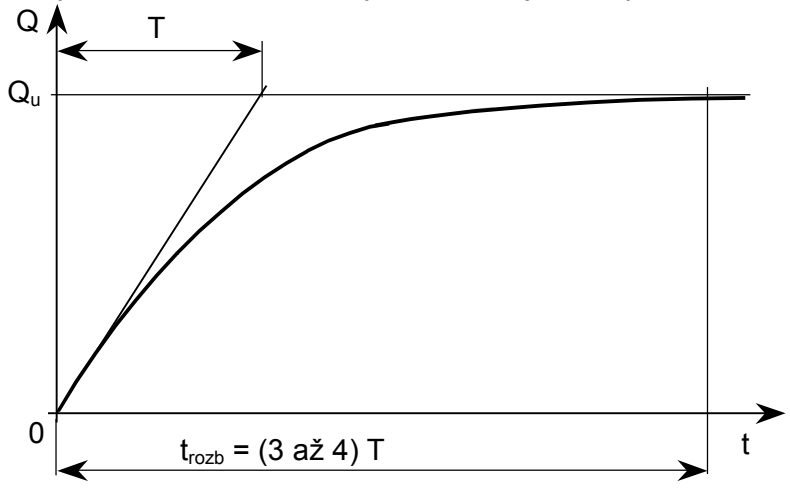
$$Q = \frac{1}{R} \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) \tag{4.7}$$

Maximální velikost průtoku obvodem, která se nazývá ustálený průtok, bude pro čas

$$t \to \infty \quad \Rightarrow \quad e^{-\frac{t}{T}} \to 0$$

$$Q_u = \frac{1}{R} \cdot (\Delta p_G - \Delta p_M) \tag{4.8}$$

Grafické znázornění průběhu rozběhu hydraulického mechanismu dle rovnice (4.7) a fyzikální význam časové konstanty rozběhu T je patrný z obr. 4.3.

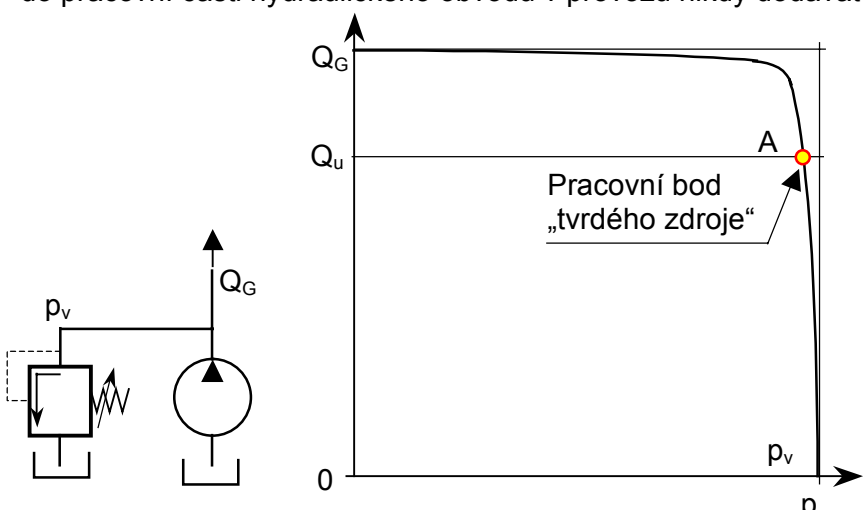


Obr. 4.3
Průběh rozběhu hydraulického mechanismu

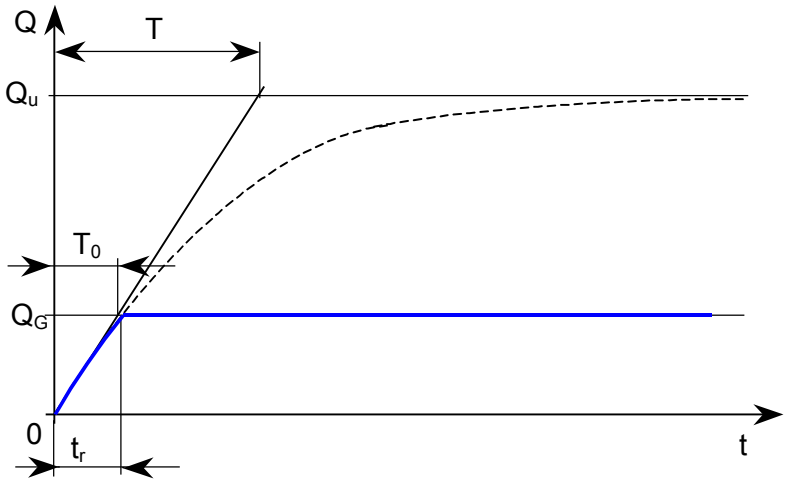
Z výsledků získaných z rovnic (4.6), resp. (4.7) se pak přepočte rychlost sledovaného hydromotoru. Pro přímočarý (resp. rotační) hydromotor bude

$$v(t) = \frac{Q(t)}{S} \quad [m \cdot s^{-1}] \qquad n(t) = \frac{Q(t)}{V_0} \quad [ot \cdot s^{-1}]$$

Při výpočtu rozběhu hydraulického mechanismu jsme dosud uvažovali případ dostatečně tvrdého zdroje – tzn. proud dosáhne výpočtem stanovenou ustálenou hodnotu proudu Q_u. Tento případ je znázorněn na obr. 4.4. Jak je z něj patrné, hydrogenerátor nebude do pracovní části hydraulického obvodu v provozu nikdy dodávat množství, které odpovídá jeho jednotkovému objemu a příslušným otáčkám, část proudu půjde vždy přes pojistný ventil nevyužita zpět do nádrže (pracovní bod A). Důsledkem takového řešení je velmi nízká celková účinnost hydraulického obvodu. Proto je třeba projektovat obvod tak, aby platilo $Q_G < Q_u$. Pro tento případ bude rozběh probíhat dle obr. 4.5



Obr. 4.4 Charakteristika hydrogenerátoru s tlakovým ventilem pro $Q_G > Q_u$



Obr. 4.5. Rozběh hydraulického mechanismu pro $Q_G << Q_u$

Pro případ, že $Q_G << Q_u$ lze přibližně předpokládat, že doba rozběhu $t_r \approx T_0$. Na základě podobnosti trojúhelníků lze psát

$$\frac{Q_u}{T} = \frac{Q_G}{T_0}$$

odtud bude

$$t_r \approx T_0 = \frac{Q_G}{Q_u} \cdot T$$

po dosazení z rovnice (4.8) a definičního vztahu pro T=H/R bude

$$t_r = Q_G \cdot \frac{H}{\Delta p_G - \Delta p_M} \qquad (4.9)$$

Pro případ turbulentního proudění se při stanovení doby rozběhu opět vychází z diferenciální rovnice (4.2), kde hodnota n = 2 a velikost odporu R_N není konstantní, ale je funkcí rychlosti

$$\Delta p_G - \Delta p_M = R_N \cdot Q^2 + H \cdot \frac{dQ}{dt}$$

Pro počáteční podmínky t=0 ⇒ Q=0 se obdobným postupem jako pro laminární proudění stanoví řešení průběhu proudu po dobu rozběhu ve tvaru

$$Q = Q_u \cdot \mathrm{tgh}(a \cdot t) = Q_u \cdot \frac{e^{2 \cdot a \cdot t} - 1}{e^{2 \cdot a \cdot t} + 1} = Q_u \cdot \left(1 - \frac{2}{e^{2 \cdot a \cdot t} + 1}\right) \tag{4.10}$$

kde: $Q_u = \sqrt{\frac{\Delta p_G - \Delta p_M}{R_N}}$

$$a = \sqrt{\frac{(\Delta p_G - \Delta p_M) \cdot R_N}{H^2}}$$

Pokud je odpor zátěže, vyvolávající tlakový spád Δp_M funkcí pohybu (a tedy i Q) řeší se diferenciální rovnice některou z přibližných metod, případně lze použít příslušný software (Matlab, DYNAST).

4.3 Brždění hydraulického mechanismu

Při vypnutí pohonu nastává samovolné brždění mechanismu vlivem odporů proti pohybu R a vlivem odporů zátěže, projevujících se jako tlakový spád na hydromotoru Δp_{Ms}. Na hydraulickém odporu H_d dochází k přeměně kinetické energie pohybujících se hmot v energii tlakovou, což se projeví jako tlakový spád Δp_{Md}.

Náhradní schéma obvodu pro jednoduchý případ brždění je na obr. 4.6 a). Diferenciální rovnice pro brždění bude ve tvaru

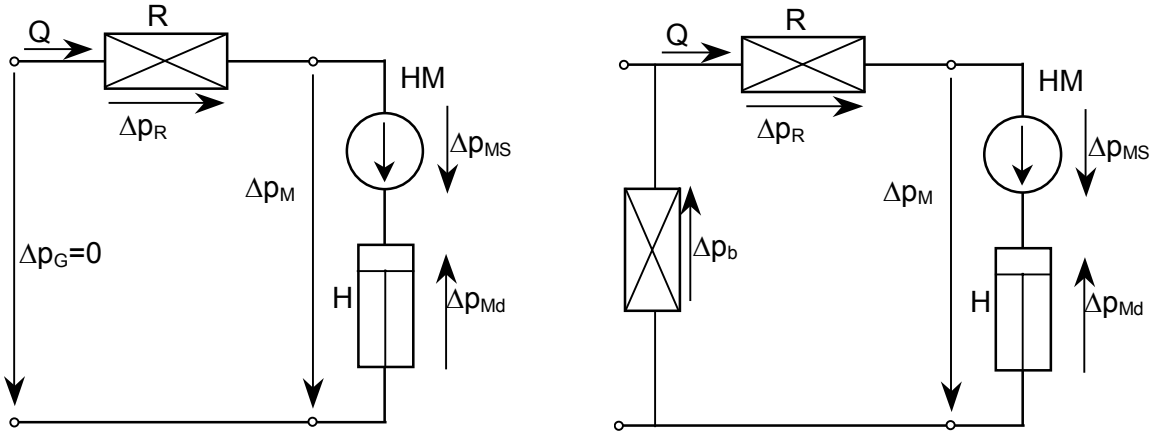
$$\Delta p_{Md} + \Delta p_R + \Delta p_{Ms} = 0$$

pro případ laminárního proudění bude

$$H \cdot \frac{dQ}{dt} + R \cdot Q + \Delta p_{Ms} = 0$$

Pro počáteční podmínky t=0 ⇒ $Q=Q_0$ se obdobným postupem jako pro rozběh stanoví řešení průběhu proudu po dobu brždění ve tvaru

$$Q = Q_0 \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t} - \frac{\Delta p_{Ms}}{R} \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{H} \cdot t}\right) \tag{4.11}$$



a) brždění bez brzdícího ventilu

b) brždění s brzdícím ventilem

Obr. 4.6 Brždění hydraulického obvodu

Pro případ, že je v obvodu zapojen ještě brzdící ventil, vyvolávající další tlakový brzdící spád Δp_b dle obr. 4.6. b), bude diferenciální rovnice brždění ve tvaru

$$\Delta p_{Md} + \Delta p_R + \Delta p_b + \Delta p_{Ms} = 0$$

pro případ laminárního proudění bude

$$H \cdot \frac{dQ}{dt} + R \cdot Q + \Delta p_{Ms} + \Delta p_b = 0$$

Pro počáteční podmínky $t=0 \Rightarrow Q=Q_0$ se obdobným postupem jako pro předchozí případ stanoví řešení průběhu proudu po dobu brždění ve tvaru

$$Q = Q_0 \cdot e^{-\frac{R}{H} \cdot t} - \frac{\Delta p_{Ms} + \Delta p_b}{R} \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{H} \cdot t} \right) \qquad (4.12)$$

Z rovnic (4.11), příp. (4.12) se doba brždění stanoví výpočtem času t pro proud Q = 0. Pro případ, kdy tlakové spády vyvolané odpory proti pohybu R jsou proti ostatním malé, lze přibližně psát R=0 a pak bude

$$H \cdot \frac{dQ}{dt} + \Delta p_{Ms} = 0$$

a odtud lze spočíst dobu brždění

$$t_b \approx Q_0 \cdot \frac{H}{\Delta p_{Ms}} \qquad (4.13)$$

5. Tepelný výpočet hydraulického obvodu

Při průtoku pracovní kapaliny hydraulickým obvodem dochází k přeměně části tlakové energie kapaliny v energii tepelnou. K této přeměně dochází na škrtících orgánech ventilech, clonách, ostrých ohybech zúžení nebo rozšíření průřezu - obecně na místních odporech, dále třením kapaliny o stěny potrubí a vnitřním třením v kapalině, v důsledku objemových ztrát v hydrogenerátorech a hydromotorech, třením mechanických částí apod.

Takto vznikajícím teplem se jednak ohřívá kapalina a ostatní části obvodu, a také se část tepla odvádí do okolí. Teplo se odvádí převážně povrchem nádrže, hydraulických prvků a povrchem vedení do okolního prostoru.

Teplotu kapaliny v hydraulickém obvodu i teplotu jednotlivých prvků je obecně doporučováno udržovat na optimální výši, která se pro stacionární hydraulické mechanismy udává nejčastěji v rozmezí 45 až 55 °C. V mobilních pracovních strojích se s ohledem na minimalizaci rozměrů chladiče i objemu náplně hydraulické kapaliny pohybuje její provozní teplota v rozsahu poněkud vyšším – často v hodnotách 70 až 90 °C.

5.1 Oteplování hydraulického obvodu

Stanovení přesného řešení průběhu oteplování hydraulického obvodu je velmi složité a takřka nemožné. Je to dáno zejména skutečností, že každá jeho součást se otepluje jinak .

Je to dáno jak tím, že v každé součásti vzniká jiný tepelný tok a také tím, že celý povrch obvodu nemá stejné podmínky pro ochlazování – v každém jeho místě je poněkud jiné proudění chladícího média – vzduchu. Proto při stanovení rovnice pro oteplování vycházíme ze dvou zjednodušujících předpokladů:

- všechny části hydraulického obvodu se oteplují rovnoměrně a stejně;
- odvod tepla do okolí je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem částí hydraulického obvodu a okolím.

Z rovnosti tepelné energie do obvodu přivedené a z obvodu odvedené se sestaví diferenciální rovnice oteplování ve tvaru

$$\Phi \cdot d\tau = (m \cdot c + m_1 \cdot c_1) \cdot dt + k \cdot S \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad [J] \tag{5.1}$$

kde: Φ …. tepelný tok [W]
τ …. čas [s]
t ….. teplota [K], [°C]
c …. střední měrné teplo kapaliny [$J.kg^{-1}.K^{-1}$] – pro olej c ≈ 1800 [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
m…. hmotnost pracovní kapaliny
c_1 …. střední měrné teplo kovových částí obvodu [$J.kg^{-1}.K^{-1}$] – pro ocel c_1 ≈ 450 [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
m_1…. hmotnost kovových částí obvodu [kg]
k …. celkový součinitel prostupu tepla pro nádrž nebo celý obvod [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
S …. teplosměnná plocha [m^2]
Δt … rozdíl teploty obvodu t a teploty okolí t_o .. $\Delta t = t - t_o$

Jednotlivé části rovnice (5.1) mají tento fyzikální význam:

$\Phi \cdot d\tau$ …. ……. celkové množství tepelné energie vytvořené v obvodu [J]
$(m \cdot c + m_1 \cdot c_1) \cdot dt$ …. celkové množství tepelné energie pohlcené obvodem [J]
$k \cdot S \cdot \Delta t \cdot d\tau$ …… celkové množství tepelné energie odvedené z obvodu do okolí [J]

Celkový tepelný tok je dán ztrátovým výkonem

$$\Phi = P_z = P_G \cdot (1 - \eta_C) \quad [W] \tag{5.2}$$

kde: P_G… příkon všech hydrogenerátorů v obvodu [W]
η_C … celková účinnost hydraulického obvodu $\eta_C = \eta_G . \eta_R . \eta_M$
η_G … účinnost hydrogenerátorů
η_R … účinnost rozvodů
η_M … účinnost hydromotorů

Diferenciální rovnici (5.1) přepíšeme do tvaru

$$\Phi \cdot d\tau = C \cdot dt + A \cdot (t - t_o) \cdot d\tau \quad [J] \tag{5.3}$$

kde: C… konstanta tepelné kapacity hydraulického obvodu [$J.K^{-1}$]
A … ochlazovací konstanta hydraulického obvodu [$W.K^{-1}$]

Diferenciální rovnici oteplování hydraulického obvodu (5.3) upravíme a zapíšeme do obvyklého tvaru – tj. s konstantními členy na pravé straně

$$C \cdot \frac{dt}{d\tau} + A \cdot t = \Phi + A \cdot t_o \tag{5.4}$$

Řešení této diferenciální rovnice je obdobné, jako pro případ rozběhu hydraulického obvodu (viz kap. 4.2).

Jedná se opět o jednoduchou diferenciální rovnici s pravou stranou s konstantními koeficienty. Její řešení je dáno součtem řešení homogenního a partikulárního integrálu.

Homogenní řešení:
diferenciální rovnici (5.4) zapíšeme bez pravé strany ve tvaru

$$\frac{dt}{t} = -\frac{A}{C}\cdot d\tau$$

a poté integrujeme

$$\int_{t_1}^{t}\frac{dt}{t} = -\int_{0}^{\tau}\frac{A}{C}\cdot d\tau$$

$$\ln t - \ln t_1 = -\frac{A}{C}\cdot\tau$$

kde: t_1 … počáteční hodnota teploty při počátku oteplování (obecně je různá od teploty okolí obvodu t_o)

Odtud získáme výsledné homogenní řešení ve tvaru

$$t_H = t_1\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}$$

Partikulární integrál předpokládáme ve tvaru obdobném jako homogenní řešení

$$t_P = K_1 + K_2\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}$$

Výsledné řešení je dáno součtem řešení homogenního a partikulárního integrálu

$$t = t_H + t_P = K_1 + (t_1 + K_2)\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} \qquad (5.5)$$

Neznámé integrační konstanty K_1 a K_2 se určí z okrajových (počátečních) podmínek. Pro čas $\tau = 0$ bude $t = t_1$. Dosazením do rovnice (5.5) bude

$$t_1 = K_1 + t_1 + K_2 \quad \Rightarrow \quad K_2 = -K_1$$

a rovnici (5.5) lze přepsat do tvaru

$$t = K_1 + (t_1 - K_1)\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} \qquad (5.6)$$

Rovnici (5.6) derivujeme podle času a za $dt/d\tau$ dosadíme z rovnice (5.4).

$$\frac{dt}{d\tau} = -\frac{A}{C}\cdot(t_1 - K_1)\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} = -\frac{A}{C}\cdot t + \frac{A}{C}\cdot t_o + \frac{\Phi}{C}$$

a za t dosadíme z rovnice (5.6). jednoduchou úpravou pak bude

$$K_1 = \frac{\Phi}{A} + t_o$$

a dosazením do rovnice (5.6) dostaneme výslednou rovnici, popisující závislost velikosti teploty t na čase τ při oteplování hydraulického mechanismu během jeho provozu

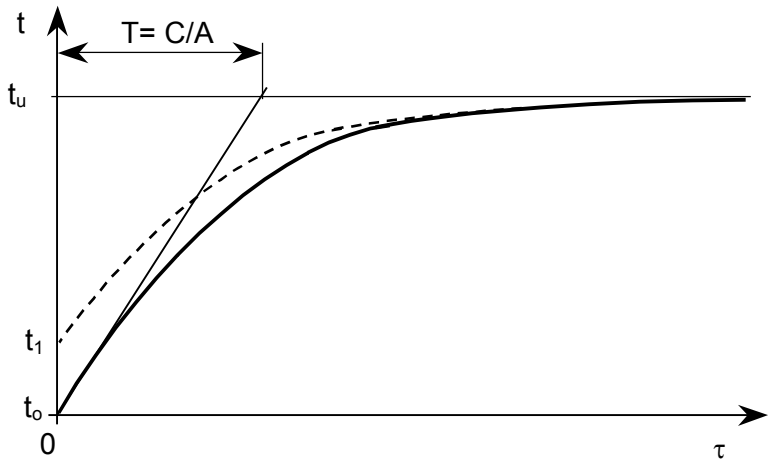
$$t = t_o + \frac{\Phi}{A}\cdot\left(1 - e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}\right) + (t_1 - t_o)\cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}\ [^{O}C] \qquad (5.7)$$

Maximální teplota obvodu, která se nazývá ustálená teplota, bude pro čas $\tau \to \infty \quad \Rightarrow \quad e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} \to 0$. Pak bude

$$t_u = t_o + \frac{\Phi}{A} \tag{5.8}$$

což vyjadřuje tepelnou rovnováhu obvodu – tedy kolik tepla je do obvodu přivedeno, tolik se z něj jeho povrchem odvede. Graficky lze oteplování vyjádřit exponenciálou dle obr. (5.1).

Hodnota $T = \frac{C}{A}$ [s] se nazývá časová konstanta oteplování obvodu.



Obr. 5.1 Průběh oteplování hydraulického obvodu

Doba oteplování obvodu na danou teplotu t se vypočte ze vztahu

$$\tau = \frac{C}{A} \cdot \ln \frac{t_u - t_0}{t_u - t} \quad [s] \tag{5.9}$$

5.2 Ochlazování hydraulického obvodu

Při stanovení průběhu ochlazování se vychází z podmínky, že přivedené teplo do obvodu je nulové (ochlazování vypnutého obvodu). Diferenciální rovnice ochlazování pak bude ve tvaru

$$(m \cdot c + m_1 \cdot c_1) \cdot dt + k \cdot S \cdot \Delta t \cdot d\tau = 0 \quad [J] \tag{5.10}$$

úpravou obdobnou jako v kap. 5.1 bude

$$C \cdot \frac{dt}{d\tau} + A \cdot t = A \cdot t_o \tag{5.11}$$

homogenní řešení DR (5.11) potom bude

$$t_H = t_2 \cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}$$

kde : t_2 … teplota obvodu na počátku ochlazování

Partikulární integrál bude ve tvaru

$$t_P = K_1 + K_2 \cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau}$$

a výsledné řešení bude dáno součtem řešení homogenního a partikulárního integrálu

$$t = K_1 + (t_2 + K_2) \cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} \qquad (5.12)$$

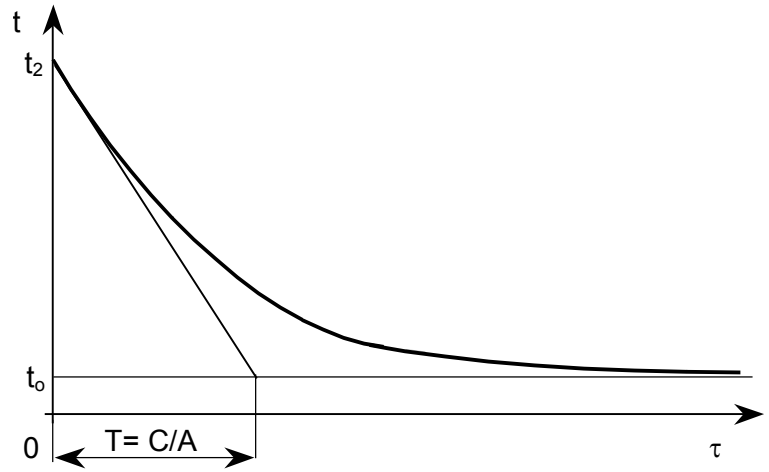
Integrační konstanty K_1 a K_2 se určí z okrajových podmínek:

- pro počátek ochlazování je $\tau = 0 \Rightarrow t = t_2$
- po nekonečně dlouhé době ochlazování bude teplota obvodu rovna teplotě okolí $\tau \to \infty \Rightarrow t \to t_0$

Dosazením okrajových podmínek do rovnice (5.12) získáme velikosti integračních konstant $K_2 = -K_1$; $K_1 = t_0$. Jejich opětným dosazením do rovnice (5.12) bude rovnice ochlazování obvodu ve tvaru:

$$t = t_o + (t_2 - t_o) \cdot e^{-\frac{A}{C}\cdot\tau} \qquad (5.13)$$

Grafické vyjádření této rovnice je na obr. (5.2)



Obr. 5.2 Průběh ochlazování hydraulického obvodu

Doba ochlazování obvodu z počáteční teploty t_2 na konečnou teplotu t se vypočte ze vztahu

$$\tau = \frac{C}{A} \cdot \ln \frac{t_2 - t_0}{t - t_0} \quad [s] \qquad (5.14)$$

5.3 Dimenzování chladiče

V případě, kdy není možno teplo vzniklé při provozu hydraulického obvodu je značné a nestačí jej odvádět jen jeho povrchem, je nezbytné hydraulický obvod doplnit o chladič. Teplo odvedené chladičem je

$$\Phi_C = k_C \cdot S_C \cdot \Delta t_{str} \quad [W] \qquad (5.15)$$

kde: k_C … součinitel prostupu tepla [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
S_C … teplosměnná plocha [m^2]

$\Delta t_{stř}$ .. střední logaritmický rozdíl teplot [^{O}C], daný vztahem

$$\Delta t_{str} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}}$$

t_1 … vstupní teplota chladícího média [^{O}C]

t_2 … výstupní teplota chladícího média [^{O}C]

t_k … teplota ochlazované kapaliny vstupující do chladiče [^{O}C]

Potřebný průtok chladícího média (nejčastěji vody) chladičem je dán vztahem

$$Q_V = \frac{\Phi_C}{\rho_V \cdot c_V \cdot (t_2 - t_1)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

kde: ρ_V … měrná hmotnost vody

c_V … střední měrné teplo vody .. c_V = 4180 [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

6. Prvky hydrostatických mechanismů

Přenos a řízení parametrů energie v hydraulických mechanismech umožňují různé druhy hydraulických prvků. Svým konstrukčním uspořádáním a zapojením v mechanismu zabezpečují přestup energie mezi pevnými členy a kapalinou, transformaci parametrů přenášené energie, hrazení a větvení proudu kapaliny. Mezi prvky se zařazují také kapaliny používané jako nositele energie a různé pomocné prvky nezbytné pro zajištění požadované funkce hydraulického mechanismu. Velké množství různých tekutinových prvků dostupných na trhu v nejrozmanitějších konstrukčních provedeních, tvarech, velikostech, s rozdílnými parametry přenášené energie, přenášeného výkonu apod. lze rozdělit do několika málo skupin podle funkce, pro kterou jsou do hydraulického obvodu zařazeny. Základní rozdělení je patrné z níže uvedeného schématu:

1. Hydrostatické převodníky
   - 1.1. Hydrogenerátory
     - 1.1.1. zubové
     - 1.1.2. lamelové
     - 1.1.3. pístové
       - 1.1.3.1. axiální
       - 1.1.3.2. radiální
       - 1.1.3.3. řadové
   - 1.2. Hydromotory
     - 1.2.1. rotační
       - 1.2.1.1. pístové
         - 1.2.1.1.1. axiální
         - 1.2.1.1.2. radiální
     - 1.2.2. přímočaré
     - 1.2.3. s kyvným pohybem
2. Prvky pro řízení tlaku
   - 2.1. Tlakové ventily
     - 2.1.1. pojistné
     - 2.1.2. přepouštěcí
   - 2.2. Redukční ventily
3. Prvky pro řízení velikosti průtoku – škrtící ventily
4. Prvky pro řízení směru průtoku
   - 4.1. jednosměrné ventily
   - 4.2. rozvaděče
5. Proporcionální prvky
   - 5.1. pro řízení tlaku
   - 5.2. pro řízení průtoku
6. Pomocné prvky – nádrže, čističe kapalin, vedení kapalin a spojovací prvky, těsnění atd.

6.1 Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky jsou hydraulické prvky, sloužící k převodu mechanické energie na tlakovou energii nebo k převodu tlakové energie sloupce kapaliny na mechanickou energii. Z hlediska přenosu energie jsou hydrostatické převodníky vstupními a výstupními prvky hydraulických mechanismů.

Hydrostatické převodníky pracují s přímou přeměnou mechanické energie na energii hydraulickou, přenášenou tlakem. Pracovní orgán zde působí silou přímo na kapalinu.

Hydrostatické převodníky se dělí na hydrogenerátory a hydromotory. V hydrogenerátorech se mechanická energie přiváděná na vstupní hřídel převádí v pracovním prostoru hydrogenerátoru na tlakovou energii sloupce kapaliny. Mechanická energie je charakterizována kroutícím momentem a pohybovou frekvencí - otáčkami, tlaková energie je charakterizována rozdílem tlaku a výstupním proudem hydrogenerátoru. V hydromotorech se tlaková energie kapaliny, přiváděná do hydromotoru, převádí na energii mechanickou. Vstupními veličinami hydromotoru jsou tedy tlak a proud, výstupními veličinami u rotačních hydromotorů jsou kroutící moment a otáčky, u přímočarých hydromotorů síla a rychlost.

Základním parametrem každého převodníku je jeho geometrický objem V_0 (viz kap. 1.3).

Podle možnosti řízení geometrického objemu se převodníky rozdělují na neregulační, jejichž geometrický objem je neměnitelný, a na regulační, jejichž geometrický objem lze v průběhu jejich chodu měnit.

Pro přesnější určení vlastností převodníku se používají další kritéria. Jednosměrný převodník může pracovat buď jen jako hydrogenerátor nebo jen jako hydromotor: převod energie se zde uskutečňuje pouze jedním směrem. Obousměrný převodník může pracovat v obou pracovních režimech (jako hydrogenerátor i jako hydromotor) podle okamžitých poměrů v hydraulickém mechanismu.

Podle možnosti pracovat v jednom nebo obou smyslech otáčení se rozlišují převodníky bez reverzace nebo s reverzací otáčení.

Požadavky na hydrostatické převodníky:

- rovnoměrná změna pracovního objemu v průběhu jedné otáčky. Nerovnoměrností vznikají proudové a tlakové pulzace. Jejich velikost závisí na počtu prvků, vytvářejících geometrický objem. Výhodnější je vždy lichý počet, než nejbližší vyšší sudý počet.
- co největší svodový odpor – je dán dokonalostí utěsnění (resp. přesností vůlí) vzájemně se pohybujících částí. Velikost svodového odporu úzce souvisí s průtokovou účinností.
- malý vnitřní odpor - je to odpor proti pohybu kapaliny, projevující se nežádoucím úbytkem tlaku. Je dán zejména místními odpory v převodníku.
- malé rozměry a hmotnost při vysokém výkonu – tento požadavek vede na konstrukci převodníků s vysokou pohybovou frekvencí a tlakem. Rychloběžnost je omezena samonasávací schopností (u hydrogenerátorů se řeší plnícím hydrogenerátorem), velikost tlaku je omezena pevností, požadovanou průtokovou účinností, hlučností a životností
- tichý a klidný chod
- vysoká životnost a spolehlivost

6.1.1 Parametry a charakteristiky převodníků

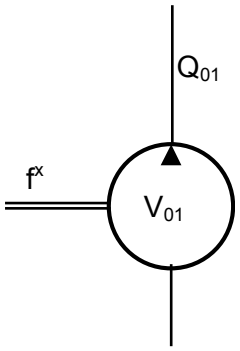
6.1.1.1 Hydrogenerátory

Velikost tlakové energie, kterou hydrogenerátor převede za jednu otáčku nebo za jeden zdvih hydromotoru se určí ze vztahu

$$W_{01} = V_{01} \cdot p_{01} \quad [J] \tag{6.1}$$

kde: V_{01} … geometrický objem hydrogenerátoru [m^3]
p_{01} … tlak v činných částech hydrogenerátoru [Pa]

Připomeňme, že geometrický objem Je objem zaplňovaný kapalinou při otočení rotačního hydrogenerátoru nebo hydromotoru o 1 otáčku. U přímočarých hydromotorů je to objem zaplňovaný kapalinou po jedné straně hydraulického válce (viz kap. 1.3).



Obr. 6.1

Ideální nezatížený hydrogenerátor (obr. 6.1) je bezztrátovým zdrojem průtoku, jehož velikost při vstupní pohybové frekvenci f^x [s^{-1}] je dána vztahem

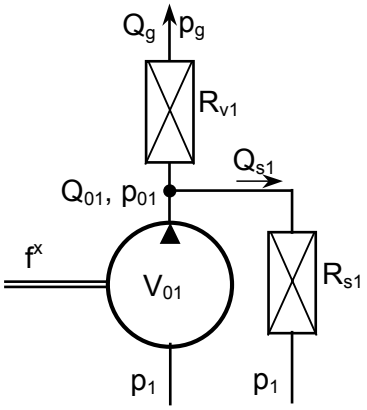
$$Q_{01} = V_{01} \cdot f^x \quad [m^3 s^{-1}] \tag{6.2}$$

Hodnota pohybové frekvence je přitom shodná s počtem otáček generátoru $f^x = n_g$ [s^{-1}]

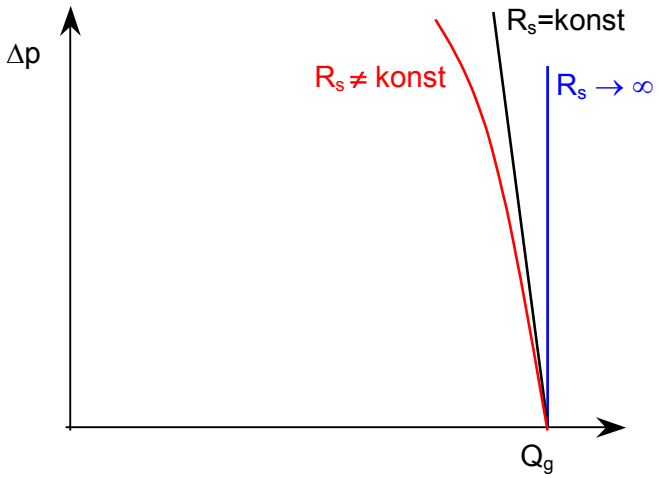
Pro přímočarý vratný pohyb lze obdobně pro průměrnou rychlost vratného pohybu psát

$$v = f \cdot h \quad [m \cdot s^{-1}] \quad ; \qquad f = \frac{v}{h} \quad [s^{-1}] \tag{6.3}$$

Energie je do generátoru přiváděna vstupní hřídelí. Od ní pak postupuje přes prvky vytvářející geometrický objem (ozubená kola, lamely, šrouby, písty) a sloupce kapaliny k výstupu generátoru. Kapalina se do hydrogenerátoru přivádí pomocným vedením, které označujeme jako přívodní nebo sací. Stav, který popisuje rovnice (6.2) je stav ideální a ve skutečnosti neexistuje. Platí pouze za předpokladu, že pracovní prostor generátoru je dokonale utěsněn. Mezi pohybujícími se částmi však musí být určitá vůle, kterou uniká část proudu (Q_{s1}) (obr. 5.02). Vliv těchto vůlí se vyjadřuje svodovým odporem R_s



Obr. 6.2 Výpočtové schéma reálného hydrogenerátoru



Obr. 6.3 Charakteristiky svodových odporů

Rozptyl energie se na skutečných odporech v hydrogenerátoru projeví dvojím způsobem a to:

- skutečný průtok dodávaný hydrogenerátorem klesá se stoupajícím tlakem; ztráty tohoto druhu se nazývají objemovými ztrátami nebo svodovými průtoky,
- kroutící moment na hřídeli skutečného hydrogenerátoru musí být vyšší oproti teoretickému momentu, který odpovídá příslušnému tlaku; příčinou jsou jak mechanické, tak i částečně hydraulické vlivy vnitřních odporů.

Svodový odpor se zpravidla považuje za lineární odpor proti pohybu. Při vyšších tlacích se vlivem změn velikosti vůlí i změn tvaru štěrbin mění též svodový odpor. S rostoucím tlakem se svodový odpor zmenšuje a proud proteklý tímto odporem nelineárně narůstá (obr. 6.3). Velikost svodového průtoku je přirozeně také závislá na viskozitě kapaliny. S rostoucí teplotou viskozita kapaliny klesá a tím se za jinak stejných podmínek zvyšuje proud kapaliny proteklé svodovým odporem.

Skutečný průtok hydrogenerátorem se vyjádří vztahem

$$Q_g = Q_{01} - Q_{s1} = V_{01} \cdot f^x - \frac{\Delta p}{R_{s1}} = V_{01} \cdot f^x - Z_{s1} \cdot \Delta p \quad [m^3 s^{-1}] \tag{6.4}$$

kde: Z_{s1} … svodová propustnost, $Z_{s1} = R_{s1}^{-1}$ $[N^{-1}. m^5.s^{-1}]$

Celkový tlakový spád na hydrogenerátoru Δp je dán vztahem

$$\Delta p = p_{01} - p_1 = p_g + p_{v1} - p_1 \quad [Pa] \tag{6.5}$$

kde: p_g … tlak na výstupu z hydrogenerátoru, který je vyvolán tlakem způsobeným zatížením hydromotoru (p_z) a všemi odpory nutnými pro přenos tlakové energie ve zbývajících částech hydrostatického mechanismu (p_R) .. $p_g = p_z + p_R$ [Pa]

p_{v1} .. tlak potřebný pro překonání vnitřního odporu hydrogenerátoru [Pa]

p_1 ... tlak za svodovým odporem [Pa]

Výstupní výkon hydrogenerátoru je určen vztahem

$$P_g = Q_g \cdot p_g = (V_{01} \cdot f^x - Z_{s1} \cdot \Delta p) \cdot p_g = V_{01} \cdot f^x \cdot p_g - Z_{s1} \cdot (p_g + p_{v1} - p_1) \cdot p_g \quad [W] \tag{6.6}$$

Z této rovnice lze stanovit tlak p_g, při kterém bude výstupní výkon hydrogenerátoru maximální. Za předpokladu, že Z_{s1} = konst. se hledá extrém funkce (maximum) rovnice (6.6)

$$\frac{dP_g}{dp_g} = V_{01} \cdot f^x - Z_{s1} \cdot (2 \cdot p_g + p_{v1} - p_1) = 0 \tag{6.7}$$

Provedením druhé derivace rovnice (6.6) ověříme, že poloha extrému z rovnice (6.7) je maximum, neboť druhá derivace < 0

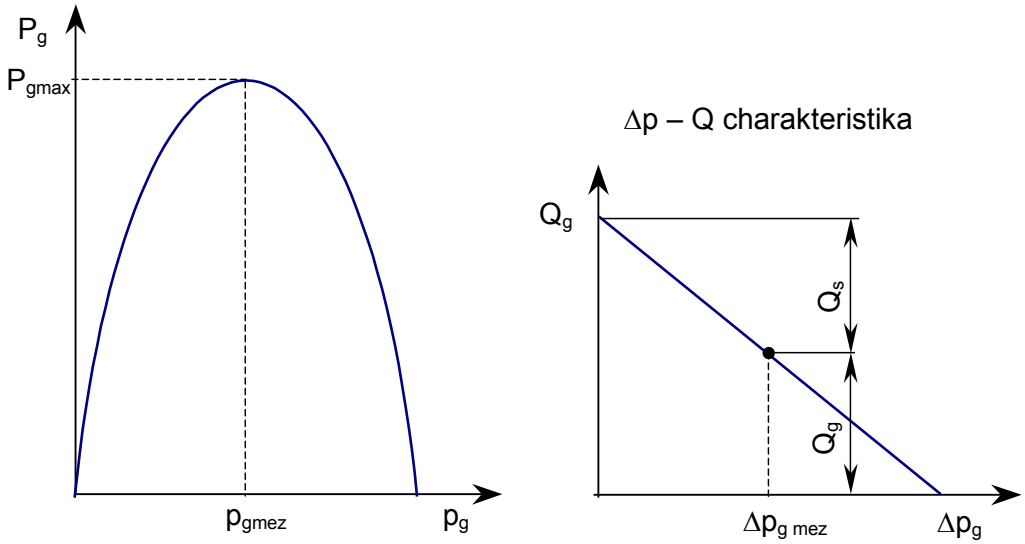
$$\frac{d^2 P_g}{dp_g^2} = -2 \cdot Z_{s1} < 0 \tag{6.8}$$

Z rovnice (6.7) se určí mezní tlak $p_{g\,mez}$

$$p_{g\,mez} = \frac{V_{01} \cdot f^x}{2 \cdot Z_{s1}} - \frac{p_{V1} - p_1}{2} \quad [Pa] \tag{6.8}$$

a jeho dosazením do rovnice (6.6) získáme maximální možný výkon hydrogenerátoru

(6.9)



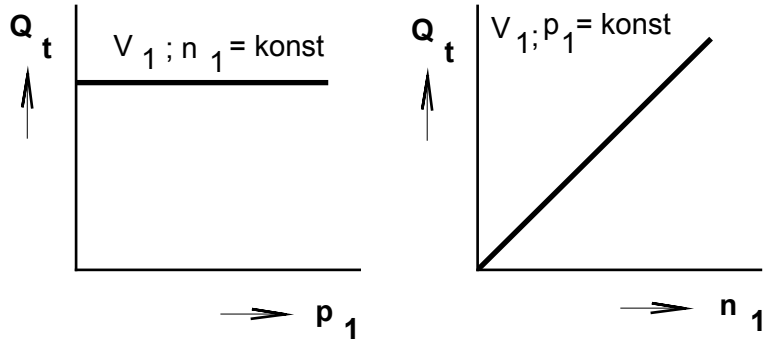
Obr. 6.4 Určení maximálního výkonu hydrogenerátoru

$$P_{g\,max} = [V_{01} \cdot f^{x} - Z_{s1} \cdot (p_{V1} - p_1)] \cdot p_{g\,mez} - Z_{s1} \cdot p_{g\,mez}^2 \qquad [W]$$

Průběhy závislosti výkonu P_g na tlaku p_g za předpokladu, že ostatní parametry jsou konstantní je na (obr. 6.4). Z $\Delta p - Q$ charakteristiky ve spodní části tohoto obrázku je patrné, že při $p_{g\,mez}$ je proudová účinnost $\eta_Q \approx 0{,}5$. Tato nízká hodnota znamená, že se maximálního výkonu hydrogenerátoru dosahuje na úkor hospodárnosti. Z toho důvodu je nutné, aby v hydrostatických mechanismech byl používán tlak $p_g < p_{g\,mez}$. Při dosažení tlaku 2 $p_{g\,mez}$ protéká celý proud kapaliny svodovým odporem a na výstupu z hydrogenerátoru je nulový průtok.

Charakteristiky hydrogenerátorů

Základní parametry a provozní vlastnosti hydrogenerátorů jsou nejlépe patrné z charakteristik pro ustálený režim práce, které nazýváme statické charakteristiky.

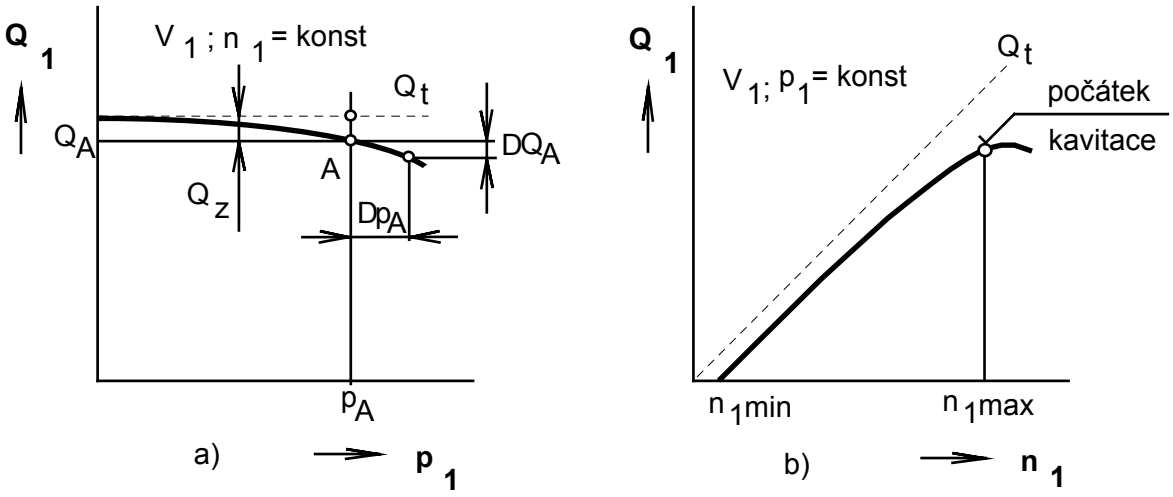


Obr. 6.5 Základní statické charakteristiky ideálního hydrogenerátoru

Základní statické charakteristiky pro hydrogenerátor jsou funkční závislosti *výstupního průtoku na zatěžovacím tlaku* $\boldsymbol{Q_1 = f(p_1)}$, *výstupního průtoku na otáčkách* $\boldsymbol{Q_1 = f(n_1)}$ a *celkové účinnosti na tlaku* $\boldsymbol{\eta = f(p_1)}$.

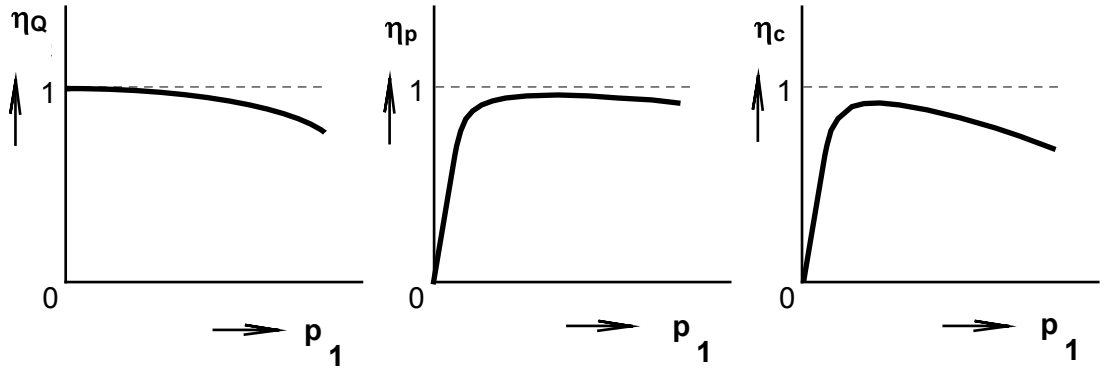
Statické charakteristiky ideálního hydrogenerátoru mají lineární průběh a jsou zobrazeny (mimo účinnosti $\boldsymbol{\eta = f(p_1)}$) na (obr. 6.5).

Statické charakteristiky reálného hydrogenerátoru **(** obr. 6.6 jsou charakteristiky, které získáme měřením. Od lineárního průběhu se zakřivují vlivem průtokových (objemových), tlakových (hydraulických) a mechanických ztrát. Charakteristiky a vlastnosti hydrogenerátorů jsou dále ovlivňovány vlastnostmi hydraulické kapaliny, zejména viskozitou a její závislostí na teplotě. Je nadmíru pochopitelné, že při skutečném provozu nemůžeme tyto vlivy zanedbat a skutečný hydrogenerátor pracuje vždy s *rozptylem (disipací) energie*.



Obr. 6.6 Statické charakteristiky reálného hydrogenerátoru

Tam, kde jsou otáčky hydrogenerátoru proměnlivé, např. při pohonu spalovacím motorem, je důležitá ***závislost průtoku na otáčkách $Q_1 = f(n_1)$***. Skutečný průběh se od teoretického liší zakřivením a posunutím na ose otáček, (viz. obr. 6.6 b). Posunutí a zakřivení skutečné charakteristiky je způsobeno průtokovými ztrátami. Maximální otáčky hydrogenerátoru jsou dány hranicí, při které se začne projevovat *kavitace*[1)]..



Obr. 6.7 Průběhy účinností hydrogenerátoru

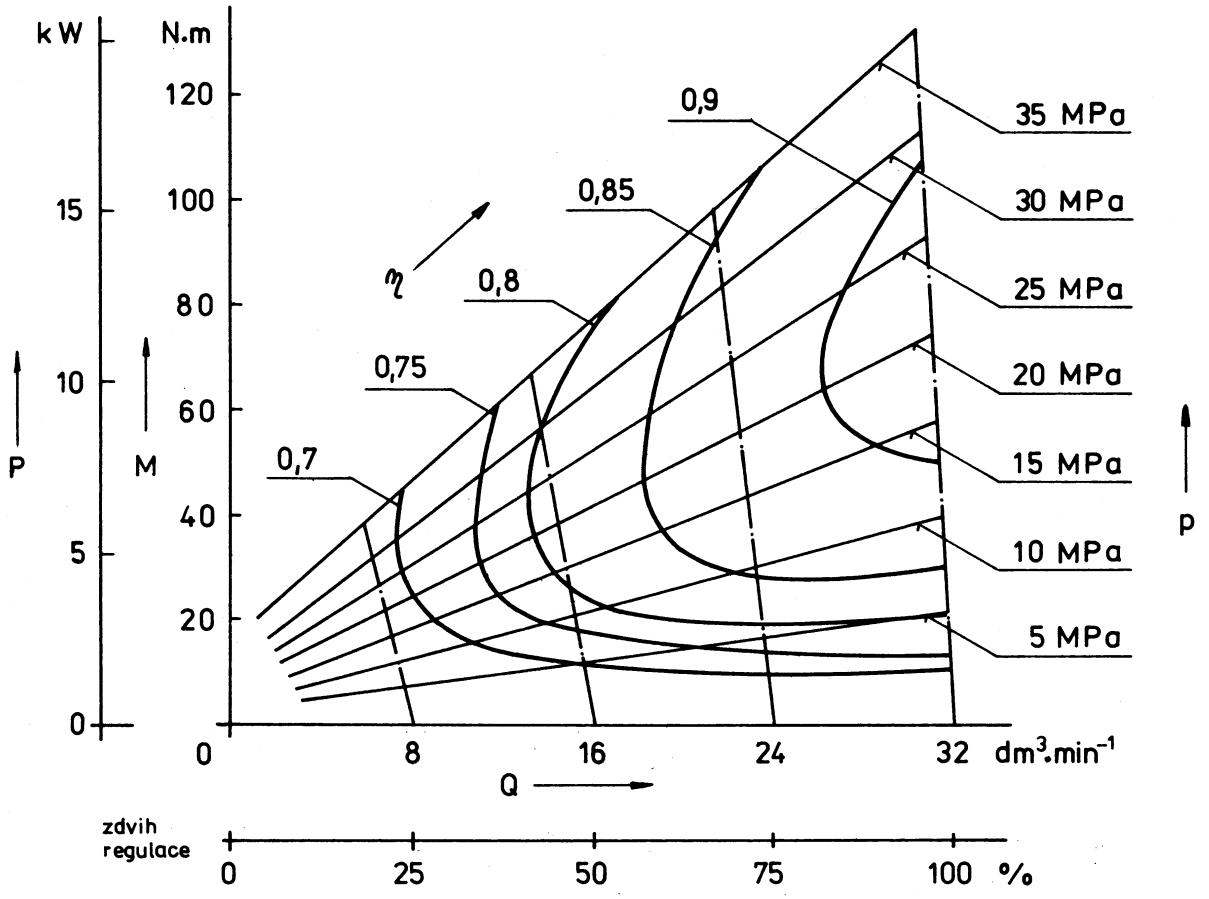
[1)] Kavitace (kavitační proces) se projevuje vznikáním a následným zanikáním mikrodutin vyplněných vzduchem. Při průtoku kapaliny různými průtokovými průřezy v hydrogenerátoru se značně mění její rychlost. Při změnách rychlosti dochází ke změnám tlaku, které jsou dány platností zákona o zachování energie. Při zvýšení rychlosti proudící kapaliny se zvyšuje její kinetická energie a podle Bernoulliho rovnice musí klesat energie tlaková, tedy tlak. Pokud se snižuje tlak, jsou dány předpoklady pro uvolňování vzduchu rozpuštěného v kapalině. Při následném zvýšení tlaku kapalina prudce zaplňuje vzniklé mikrodutiny a její částice vysokou rychlostí naráží na povrchy mechanických částí hydrogenerátoru a rozrušují je. Kavitace při dlouhotrvajícím působení může vyvolat i vážnou mechanickou závadu hydrogenerátoru.

Statickou charakteristikou, (viz. obr.6.87), určující kvalitu hydrogenerátoru v celém rozsahu jeho pracovních parametrů, je ***závislost účinnosti na tlaku $\eta = f(p_1)$***. Jak víme účinnost η je obecně definována jako poměr výstupního výkonu ke vstupnímu. Je to tedy veličina nemající rozměr a její hodnota se pohybuje v intervalu *<0;1>*.

Při přenosu hydraulického výkonu víme, že se na něm podílí jak tlak, tak i průtok kapaliny a tedy *celková účinnost* bude ovlivňována jak *průtokovou (objemovou)* tak i *tlakovou* (někdy též nazývanou *mechanickou-hydraulickou*) *účinností.*

$$\eta_c = \frac{\Delta p_g \cdot Q_g}{M_g \cdot \omega_g} = \frac{Q_g}{n_g \cdot V_{01}} \cdot \frac{\Delta p_g \cdot V_{01}}{2 \cdot \pi \cdot M_g} = \eta_{Qg} \cdot \eta_{pg} \qquad (6.10)$$

kde: Δp_g … tlak spád hydrogenerátoru, který je vyvolán tlakem způsobeným zatížením [Pa]
Q_g .....skutečný průtok hydrogenerátoru [$m^3.s^{-1}$]
M_g ..... moment na hřídeli hydrogenerátoru [N.m]
ω_g ..... úhlová rychlost hřídele hydrogenerátoru [rad.s-1]
η_{Qg} .... průtoková účinnost hydrogenerátoru - je ovlivněna ztrátovým (svodovým) průtokem a je vyjádřena jako poměr skutečného průtoku k teoretickému
η_{pg} ..... tlaková účinnost hydrogenerátoru - se zvyšováním tlaku prudce narůstá, protože kroutící moment vyvolaný tlakovou energií kapaliny s tlakem roste podstatně rychleji než ztrátové momenty způsobené kluznými (mechanickými) odpory na kluzných plochách, případně odpory způsobené prouděním kapaliny uvnitř hydrogenerátoru



Obr. 6.8 Komplexní (úplná) charakteristika hydrogenerátoru

Výrobci dávají k dispozici obvykle ***komplexní charakteristiku hydrogenerátoru***, (viz. obr. 6.8), ve které jsou kromě závislosti ***p = f (n)*** uvedeny i změny průtoku ***Q***, výkonu ***P*** a celkové účinnosti.

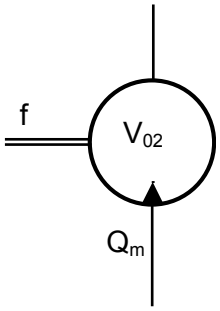
Tato charakteristika komplexně uvádí vzájemnou závislost nejdůležitějších parametrů hydrogenerátoru a někdy je označována jako *oblastní diagram*, kde čáry konstantní celkové účinnosti jsou zakresleny do závislosti průtoku, tlaku, otáček a výkonu.

Určení účinností hydrogenerátoru je záležitostí výhradně experimentální. Kromě snadno měřitelných parametrů, jako je tlak, průtok a otáčky, v laboratorních podmínkách i moment, potřebujeme znát hodnotu geometrického objemu V_1, jehož velikost odečteme na výrobním štítku nebo v katalogu výrobce.

6.1.1.2 Hydromotory

Hydromotory realizují převod tlakové energie kapaliny na energii mechanickou. Množství energie, které v hydromotoru přestoupí za jednu otáčku nebo za jeden zdvih sloupce kapaliny na činné části a dále k výstupnímu hřídeli motoru, se určí ze vztahu

$$W_{02} = V_{02} \cdot p_z \quad [J] \tag{6.11}$$



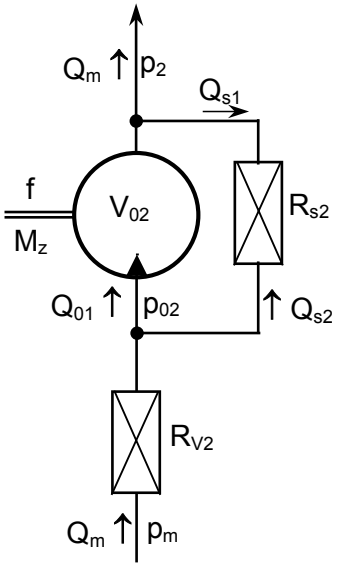
kde: V_{02} … geometrický objem hydromotoru [m^3]
p_z … tlak kapaliny, vyvolaný vnější zátěží hydromotoru [Pa]

V ideálním nezatíženém hydromotoru (obr. 6.9) nedochází k úniku kapaliny, proto se jeho výstupní pohybová frekvence určí vztahem

$$f = \frac{Q_m}{V_{02}} \quad [s^{-1}] \tag{6.12}$$

kde: Q_m … je průtok, přiváděný do hydromotoru [$m^3.s^{-1}$]

Obr. 6.9



Obr. 6.10 Výpočtové schéma rotačního HM

Ve skutečném hydromotoru s konečnou hodnotou svodových odporů R_{s2} dochází obdobně jako u hydrogenerátoru k úniku kapaliny svodovým odporem (obr. 6.10 pro rotační hydromotor).

Skutečná pohybová frekvence bude proto dána vztahem

$$f = \frac{Q_m - Q_{s2}}{V_{02}} = \frac{Q_m - Z_{s2} \cdot p_z}{V_{02}} = \frac{Q_{02}}{V_{02}} \quad [s^{-1}] \tag{6.13}$$

kde: Q_{s2} ... průtok svodovým odporem motoru [$m^3.s^{-1}$]
$Z_{s2} = R_{s2}^{-1}$ .. svodová propustnost HM [$N^{-1}. m^5.s^{-1}$]
Q_{02} ...průtok kapaliny, jejíž tlakové energie je využito k překonání zátěžného momentu hydromotoru [$m^3.s^{-1}$]

Tlak, který vyvolá zátěžný moment M_z se určí ze

vztahu

$$p_z = \frac{2 \cdot \pi}{V_{02}} \cdot M_z \quad [Pa] \tag{6.14}$$

Výsledná pohybová frekvence pro rotační hydromotor bude po dosazení (6.14) do (6.13)

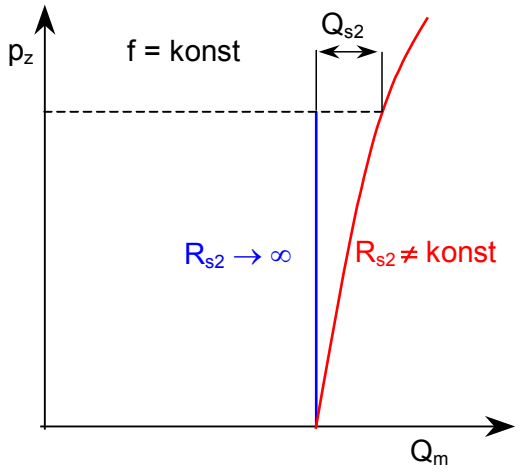
$$f = \left(Q_m - Z_{s2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{V_{02}} \cdot M_z \right) \cdot \frac{1}{V_{02}} \quad [s^{-1}] \tag{6.15}$$

Obdobně pro přímočarý hydromotor

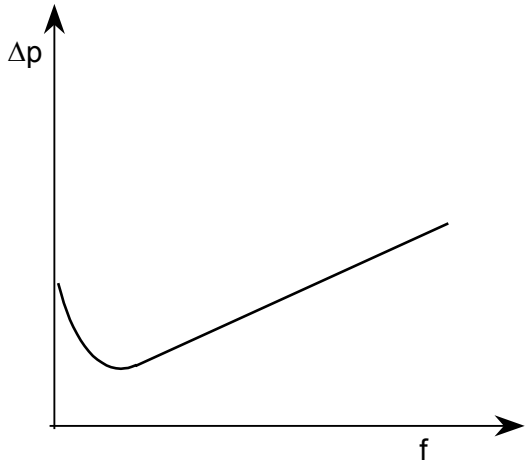
$$f = \left(Q_m - Z_{s2} \cdot \frac{h}{V_{02}} \cdot F_m \right) \cdot \frac{1}{V_{02}} \quad [s^{-1}] \tag{6.16}$$

kde: h ..... zdvih pístu přímočarého hydromotoru [m]
F_m .. síla působící na pístnici přímočarého hydromotoru [N]

Pohybová frekvence motoru klesá s rostoucím zatížením. Svodový odpor (svodová propustnost) motoru se zjišťuje měřením závislosti proudu Q_m na tlaku p_z při konstantní pohybové frekvenci f. Průběh této charakteristiky je znázorněn na obr. 6.11. S rostoucím zatížením únik kapaliny v důsledku svodové propustnosti stoupá.



Obr. 6.11



Obr. 6.12

Vnitřní odpor proti pohybu motoru se nejlépe určí z Δp - f - charakteristiky, kde Δp je tlakový spád potřebný k dosaženi pohybové frekvence f při nulovém zatíženi motoru. Přiklad Δp - f - charakteristiky rotačního hydromotoru je na obr. 6.12. V oblasti velmi malých pohybových frekvencí tlakový spád na hydromotoru nejprve rychle klesá a od jisté hodnoty f opět roste. Vyšší počáteční hodnota tlakového spádu a jeho pokles v rozběhové fázi hydromotoru jsou vyvolány změnou součinitele tření za klidu a za pohybu.

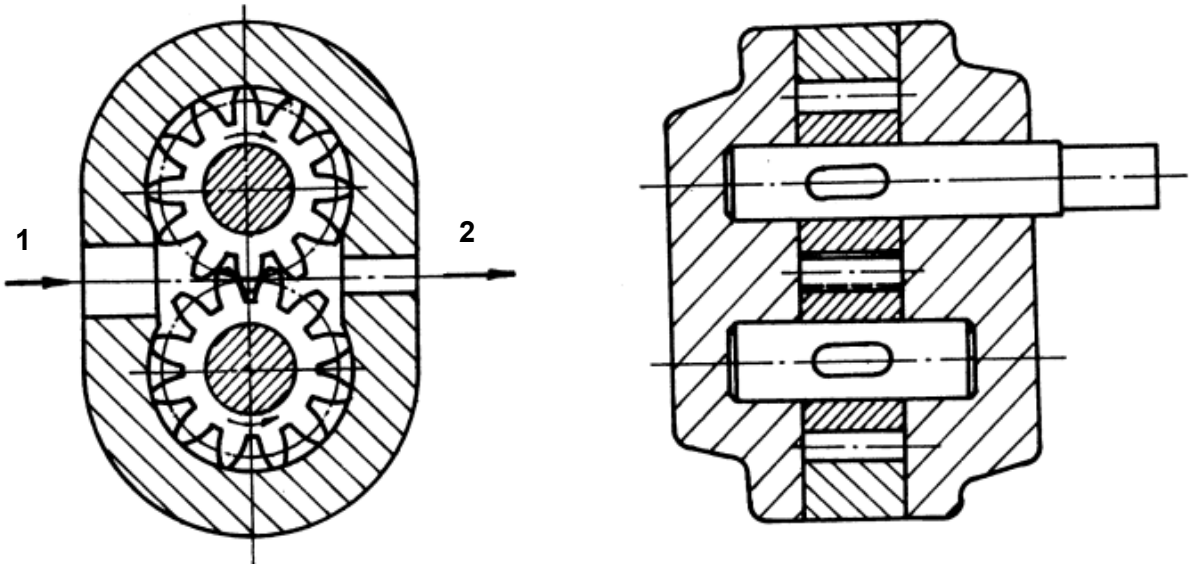
6.1.2 Zubové hydrogenerátory

Zubové hydrogenerátory jsou neregulační, konstrukčně poměrně jednoduché, levné a provozně spolehlivé. Obvykle nevyžadují plnění a v sání snesou i mírný podtlak. Zubový hydrogenerátor tvoří dvojice spoluzabírajících ozubených kol nebo vřeten, uložených otočně v příslušných vybráních tělesa hydrogenerátoru.

Podle uspořádání ozubených kol jsou rozeznávány zubové hydrogenerátory:

- s vnějším ozubením,
- s vnitřním ozubením,
- vřetenové (šroubové).

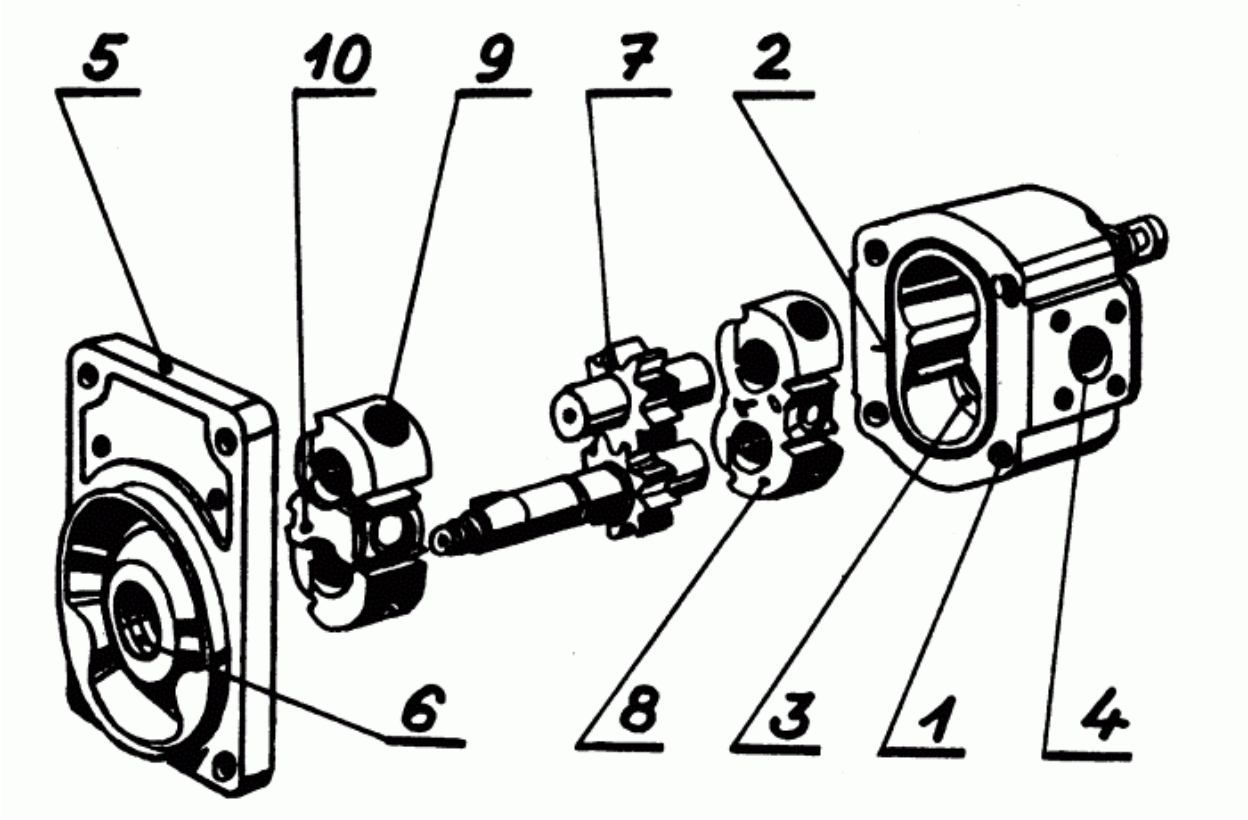
Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením, (viz. obr.6.13), má dvě kola, obvykle s evolventním ozubením. Jedno kolo je hnací , druhé je hnané díky vzájemnému záběru zubů



Obr. 6.13 zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

Při otáčení kol, jak zuby vycházejí ze záběru, plní se zubové mezery kapalinou, čímž vzniká ve vstupním sacím prostoru podtlak a kapalina se nasává. Kapalina uzavřena v zubových mezerách, je na obvodu kol kruhovým pohybem dopravována do výtlačného prostoru. Jakmile v tomto prostoru přichází zuby do záběru, uzavírá se v zubní mezeře (mezi zuby) při zmenšujícím se prostoru, je stlačována na vysoký tlak a při tom se ohřívá. Aby se zabránilo většímu průniku tlakové kapaliny z výtlakového prostoru 2 do prostoru sacího 1, musí být u kol stálý záběr zubů. Na ozubená kola v tělese působí kromě sil od kroutícího momentu, hlavně síly hydraulické, způsobené tlakovým nevyvážením kol. V sacím prostoru 1 je obyčejně malý podtlak, j ve výstupním prostoru 2 je veliký přetlak. Tento rozdíl tlaků působí nepříznivě na ložiska a životnost hydrogenerátoru. Taktéž dochází ke zvětšování vůlí na obvodě kol a na čelních plochách a tím k rychlému poklesu účinnosti. Aby se zabránilo těmto jevům, je nutno provést na sací i výtlakové straně hydraulické vyvážení. V tělese hydrogenerátoru jsou vytvořeny pomocné prostory, položené vždy proti sacímu a výtlačnému prostoru a spojené kanálky. Tím se v blízkosti sání působení tlaku zvětší a blíže výtlaku naopak zmenší, takže kola jsou přibližně radiálně vyvážena. Jiný způsob radiálního vyvážení se řeší tím, že protilehlé zubové mezery se navzájem propojí kanálky. U těchto generátorů je taktéž důležité axiální

těsnění. V axiálním směru těsní přímo čelní stěny ozubených kol buď těsnícím kroužkem, nebo zapouzdřením ložiskových čepů ozubených kol.



Obr. 6.14 Zubový hydrogenerátor s automatickým nastavováním radiálních a axiálních vůlí

Pro tlaky nad 10 MPa jsou zubové hydrogenerátory konstruovány s automatickým nastavením axiálních a radiálních vůlí (obr. 6.14). Čepy ozubených kol 7 jsou uloženy ve dvou zvláštních pružných pouzdrech 8 a 9. brýlovitého tvaru. Tyto jsou pak uloženy ve skříni 1 a ve víku 5, opatřené upevňovacími otvory a radiálním těsnicím kroužkem 6. Ve skříni 1 se nachází těsnící kroužek odpadové kapaliny 2, trapezovitá drážka 3 a přípojka pro sací potrubí 4. Z druhé strany je pak výtlačné potrubí. Brýlová pouzdra jsou pružná a ve svém tělese mají různé zářezy a drážky. Utěsnění brýlového pouzdra v tělese generátoru a vymezení radiální a axiální vůle ozubených kol se děje automaticky výtlačným tlakem kapaliny do příslušných otvorů a drážek v brýlových tělesech.

Geometrický objem zubového hydrogenerátoru je možné přibližně vypočítat podle vztahu (6.17).

$$V_{01} \approx 2 \cdot \pi \cdot D \cdot m \cdot b \qquad (6.17)$$

nebo

$$V_{01} \approx 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \qquad (6.18)$$

kde: D ... průměr roztečné kružnice [m]
m ... modul ozubení [m]
b ... šířka ozubení [m]
z ... počet zubů jednoho kola

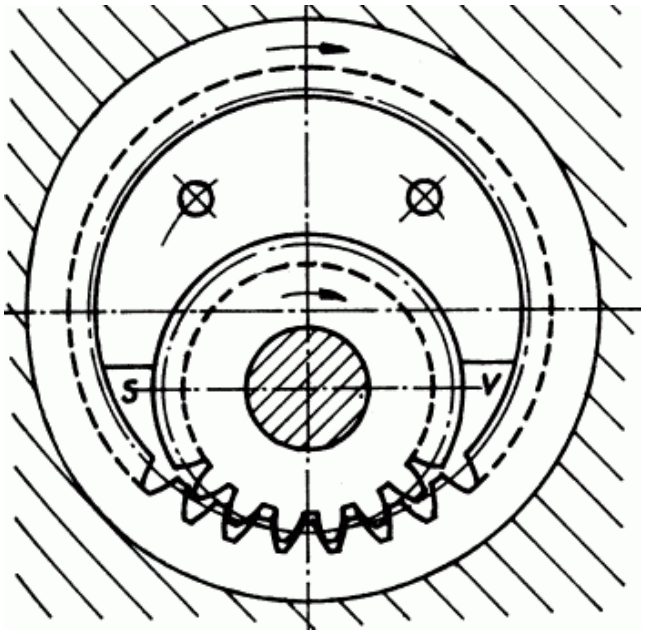
Velikost průtoku pak bude

$$Q_{01} = V_{01} \cdot n \approx 2 \cdot \pi \cdot D \cdot m \cdot b \cdot n \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \tag{6.19}$$

Dosazením zjednodušeného vztahu pro výpočet modulu nekorigovaného ozubení $m = \frac{D}{z}$ lze posoudit vzájemnou souvislost mezi velikostí průtoku a počtem zubů generátoru (při konstantních rozměrech hydrogenerátoru – D, b)

$$Q_{01} \approx 2 \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{z} \cdot b \cdot n = \frac{konst}{z} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \tag{6.20}$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že pro zvětšení geometrického objemu je výhodné volit při stejném rozměru kola modul co největší. Na druhé straně však s poklesem počtu zubů roste nerovnoměrnost průtoku hydrogenerátorem.



Obr. 6.15 Zubový HG s vnitřním ozubením

Generátor s vnitřním ozubením je schematicky nakreslen na obr. 6.15. Jeho činnost je principielně stejná jako u generátoru s vnějším ozubením. Sací a výtlačný prostor jsou od sebe odděleny vložkou. Delší záběr zubů kol příznivě ovlivňuje hlučnost generátoru. Princip s vnitřním ozubením umožňuje výhodnější prostorové uspořádání, ale technologicky je náročnější a tedy i dražší.

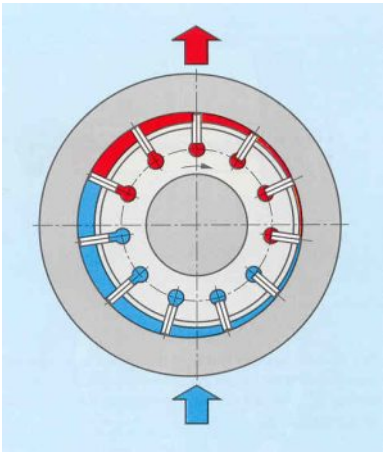
Zubové generátory díky poměrné konstrukční jednoduchosti a vysoké pevnosti funkčních prvků nejsou tak náročné na čistotu kapaliny a dobře snášejí rázová zatíženi. Maji příznivý poměr hmotnosti k dosahovanému výkonu (0,3 až 1 kg/kW)

Hladina hlučnosti u zubových hydrogenerátorů se pohybuje nejčastěji v rozmezí 75 – 85 dB(A). Nejčastější provedení je s ozubenými koly v kluzných ložiscích. Průtoková účinnost při jmenovitých parametrech dosahuje běžně hodnot $\eta_Q \approx 0{,}90$ až 0,93, celková účinnost bývá $\eta_c \approx 0{,}80$ až 0,90 (podle velikosti hydrogenerátoru). Požadovaná čistící schopnost filtru je 25 μm.

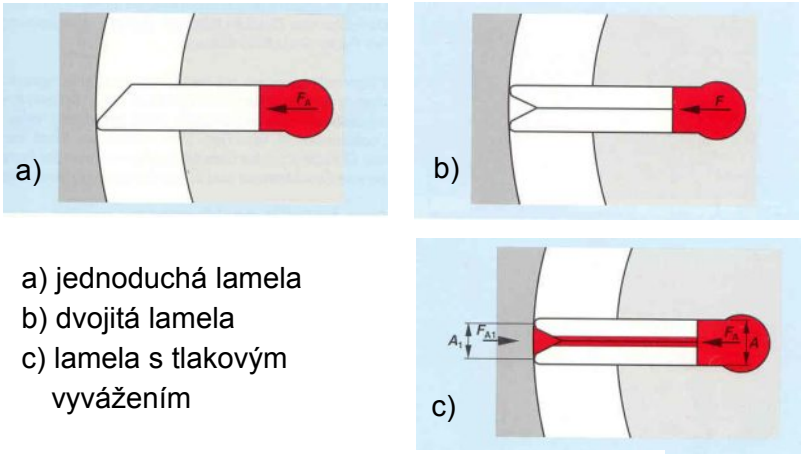
6.1.3 Lamelové hydrogenerátory

Lamelové hydrogenerátory se v principu funkce velmi podobají zubovým hydrogenerátorům. Jejich princip činnosti vychází z vytváření proměnlivých pracovních prostorů mezi statorem, rotorem a lamelami. Kapalina je takto vytvořenými prostory unášena od sacího k výtlačnému kanálu. Konstrukčně jsou rozlišovány lamelové hydrogenerátory s kruhovým statorem (tlakově nevyvážené) nebo s oválným statorem (tlakově vyvážené. Podle způsobu jakým je kapalina nasávána a vytlačována, může být přívod kapaliny proveden tangenciálními nebo axiálními kanály. Lamelové hydrogenerátory s kruhovým statorem se vyrábějí obvykle jako regulační.

Lamelový hydrogenerátor s kruhovým statorem[1)] (tlakově nevyvážený lamelový HG), (viz. obr.6.16) má excentricky uložený rotor, vůči kruhové dráze statoru. Rotor je poháněn ve směru šipky. Na začátku vstupního kanálu (sání) je vytvořen malý pracovní objem, při otáčení rotoru se postupně zvětšuje a zaplňuje kapalinou. Po dosažení horní úvratě (největší vzdálenost osy rotoru od vnitřní dráhy statoru), oddělí lamely prostor sání od výtlaku. Při dalším pohybu se mezilamelový prostor spojí s výtlačným kanálem.



Obr. 6.16 Lamelový HG



a) jednoduchá lamela
b) dvojitá lamela
c) lamela s tlakovým vyvážením

Obr. 6.17 Lamely lamelových hydrogenerátorů

Lamely mohou být různých konstrukcí (viz obr. 6.17). Pro zlepšení účinnosti a dosažení vyšších tlaků mají lamelové hydrogenerátory dvě lamely v jedné drážce rotoru (6.17 b). Lamely jsou přitlačovány k oběžné dráze statoru výstupním tlakem z prostoru pod lamelou, viz. obr.6.17. Tím je dosaženo lepšího utěsnění pracovního prostoru dvojitou hranou. Ke snížení tření lamel na vnitřní dráze statoru slouží odlehčovací drážka (obr. 6.17 c), vytvořená sražením hran obou lamel. Přítlačná síla je pak dána součinem výstupního tlaku a rozdílem ploch nad a pod lamelami.

Geometrický objem lamelových hydrogenerátorů s kruhovým statorem je dán vztahem

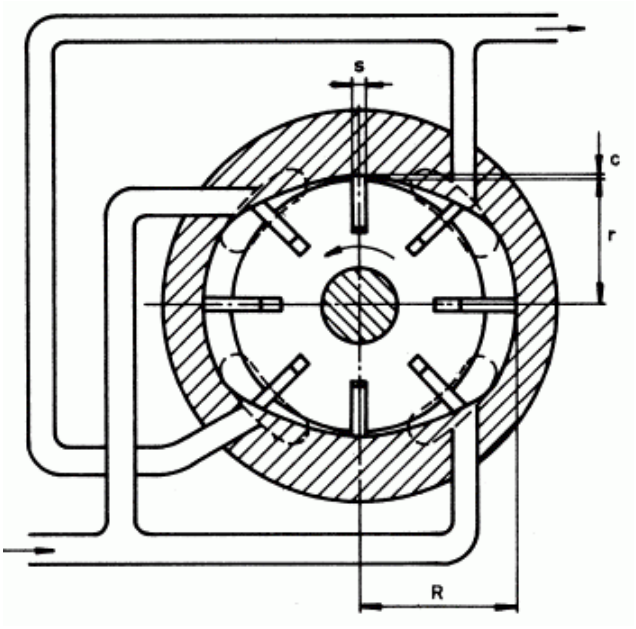
$$V_1 = 2 \cdot b \cdot e \cdot (\pi \cdot D - s \cdot z) \qquad [\,m^3\,] \qquad (6.21)$$

kde: b,s ... šířka a tloušťka lamely [m]
D ... průměr statoru [m]
e ... excentricita [m]
z ... počet lamel

Nevýhodou provedení s tlakově nevyváženým rotorem je jednostranné zatížení ložisek rotoru. Nepříznivé jednostranné namáhání rotoru omezuje hodnotu maximálních tlaků. Tato nevýhoda je odstraněna u konstrukčního provedení s tlakově vyváženým rotorem (obr. 6.18). V průběhu jedné otáčky rotoru dochází dvakrát k nasátí kapaliny a dvakrát k jejímu vytlačení. Příznivé symetrické rozložení tlakových sil vytváří podmínky pro dosažení vyšších tlaků. Nevýhodou tlakově vyvážených provedení je nemožnost jejich regulace.

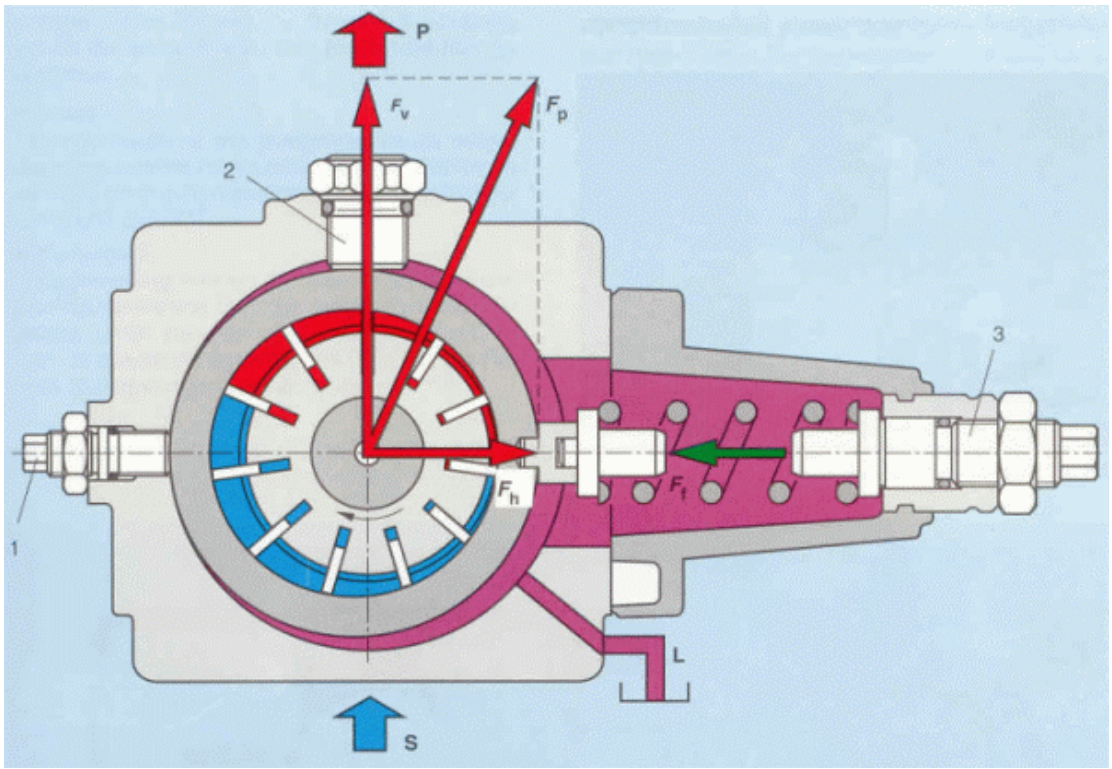
Lamelové hydrogenerátory s kruhovým statorem jsou konstruovány pro geometrické objemy V_1 = 30 až 800 cm^3 na otáčku, pro jmenovité tlaky p_n = 2 až 7 MPa, max. otáčky až n_{max} = 1500 min^{-1} s rozsahem celkové účinnosti η_c = 0,75 až 0,8. Hydrogenerátory s oválným statorem jsou konstruovány pro geometrické objemy V_1 = 2,5 až 400 cm^3 na otáčku, pro

jmenovité tlaky p_n = 7 až 21 MPa, max. otáčky až n_{max} = 1800 min^{-1} s rozsahem celkové účinnosti η_c = 0,85.



Obr. 6.18 Tlakově vyvážený lamelový HG

Konstrukční provedení velmi často užívaného přímo řízeného lamelového generátoru s tlakově nevyváženým rotorem je na obr. (6.19) (konstrukční provedení Bosch Rexroth). Statorový kroužek je v základní poloze držen silou pružiny tlakového regulátoru, předepnutou podle požadovaného maximálního tlaku. S narůstajícím odporem v hydraulickém obvodu se zvětšuje tlak kapaliny ve výtlačném prostoru generátoru. Tlak kapaliny na vnitřní plochu statorového kroužku vytváří sílu F, jejíž horizontální složka F_h působí proti síle pružiny. Při vyrovnáni těchto sil se statorový kroužek začne přesouvat směrem k ose rotoru. Zmenšením výstřednosti dochází ke zmenšeni průtoku na hodnotu okamžité spotřeby. Po dosažení tlaku odpovídajícího nastavení regulátoru se statorový kroužek přesune do polohy, při které je průtok na výstupu z generátoru nulový (geometrický objem je nastaven pouze na hodnotu odpovídající svodovému průtoku). Tím se podstatně sníží ztrátový výkon a nežádoucí ohřev kapaliny.



Obr. 6.19 Přímo řízený lamelový hydrogenerátor Bosch Rexroth

6.1.4 Pístové hydrogenerátory

Základními součástmi pístových hydrogenerátorů jsou písty, které konají ve válcích přímočarý vratný pohyb. Válce jsou uspořádány buď jednotlivě nebo v tzv. bloku. Jednotlivé koncepce se liší zejména kinematikou pohonu pístů a rozvodem kapaliny. Pístové hydrogenerátory mohou být neregulační (V_1 = *konst*) nebo regulační ($V_1 \neq$ *konst*).

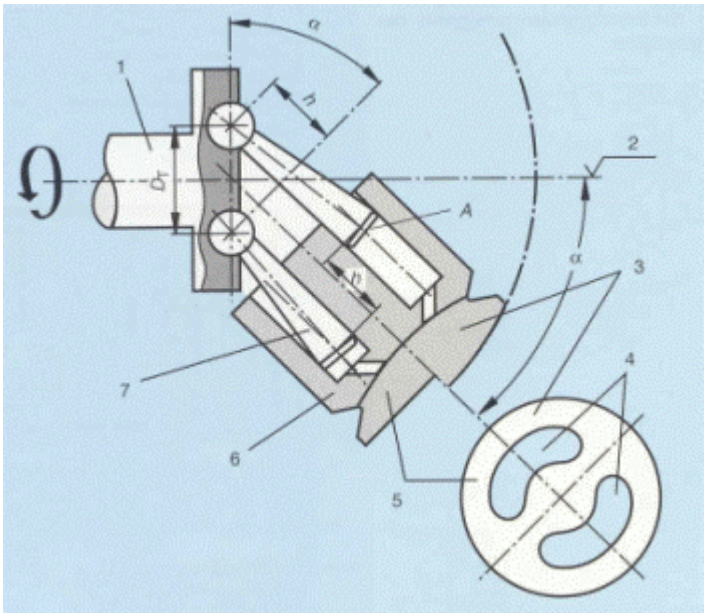
Podle prostorového uspořádání pístů k ose pohonu dělíme pístové hydrogenerátory na:

- axiální,
- radiální,
- řadové.

6.1.4.1 Axiální pístové hydrogenerátory

Axiální pístové hydrogenerátory mají osy pístů rovnoběžné s osou otáčení bloku válců. Podle konstrukce jsou rozlišovány axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem válců nebo s nakloněnou (šikmou) deskou s konstantním nebo měnitelným geometrickým objemem. Konstrukčně lze první typ uspořádat jako neregulační i regulační, druhý typ je obvykle konstruován pouze jako regulační. U hydrogenerátorů s nakloněným blokem je zabezpečeno samonasávání nuceným pohybem pístů, většinou však hydrogenerátory s nakloněnou deskou zejména pro uzavřené hydrostatické obvody potřebují v sání zabezpečit trvalé doplňování hydraulické kapaliny z pomocného zdroje.

Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem válců je schématicky znázorněn na (obr. 6.20). Osa hřídele je různoběžná s osou bloku válců a úhel β jimi sevřený určuje zdvih pístu. Maximální velikost tohoto úhlu bývá 25 až 45°. Přímočarý vratný pohyb pístů v bloku válců je nucený, vyvolaný rotačním pohybem bloku. Blok válců je unášen samotnými písty, které jsou jedním koncem uloženy v kulových kloubech hřídelového náhonu.



Obr. 6.20 Axiální pístový HG s nakloněným blokem

U starších konstrukcí hydrogenerátorů s úhlem β =25° je možné se setkat s ojničkami, které tvoří spojovací článek mezi náhonem a pístem. Rotační pohyb hřídelového náhonu a bloku válců je tedy vzájemně vázán přes ojnice a písty.

Rozvod kapaliny je řešen pomocí rozvodného kotouče, který je opatřen dvěma ledvinkovitými vybráními. Jedno je spojeno se sacím a druhé s výtlačným hrdlem. Čelní stěna bloku válců přiléhá k rozvodnému kotouči, který je stabilní a tím umožňuje propojení sacího a výtlačného hrdla s odpovídajícími

prostory válců. Rozvodná plocha je buď rovinná nebo kulová.

Geometrický objem je dán součinem plochy pístu, jejich zdvihem a počtem pístů.

$$V_1 = S \cdot z \cdot D_T \cdot \sin\alpha \quad [\,m^3\,] \tag{6.22}$$

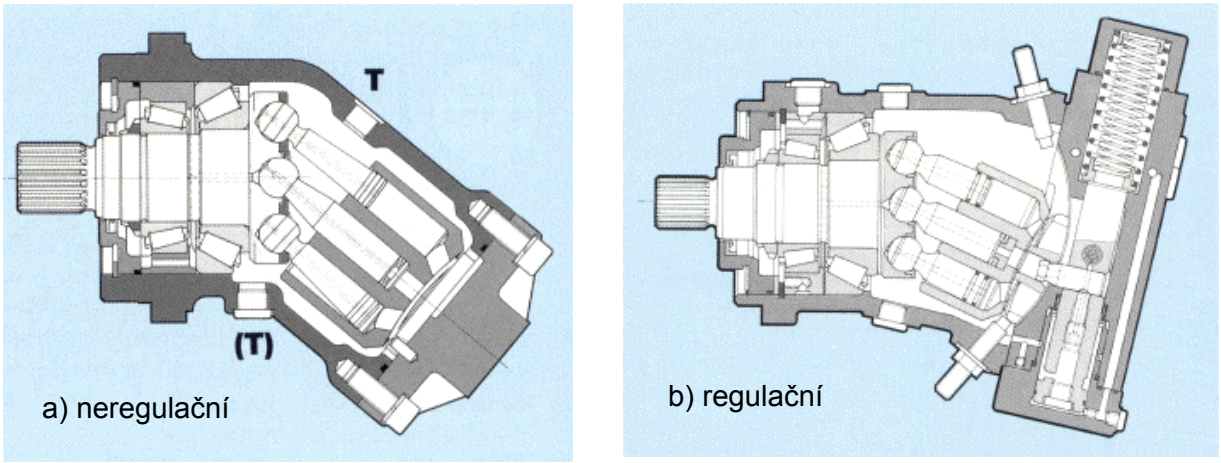
přičemž

$$h = D_T \cdot \sin\alpha$$

kde S ... plocha pístu [m^2]
z ... počet pístů
h ... zdvih pístů [m]
D_T ... roztečný průměr kulových kloubů ojnic na náhonu [m]

Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem válců jsou konstruovány pro geometrické objemy V_1 = 20 až 4000 cm^3 na otáčku, pro jmenovité tlaky p_n = 21 až 35 MPa, maximální otáčky až n_{max} = 12 000 min^{-1} s rozsahem celkové účinnosti η_c = 0,9 až 0,94.

Konstrukční řešení moderních axiálních hydrogenerátorů s nakloněným blokem válců (Bosch Rexroth) neregulačního i regulačního typu je vidět na (obr. 6.21). *Neregulovatelný hydrogenerátor A2F* (obr. 6.21.a) se vyznačuje velkým sklonem bloku válců (úhel $\alpha = 40°$). Ze vztahu pro geometrický objem je zřejmé, že tento hydrogenerátor ve srovnání se staršími typy, u nichž byl úhel sklonu obvykle $25°$, má při stejném počtu a geometrických rozměrech pístů přibližně *1,5x* větší geometrický objem. Zjednoduší se i konstrukce (odpadají ojnice), protože jsou použity kuželové písty se speciálními pístními kroužky. Středění bloku válců je provedeno pomocí kulové rozvodné plochy, která současně zabezpečí lepší těsnost sacího a výtlačného kanálu. *Regulovatelný hydrogenerátor A7VO* (obr. 6.21.b) má hydraulické přestavné ústrojí pro změnu úhlu bloku válců, čímž je umožněno měnit plynule geometrický objem a průtok od *0* do Q_{max}. Krajní polohy nastavení sklonu bloku válců jsou omezeny stavitelnými dorazy.

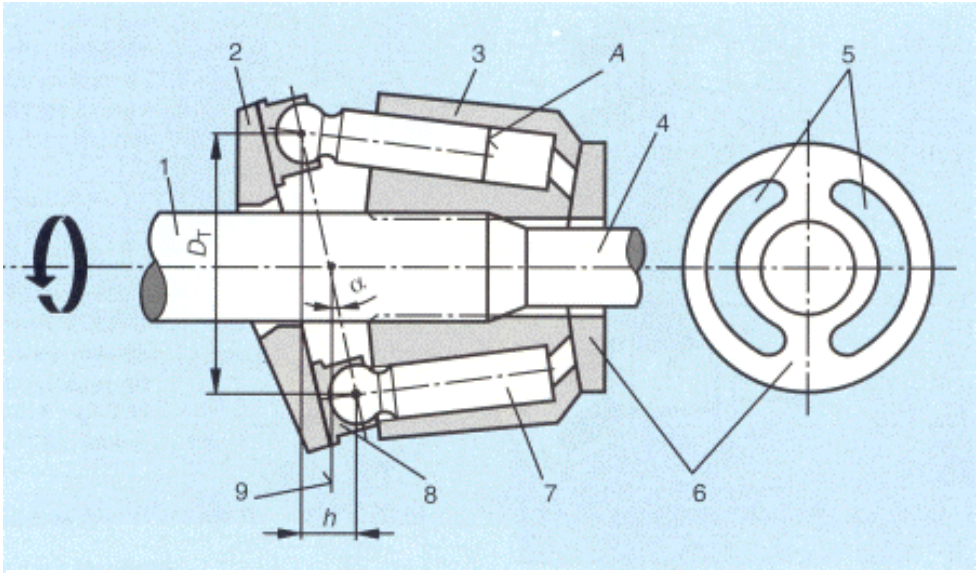


Obr. 6.21 Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem - Bosch Rexroth

Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou (šikmou) deskou je schématicky znázorněn na (obr. 6.22). Hřídel a blok válců leží na stejné ose. Rotace bloku je přímo odvozena od rotace hřídele. Písty se opírají o šikmou desku a klouzají po nakloněné rovině.

Jejich zdvih je dán úhlem sklonu desky α, jehož maximální velikost bývá do *18 až 20°*. Vnější konce pístů jsou obvykle opatřeny kluzátky. Písty a kluzátka jsou spojeny kulovým kloubem.

Tyto hydrogenerátory se nejčastěji používají v hydrostatických uzavřených převodech , např. pro pojezdy mobilních strojů.



Obr. 6.22 Axiální pístový HG s nakloněnou deskou

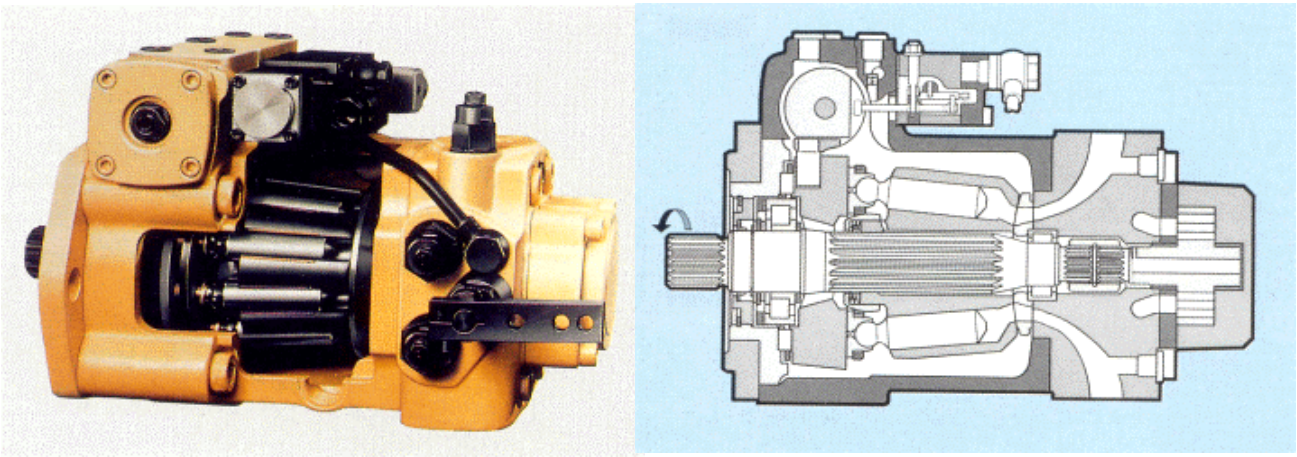
Geometrický objem je dán součinem plochy pístu, jeho zdvihem a počtem pístů.

$$V_1 = S \cdot z \cdot D \cdot tg\alpha \qquad [\,m^3\,] \tag{6.23}$$

přičemž

$$h = D \cdot tg\alpha$$

kde S ... plocha pístu [m^2]
z ... počet pístů
h ... zdvih pístů [m]
D ... roztečný průměr kulových os pístů v bloku [m]



Obr 6.23 Regulační axiální pístový HG s nakloněnou deskou typ A4VG - Bosch Rexroth

Na obr.6.23 je axiální pístový hydrogenerátor A4VG (Bosch Rexroth) s měnitelným geometrickým objemem s možností reverzace průtoku od + Q_{max} do - Q_{max}. Rozvod kapaliny pro sání a výtlak je čelním rozvodem přes desku s ledvinkovým vybráním, podobné konstrukce jako u axiálních pístových HG s nakloněným blokem.

Axiální pístové hydrogenerátory jsou v současné době nejpoužívanější hydrogenerátory u moderních hydraulických mechanismů, zejména u hydrostatických převodů. Vyznačují se dobrou průtokovou i celkovou účinností a vysokými provozními tlaky. Rovnoměrnost průtoku a jeho pulzace, vzhledem ke kinematice a sinusovému průběhu průtoku od jednoho pístu, závisí na počtu pístů a je lepší při lichém počtu pístů, než při nejbližším vyšším sudém . Vyžadují však poměrně vysokou čistotu hydraulické kapaliny (*5 až 10*μm).

Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněnou deskou jsou konstruovány pro geometrické objemy V_1 = 15 až 500 cm^3 na otáčku, pro jmenovité tlaky p_n = 21 až 42 MPa, max. otáčky až n_{max} = 6000 min^{-1} s rozsahem celkové účinnosti η_c = 0,88až 0,92.

6.1.4.2 Radiální pístové hydrogenerátory

Radiální pístové hydrogenerátory mají písty uspořádány kolmo k ose otáčení hnacího hřídele. Dělí se na hydrogenerátory *s rotujícím blokem válců* a hydrogenerátory *s písty vedenými ve statoru*. Radiální pístové hydrogenerátory byly kdysi nejrozšířenější pístové hydrogenerátory, neboť dosahovaly pracovních tlaků až *60 MPa*. Nyní se již téměř u mobilní techniky nepoužívají.

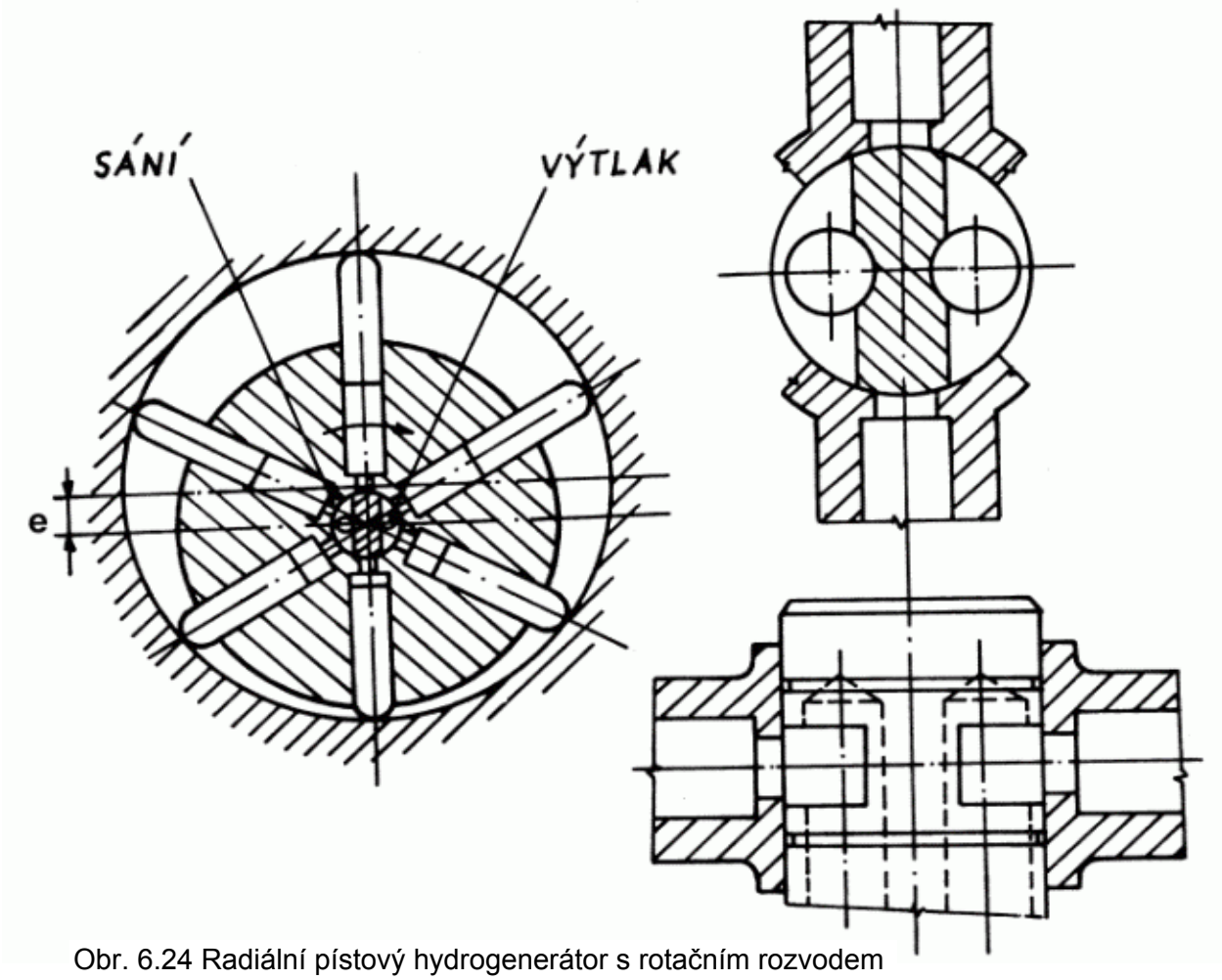
Radiální pístové generátory se většinou vyrábějí s rotujícím blokem válců, ale existují též konstrukce s písty ve statoru a s rotující vačkou nebo výstředníkem. Generátory s písty v rotoru mají přívod a výtlak kapaliny proveden obdobně jako lamelové generátory s rotačním rozvodem (obr. 6.24). Blok válců je otočně uložen na pevném čepu. V místě vrtání válců je čep zfrézován tak, že vytváří dva oddělené prostory. Vrtáním v čepu se do jednoho prostoru kapalina přivádí a je nasávána do válců. V druhé polovině otáčky je kapalina z válců vytlačována do druhého prostoru a odtud opět vrtáním T čepu vedena do výtlačného kanálu generátoru. Stálý styk pístu s dráhou ve statoru se zajišťuje přitlačováním pružinami, tlakem kapaliny nebo vedením pístů ve statoru. U generátorů s písty ve statoru je přívod a výtlak kapaliny řízen ventilovým rozvodem. U regulačních generátorů se změny průtoku dociluje změnou výstřednosti rotoru k ose statoru.

Geometrický objem pro oba typy je dán součinem plochy pístu, počtem pístů a jejich zdvihem, který je dán dvojnásobkem excentricity.

$$V_1 = S \cdot z \cdot 2e \qquad [\,m^3\,] \tag{6.24}$$

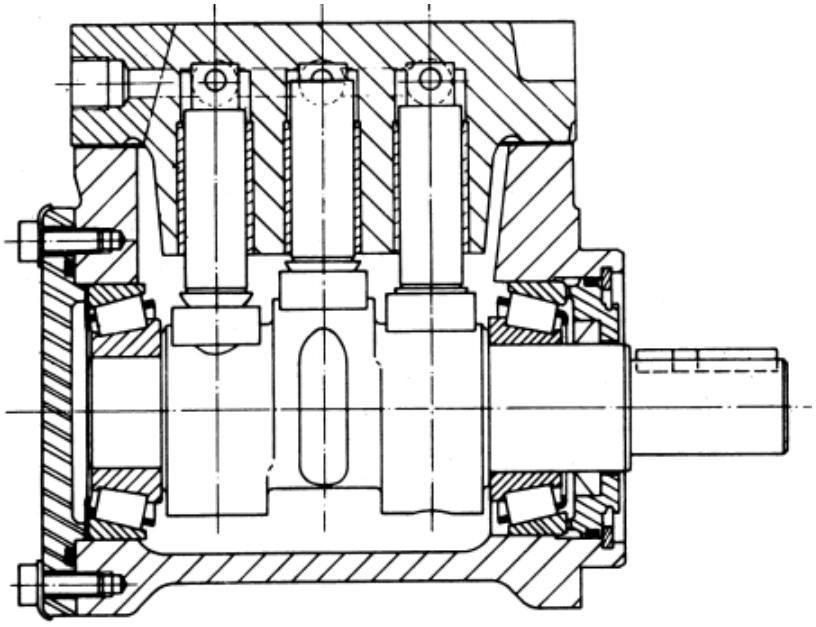
kde S ... plocha pístu [m^2]
z ... počet pístů
e ... excentricita [m]

Radiální pístové generátory se konstruuji pro tlaky až 63 MPa. Při tomto tlaku přenáší proud kapaliny Q = 1 dm^3 min^{-1} výkon P = 1,05kW.



Obr. 6.24 Radiální pístový hydrogenerátor s rotačním rozvodem

6.1.4.3 Řadové pístové hydrogenerátory



Obr. 6.25 Řadový pístový HG

Řadové pístové hydrogenerátory mají osy pístů uspořádány v řadě, v rovině kolmé na osu hnacího hřídele. Základními částmi jsou jeden nebo více válců, v nichž se pohybují písty, které konají přímočarý vratný pohyb. Ventilový rozvod řídí průtok. Příklad konstrukce je na (obr. 6.25). Pohyb pístů je řešen v daném případě pomocí vačkového hřídele, někdy může být použit klasický klikový mechanismus. Řadové pístové hydrogenerátory mohou pracovat s vysokými tlaky až 60 MPa při velmi dobré účinnosti.

Používají se většinou v průmyslových provozech, např. pro pohon hydraulických lisů. U mobilní techniky jsou obvykle součástí palivové soustavy vznětových motorů v podobě vstřikovacích čerpadel.

6.1.5 Rotační hydromotory

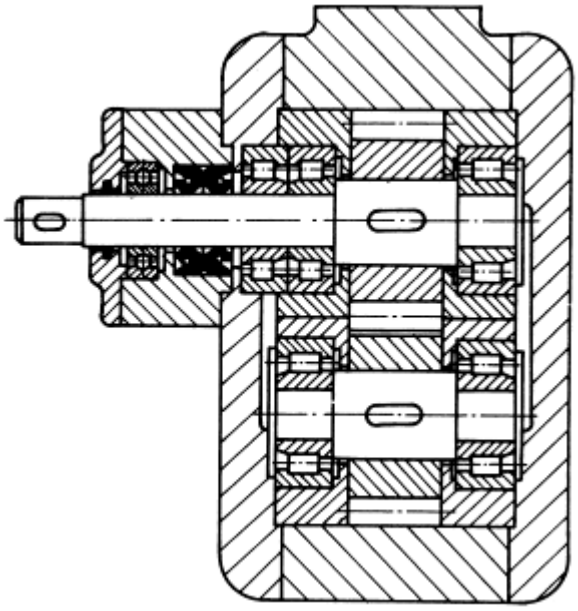
Rotační hydromotory jsou v mnoha případech konstrukčně podobné příslušným hydrogenerátorům. Tlak na vstupu rotačního hydromotoru je dán zátěžným momentem na hřídeli a vnitřními ztrátami (vnitřním ztrátovým momentem). V porovnání s jinými druhy motorů o stejném výkonu, např. s elektromotory, vynikají rotační hydromotory malou hmotností na jednotku přenášeného výkonu, malým momentem setrvačnosti a snadnou řiditelností otáček.

Podle konstrukčního uspořádání dělíme rotační hydromotory podobně jako hydrogenerátory na ***zubové***, ***pístové*** a ***lamelové***.

V praxi jsou rozlišovány ***rychloběžné*** nebo ***pomaluběžné rotační hydromotory***

6.1.5.1 Zubové hydromotory

Zubové hydromotory mají podobné uspořádání jako zubové hydrogenerátory, většinou jsou odvozeny od generátorů s vyváženou axiální kompenzací. Zubové hydromotory se používají převážně jako reverzní, proto musí být konstrukčně zajištěna kompenzace při obou smyslech otáčení.



Obr. 6.26 Zubový hydromotor

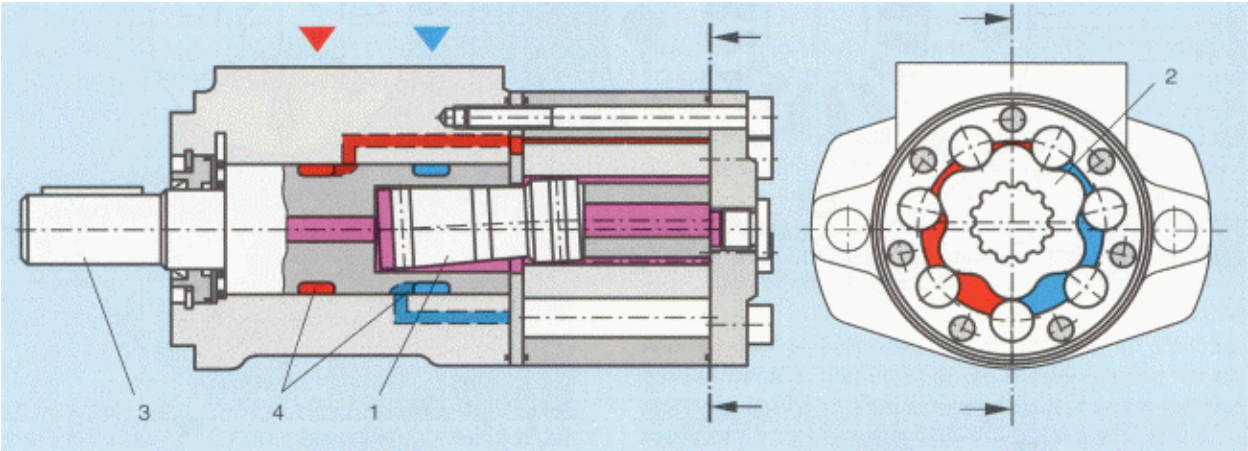
Zubové hydromotory mohou být s ozubením vnějším i vnitřním. Pracují s tlaky shodnými s hydrogenerátory příslušného typu a otáčky mohou dosáhnout až, 100 s^{-1}. Zubové hydromotory není vhodné požívat při nízkých otáčkách, kde pracují s nízkou účinností. Používají se pro méně náročné pohony s proměnným zatížením spíše krátkodobého charakteru, např. otoč mobilních jeřábů, pohon stabilizačních opěrek apod. Řez zubového hydromotoru s vnějším ozubením je na obr. 6.26. Oproti zubovému hydrogenerátoru má ozubená kola uložena na valivých ložiscích, což omezuje případné nebezpečí zadření při neočekávaném nárůstu otáček.

Zvláštní skupinu zubových hydromotorů s vnitřním ozubením tvoří hydromotory s orbitálním pohybem pastorku, známé pod označením ORBIT, ORBITROLL. Na obr. 6.27 je příklad tohoto typu hydromotoru (Bosch- Rexroth, Danfoss).

Podstatou tohoto hydromotoru, na rozdíl od zubového výstředníkového hydrogenerátoru typu *GEROTOR* je to, že při použití stejného soukolí je uvolněna pevná excentricita (je použit výkyvný kardanový hřídel se soudečkovým drážkováním), současně je zablokován vnější

kroužek (neotáčí se). Po přivedení tlakové kapaliny na vstup, začnou zuby pastorku klouzat po vrcholech kroužku a pastorek vykonává valivý planetový pohyb. Střed pastorku opisuje kruhovou dráhu o průměru "2e" a unáší výkyvně uložený spojovací hřídel.

Princip činnosti : Pastorek má obvykle šest zubů (z_1 = 6) a kroužek má sedm vrcholů (z_2 = 7), které jsou ve stálém záběru. Během 1/7 otáčky hřídele vykoná jeho střed pastorku dráhu 6/7 obvodu kruhu o průměru "2e", přičemž se vytvoří šest pracovních komor. Během jedné otáčky se postupně vytvoří celkem $n = z_1 . z_2$ zubových mezer, tedy v našem případě n = 42.



Obr. 6.27 Rotační hydromotor s vnitřním ozubením ORBIT – Bosch - Rexroth

Hlavní výhodou hydromotorů ORBIT je sedminásobné zvýšení geometrického objemu na jednu otáčku. Tyto hydromotory mohou tedy přenášet až 7-krát větší moment při stejném tlakovém spádu v porovnání např. se zubovými HM s vnějším ozubením. Vyznačují se rovnoměrnou úhlovou rychlostí a momentem. Vyrábějí se v různých velikostech a provedeních pro střední tlaky 10 až 17 MPa. Některé však pracují při maximálním tlaku až 26 MPa, s momenty do 2300 Nm, v rozsahu otáček 0 až 1000 min^{-1}. Dosahují dobré účinnosti v rozmezí od 0,8 až do 0,85.

Hydromotory ORBIT nebo ORBITROLL se používají pro nejrůznější pohony u zemědělských, dopravních, komunálních, stavebních a zemních strojů. Hydromotory ORBITROLL mají také významné uplatnění u hydraulických servořízení mobilních strojů, kde pracují jako odměrné hydrogenerátory poháněné volantem vozidla

6.1.5.2 Axiální pístové hydromotory

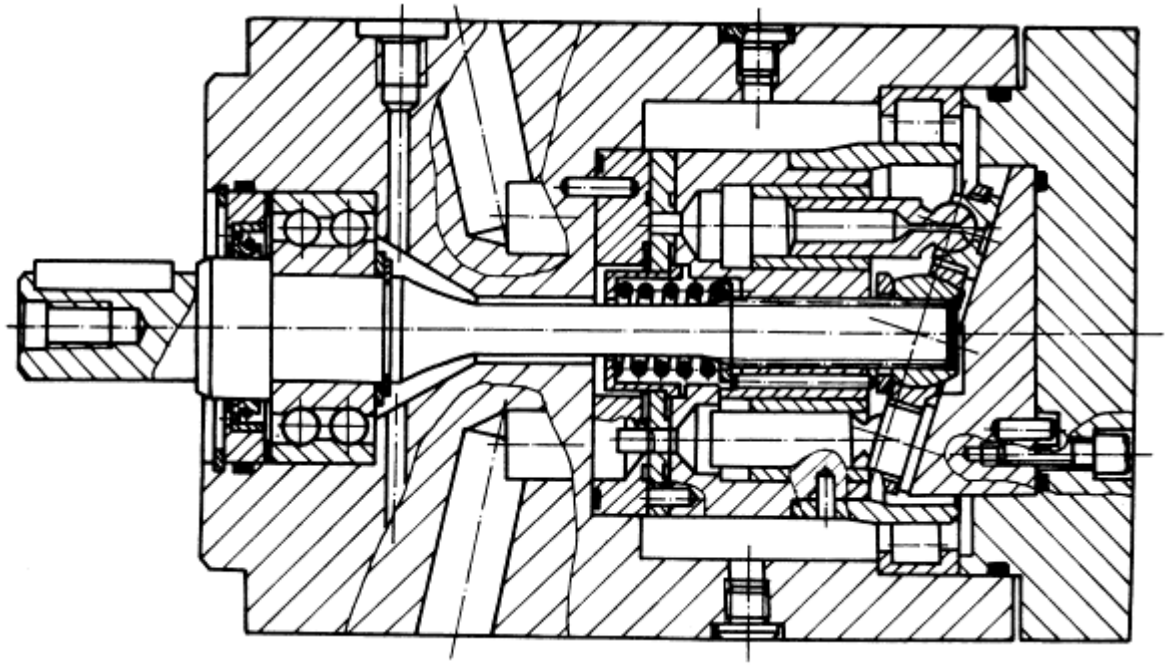
Axiální pístové hydromotory jsou vyráběny ve stejných variantách jako hydrogenerátory, se šikmou deskou nebo skloněným blokem válců. Rozsah parametrů mají přibližně stejný jako v generátorovém režimu. Jejich pracovní otáčky však mohou být řádově 3000 až 6000 min^{-1}, neboť zde nejsou problémy s nasáváním kapaliny jako u hydrogenerátorů. Vstupní hrdlo hydromotoru je vždy dobře zaplněno tlakovou kapalinou. Vyrábí se jako neregulační i regulační.

Motorický účinek převodníku vzniká působením tlakové kapaliny na písty, odkud se přenáší na šikmou desku nebo nakloněný blok, kde silovým rozkladem vzniká tečná složka síly. Součet těchto tečných složek na daném poloměru dává točivý moment motoru.

I když jsou oba typy zhruba stejně rozšířeny, mají poněkud odlišné vlastnosti. Hydromotor s nakloněným blokem je rozměrnější, má větší hmotnost, je citlivější k rázovému zatížení, ale má větší regulační rozsah pro změnu geometrického objemu.

Hydromotor se šikmou deskou má nižší rozběhový moment, menší účinnost a vyžaduje lepší filtraci kapaliny. Výhodou je, že umožňuje konstrukci s průběžnou hřídelí.

Konstrukční řešení axiálního pístového hydromotoru se šikmou deskou a s konstantním geometrickým objemem je na (obr. 6.28).



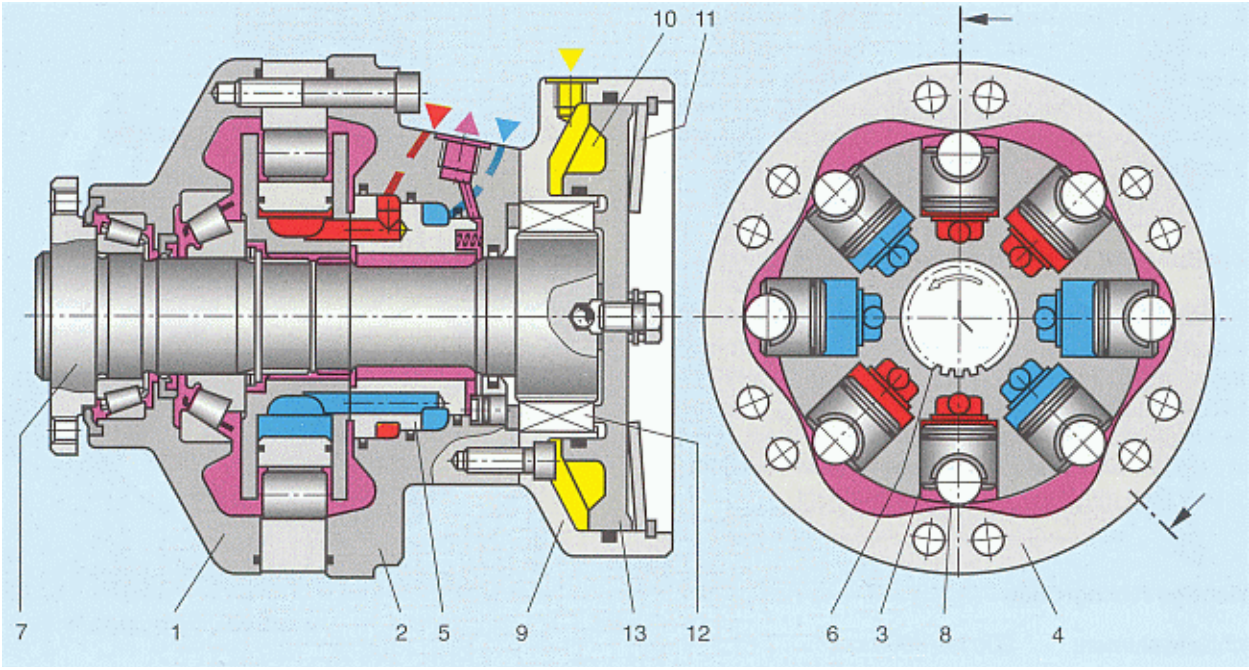
Obr. 6.28 Konstrukce neregulačního axiálního pístového hydromotoru se šikmou deskou

Použití rychloběžných axiálních pístových hydromotorů je velmi široké. Axiální pístové hydromotory se šikmou deskou jsou často používány u hydrostatických převodů pro pojezdy mobilní techniky, zejména stavebních a zemních strojů. Axiální pístové hydromotory s nakloněným blokem válců mají široké uplatnění v hydrostatických pohonech na nástavbách mobilní techniky, např. u pohonu navijáku a otoče jeřábů.

6.1.5.3 Radiální pístové hydromotory

Radiální pístové hydromotory patří mezi nejčastěji používané rotační pomaluběžné vysokomomentové motory. Konstrukčně se podobají radiálním pístovým hydrogenerátorům, jsou konstruovány výhradně pro nízké až střední otáčky v rozsahu od 1,2 do 310 min^{-1} a pro momenty až do 10 000 Nm. Vyrábějí se dvě konstrukce, a to s písty vedenými v rotoru nebo s písty vedenými ve statoru.

Radiální pístový hydromotor s písty vedenými v rotoru má na rozdíl od hydrogenerátoru místo kruhové opěrné dráhy pro písty dráhu křivkovou, viz. (obr. 6.29), která umožňuje několikanásobný zdvih každého pístu během jedné otáčky rotoru.



Obr. 6.29 Radiální pístový hydromotor s křivkovou dráhou typ MCR – Bosch - Rexroth

Rozvod tlakové kapaliny je proveden v pevném středovém čepu, který má po obvodě pravidelně vyvrtány kanály pro přívod a odvod tlakové kapaliny. K otáčení rotoru dojde tím, že pod příslušné písty, které jsou na vrcholu křivkové dráhy, je přivedena tlaková kapalina a součet momentů od tečných složek hydraulických sil na příslušných poloměrech vyvozuje točivý moment motoru.

Hydromotor uvedený na obr. 6.29 se konstrukčně skládá ze tří hlavních částí. První je hnací část s ložisky zakončená buď drážkovanou hřídelí nebo přírubou, druhá je hydraulická část sestávající z rotoru s písty a křivkové oběžné dráhy a třetí část tvoří těleso s rozvodným čepem a s lamelovou brzdou. Tyto motory mají příznivé parametry v přenášeném výkonu na 1 kg hmotnosti. Rozvod kapaliny je v axiálním směru přes rozvodný čep a broušenou rozvodnou desku, která je součástí rotoru. Písty jsou opatřeny speciálními pístními kroužky, které zlepší utěsnění pracovních komor a odpadá drahá výroba a přesné lícování pístu s válcem v rotoru. Účinnost těchto hydromotrů dosahuje hodnoty až do 0,96 při pracovních tlacích od 21 do 32 MPa

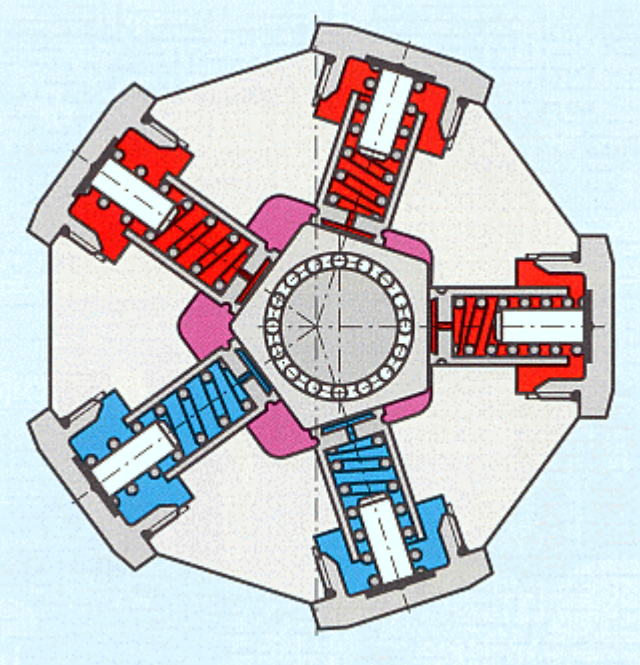
Geometrický objem se určí ze vztahu

$$V_2 = S \cdot h \cdot z \cdot i \qquad [\,m^3\,] \qquad (6.25)$$

$$h = R_1 - R_2$$

kde S ... plocha pod pístem [m^2]
h ... zdvih pístu [m]
z ... počet pístů
i ... počet vrcholů

Ze vztahu (6.25) vyplývá, že geometrický objem radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou dráhou na rozdíl od HM s kruhovou oběžnou dráhou, bude i-krát větší, protože píst za jednu otáčku vykoná **i** zdvihů. Radiální hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou bude tedy mít na výstupním hřídeli při stejném tlakovém spádu rovněž i-krát větší točivý



Obr 6.30 Radiální HM s písty vedenými ve statoru typ MRT – Bosch - Rexroth

moment, protože točivý moment je dán součinem tlakového spádu a geometrického objemu. Při stejné velikosti dodávaného průtoku od hydrogenerátoru budou jeho otáčky i-krát nižší než u HM s kruhovou oběžnou dráhou, proto se radiální pístové hydromotory často označují jako vysokomomentové a nízkootáčkové (pomaluběžné).

Radiální pístový hydromotor s písty vedenými ve statoru (obr. 6.30) přenáší hydraulickou sílu z pístů, pohybujících se v tělese hydromotoru na speciálně tvarovaný kroužek, valivě uložený na excentrickou hřídel. Během otáčení dochází k relativnímu pohybu mezi pístem a kroužkem. Pro snížení tření jsou dosedací plochy pístů a kroužku hydrostaticky odlehčeny.

6.1.6 Přímočaré hydromotory

Přímočaré hydromotory patří k hydraulickým prvkům, které jednoduše docílí přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti. Někdy jsou označovány jako hydraulické válce.

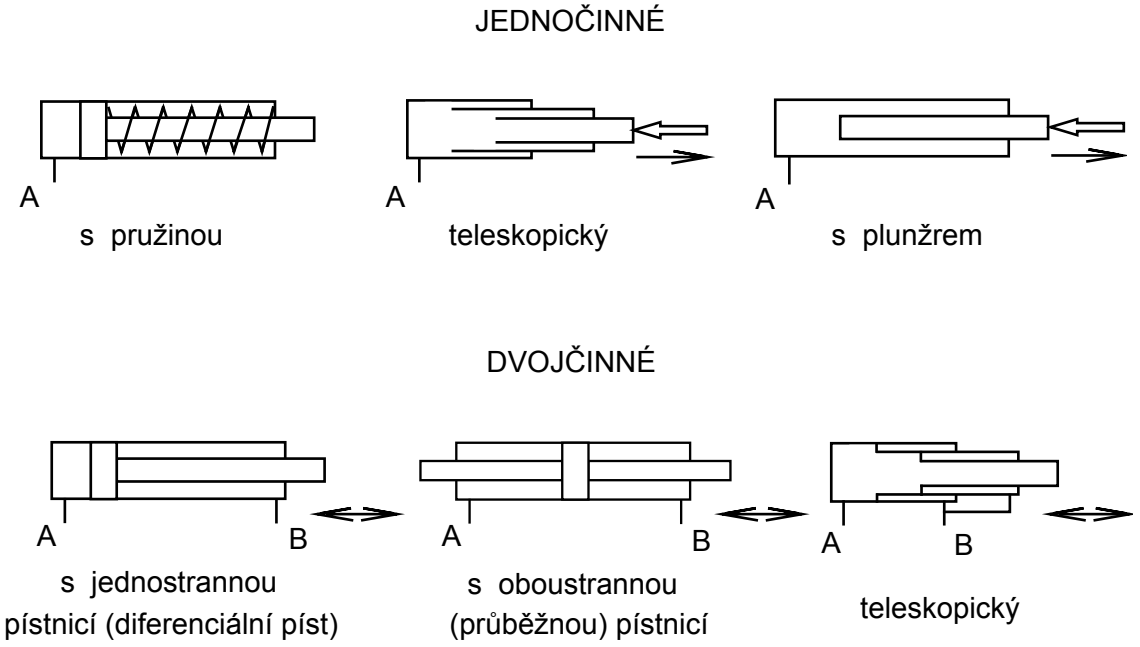
Konstrukce přímočarých hydromotorů je velmi rozmanitá podle účelu a způsobu použití, tomu odpovídá průměr válce a zdvih.

6.1.6.1 Konstrukce přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory jsou rozdělovány na **jednočinné** a **dvojčinné** s **jednostrannou** nebo s **oboustrannou (průběžnou) pístnicí**, dále na přímočaré hydromotory s **plunžrem** a **teleskopické**.

U **jednočinných hydromotorů** je pracovní zdvih pístnice realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Vratný pohyb je vykonán působením vnějšího zatížení nebo pružiny.

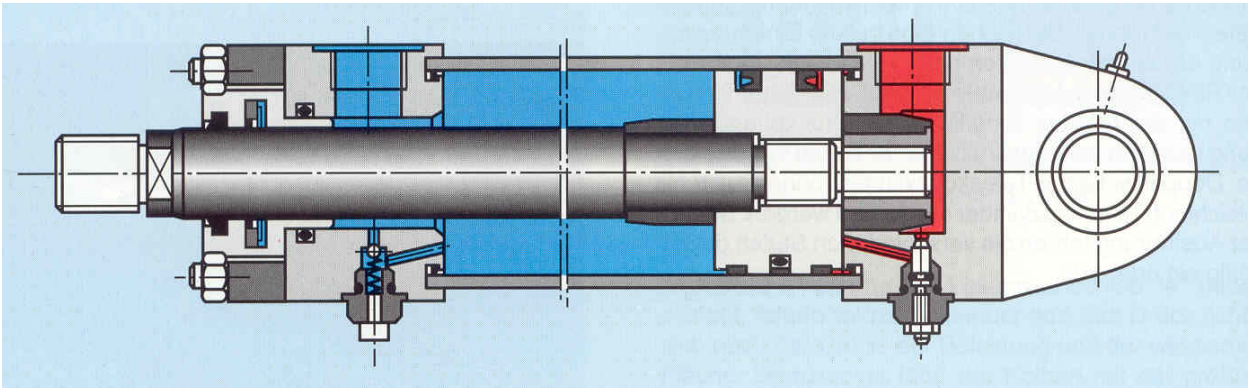
U **dvojčinných hydromotorů** jsou pohyby v obou směrech realizovány přivedením tlakové kapaliny pod nebo nad píst. Hydromotory s jednostrannou pístnicí mají větší plochu pod pístem a menší nad pístem (nad pístem je nutné odečíst průřez pístnice). O těchto hydromotorech hovoříme, že mají diferenciální píst a jejich pístnice bude při stejném průtoku rychleji zasouvána a pomaleji vysouvána v poměru ploch pod a nad pístem. Hydromotor s oboustrannou pístnicí má obě činné plochy stejně velké a umožňuje dosažení stejných rychlostí při stejném průtoku a stejných sil při stejném tlakovém spádu.



Obr. 6.31 Konstrukční typy přímočarých hydromotorů

Konstrukčně se hydromotor nejčastěji řeší s pohyblivým pístem a pístnicí v nepohyblivém válci, méně často naopak.

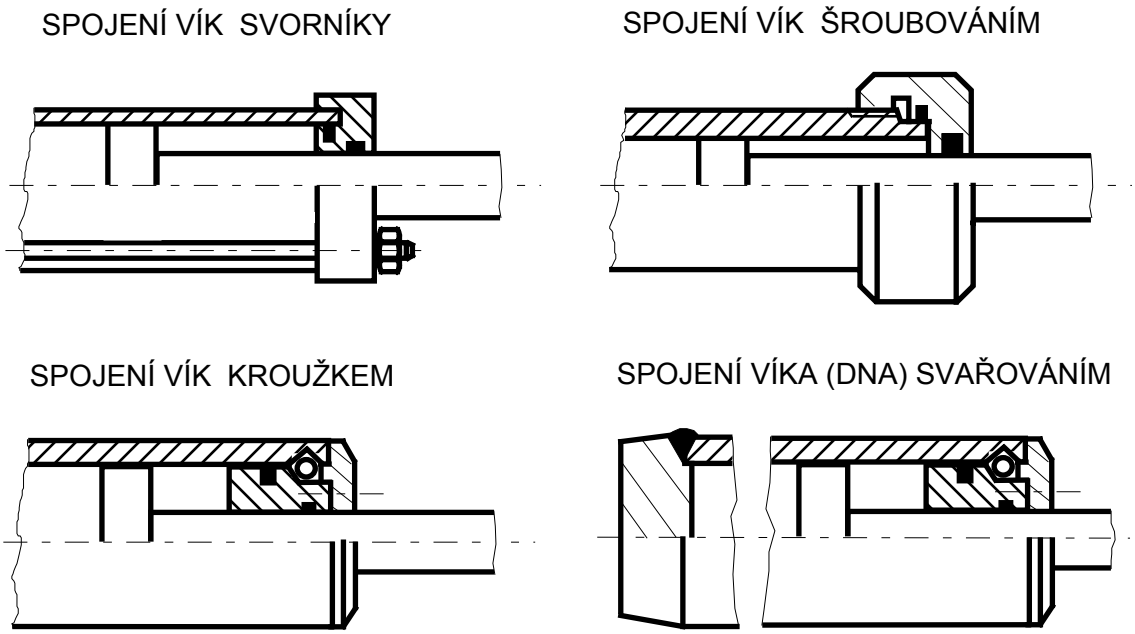
V hydrostatických obvodech mobilní techniky se nejčastěji používají přímočaré hydromotory dvojčinné s jednostrannou pístnicí. Konstrukční řešení dvojčinného přímočarého hydromotoru je vidět na obr. 6.32. Válec je vyroben z ocelové bezešvé trubky, vyvrtáním a následným válečkováním vnitřního povrchu. Pístnice je vyrobena obvykle z konstrukčních ocelí 11 600 nebo 11 700 a dimenzována je na max. zatížení s kontrolou na vzpěr. Povrch pístnice je zpravidla broušen a tvrdě chromován do *4 μm* a přeleštěn. *Čela (víka)* s přívody kapaliny a s otvorem pro pístnici jsou na válec našroubována.



Obr. 6.32 Konstrukční řešení přímočarého hydromotoru

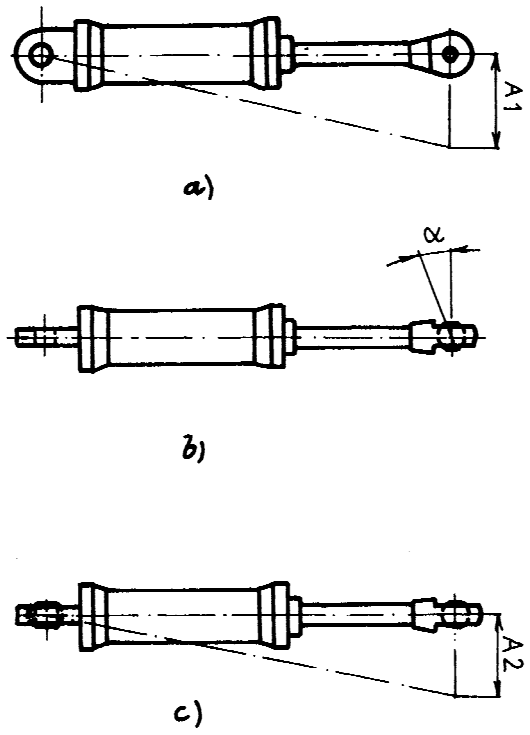
Připevnění vík k válci je obecně závislé na velikosti pracovního tlaku a na způsobu použití přímočarého hydromotoru. Konstrukčních řešení je celá řada, viz. obr. 6.33. Pro potřeby mobilní techniky se spojení vík s válcem nejčastěji provádí se svařovaným dnem a šroubovanou konstrukcí hlavy nebo zajištěním víka pomocí pojistných kroužků (tzv. měsíčků). Někdy se používá montáž čel (vík) stažením šrouby. Jedná se o tzv. svorníkovou konstrukci

přímočarého hydromotoru, který se používá především pro nižší tlaky, protože u dlouhých válců se těžko dosahuje potřebného předpětí šroubů.



Obr. 6.33 Konstrukční možnosti spojení vík s válcem přímočarého hydromotoru

Přímočaré hydromotory jsou určeny pro přenos axiálních sil (v ose pístnice) a proto významným rysem každého přímočarého hydromotoru je konstrukční řešení způsobu jeho montáže (upevnění) do hydraulického mechanismu. Zvolený způsob připevnění musí hydromotor fixovat i proti účinku působení radiálních sil.

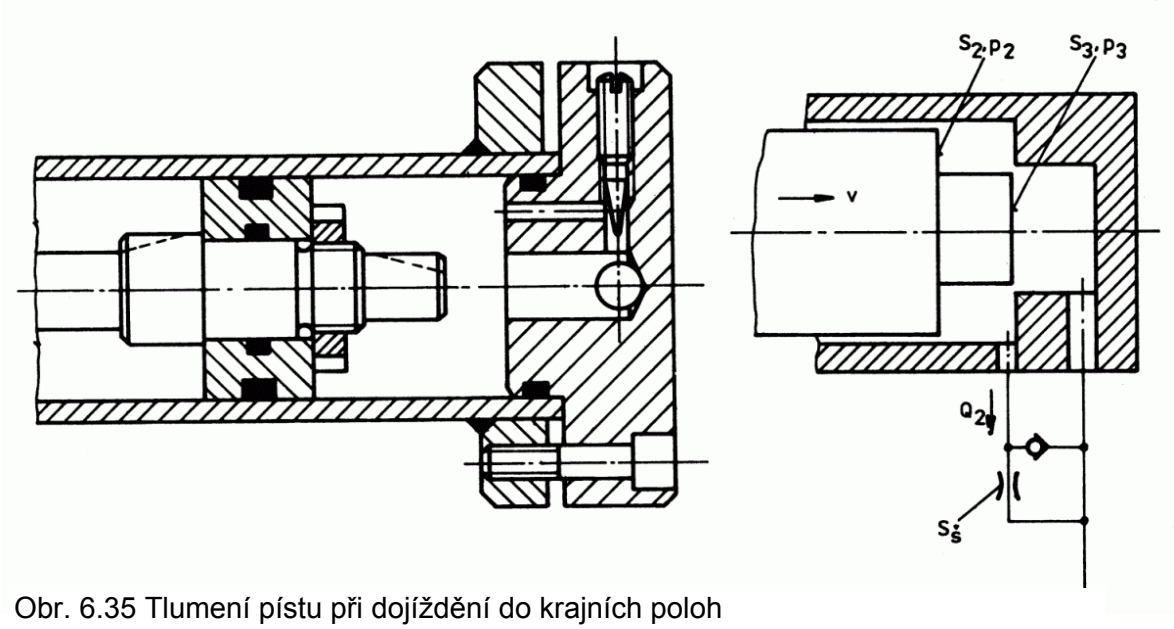


Obr. 6.34 Kyvné upevnění přímočarých hydromotorů

Možné způsoby **upevnění přímočarých hydromotorů**. U mobilní techniky se nejčastěji setkáváme s motory upevněnými pomocí otočného (bronzového) ložiska na čepu (obr. 6.34). Často se také používá uchycení pomocí kloubových ložisek jak v oku pístnice, tak i u dna hydromotoru nebo podobné uchycení pomocí otočných ložisek. Ve speciálních případech se používají otočné čepy na tělese motoru, jejichž výhodou je možnost uchycení hydromotoru v jeho těžišti). Přímočaré hydromotory je možné uchytit i pomocí přírub, patek) apod.

Důležitou konstrukční částí přímočarého hydromotoru je těsnění, na němž závisí spolehlivost funkce. Těsnění pístů a pístnic přímočarých hydromotorů se nejčastěji provádí pomocí manžet, stále častěji se prosazují i tzv. kombinovaná těsnění.

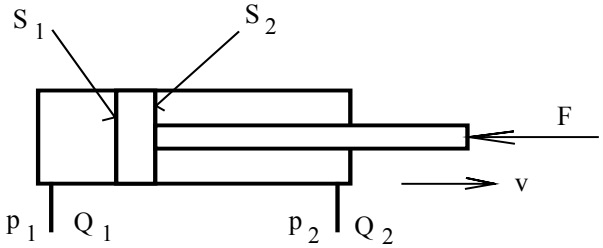
Přímočaré hydromotory jsou pro větší rychlosti pohybu v > 0,1 m.s^{-1} vybavovány **jednostranným** nebo **oboustranným tlumením pohybu v koncových polohách zdvihu**. Princip tlumení spočívá v postupném zvětšování odporu proti pohybu na výstupu kapaliny z motoru. Tlumení pohybu musí zabezpečit zpomalení pohybu pístu v krajní poloze tak, aby nedocházelo k narážení pístu na víka a k nežádoucímu snižování životnosti hydromotoru. Možné konstrukční řešení tlumení pohybu je znázorněno na obr. 6.35.



Obr. 6.35 Tlumení pístu při dojíždění do krajních poloh

6.1.6.2 Parametry přímočarých hydromotorů

Nejdůležitějšími parametry přímočarého hydromotoru je ***rychlost pohybu pístnice*** **v** a ***výstupní síla*** **F**.



Obr. 6.36 Přímočarý hydromotor - parametry

Vztahy pro výpočet základních parametrů vyplývají z obr. 6.36. Pro *sílu F* platí vztah

$$F = S_1 \cdot p_1 - S_2 \cdot p_2 \qquad [\,N\,] \tag{6.26}$$

tlaková účinnost přímočarého hydromotoru je dána vztahem

$$\eta_p = \frac{F}{(p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2)} \qquad [\,-\,] \tag{6.27}$$

pro průtok dodávaný do hydromotoru platí

$$Q_1 = S_1 \cdot v + Z \cdot (p_1 - p_2) = S_1 \cdot v \cdot \frac{1}{\eta_Q} \qquad [m^3.s^{-1}] \tag{6.28}$$

průtoková účinnost bude

$$\eta_Q = \frac{S_1 \cdot v}{Q_1} \qquad [-] \tag{6.29}$$

a rychlost pohybu pístnice

$$v = \frac{Q_1}{S_1 \cdot v} \cdot \eta_Q \qquad [m.s^{-1}] \tag{6.30}$$

přenášený výkon hydromotorem se vypočte podle vztahu

$$P = F \cdot v = (Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot p_2) \cdot \eta_c \qquad [W] \tag{6.31}$$

celková účinnost bude

$$\eta_c = \frac{F \cdot v}{Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot p_2} = \eta_p \cdot \eta_Q \qquad [-] \tag{6.32}$$

Statické charakteristiky jsou obdobné jako u rotačních hydromotorů s tím, že platí záměna:

$M_2 \rightarrow F$

$n_2 \rightarrow v$

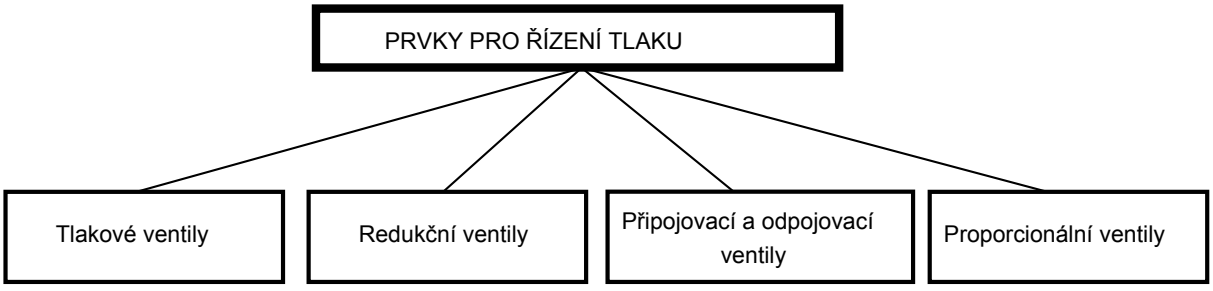
$M_z \rightarrow F_z$

Přímočaré hydromotory se vyrábějí v širokém sortimentu, téměř v nepřeberném množství, velikostí, a to jak průměrů tak i zdvihů. Jejich velmi dobré průtokové účinnosti (při dobrém těsnění prakticky jedna), jednoduchá konstrukce a spolehlivost je řadí k nejčastěji používaným hydromotorům. Svoje použití našly jak u stacionární tak i mobilní techniky v řadě odvětví strojírenské výroby.

6.2 Prvky pro řízení tlaku

Nezbytnou součástí každého hydraulického obvodu jsou prvky pro řízení tlaku. Jejich působením můžeme v obvodech udržovat konstantní tlak, omezovat (jistit) jeho max. hodnotu, redukovat tlak, připojovat nebo odpojovat sériově zapojené prvky a rovněž spojitě řídit tlak elektrickými signály.

Prvky pro řízení tlaku lze rozdělit podle následujícího schématu:



Tlakové a **redukční ventily** jsou nezbytnou součástí každého obvodu hydraulického mechanismu. Je jim nutné věnovat patřičnou pozornost, protože na jejich správné funkci závisí spolehlivost a bezpečnost provozu celého mechanismu.

Připojovací ventily jsou speciální ventily pro řízení tlaku, jejichž hlavním úkolem je přivést ke spotřebiči (hydromotoru) pouze tlak o určité velikosti, pod touto úrovní je ventil neustále uzavřen.

Odpojovací ventily umožňují automatické přerušení průtoku v hydrostatickém obvodu od zdroje průtoku (hydrogenerátoru) při dosažení požadovaného tlaku a jeho opětné připojení, jestliže tlak poklesne.

Proporcionální tlakové ventily umožňují spojité řízení tlaku. V současné době se začínají prosazovat i na mobilní technice, podrobněji je tato problematika uvedena v kap. 9.

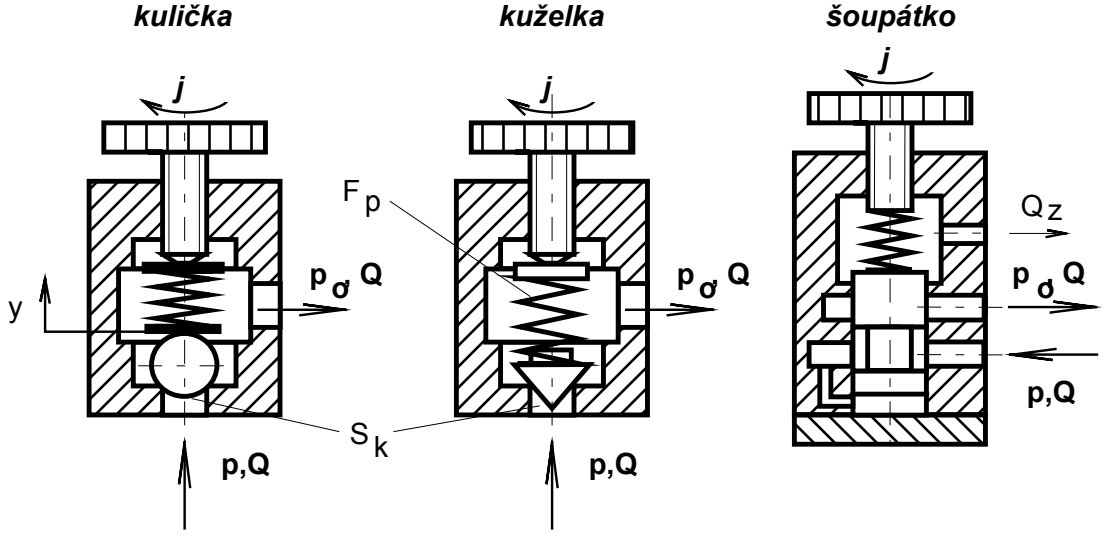
6.2.1 Tlakové ventily

Tlakové ventily se podle konstrukce rozdělují na **jednostupňové** a **dvoustupňové**. Podle funkce v obvodu jsou rozlišovány **pojistné** a **přepouštěcí tlakové ventily**. Jednostupňový i dvoustupňový ventil může být zapojen jako pojistný nebo přepouštěcí.

Úkolem pojistných tlakových ventilů je jistit (omezovat) max. hodnotu tlaku v hydraulickém obvodu. Úkolem přepouštěcích tlakových ventilů je udržovat tlak v hydraulickém obvodu téměř nezávisle na velikosti průtoku.

6.2.1.1 Jednostupňové tlakové ventily

Jednostupňové přímořízené tlakové ventily se obvykle používají v obvodech s nižšími průtoky a tlaky (do 5 MPa). Tyto ventily lze použít ovšem i pro vyšší tlaky (ventil s kuželkou až do 32 MPa). Limitujícím faktorem jsou ovšem rozměry, tuhost a tím daný regulační rozsah pružiny. U jednostupňového tlakového ventilu obecně platí, že vstupní tlak kapaliny p, který působí na konstrukční prvek ventilu, je vyvažován silou pružiny.



Obr. 6.37 Konstrukce jednostupňových tlakových ventilů

Při otevření ventilu (při průtoku kapaliny ventilem) je v rovnováze síla pružiny se statickou a hydrodynamickou silou kapaliny. Hydrodynamická síla F_h je funkcí průtoku a výrazně ovlivňuje velikost nastaveného tlaku a tím i charakteristiky ventilu.

$$p \cdot S_k + F_h = F_p + K \cdot y \qquad [\,N\,] \tag{6.32}$$

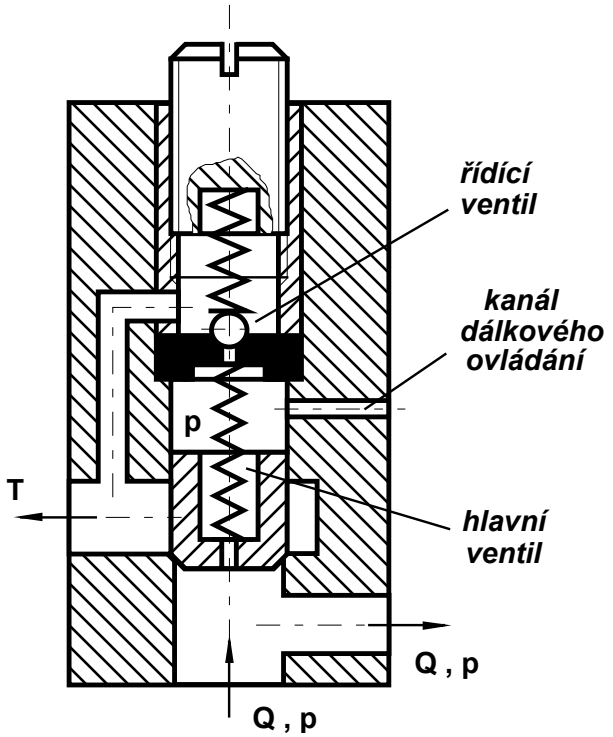
kde S_k ... průřez v sedle ventilu nebo plocha válcovitého šoupátka,
K, y ... tuhost a stlačení pružiny,
F_h ... hydrodynamická síla,
F_p ... síla od předpětí pružiny.

Určitou nevýhodou jednostupňových ventilů je obtížné nastavování tlaku v širším regulačním rozsahu a poměrně značná závislost na průtoku.

6.2.1.2 Dvoustupňové tlakové ventily

Pro vyšší tlaky i průtoky jsou konstruovány a používány zásadně ***dvoustupňové tlakově vyvážené ventily***. Tyto ventily umožňují v hydraulickém obvodu řadu dalších funkcí, které nelze jednostupňovými ventily realizovat. Především je to odlehčování hydrogenerátorů, stupňovité nebo plynulé řízení tlaku, možnost dálkového ovládání apod. Dvoustupňové ventily ve srovnání s ventily jednostupňovými mají daleko menší rozměry a hmotnost pro stejné tlaky a průtoky.

Princip konstrukčního uspořádání je vidět na obr.6.38. Dvoustupňový ventil je tvořen řídícím (přímo řízeným) stupněm (kuličkový nebo kuželkový ventil) a hlavním (nepřímo řízeným) stupněm (obvykle šoupátko).



Obr. 6.38 Dvoustupňový tlakový ventil

Základní funkce je dána nastavením otevíracího tlaku na pružině řídícího ventilu. **Hlavní ventil - šoupátko** je slabou pružinou dotlačováno do sedla. Prostor hlavního kanálu (pracovní jištěné větve) je přes malý otvor v šoupátku propojen s mezikomorou nad šoupátkem. Pokud **řídící ventil - kulička** nepropouští (dosedá do sedla), je na šoupátku zajištěna silová rovnováha (plochy pod a nad šoupátkem jsou přibližně shodné) a slabá pružina dotlačuje šoupátko do sedla. Zvedne-li se kulička řídícího ventilu tlakem kapaliny ze sedla, začne otvorem proudit kapalina z mezikomory do odpadu T a dojde k místnímu poklesu tlaku nad šoupátkem. Vzhledem k tomu, že velikost tlaku pod šoupátkem zůstává na stejné úrovni, poruší se silová rovnováha (vytvoří se tlakový spád na šoupátku) a šoupátko se zvedne ze sedla. Hlavní průtok kapaliny je z chráněné větve přepouštěn do odpadu a dochází k poklesu tlaku. Když tlak v pracovní chráněné větvi klesne pod pojistnou hodnotu nastavenou předpětím pružiny řídícího ventilu, reaguje nejdříve řídící

ventil a uzavře se. Opět se vytvoří tlaková rovnováha na šoupátku, hlavní ventil je silou slabé pružiny dotlačen do sedla a uzavře cestu kapaliny z pracovní větve do odpadního kanálu T.

Kanál dálkového ovládání propojuje mezikomoru nad šoupátkem s odpadem. Používá se pro dálkové řízení (pouze snížení) nastaveného tlaku na ventilu. Může být otevírán pomocí uzavíracího kohoutu nebo škrtícího ventilu apod. Po otevření tohoto kanálu se uměle na šoupátku poruší tlaková rovnováha, přičemž řídící stupeň ventilu je mimo činnost. Šoupátko se vlivem rozdílu hydraulických sil posune ze sedla a ventil odtlakuje pracovní větev a tlakově odlehčí hydrogenerátor.

Jestliže v hydrostatickém obvodu není požadavek na dálkové snižování tlaku, je nutné kanál dálkového ovládání pečlivě zazátkovat, jinak bude ventil neustále odtlakován.

6.2.1.3 Pojistné a přepouštěcí tlakové ventily

Z hlediska zapojení a funkce v obvodu se rozlišují pojistné a přepouštěcí tlakové ventily. Z konstrukčního hlediska jsou shodné a vzájemně zaměnitelné. Rozdíl je pouze ve funkci v hydrostatickém obvodu.

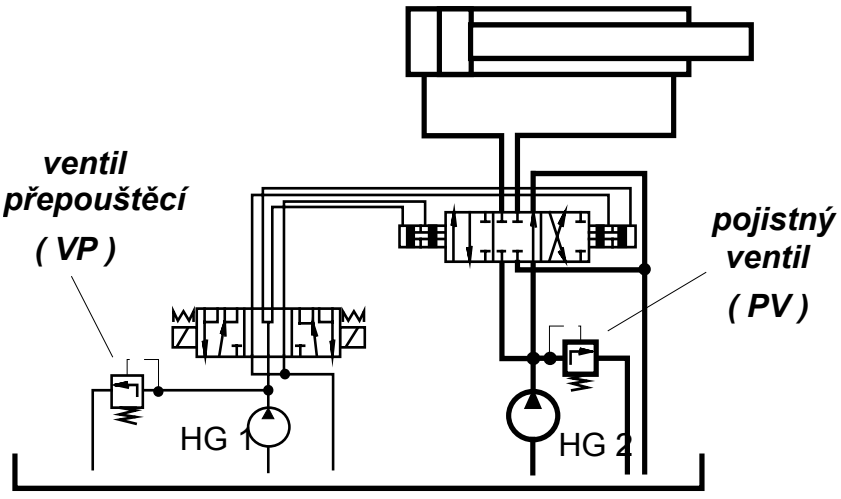
Pojistný ventil slouží k jištění obvodu proti tlakovému přetížení a otevírá se pouze při vzrůstu tlaku nad přípustnou mez. Bývá nastaven o 10 až 15 % výše než max. pracovní tlak. Při běžném provozním zatížení tedy nepropustí kapalinu do odpadu a vyžaduje dokonalou těsnost, proto je většina verzí s kuželkou.

Ventil přepouštěcí je neustále v činnosti a udržuje v obvodu přibližně konstantní tlak nezávisle na velikosti průtoku.

V hydraulickém obvodu plní tyto funkce:

- udržuje v mechanismu přibližně konstantní tlak, přičemž trvale propouští určitý průtok do odpadového vedení,
- jistí obvod před přetížením.

Rozdíl mezi pojistným a přepouštěcím ventilem



Obr. 6.38 – zapojení pojistného a přepouštěcího ventilu

Pojistný ventil PV (obr. 6.39) je zařazen v pracovním okruhu a jistí obvod před zvýšenými tlaky např. při zastavení pohybu pístnice hydromotoru v důsledku nadměrného zvýšení zátěže nebo po dojetí pístu do krajní polohy. Je třeba si uvědomit, že v tomto okamžiku se pojistný ventil chová jako odpor proti pohybu kapaliny a většina tlakové energie je

přeměňována v teplo, neboli v nežádoucí zvyšování teploty kapaliny. Z těchto důvodů je nutné hydrostatický mechanismus provozovat tak, aby byl pojistný ventil v činnosti co nejkratší dobu nebo, aby nemusel reagovat vůbec.

Ventil přepouštěcí VP je zařazen v ovládacím hydraulickém okruhu pro elektro-hydraulické přestavování šoupátka rozváděče v pracovním obvodu. Ovládací okruh zabezpečuje hydraulické přestavování šoupátka hlavního rozváděče. Hydraulická kapalina od pomocného hydrogenerátoru HG_1 proteče otevřeným středem elektromagnetického rozváděče na levou a pravou stranu šoupátka hlavního rozváděče. Dojde k vyrovnání hydraulických sil na šoupátku a k nárůstu tlaku, šoupátko se nepohybuje. Je zřejmé, že tlak naroste pouze na hodnotu, která je nastavena na přepouštěcím ventilu (obvykle 2,5 až 3 MPa). Všechen průtok pomocného hydrogenerátoru *HG1* (10 až 20 $l.min^{-1}$) je ventilem *VP* přepouštěn do odpadu. Po přestavení šoupátka elektromagnetického rozváděče je jedna strana šoupátka hlavního rozváděče spojena s odpadem a druhá zůstává pod tlakem. Vznikne silová nerovnováha, která zabezpečí přestavení šoupátka hlavního rozváděče do jedné z krajních poloh.

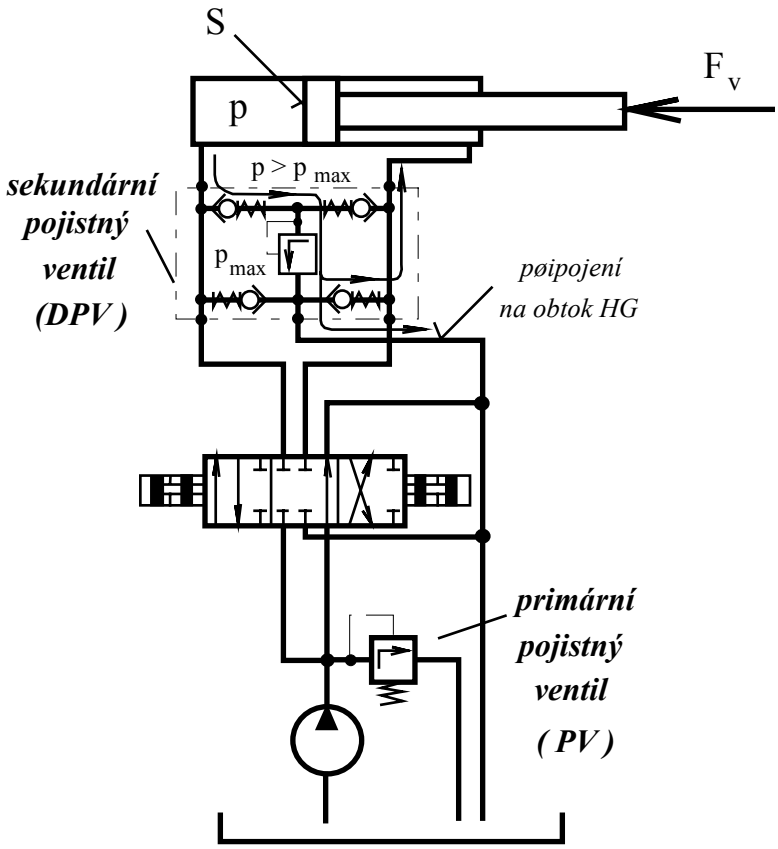
6.2.1.4 Sekundární pojistné ventily

Hydrostatické obvody pracovních orgánů mobilní techniky jsou často konstrukčně uspořádány s rozváděči s uzavřenou neutrální polohou. Tato poloha rozváděče zabezpečí blokování pohybu hydromotorů. Technologie práce např. dozerů nebo nakladačů ovšem zahrnuje i pracovní úkony, při kterých je pracovní orgán předem nastaven a úkon (např. skrývka zeminy) je prováděn pojezdem stroje. Vzhledem k tomu, že hydromotory pracovního orgánu jsou blokovány na šoupátku rozváděče, není v tomto případě zabezpečeno jištění části hydrostatického obvodu pracovních orgánů za rozváděčem před účinky velkých vnějších sil (břit radlice může např. narazit na neočekávanou tuhou překážku, skálu, betonový panel apod.). Tyto síly působí na hydromotory a mohou vyvolat nadměrné zvýšení tlaku a následnou poruchu nechráněné části obvodu (např. dojde k ohybu pístnic přímočarých hydromotorů, poškodí se těsnění, roztrhnou se hadice apod.).

Z těchto důvodů jsou do chráněných obvodů zařazovány sekundární dvouvětvové pojistné ventily nebo kombinované ventily.

Dvouvětvový pojistný ventil je konstrukčně složen z dvoustupňového nepřímo řízeného tlakového ventilu a čtyř jednosměrných ventilů uspořádaných v můstkovém zapojení. Vlastní tlakový ventil je podobné (v některých případech stejné) konstrukce, jako ventil znázorněný na obr. Rozdíl je v mohutnějším tělese ventilu, ve kterém jsou v můstkovém zapojení zabudovány kuličkové nebo kuželkové jednosměrné ventily. Schématická značka, zapojení a princip činnosti ventilu je na obr. 6.39.

Jestliže tlak p, vzniklý účinkem velké vnější síly F_v, naroste nad max. nastavenou hodnotu tlaku p_{max}, sekundární pojistný ventil otevře a jeho jednosměrné ventily usměrní cestu průtoku ze zatížené větve do větve odlehčené, tj. z prostoru pod pístem hydromotoru do prostoru ze strany pístnice. Dojde k přelévání kapaliny a k zasouvání pístnice hydromotoru. Sekundární ventil musí být současně připojen na obtok hydrogenerátoru, aby přebytečná kapalina z prostoru pod pístem hydromotoru mohla odtékat do nádrže. Působí-li vnější síla v opačném směru musí být ovšem kapalina z obtoku pod píst hydromotoru přisávána, protože dochází k vysouvání pístnice hydromotoru a vytlačovaný objem kapaliny z prostoru ze strany

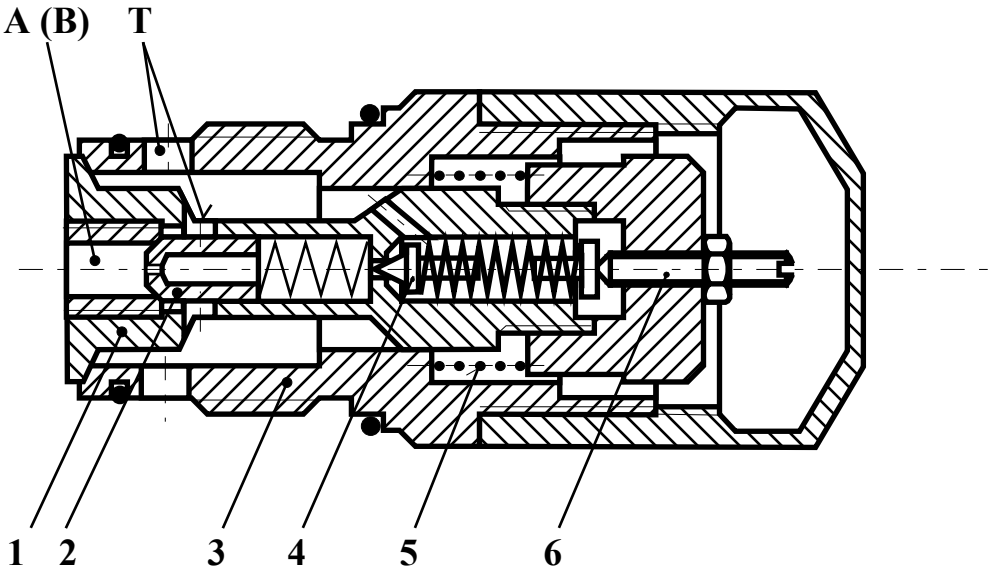


Obr. 6.39 Dvouvětvový sekundární pojistný ventil

pístnice je menší než objem kapaliny, který musí zaplnit prostor pod pístem hydromotoru. Toto opatření je nutné pouze u hydromotorů s diferenciálním pístem, kdy větší objem kapaliny vytlačovaný z prostoru pod pístem nemůže být vtlačen do menšího prostoru ze strany pístnice a naopak.

Jestliže vnější síla přestane působit, např. vypnutím pojezdu stroje, dojde k poklesu tlaku, sekundární ventil se uzavře a hydromotor je opět blokován.

Sekundární kombinované ventily (obr. 6.40) plní v obvodu stejnou funkci jako dvouvětvové pojistné ventily. Na rozdíl od dvouvětvových ventilů mají kompaktnější patronovou konstrukci s malými rozměry a hmotností. Obvykle jsou našroubovány mezi spotřební a odpadní kanály šoupátkových rozváděčů.



Obr. 6.40 Sekundární kombinovaný ventil

Konstrukce SKV sestává z tělesa jednosměrného ventilu *1*, které je posuvně uloženo v pouzdře *3*. Slabá pružina *5* dotlačuje talířek jednosměrného ventilu do sedla. Uvnitř tělesa jednosměrného ventilu *1* je uloženo šoupátko *2* a kuželka *4* dvoustupňového pojistného ventilu.

Seřizovací šroub *6* slouží k nastavování pojistného tlaku. Kanál *A (B)* je spojen se spotřebním kanálem pro hydromotor. Kanál *T* je spojen s odpadním kanálem a obtokem hydrogenerátoru.

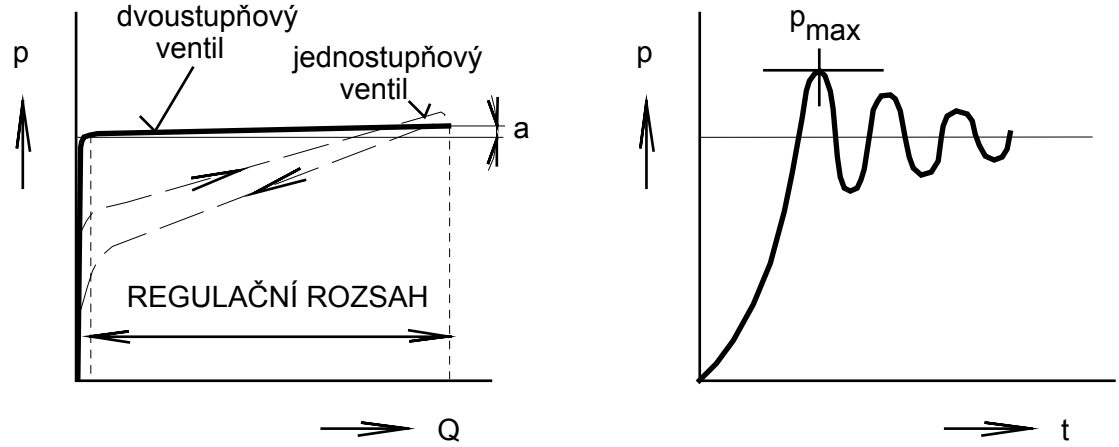
6.2.1.5 Vlastnosti a charakteristiky tlakových ventilů

U přepouštěcích a pojistných tlakových ventilů požadujeme malou závislost tlaku na průtoku.

Tuto závislost odráží **statická charakteristika tlakového ventilu p = f(Q)**, (obr. 6.41a). Z charakteristiky je patrné, že v oblasti regulačního rozsahu je nárůst tlaku poměrně malý (směrnice nárůstu tlaku s průtokem by měla být tg α < 0,1, tato hodnota platí pouze pro tlakově vyvážené dvoustupňové ventily).

Této vlastnosti se často využívá ve spojení hydrogenerátoru a přepouštěcího ventilu jako zdroje tlakové energie p ≈ konst. Nutnou podmínkou je, aby průtok hydrogenerátoru byl vždy o jistou hodnotu vyšší než celková spotřeba mechanismu. Potom je ventil trvale otevřen a tlak na jeho vstupu, a tedy i v tlakové větvi hydrogenerátoru, je téměř konstatní.

Činnost jednostupňového (přímořízeného) tlakového ventilu je sice zaručena i při velmi malých průtocích (řádově od průtoku 0,1 $l.min^{-1}$), ale tento ventil vykazuje horší regulační schopnost, protože s průtokem je nárůst tlaku poměrně větší než u dvoustupňového ventilu. To je zapříčiněno tím, že jednostupňové ventily potřebují pro vyšší tlaky pružinu s velkou tuhostí, která má zásadní vliv na velikost otevření průtočné plochy ventilu a tím i na růst vstupního tlaku s průtokem. Rovněž hystereze statické charakteristiky jednostupňových ventilů je několikanásobně vyšší než u tlakově vyvážených dvoustupňových ventilů.



a) statická charakteristika b) dynamická chrakteristika

Obr. 6.41 Statická a dynamická charakteristika tlakového ventilu

Z hlediska dynamických vlastností musí být tlakový ventil stabilní v celém regulačním rozsahu a dostatečně rychlý, aby zabránil vzniku nežádoucích tlakových špiček v hydrostatickém obvodu.

Dynamická charakteristika tlakového ventilu p = f(t), obr. 6.41 b, není obvykle uváděna, neboť neexistuje jednotná metoda pro její měření a rovněž nejsou vždy splněny

podmínky stejné konstrukce (skladby) hydrostatického obvodu. Obecně je možné naměřit časovou závislost tlaku **p = f(t)** při skokovém nárustu průtoku ventilem. Odezva časové změny tlaku na skokový nárust průtoku je velmi rychlá (řádově v milisekundách), přičemž absolutní tlaková špička p_{max} může být větší o 10 až 15 % než je max. nastavený tlak na ventilu.

6.2.2 Redukční ventily

Potřebujeme-li v hydrostatickém mechanismu současně více tlakových hladin, musíme mít buď několik nezávislých tlakových zdrojů nebo nižší tlaky získat redukcí tlaku vyššího.

Redukční ventily se zapojují ke zdrojům tlaku a jejich úkolem je snížit tlak hlavního obvodu na tlak potřebný např. v řídícím obvodu, v okruhu brzd apod. Při redukci tlaku vždy dochází ke ztrátě části tlakové energie kapaliny, která se přeměňuje v teplo. Z hlediska konstrukce jsou rozlišovány, podobně jako u tlakových ventilů, **jednostupňové** nebo **dvoustupňové redukční ventily**.

6.2.2.1 Jednostupňové redukční ventily

Konstrukčním prvkem redukčních ventilů je nejčastěji čtyřhranné šoupátko, které se pohybuje v tělese ventilu a funkční hranou přivírá nebo otevírá výstupní kanál redukovaného tlaku a tím udržuje výstupní (redukovaný) tlak na konstantní hodnotě nezávisle na tlaku a průtoku v hlavním obvodu.

Princip činnosti jednostupňového redukčního ventilu je zřejmý z obr.. Pro rovnováhu sil na šoupátku platí rovnice

$$p_{red} \cdot S_k = F_p + K \cdot x \qquad [\,N\,] \tag{6.33}$$

kde S_k ... plocha válcovitého šoupátka,
K, x ... tuhost a stlačení pružiny,
F_p ... síla od předpětí pružiny.

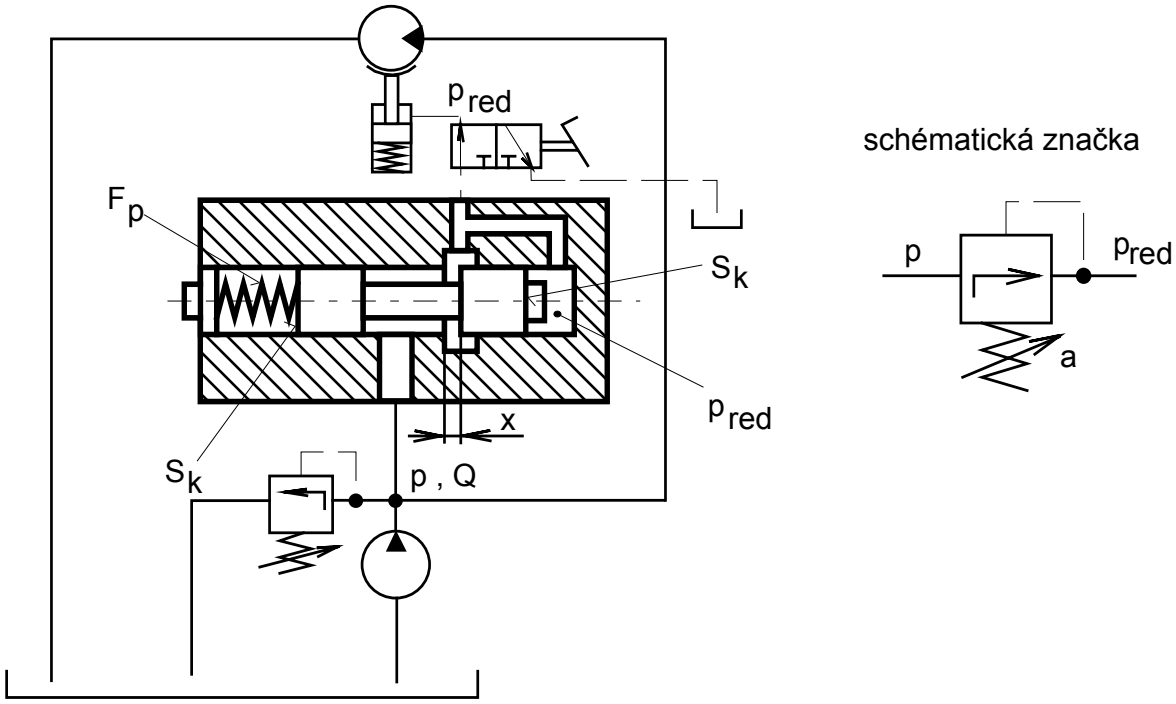
odtud

$$p_{red} = \frac{F_p + K \cdot x}{S_k} \approx \frac{F_p}{S_k} = konst \qquad [\,Pa\,] \tag{6.34}$$

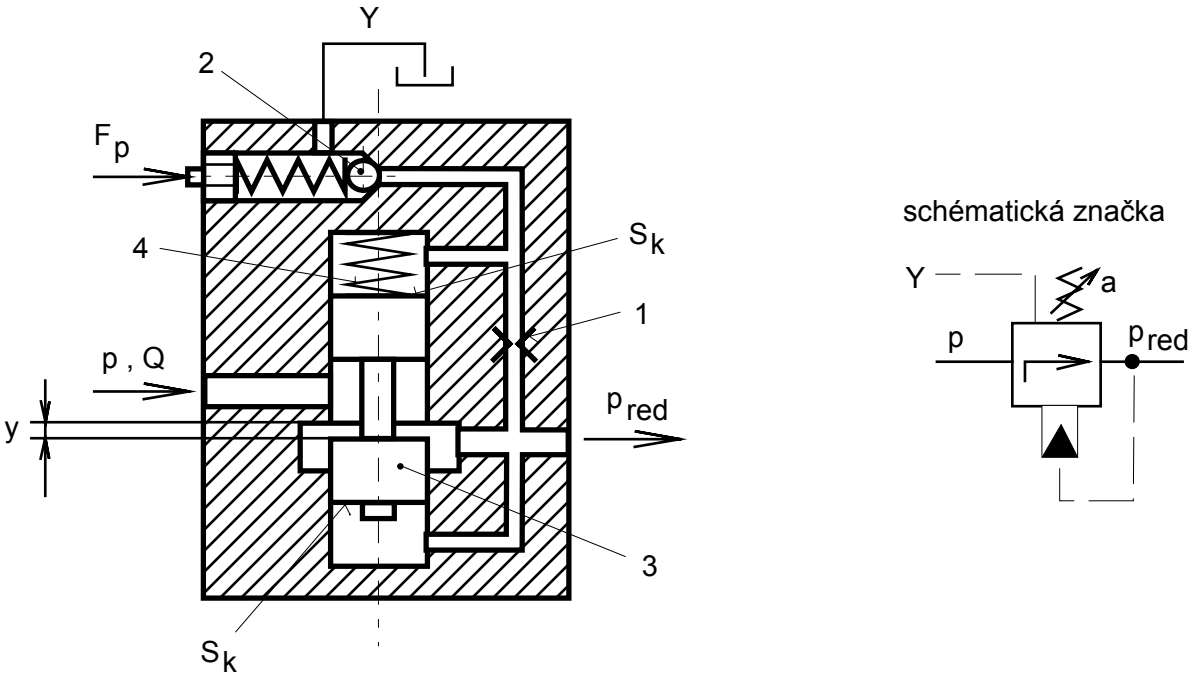
Redukovaný tlak p_{red} je skutečně konstantní, protože pružina má malou tuhost a posun šoupátka je malý, takže změna síly pružiny daná součinem tuhosti K a posunutím šoupátka x je proti síle předpětí pružiny F_p zanedbatelná. Jinými slovy redukovaný tlak bude záviset pouze na nastavení předpětí pružiny a ploše šoupátka S_k. Tedy změnou předpětí pružiny můžeme zvyšovat či snižovat redukovaný tlak potřebný pro odbrzdění brzdy rotačního hydromotoru.

6.2.2.2 Dvoustupňové redukční ventily

Pro vyšší průtoky a tlaky jsou jednostupňové redukční ventily nahrazovány dvoustupňovými. Dvoustupňové redukční ventily jsou tvořeny dvěma stupni, přímo řízeným tlakovým ventilem prvního stupně a druhým stupněm, tvořeným válcovitým šoupátkem s řídícími hranami.



Obr. 6.42 Jednostupňový redukční ventil v obvodu brzdy rotačního hydromotoru



Obr. 6.43 Dvoustupňový redukční ventil

Ventil pozůstává z tělesa se šoupátkem *3* a z kuličkového přepouštěcího ventilu *2*. Vstupní tlak *p* od zdroje se šíří tryskou *1* k řídícímu ventilu *2*, který je nastaven na redukovaný tlak p_{red}. Jestliže stoupne redukovaný tlak nad hodnotu nastavenou pružinou F_p, zvýší se průtok řídícím ventilem *2* a na trysce *1* vznikne větší tlakový úbytek, který poruší tlakovou a silovou rovnováhu na šoupátku 3.

Šoupátko se začne zavírat až do okamžiku, kdy znovu nastane rovnováha sil na jeho čelech. Pro zajištění konstantního redukovaného tlaku je nutné, aby přepouštěcím ventilem protékal stále určitý průtok a na trysce *1* vznikal neustále malý tlakový spád, který zabezpečí určitou polohu šoupátka. Síla pružiny *4* je zanedbatelná ve srovnání s hydraulickou silou na čele šoupátka, neboť pružina slouží pouze k eliminaci pasivních odporů při pohybu šoupátka.

6.2.2.3 Použití a charakteristiky redukčních ventilů

Jednostupňové redukční ventily se často používají k redukci tlaku z pracovních vysokotlakých obvodů pro nízkotlaké pomocné obvody, např. pro hydraulické přesouvání šoupátek rozvaděčů, pro upínání nástrojů u obráběcích strojů, ovládání brzd hydromotorů apod.

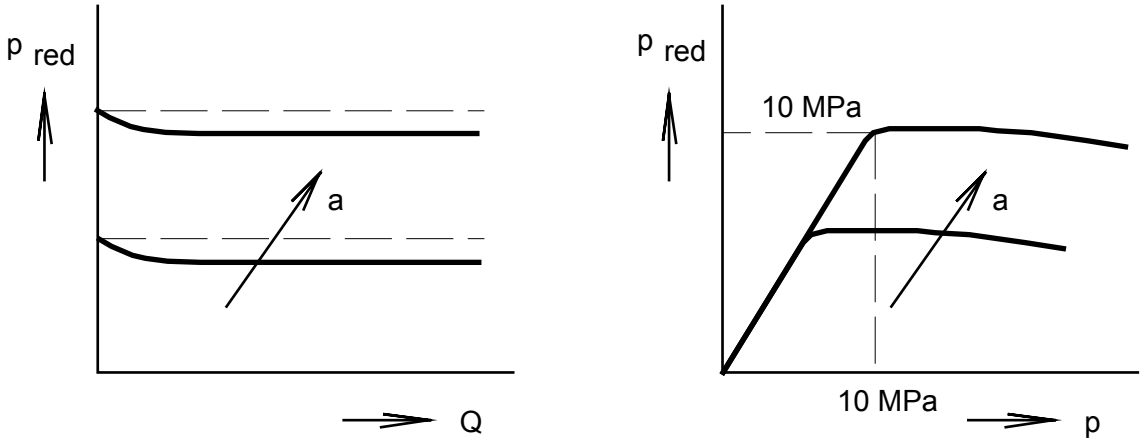
Redukční ventily mohou řídit hydraulické mechanismy s konstantními silami, momenty a samozřejmě i redukovat tlak z jednoho zdroje tlaku k paralelně řazeným spotřebičům. Jejich významnou vlastností je, že udržují konstantní redukovaný tlak i při nulovém průtoku kapaliny ke spotřebiči.

Dvoustupňové redukční ventily mají stejné výhody jako dvoustupňové tlakové ventily. Můžeme na nich dálkově řídit požadovaný redukovaný tlak a to stupňovitě nebo spojitě, např. proporcionálním tlakovým ventilem.

Existují rovněž redukční ventily, které udržují konstantní tlakový spád na vybraném hydrostatickém prvku, např. na škrtícím ventilu nebo na šoupátkovém rozváděči apod. Vnitřně jsou propojeny *jako dvoucestné tlakové váhy.*

V této souvislosti hovoříme o *regulátorech průtoku*, jejichž cílem je udržet konstantní průtok, tedy i konstantní rychlost pohybu hydromotorů nezávisle na změně tlaku zátěže a tlaku zdroje.

Ze statických charakteristik je významná závislost výstupního redukovaného tlaku na průtoku a vstupním tlaku zdroje.



Obr. 6.44 Statické charakteristiky redukčního ventilu

Ze statických charakteristik je zřejmé, že redukční ventil může pouze redukovat tlak hlavního zdroje, který je větší než je nastavená hodnota redukovaného tlaku, viz. obr 6.44.

6.3 Prvky pro hrazení průtoku

Hydraulický mechanismus musí splňovat řadu funkcí s požadovanými parametry. Aby mohl hydraulický mechanismus požadované funkce splnit, je nutné ho vybavit celou řadu prvků, které souborně nazýváme **řídící prvky**.

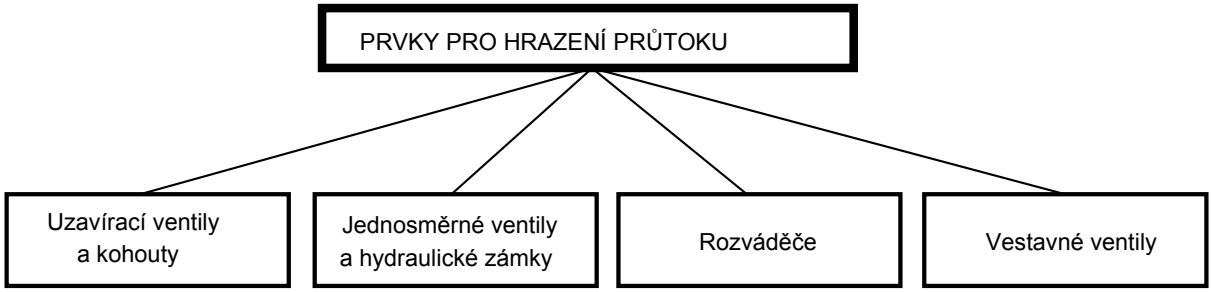
Podle hlavních parametrů nositele energie (tj. průtoku nebo tlaku kapaliny) se řídící prvky rozdělují na:

- prvky pro hrazení (řízení směru) průtoku,
- prvky pro řízení tlaku,
- prvky pro řízení průtoku.

Řízení průtoku nebo tlaku může být spojité nebo nespojité. Spojité řízení průtoku nebo tlaku je typické pro elektrohydraulické regulační obvody, ve kterých se uplatňují zejména proporcionální řídící prvky a servoventily. Tam kde nejsou požadavky na spojité řízení průtoku a tlaku, tzn. spojité (plynulé) řízení rychlosti a výstupních sil hydromotorů, lze použít řídící prvky s nespojitým (skokovým) řízením.

V této kapitole je řešena problematika prvků pro hrazení průtoku s nespojitým řízením. V následující sedmé a osmé kapitole jsou uvedeny prvky pro řízení tlaku a průtoku rovněž s nespojitým řízením parametrů.

Prvky pro hrazení průtoku jsou prvky, které umožňují hradit nebo řídit směr proudu kapaliny. Rozdělení hydrostatických prvků pro hrazení průtoku je na následujícím schématu



6.3.1 Uzavírací ventily a kohouty

Uzavírací ventily a kohouty jsou prvky určené k uzavírání a otevírání průtoku. Konstrukce je velmi jednoduchá.

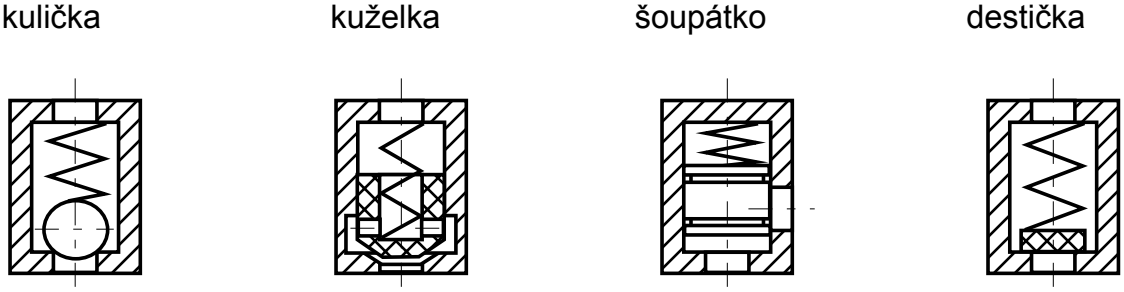
Uzavírací kohout sestává z válcového, kuželového nebo kulového uzavíracího prvku, který je otočný o 90^{o} a je provrtán průběžným otvorem. Kohout v jedné poloze propouští kapalinu, v druhé poloze hradí průtok. Kulové uzavírací kohouty se pro svoji větší těsnost a menší ovládací síly používají častěji než kohouty kuželové nebo válcové. Existují i kohouty trojcestné, které hradí průtok současně pro dvě hydraulické větve. Uzavírací kohouty se na mobilní technice velmi často používají jako uzávěry pro vypouštění hydraulické kapaliny z nádrže.

Uzavírací ventily slouží k uzavírání příslušných větví hydrostatického obvodu. Otáčením rukojeti uzavíracího ventilu dochází k posouvání kuželky do sedla a k hrazení

(uzavírání) průtoku kapaliny. Velmi často se například používají k hrazení průtoku k manometrům pro kontrolu tlaku v obvodu. Jen výjimečně mohou sloužit k řízení průtoku jako náhrada za škrtící ventil. Otáčním rukojeti uzavíracího ventilu dochází k posouvání kuželky do sedla a k hrazení (uzavírání) průtoku kapaliny.

6.3.2 Jednosměrné ventily a hydraulické zámky

Jednosměrné ventily jsou prvky umožňující průtok kapaliny pouze jedním směrem. Požaduje se u nich minimální tlaková ztráta ve směru průtoku a dokonalá těsnost v opačném směru. Konstrukčními prvky dotlačovanými do sedla pružinou nebo tlakem kapaliny jsou nejčastěji kulička, kuželka, méně často šoupátko nebo talířek ve funkci zpětné záklopky.



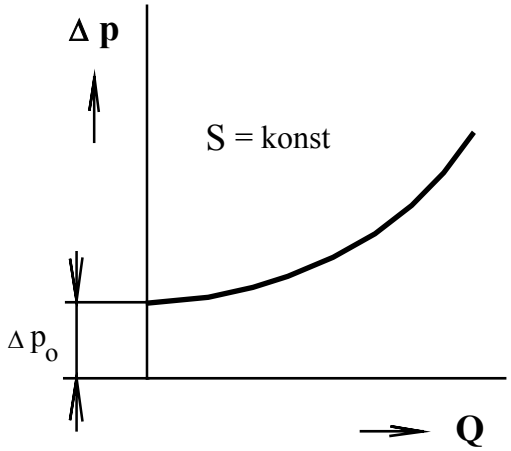
Obr. 6.45 Základní konstrukční prvky jednosměrných ventilů

Jednosměrný ventil se v propustném směru průtoku kapaliny chová jako nelineární odpor proti pohybu. Pro tlakový spád, vzniklý při průtoku kapaliny na tomto ventilu, můžeme využít vztah

$$\Delta p = R_N \cdot Q^2 = \frac{\xi \cdot \rho}{2 \cdot S^2} \cdot Q^2 \qquad [\,Pa\,] \tag{6.35}$$

Odtud můžeme odvodit rovnici pro výpočet průtočné plochy ventilu

$$S = Q \cdot \sqrt{\frac{\xi \cdot \rho}{2 \cdot \Delta p}} \qquad [\,m^2\,] \tag{6.36}$$



Obr. 6.46 Statická charakteristika jednosměrného ventilu

Dovolený tlakový spád Δp na jednosměrném ventilu v propustném směru by měl být podle průtoku v rozmezí *0,2* až *1,5.10^5 Pa*. Součinitel místního odporu (ztrátový součinitel) ξ se obvykle určuje experimentálně a bývá v rozmezí 1,5 až 3.

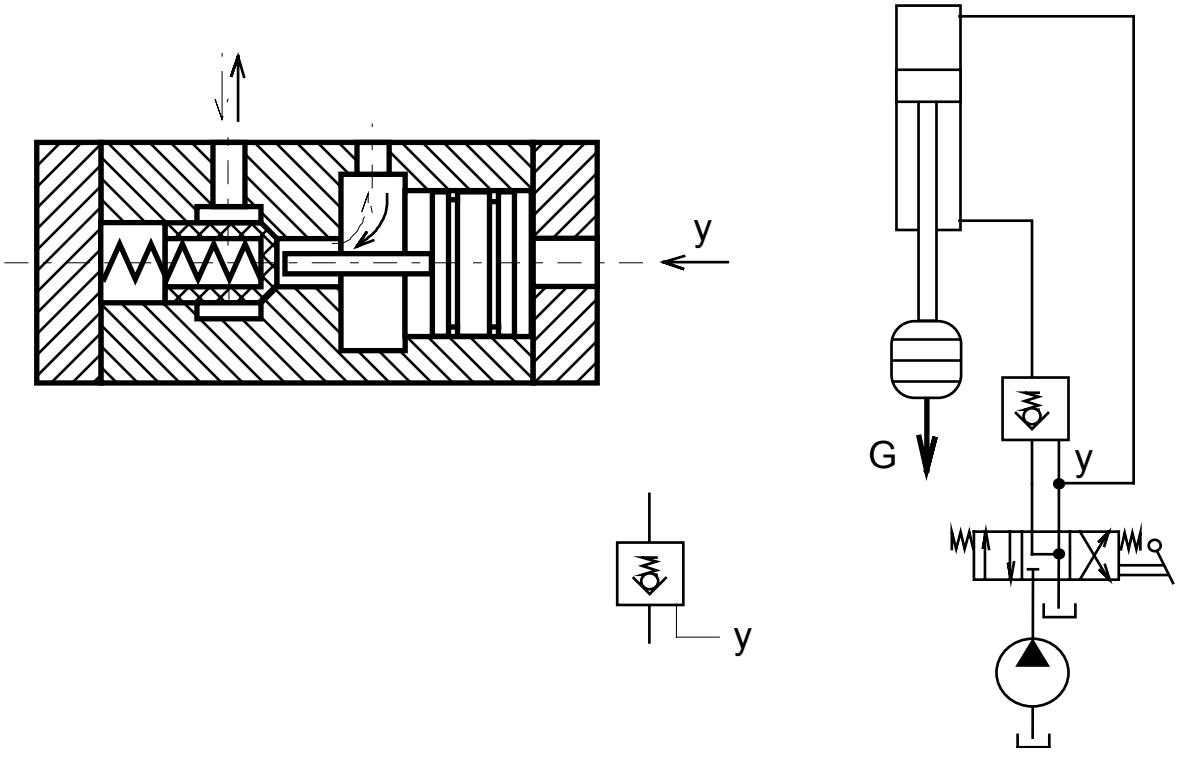
Statická charakteristika jednosměrného ventilu, (obr. 6.46) je poměrně jednoduchá a vyjadřuje kvadratickou závislost tlakového spádu na průtoku **$\Delta p=f(Q)$**. Ostatní řídící hydraulické prvky mají statickou charakteristiku obdobnou. Počáteční tlakový spád Δp_o je potřebný na překonání předpěťové síly pružiny

Použití jednosměrných ventilů je všestranné. Nejčastěji se používají v obtoku (v paralelní větvi) filtru nebo chladiče jako jejich ochrana proti nepřípustnému tlakovému namáhání. Často se také vyskytují jako prvky v obtoku škrtících nebo tlakových ventilů v obvodech pro brždění pohybu zatížených hydromotorů.

Jednosměrné ventily mají i své speciální aplikace. Jedná se o tzv. **řízené jednosměrné ventily**, **střídavé (překlápěcí) ventily**, případně **bezpečnostní ventily**.

6.3.2.1 Řízený jednosměrný ventil

Řízené jednosměrné ventily umožňují stejnou funkci jako ventily neřízené. Tuto funkci je však možné vnějším signálem změnit. Po zavedení tlakového signálu *y* (obr. 6.47 a) je kuželka pomocným pístem vytlačena ze sedla a ventil je v obou směrech propustný. Řízené jednosměrné ventily se s výhodou používají například k blokování pohybu hydromotoru, na kterém je zavěšeno břemeno (obr. 6.47c). Při spouštění břemene je tlak z hlavního obvodu zaveden do kanálu *y* a dojde k nucenému otevření ventilu.



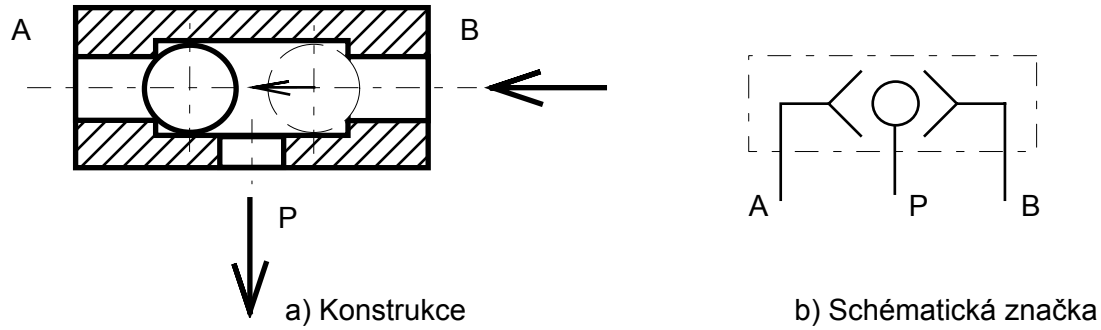
a) b) c)

Obr. 6.47 Konstrukce řízeného jednosměrného ventilu, schématická značka a jeho aplikace

6.3.2.2 Střídavý ventil

Ve zvláštních případech plní jednosměrný ventil funkci střídavého (překlápěcího) ventilu, zejména v řídících (ovládacích) hydrostatických obvodech. Princip konstrukce střídavého kuličkového ventilu je znázorněn na obr. 6.49. Je-li pracovní větev *A* spojena s odpadem,

přesune řídící tlak z větve *B* kuličku do sedla větve *A* a bude se šířit do prostoru pracovní větve *P* a naopak.

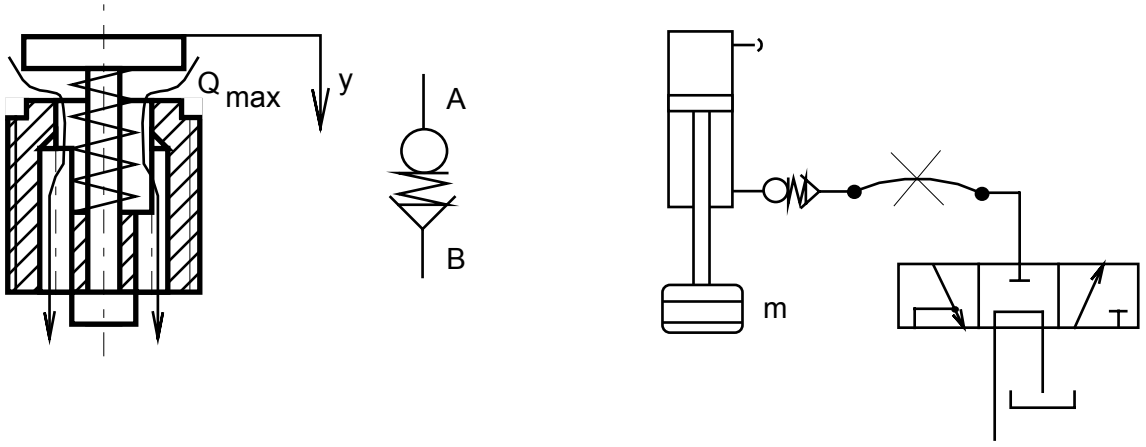


a) Konstrukce b) Schématická značka

Obr. 6. 49 Konstrukce střídavého ventilu a jeho schématická značka

6.3.2.3 Bezpečnostní ventil

Bezpečnostní ventil (hydraulická pojistka), je hydrostatický prvek, který se automaticky uzavírá při překročení dovoleného tlakového spádu v důsledku vysokého průtoku kapaliny. Slouží k zamezení úniku hydraulické kapaliny ze zatížených hydromotorů při poruše vedení, např. při roztržení hydraulické hadice. Nejčastěji se používá v hydraulických obvodech, kde nesmí dojít k posunu nebo pádu břemen při poruše části obvodu. Princip konstrukčního řešení je znázorněn na obr. 6.50. Ventil sestává z vložky (patronové konstrukce) opatřené vnějším závitem, která se šroubuje do výstupního potrubí nebo přímo do závitových hrdel hydromotorů. Uzavíracím prvkem je nejčastěji destička nebo kuželový ventil, udržovaný v nadzvednutém stavu slabou pružinou. Při jmenovitém průtoku ventil zůstává otevřený a průtok kapaliny je umožněn v obou směrech. Jestliže se průtok zvýší na max. hodnotu Q_{max}, stoupne tlakový spád na ventilu a vzniklá hydraulická síla přemůže sílu slabé pružiny. Talířkový ventil dosedne na sedlo a uzavře cestu kapalině ve směru naznačeného průtoku. Ventil zůstane uzavřený až do vyrovnání tlaků mezi vstupem *A* a výstupem *B*.

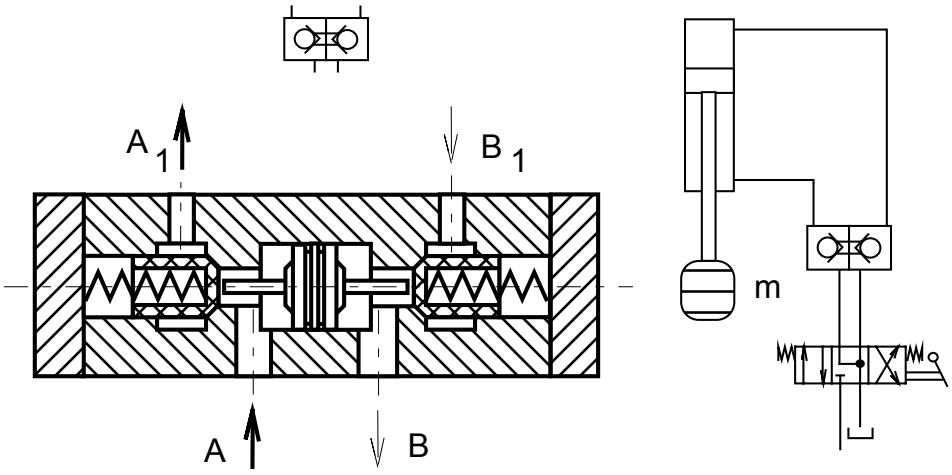


a) b) c)

Obr. 6.50 Konstrukce bezpečnostního ventilu, jeho schématická značka a použití

6.3.2.4 Hydraulický zámek

Hydraulický zámek vznikne spojením dvou řízených jednosměrných ventilů a používá se obvykle k zajištění (fixaci) zatíženého přímočarého hydromotoru v požadované poloze. Jeho konstrukční uspořádání je vidět na obr. 6.51.



Obr. 6.51 Konstrukce hydraulického zámku, schématická značka a použití

Kuželky v klidovém stavu zaručují maximální těsnost a zabraňují samovolnému klesání břemene při použití rozváděče s otevřeným středem. Je-li přivedena tlaková kapalina do prostoru *A*, přesune se plovoucí píst vpravo a nuceně otevře kuželku v prostoru *B*. Tím je umožněn průtok kapaliny z prostoru B_1 do *B*, dochází k zasouvání pístnice a zdvihu břemene.

Hydraulické zámky se někdy používají i v obvodech s rozváděči s uzavřeným středem, neboť radiální vůle mezi šoupátkem a tělesem rozváděče vždy způsobují určité prosaky kapaliny. Tyto aplikace se vyskytují například u jeřábů, výtahů apod. Některé hydraulické zámky mají uvnitř hlavních kuželek pomocné kuželky s vnitřním tlumením a s menšími průřezy, které umožní snížit ovládací hydraulické síly pro nucené otevírání hlavních ventilů. Takto konstruované hydraulické zámky nejsou náchylné ke kmitání, zvláště jsou-li v obvodu škrtící ventily v obou větvích.

6.3.3 Rozváděče

Rozváděče jsou nejrozšířenějším prvkem pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech mobilní techniky, neboť umožňují jednoduché řízení směru nebo zastavení pohybu hydraulických motorů jedním konstrukčním prvkem.

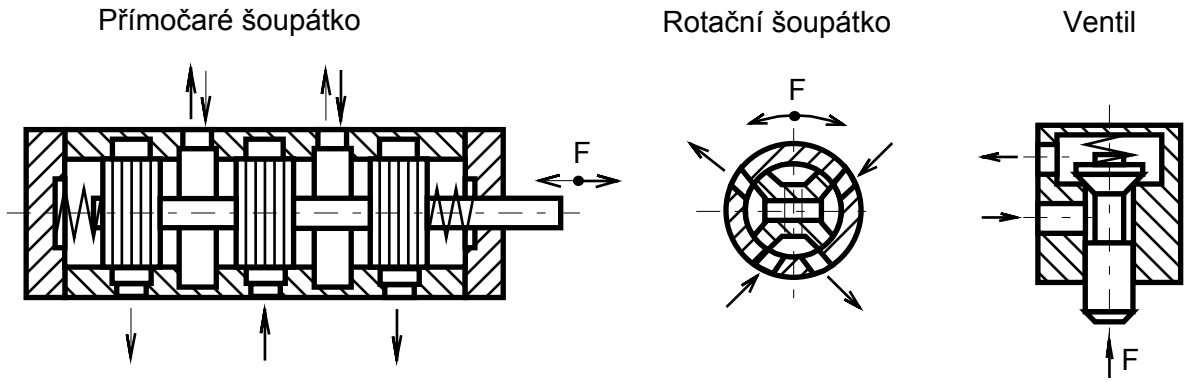
6.3.3.1 Druhy rozváděčů

Podle použitého konstrukčního prvku pro rozvod kapaliny (obr.6.10) se rozváděče dělí na:

- rozváděče s přímočarým šoupátkem,
- rozváděče s rotačním šoupátkem,
- rozváděče ventilové a sedlové.

U mobilní techniky se nejčastěji používají *rozváděče s přímočarým šoupátkem,* proto se jimi budeme zabývat podrobněji. Možnosti *rozváděčů s rotačním šoupátkem* jsou omezené a

pokud se s nimi setkáváme, jde převážně o rozváděče s ručním nebo mechanickým ovládáním. *Ventilové rozváděče* se vyznačují dobrou těstností a používají se pro hrazení velkých průtoků, např. u hydraulických lisů, na válcovacích stolicích v hutích apod. Pro malé průtoky a vysoké tlaky, při současném zajištění vysoké těsnosti, byly zkonstruovány *sedlové rozváděče (ventily),* jejichž základním konstrukčním prvkem místo ventilu je kulička.



Obr. 6.52 Druhy rozváděčů

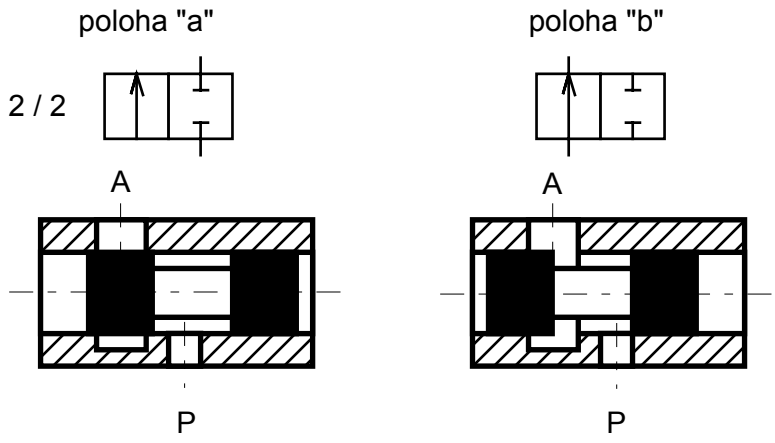
6.3.3.2 Šoupátkové rozváděče

Šoupátkové rozváděče se v souladu s ČSN 01 3624 dělí na skupiny podle:

- počtu poloh konstrukčního prvku,
- cest, tj. dělení podle počtu vstupů nebo výstupů rozváděče, které je možné připojit do hydraulického obvodu,
- způsobu ovládání.

Polohy a cesty šoupátkových rozváděčů

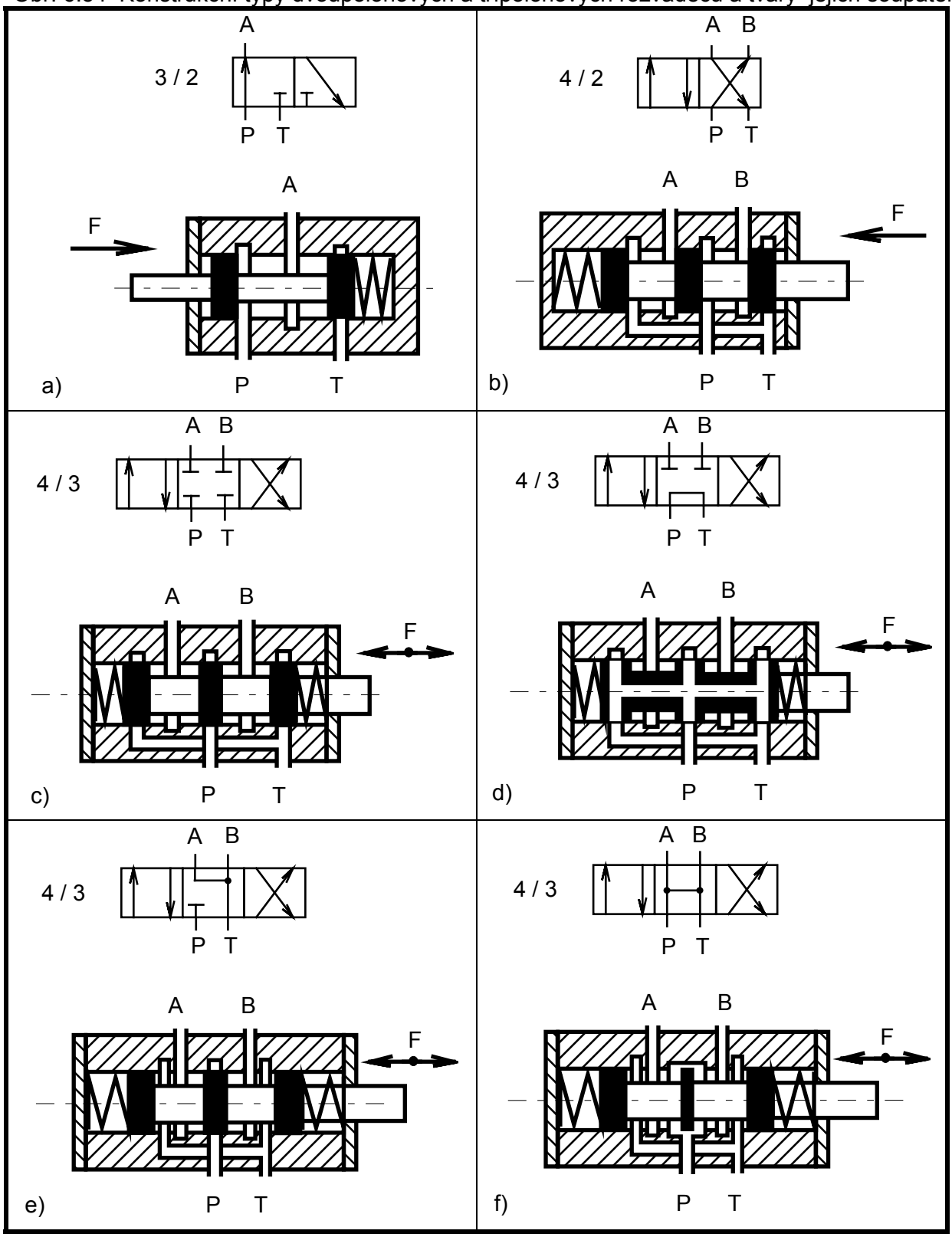
Základním a nejjednodušším typem je **dvoupolohový dvoucestný rozváděč**, viz. obr. 6. 53, který v poloze "b" umožňuje volný průtok kapaliny a v poloze "a" jej uzavírá.



Obr. 6.53 Princip dvoupolohového dvoucestného šoupátkového rozváděče

Vzhledem k tomu, že rozváděč má jeden vstup a výstup (dva přípoje), jedná se o dvoucestný rozváděč. Přípoje rozváděče jsou značeny velkými písmeny, kde "P" (press) znamená připojení tlakového zdroje (např. HG) a "A" připojení spotřebiče (HM). U vícecestných rozváděčů (viz. tab. 6.1) jsou další přípoje, kde "T" (tank) slouží pro připojení rozváděče k nádrži a "B" připojení spotřebiče (HM).

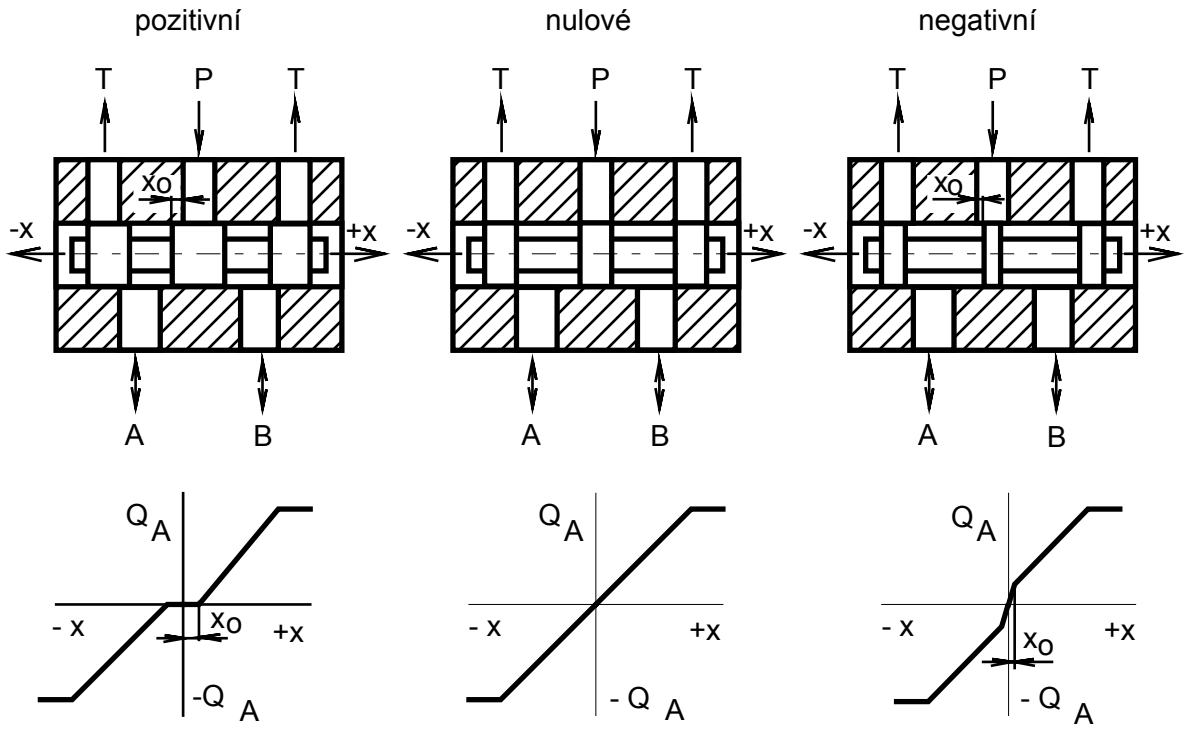
Obr. 6.54 Konstrukční typy dvoupolohových a třípolohových rozváděčů a tvary jejich šoupátek



Rozváděče se označují číselným kódem, kde číslice před lomítkem znamená počet cest a číslice za lomítkem počet poloh. Dvoucestný dvoupolohový rozváděč se tedy označí 2/2, třípolohový čtyřcestný 4/3, třípolohový sedmicestný 7/3 atd.

Třípolohové rozváděče jsou charakteristické tzv. neutrální nebo středovou polohou. Tato poloha může zabezpečit buď úplnou fixaci pohybu hydromotoru, jedná se o tzv. **uzavřený střed** (obr. 6.54, ad c) nebo je hydromotor fixován, ale tlakový zdroj je odlehčen, kapalina od hydrogenerátoru volně protéká tzv. **obtokem do odpadu** (ad d). U strojů pro zemní práce, např. u dozerů, je nutná plovoucí poloha radlice, která volně kopíruje terén. Toto zabezpečí rozváděč s tzv. **"H" středovou polohou** (ad f), která propojuje mezi sebou spotřební, tlakový i odpadní kanál. Toto propojení je nezbytné při použití přímočarých hydromotorů s diferenciálním pístem. Při volném přelévání kapaliny z prostoru pod pístem do prostoru nad pístem (rozdílné objemy kapaliny) musí být zabezpečeno odpouštění přebytečné kapaliny do odpadu nebo naopak přisátí kapaliny od zdroje průtoku při opačném pohybu.

Značný význam pro funkci rozváděče má konstrukční uspořádání nákružku šoupátka vůči rozvodným kanálům v jeho tělese. U šoupátkových rozváděčů se průtokový průřez a tím i odpor proti pohybu kapaliny mění přibližováním nebo vzdalováním funkčních hran šoupátka a tělesa. Existují rozváděče s tzv. **pozitivním**, **nulovým** a **negativním** krytím hran.



Obr. 0.55 Způsoby krytí hran šoupátkových rozváděčů

Pozitivní krytí je charakterizováno velmi dobrou těsností ve střední poloze, avšak při přesouvání šoupátka nastává krátký okamžik, kdy je přívodní kanál P uzavřen (hrazen). Vznikají tlakové špičky a kapalina krátkodobě protéká tlakovým ventilem do nádrže. Vznik tlakových špiček lze eliminovat obtokovým kanálem (tab. 6.1 d), který před propojením kanálů P - A nebo P - B, stále propojuje přívodní kanál P s odpadem T. Pozitivní krytí hran se často používá u rozváděčů určených pro mobilní techniku.

Nulové krytí je charakterizováno velmi dobrou regulací průtoku v oblasti neutrální "nulové" polohy šoupátka, ovšem je však výrobně a ekonomicky velmi náročné. Používá se ve

zdůvodněných případech pro řízení malých průtoků v oblasti neutrální polohy šoupátka například u servoventilů..

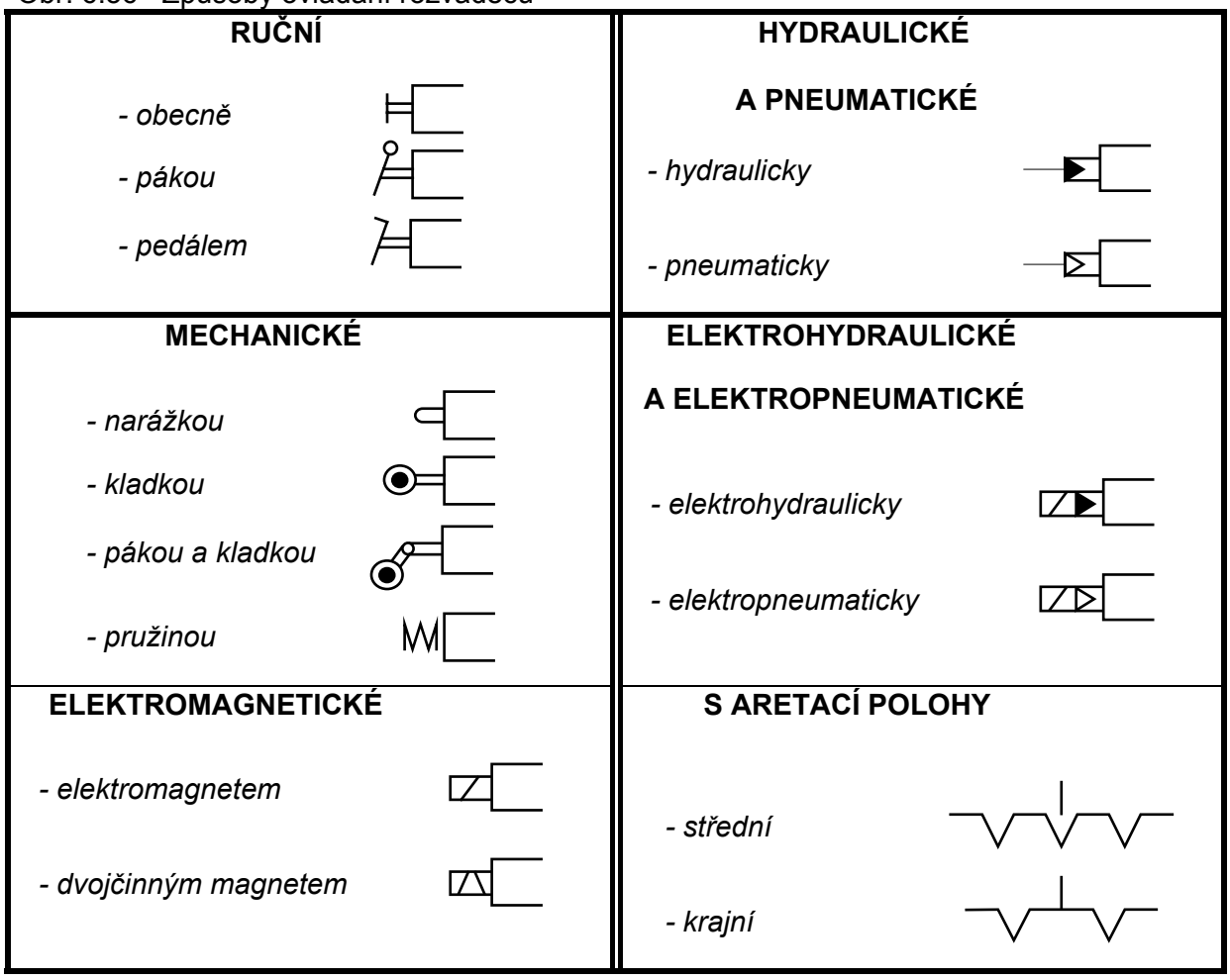
Negativní krytí je charakterizováno otevřením jak přívodního P tak i spotřebních kanálů A, B s odpadem T. Dochází sice k bezrázovému přestavování šoupátka, ale v neutrální poloze šoupátka jsou otevřeny všechny kanály a dochází k poklesu zvedaného břemene. Negativní krytí hran je používáno například u rozváděčů s "H polohou", viz obr. 6.54 ad f).

Ovládání šoupátkových rozváděčů

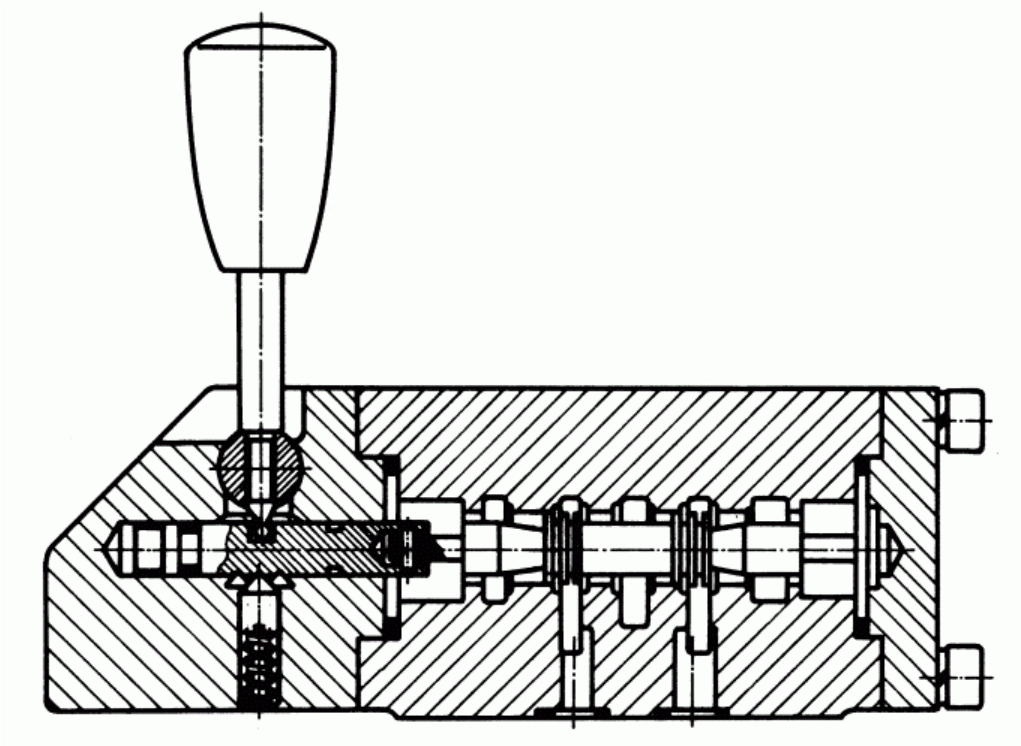
Ovládání rozváděčů je velmi rozmanité a je v souladu se způsobem značení v ČSN 01 3624. Ovládání rozváděčů může být:

- **ruční**, pomocí páky nebo nožního pedálu,
- **mechanické**, odvozené od šablony, vačky, narážky apod.,
- **elektromagnetické**, se stejnosměrnými (12 - 24 V) tlačnými nebo tažnými elektromagnety, případně se střídavými elektromagnety (220 V),
- **hydraulické** nebo **pneumatické**, jako samostatné se vyskytují zřídka,
- **elektrohydraulické**, se používá u rozváděčů s velkými průtoky a tlaky, u mobilní techniky nejrozšířenější.

Obr. 6.56 Způsoby ovládání rozváděčů

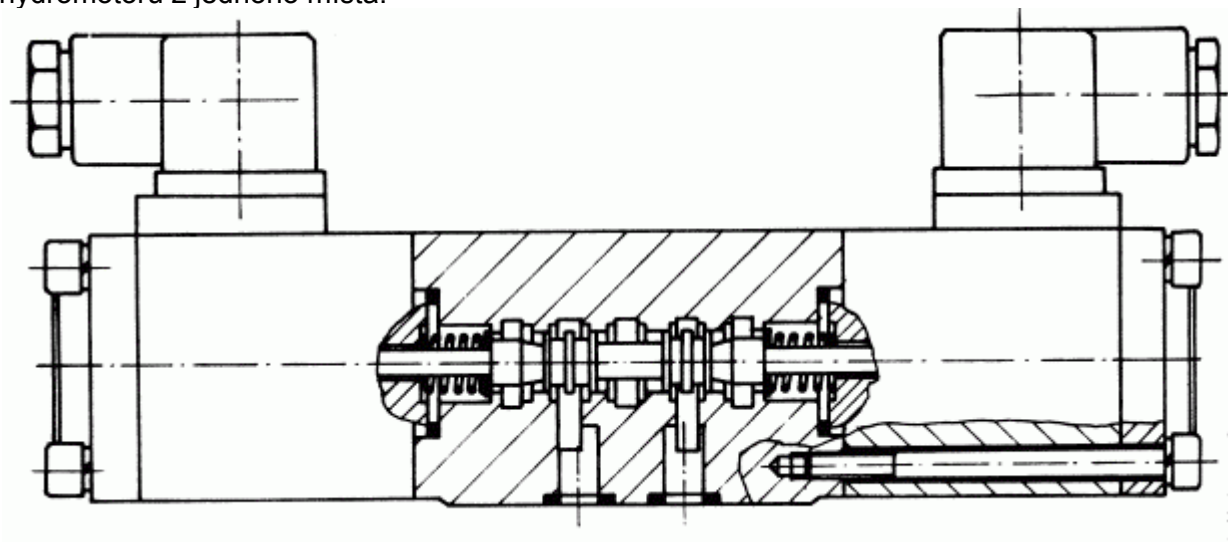


Příklady konstrukce šoupátkových rozváděčů



Obr. 6.57 Ručně ovládaný rozváděč

Ručně ovládaný rozváděč pomocí páky je na obr. 6.57. Konstrukčně je řešen jako pěticestný třípolohový hydraulický rozváděč s aretací střední polohy pružinami. Ručně ovládané rozváděče bývají základem konstrukce pro ovládání rozváděčů tlačítkem, narážkou, kladkou či pedálem. Často se spojují do sekcí, až čtyři vedle sebe, což umožňuje ovládání několika hydromotorů z jednoho místa.

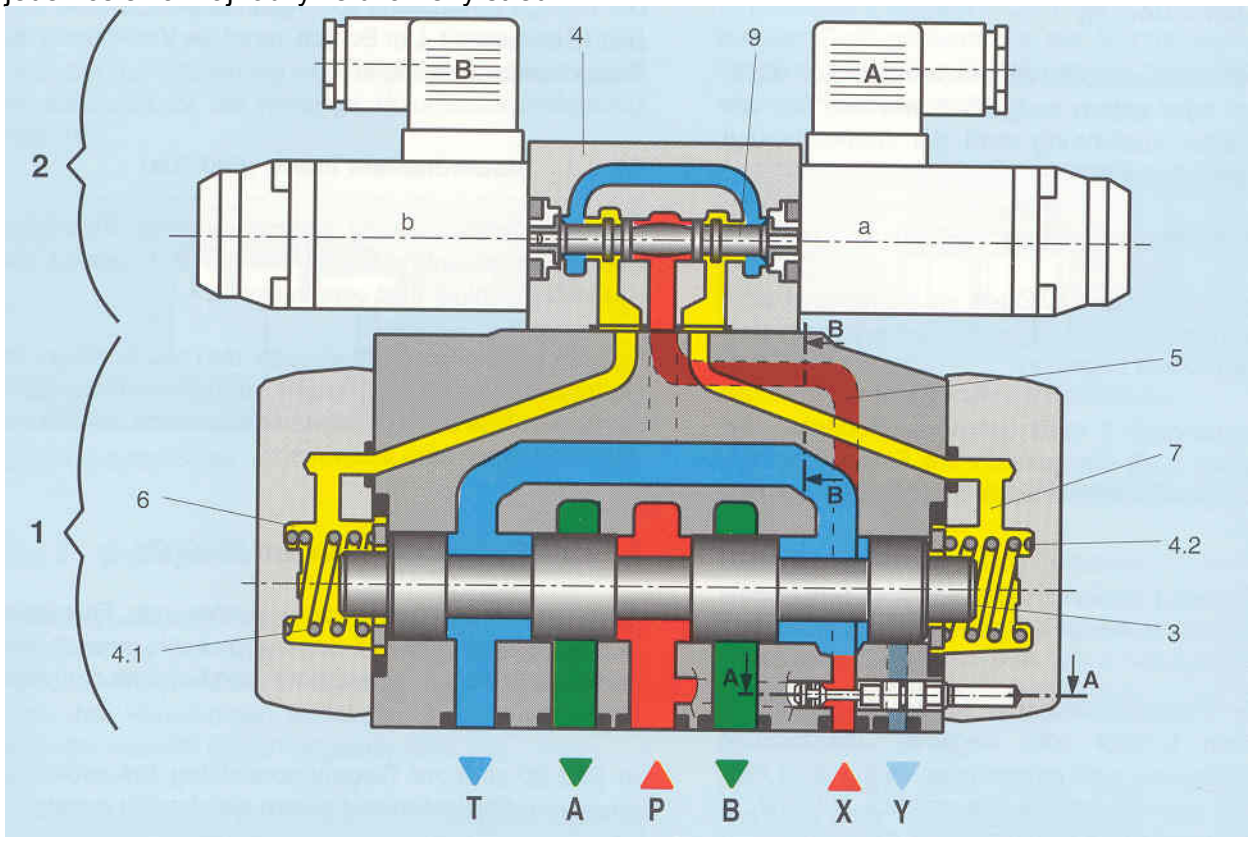


Obr. 6.58 Elektromagneticky ovládaný rozváděč

Elektromagneticky ovládaný rozváděč (obr. 6.58) umožňuje široké použití pro automatizaci pracovních cyklů v hydraulických obvodech, nebo jeho dálkové ovládání tlačítky, případně spínači, což je s výhodou využíváno u mobilní techniky. Strojník může z jednoho místa dálkově ovládat prakticky všechny rozváděče, které jsou rozmístěny na různých místech stroje. U mobilní techniky se k ovládání používá stejnosměrný elektromagnet 12 nebo 24 V. Střídavé

elektromagnety 220V jsou obvykle použity u rozváděčů určených do stacionárních hydraulik ve výrobních závodech, hutích apod. Přestavné časy elektromagneticky ovládaných rozváděčů jsou od 50 ms u střídavých magnetů do 150 ms u stejnosměrných magnetů.

Pro největší průtoky se používá **elektrohydraulicky ovládaný rozváděč** (obr. 6.59), který vznikne kombinací elektricky ovládaného řídícího rozváděče 2 malé světlosti (pro průtok řádově l.min^{-1}) a hydraulicky ovládaného hlavního rozváděče velké světlosti 2 (pro průtok řádově až několik set l.min^{-1}). Elektrohydraulicky ovládané rozváděče jsou sešroubovány v jeden celek a mají obvykle uzavřený střed.



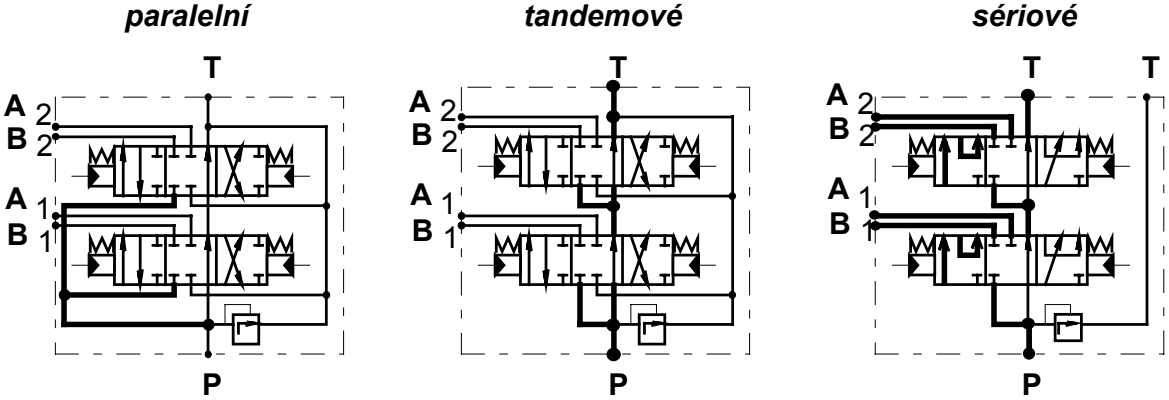
Obr. 6.59 Elektrohydraulicky ovládaný rozváděč

Je-li šoupátko v neutrální (středové) poloze, oddělí jeho nákružky spotřební kanály A, B hydromotoru od tlakového P i odpadního kanálu T a pohyb hydromotoru je znemožněn. Po přivedení elektrického proudu do levého elektromagnetu se posune řídící šoupátko vpravo. Prostor v pravé komoře hlavního rozváděče zůstává pod tlakem a levá komora se propojí s odpadem. Šoupátko v hlavním rozváděči (i se středícím pouzdrem) se hydraulicky rozdílem tlaků posune vlevo do krajní polohy a propojí cesty P-A a B-T, hydromotor se začne pohybovat. Po vypnutí elektromagnetu se vrátí řídící šoupátko pomocí pružin do střední polohy a připojí levou komoru hl. rozváděče opět na řídící tlak. Vzhledem k tomu, že součet ploch středícího čepu a pouzdra v levé komoře je větší než plocha šoupátka v pravé komoře (princip diferenciálního pístu), začne se šoupátko posouvat vpravo. Vystředění neutrální polohy šoupátka je hydraulické. Pouzdro v levé komoře se posune na doraz v tělese rozváděče. V tomto okamžiku je činná plocha šoupátka v pravé komoře větší než v levé a šoupátko je dotlačováno na pouzdro a zůstává ve střední poloze. Mezi řídící a hlavní rozváděč se někdy vkládá deska se škrtícími ventily (jehlami), které umožňují řídit rychlost přesouvání šoupátka hlavního rozváděče a tím omezovat tlakové rázy při rozběhu nebo doběhu hydromotru. Zvláštností těchto rozváděčů je možnost přívodu řídícího tlaku buď interně, přímo z kanálu P

nebo z externího tlakového zdroje kanálem X, kanál Y slouží jako odpad z elektromagnetického řídícího rozváděče a kanál L propojuje prostor mezi šoupátkem a středícím pouzdrem s odpadem.

Skupinový šoupátkový rozváděč umožňuje ovládat několik hydromotorů současně. Může být zkonstruován jako monoblokový nebo sekcionární. Na zavedené mobilní technice se většinou vyskytují **sekcionární rozváděče**, sestávající z několika sekcí, spojených mezi sebou vzájemně šrouby. **Monoblokové rozváděče**, často konstruované jako proporcionální, se stále více prosazují u moderních strojů, podrobněji je tato problematika uvedena v kap. 9.

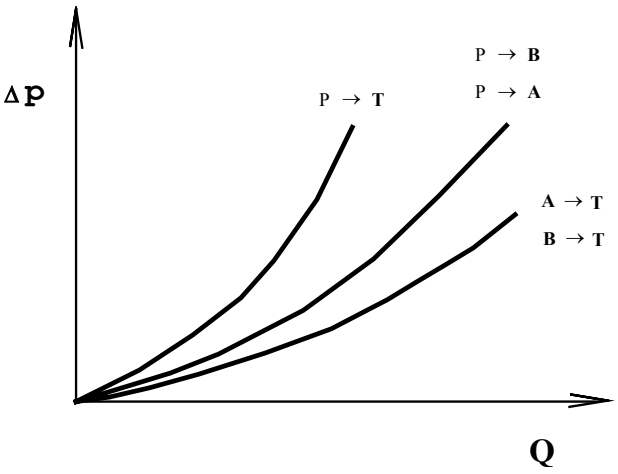
Konstrukční propojení jednotlivých šoupátkových sekcí, viz. obr. 6.60, může být *paralelní*, *tandemové* nebo *sériové*.



Obr. 6.60. Propojení šoupátkových sekcí skupinových rozváděčů

Při ***paralelním propojení šoupátkových sekcí*** je na každou z nich napojen přívod tlakové kapaliny *P*. Hydromotory připojené na spotřební kanály A_1, B_1, A_2, B_2 mohou pracovat samostatně i oba současně. Při současné činnosti se kapalina dělí podle poměrů odporů spotřebičů. Jsou-li stejné je stejná i jejich rychlost, při úplném odlehčení jednoho z hydromotorů bude jeho rychlost teoreticky dvojnásobná a druhý hydromotor se může vlivem zátěže úplně zastavit.

Tandemové propojení sekcí umožňuje pouze odtok kapaliny společným kanálem *T*. Současná činnost dvou spotřebičů není možná. První sekce je upřednostněna ve funkci.



Obr.6.61. Statická charakteristika šoupátkového rozváděče

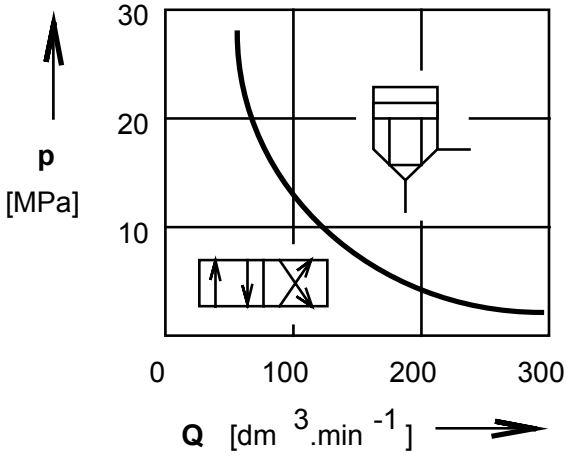
Při ***sériovém propojení sekcí*** a při jejich současné činnosti se sčítá tlakový účinek obou spotřebičů a průtok jednotlivými sekcemi je stejný, tomu odpovídají i stejné rychlosti hydromotorů.

Charakteristiky rozváděčů

U rozváděčů jako hydrostatických prvků pro hrazení průtoku nás nejvíce zajímá velikost tlakové ztráty při průtoku jednotlivýni cestami. Statická charakteristika je závislost tlakového spádu na průtoku (obr. 61) a je obdobná jako u ostatních prvků pro hrazení průtoku.

6.3.4 Vestavné ventily

Vestavné ventily patří mezi moderní a progresivní prvky pro hrazení průtoku kapaliny. V minulosti byly používány v hydraulických obvodech tvářecích a hutních strojů, u nichž nositelem energie byla voda nebo vodní emulze.

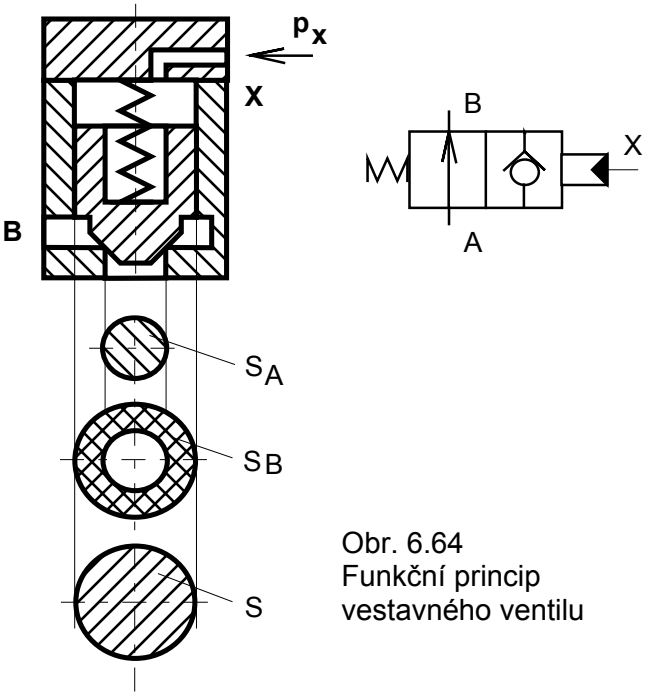


Obr. 6.62 Oblast užití vestavných ventilů a šoupátkových rozváděčů

S výhodou se používají již od světlosti 25 mm, přičemž dochází ve srovnání s klasickým způsobem hrazení průtoku (např. šoupátkovými rozváděči) k výrazným rozměrovým, hmotnostním i ekonomickým úsporám. Se zřetelem k pracovním parametrům hydraulického obvodu vymezují někteří výrobci oblast, ve které je výhodné používat vestavné ventily nebo šoupátkové rozváděče, viz. obr. 6.62.

6.3.4.1 Princip funkce vestavných ventilů

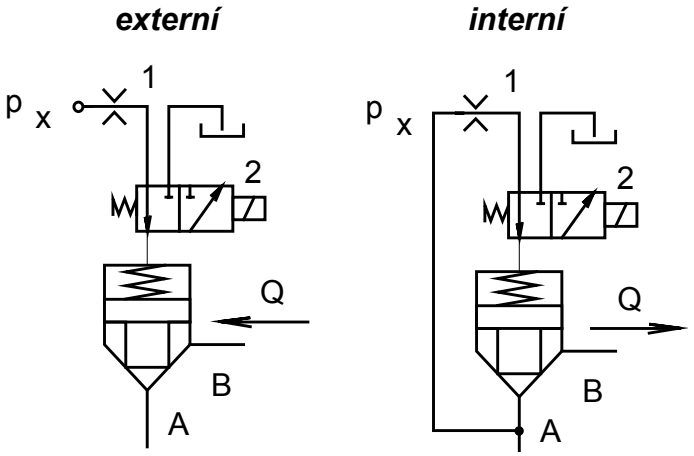
Vestavný ventil, viz. obr. 6.63 , má vždy dva výkonové vstupy *A* a *B* a jeden vstup řídící *X*. Základním konstrukčním prvkem je kuželka, která hradí průtok mezi kanály *A* a *B* na základě velikosti řídícího tlakového signálu v prostoru *X*. Velikost řídícího tlaku p_x ve vstupním hrdle *X* určuje, zda je ventil otevřen nebo uzavřen, tedy zda vestavný ventil umožňuje průtok kapaliny, anebo jej hradí.



Obr. 6.64 Funkční princip vestavného ventilu

Pro uzavření ventilu je nutné, aby součin řídícího tlaku p_x a plochy *S* (plus síla předpětí pružiny) byl větší než součet hydraulických sil působících v kanálech *A* a *B*. Volbou různé velikosti ploch S_A, S_B a *S* je možné ventil používat jako prvek pro hrazení průtoku (např. při poměru ploch $S_A : S_B : S = 1 : 0{,}5 : 1{,}5$) nebo jej můžeme použít jako řízený tlakový ventil (při poměru ploch $S_A : S_B : S = 1 : 0 : 1$).

Bude-li pracovní tlak pouze ve větvi *A,* stačí k uzavření ventilu řídící tlak $p_x = S_A.p_A / S$, tj. při poměru ploch ($S_A : S_B : S = 1 : 0{,}5 : 1{,}5$) $p_x \cong 2.p_A/3$. Jinými slovy velikost řídícího tlaku pro ovládání ventilu závisí na pracovních tlacích v prostorech *A* a *B*, na průřezech kuželky *S*, dosedací ploše S_A a průřezu mezikruží S_B



Obr. 6.65 Způsoby řízení vestavných ventilů

Řízení vestavných ventilů je interní nebo externí (obr. 6.65). ***Externí řízení*** předpokládá použití samostatného zdroje tlakové kapaliny, přičemž velikost řídícího tlaku p_x může v některých případech dosahovat velikosti pracovního tlaku. Toto řízení nevyužívá hlavní přednost vestavných ventilů, uzavírání bez pomocného zdroje tlakové energie.

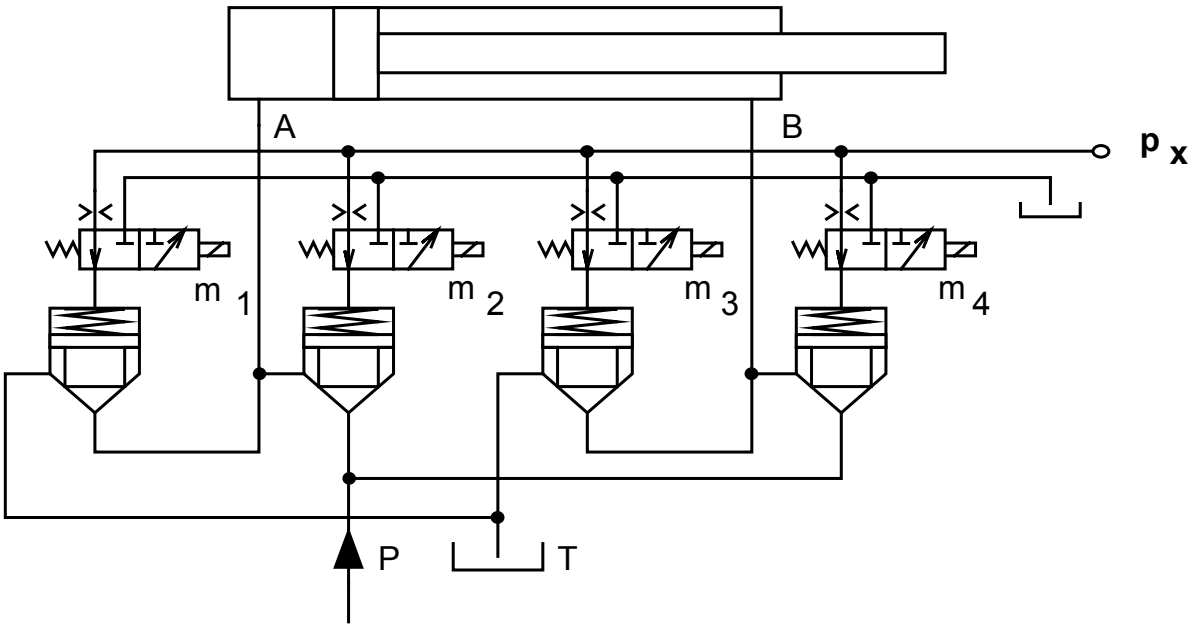
Interní řízení je vhodnější, protože odpadá samostatný zdroj tlaku. Je-li elektromagnetický rozváděč *2* v základní poloze, kapalina z větve *A* uzavírá kuželku a drží ji pod tlakem. Průtok ze strany *A* do *B* je hrazen. Po přestavení rozváděče *2* do pravé polohy se propojí odpad s prostorem nad kuželkou, a ta se nadzvedne. Z hlediska logických operací tedy vestavný ventil plní funkci negace, proto je často nazýván *logickým prvkem* a v zahraničí také *"cartridge element".*

6.3.4.2 Řízení a použití vestavných ventilů

Jestliže sdružíme vestavné ventily do skupin se samostatným ovládáním, můžeme jimi realizovat libovolný počet různých propojení. Čtyřmi vestavnými ventily a čtyřmi řídícími rozváděči lze dosáhnout teoreticky šestnácti propojení podle vztahu

$$z = 2^n,$$

kde z ... počet propojení,
n ... počet vestavných ventilů

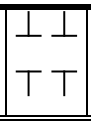
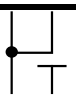
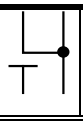
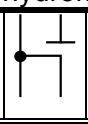
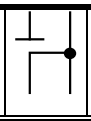
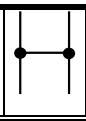
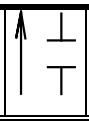
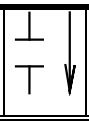
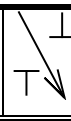


Obr. 6.66 Možnosti řízení přímočarého hydromotoru vestavnými ventily

Tuto skutečnost nejlépe charakterizuje schéma zapojení pohonu přímočarého hydromotoru , viz. obr. 6.66

Poslední dvě propojení nelze realizovat, bylo by nutné instalovat pátý vestavný ventil. Skutečně lze realizovat pouze dvanáct operací, které jsou znázorněny v tabulce 6.1.

Tabulka 6.1 Možnosti řízení přímočarého hydromotoru

Elektromagnet												
m_1	-	-	+	-	+	+	-	+	-	-	+	-
m_2	-	+	-	+	-	+	-	+	+	-	-	-
m_3	-	+	-	-	+	-	+	+	-	+	-	-
m_4	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	-	+

- bez proudu, + pod proudem

Kdybychom požadovali realizaci řízení vestavných ventilů interním tlakem, např. z větve P, bylo by nutné vhodně k elektromagnetickým rozváděčům vřadit střídavé (překlápěcí) ventily.

Vestavné ventily se velmi často montují do speciálních kostek a umožňují hrazení velkých průtoků, řádově *200* až *12 000 l.min*$^{-1}$. Použití našly převážně u stacionárních hydraulik v hutích, výrobních závodech apod.

6.4 Prvky pro řízení velikosti průtoku

Hydrostatické prvky pro řízení průtoku představují odpor proti pohybu, na jehož velikosti závisí průtok a při vhodném zapojení i rychlost hydromotorů.

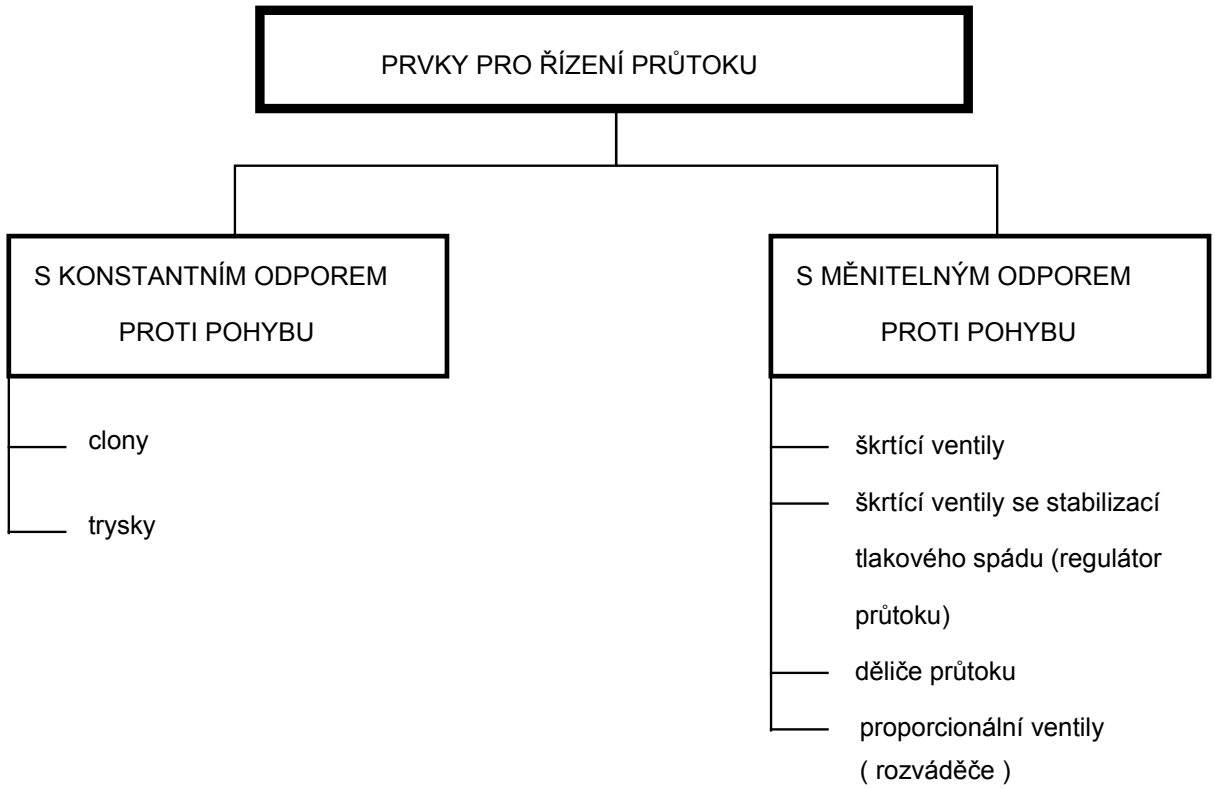
Pracují na principu škrcení průtoku, *což je doprovázeno přeměnou části tlakové energie kapaliny na energii tepelnou s následným zvyšováním teploty hydraulické kapaliny*. Řízení průtoku je založeno na jeho větvení, obvykle na dvě části, jedna prochází prvkem pro řízení průtoku a druhá přepouštěcím ventilem do zpětného vedení. Škrcení průtoku je buď s konstantním odporem - ***clony***, ***trysky*** nebo s proměnlivým odporem, jímž se vyznačují ***škrtící ventily***, ***děliče průtoku*** atd.

Převážná většina prvků pro řízení průtoku, podobně jako prvků pro hrazení průtoku, má nelineární odpor proti pohybu, charakteristický turbulentním průtokem.

Pro tlakový spád na cloně nebo na škrtícím ventilu platí rovnice

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \qquad [\text{Pa}] \qquad (6.37)$$

kde ξ ... součinitel místního odporu,
ρ ... hustota kapaliny,
v ... rychlost proudu kapaliny.



Obr. 6.67 Rozdělení hydrostatických prvků pro řízení průtoku

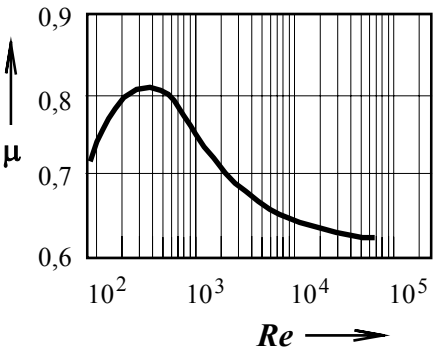
Vyjádřením rychlosti proudu *v* z rovnice (6.37) a jejím dosazením do průtokové rovnice **Q = S . v** dostaneme vztah pro výpočet průtoku

$$Q = S \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \qquad [\ m^3.s^{-1}\ ] \qquad (6.38)$$

kde S ... průtočná plocha clony.

Odmocnina z převrácené hodnoty součinitele místního odporu $\sqrt{1/\xi}$ se označuje jako průtokový součinitel μ a vztah (6.38) pro výpočet průtoku se často používá ve tvaru

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



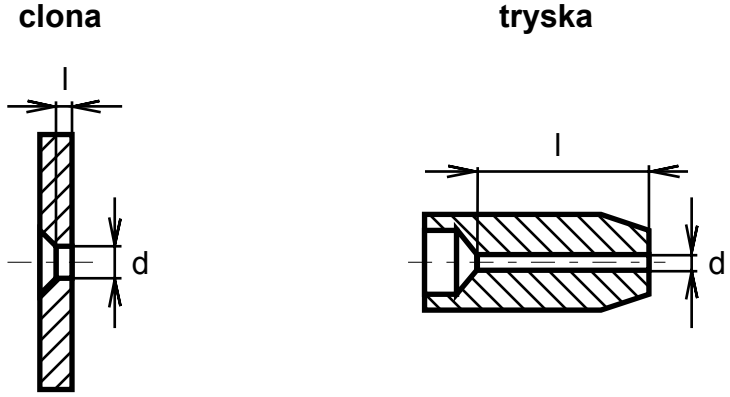
Obr. 6.68 Průběh průtokového součinitele pro clonu kruhového průřezu

Průtokový součinitel μ není konstantní ale je funkcí Reynoldsova čísla μ **= f(Re)**. Například pro clonu kruhového průřezu s poměrem délky k průměru otvoru l/d = 0,2 je možné μ odečíst z diagramu na obr. (6.68)

Škrtící prvky obecně neurčují jednoznačně výstupní parametry Q a Δp. Ty jsou ovlivněny viskozitou a rychlostí proudu kapaliny (Re = v.d/ν), protitlakem za škrtícím prvkem a konečně rozměry a tvarem škrtícího průřezu.

6.4.1 Clony a trysky

Clony a trysky představují prvky s konstantním odporem proti pohybu. Řídíme jimi velikost tlakového spádu na základních konstrukčních místech hydraulických prvků, udržujeme konstantní průtok v paralelních větvích hydraulického obvodu, využíváme jejich tlumících vlastností apod. Kromě toho se trysky používají ve spojení s výkyvnou destičkou ve funkci tryskového zesilovače u servoventilů nebo jiných řídících prvků atd.



Obr. 6.69 Geometrie clony a trysky a jejich rozdíly

Základní rozdíl mezi clonou a tryskou je v délce škrtícího otvoru. Kritériem pro rozlišení clon a trysek je poměr *l/d*,

clony $0{,}2 < l/d < 2$

trysky $l/d > 2$.

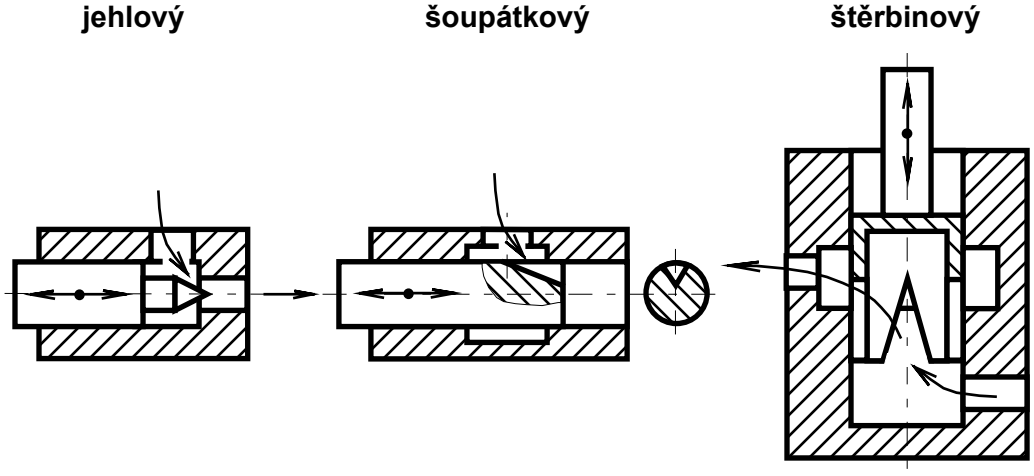
Známe-li geometrii clony (zejména průtočný průřez *S*) a průtokový součinitel μ, který je závislý na Reynoldsově čísle a protitlaku za clonou, můžeme pomocí clony měřit průtok v potrubí. Předpokladem je ovšem přesné měření tlakového spádu Δp na cloně.

6.4.2 Prvky s měnitelným odporem proti pohybu

Prvky pro řízení průtoku s možností změny průtočné plochy S, mění spojitě odpor proti pohybu a tím i průtok. Lze k nim zařadit **škrtící ventily**, **regulátory průtoku**, **děliče průtoku** a **proporcionální ventily (rozváděče)**.

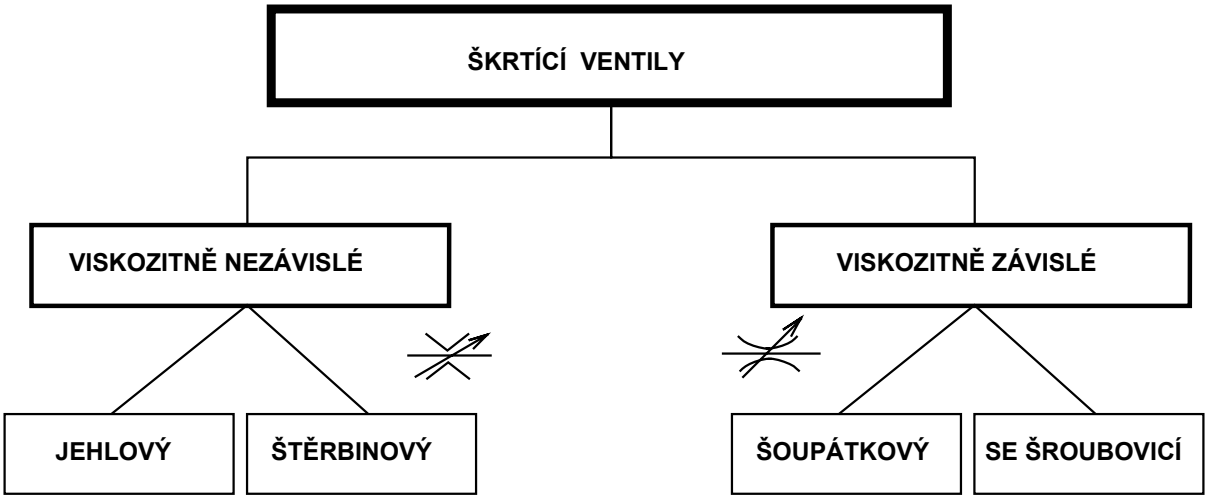
6.4.2.1 Škrtící ventily

Podle konstrukčního prvku, kterým měníme průtočný průřez, jsou rozeznávány ***jehlové***, ***šoupátkové*** a ***štěrbinové škrtící ventily*** , viz. obr. (6.70)



Obr. 6.70 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrtících ventilů

Konstrukce škrtících hran a vliv viskozity kapaliny do značné míry určuje zařazení škrtících ventilů do tzv. viskozitně závislých a nezávislých ventilů. Vliv viskozity bude tím větší, čím větší dráhu bude muset kapalina urazit přes škrtící otvor.



Obr. 6.71 Rozdělení škrtících ventilů a jejich schématické značky

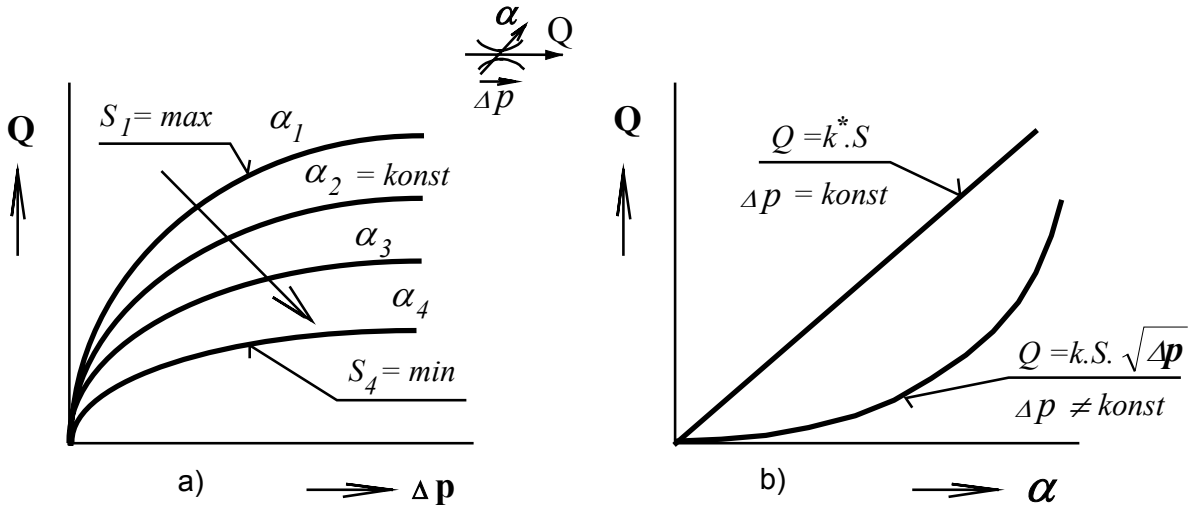
Jehlové a **štěrbinové ventily** mají tuto dráhu velmi malou, obvykle pouze škrtící hranu, a proto je zařazujeme do tzv. **viskozitně nezávislých (necitlivých) škrtících ventilů**.

Šoupátkové škrtící ventily nebo **ventily**, **které mají škrtící drážku ve tvaru šroubovice** patří do skupiny **viskozitně závislých (citlivých) škrtících ventilů**.

Známe-li průtokový součinitel μ a budeme-li, předpokládat, že hustota kapaliny ρ se nebude měnit, můžeme pro výpočet průtoku škrtícím ventilem použít vztah

$$Q = S \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} = k \cdot S \cdot \sqrt{\Delta p} \quad [\ m^3.s^{-1}\ ] \tag{6.39}$$

kde: konstanta $k = \mu.\sqrt{2/\rho}$, (když bude Δp = konst, potom $k^* = \mu.\sqrt{2/\rho}.\sqrt{\Delta p}$ a vztah pro průtok přejde do tvaru $Q = k^*.S$).

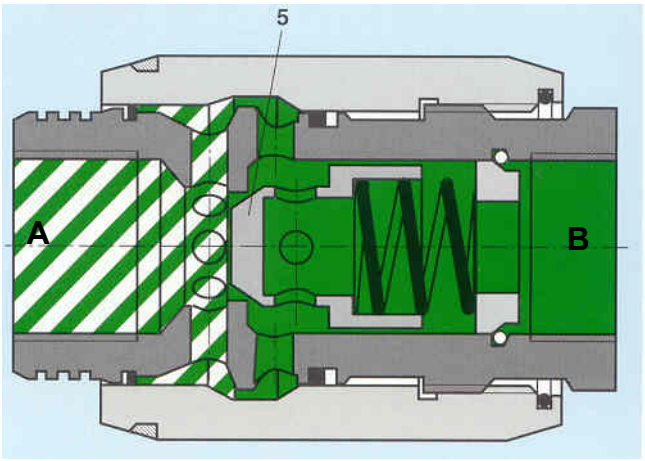


Obr. 6.72 Statické charakteristiky škrtícího ventilu

U škrtících ventilů se obvykle uvádějí dvě statické charakteristiky. Nejčastěji je používána ***závislost průtoku na tlakovém spádu Q = f(Δp)***, obr. 6.72 a). Křivky α_1, α_2, α_3, α_4 znamenají velikost nastavení průtočné plochy škrtícího ventilu S_1, S_2 , S_3 a S_4.

Závislost průtoku na změně regulačního parametru (průtočné ploše S) **vyjadřuje charakteristika Q=f(α)** (obr. 6.72 b). Může být lineární, když udržíme (stabilizujeme) na ventilu konstantní tlakový spád (Δp = konst.) nebo je parabolická v opačném případě ($\Delta p \neq$ konst.).

Škrtící ventily se často používají pro řízení rychlosti pohybu zatížených hydromotorů při spouštění břemen. V tomto případě hovoříme o ***brzdícím ventilu***, který je konstrukčně složen ze škrtícího a jednosměrného ventilu. Konstrukční řešení brzdícího ventilu je znázorněno na obr. 6.73 . Brzdící ventil sestává z tělesa, které s převlečnou šroubovací objímkou tvoří škrtící průřez ventilu. Průchozí otvor v tělese je uzavřen jednosměrným ventilem *5* ve směru *B - A*. Kapalina je nucena protékat otvory v kuželce jednosměrného ventilu a nastaveným škrtícím průřezem škrtícího ventilu. Ve směru *A - B* je brzdící ventil volně průtočný a chová se jako klasický jednosměrný ventil.



Obr. 6.73 Brzdící ventil

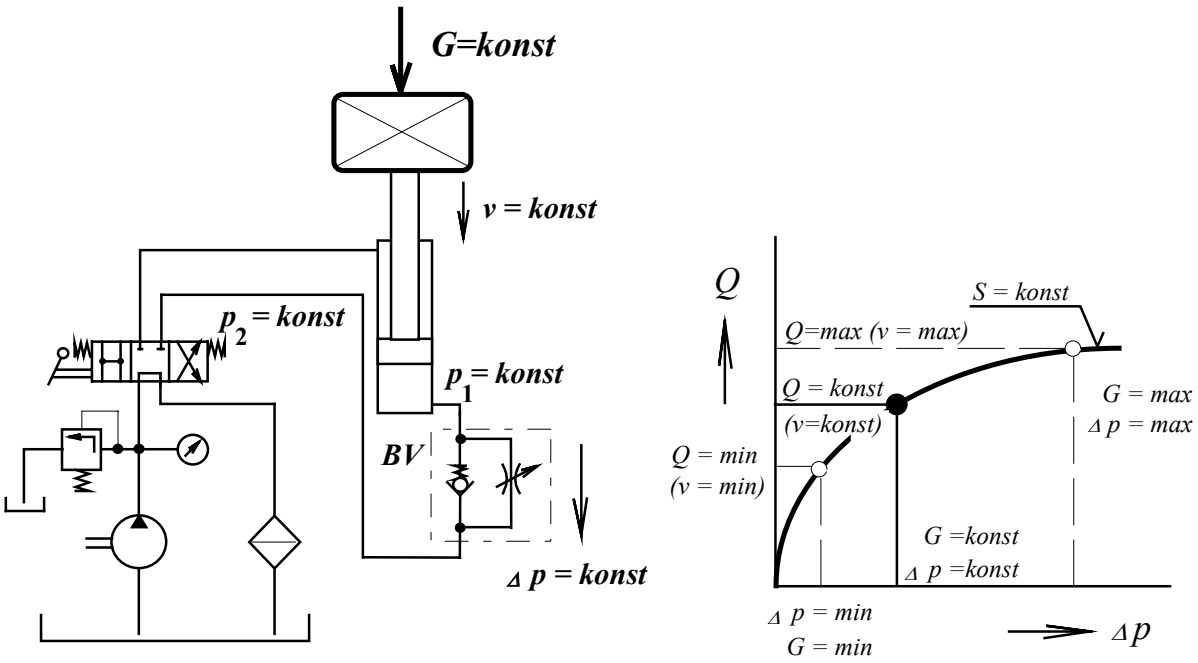
Použití brzdícího ventilu je znázorněno na obvodu hydrostatického zvedáku s přímočarým hydromotorem (obr. 6.74 a). Požadavkem je řízení rychlosti zasouvání pístnice hydromotoru, která je zatížena tíhovou sílou spouštěného břemene.

Brzdící ventil je do obvodu zapojen tak, aby volný průtok přes jednosměrný ventil byl realizován pro zvedání břemene. Při spouštění břemene musí být pod pístem hydromotoru vytvořen protitlak, který vznikne škrcením průtoku na hraně škrtícího ventilu (bez potřebného protitlaku pod pístem hydromotoru by došlo k neřízenému pádu břemene).

Jestliže bude spouštěno břemeno s konstantní hmotností, bude tíha *G* působící na pístnici hydromotoru konstantní. To znamená, že při konstantní ploše pístu bude i konstantní tlak p_1 před brzdícím ventilem. Za předpokladu, že tlak za brzdícím ventilem p_2 bude konstantní, bude konstantní i tlakový spád Δp na škrtícím ventilu. Průtok škrtícím ventilem bude tedy závislý pouze na nastavené průtočné ploše škrtícího ventilu S. Z této úvahy vyplývá, že rychlost spouštění břemene bude rovněž konstantní a bude přímo úměrná průtoku, který protéká škrtícím ventilem.

Jestliže ovšem budou zvedána a spouštěna břemena s různými hmotnostmi $G \neq konst.$, bude se zákonitě měnit i tlakový spád na škrtícím ventilu, což při konstantně nastavené průtočné ploše *S* nutně vyvolá změnu průtoku škrtícím ventilem. Průtok přes škrtící ventil a rychlost spouštění břemene *v* se budou 6.74 b. Při menší hmotnosti břemene se rychlost spouštění sníží a naopak.

Škrtící ventil v tomto případě není pro řízení pohybu vhodný, protože při změně zatížení dochází ke značnému kolísání rychlosti spouštění břemene.



a) Hydrostatický obvod zvedáku s BV

b) Vliv změny tíhy břemene na rychlost spouštění

Obr. 6. 74 Použití brzdícího ventilu pro řízení rychlosti (brždění pohybu) hydromotoru

Abychom dosáhli konstantní průtok *Q* a rychlost *v* i při proměnlivé zátěži, je nutno stabilizovat tlakový spád na průtočné ploše škrtícího ventilu. V této souvislosti hovoříme o tzv. **škrtících ventilech se stabilizací tlakového spádu** nebo **regulátorech průtoku**.

6.4.2.2 Škrtící ventily se stabilizací

Stabilizace tlakového spádu na škrtícím ventilu se dosahuje buď redukčním ventilem, který se zapojuje se škrtícím ventilem v sérii, čímž vzniká ***dvoucestný škrtící ventil se stabilizací***, nebo se stabilizace dociluje paralelním zapojením přepouštěcího ventilu, čímž vzniká ***třícestný škrtící ventil se stabilizací***.

6.4.2.2.1 Dvoucestné škrtící ventily se stabilizací

Dvoucestný škrtící ventil se stabilizací tlakového spádu vznikne sériovým spojením škrtícího ventilu a jednostupňového redukčního ventilu, který funguje jako ***dvoucestná tlaková váha (DTV)***.

Na obr. 6.75 je vidět typické zapojení dvoucestného škrtícího ventilu se stabilizací, který udržuje konstantní průtok do rotačního hydromotoru i při proměnlivé zátěži na jeho hřídeli. Princip stabilizace tlakového spádu vychází z podmínky silové rovnováhy na šoupátku tlakové váhy, přičemž sílu pro stlačení pružiny zanedbáváme (nízká tuhost pružiny K a malý zdvih x).

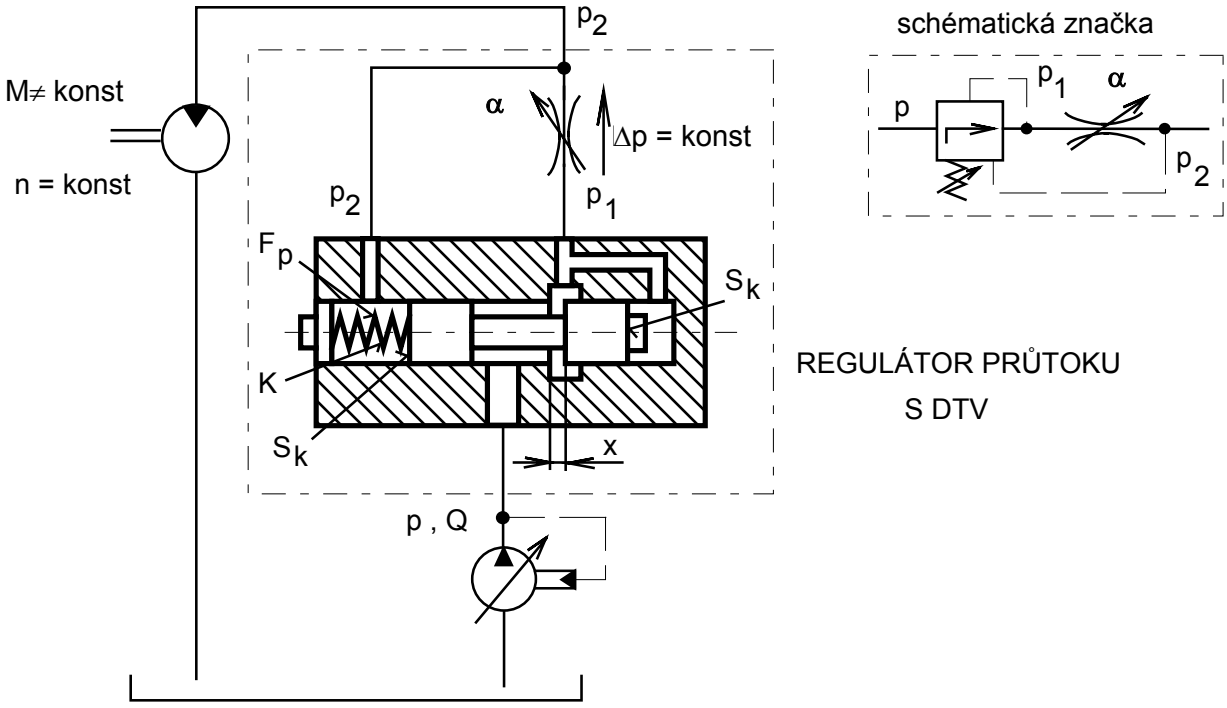
$$p_1 \cdot S_k = p_2 \cdot S_k + F_p + K \cdot x \quad [\,N\,] \tag{6.40}$$

odtud

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_p + K \cdot x}{S_k} \approx \frac{F_p}{S_k} = konst \qquad [\ Pa\ ] \qquad (6.41)$$

Tlakový spád na škrtícím ventilu je stabilizován na hodnotě $\Delta p \cong 0{,}5$ MPa, který je dán předpětím pružiny tlakové váhy. Průtok Q je potom téměř nezávislý na vstupním p_1 a výstupním tlaku p_2.

Z výstupu škrtícího ventilu je vedena hydraulická zpětná vazba na levou stranu šoupátka redukčního ventilu. Stoupne-li tlak p_2 zvýšením zátěže na hřídeli hydromotoru, poruší se tlaková rovnováha na šoupátku tlakové váhy a šoupátko se začne přesouvat směrem doprava. Zvýšením průtočného průřezu v DTV se sníží odpor proti pohybu kapaliny, což nutně vyvolá zvyšování tlaku p_1 na vstupu škrtícího ventilu.



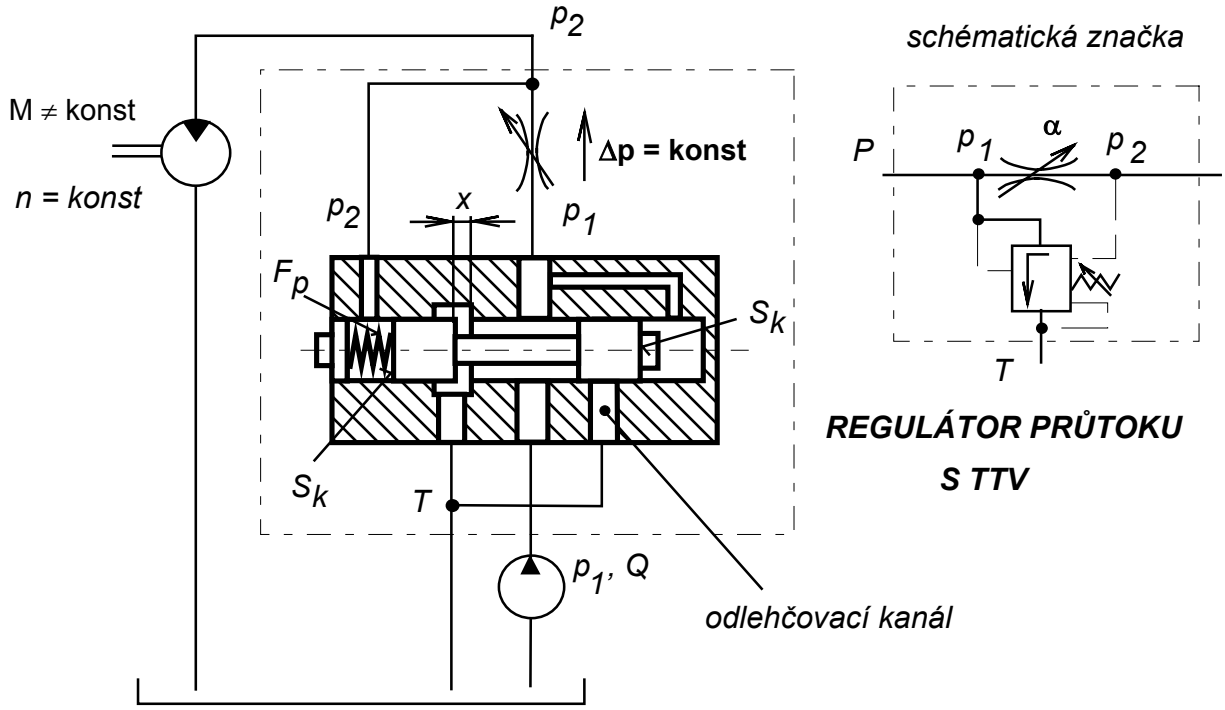
Obr. 6.75 Dvoucestný škrtící ventil se stabilizací

Tento proces trvá až do okamžiku obnovení silové rovnováhy, které odpovídá nová rovnovážná poloha šoupátka a **původní konstantní rozdíl tlaků $\Delta p = p_1 - p_2$** . Průtok škrtícím ventilem se nezmění a otáčky hydromotoru zůstávají na konstantní hodnotě.

Dvoucestná tlaková váha se obvykle používá v obvodech s hydrogenerátory s regulací na konstantní tlak. Změnu průtoku a tím i změnu otáček hydromotoru, při změně nastavení průtočného průřezu S regulátoru průtoku, zabezpečuje regulační hydrogenerátor.

6.4.2.2.2 Třícestné škrtící ventily se stabilizací

Třícestný škrtící ventil se stabilizací tlakového spádu vznikne paralelním zapojením škrtícího ventilu a přepouštěcího ventilu, konstrukčně řešeném jako ***třícestná tlaková váha***. Možné zapojení a funkce tohoto ventilu je vidět na obr. 6.76.



Obr. 6.76 Třícestný škrtící ventil se stabilizací

Pro rovnováhu sil na šoupátku platí stejná rovnice jako u dvoucestného škrtícího ventilu. Podstatný rozdíl je v konstrukci tlakové váhy, která pracuje jako přepouštěcí ventil s odpouštěním přebytečného průtoku od neregulovatelného hydrogenerátoru do odpadního kanálu *T*. Při úplném zablokování hřídele hydromotoru velkou vnější zátěží (průtok hydromotorem je nulový) se šoupátko tlakové váhy přesune zcela doprava a ***otevře odlehčovací odpadní kanál***. Veškerý průtok od hydrogenerátoru je tímto kanálem odpouštěn do odpadu *T* s minimálním odporem a hydrogenerátor je odlehčen.

Třícestný škrtící ventil se stabilizací se obvykle používá s neregulovatelným hydrogenerátorem. Jeho výhodou je to, že vstupní tlak hydrogenerátoru p_1 se od zátěžného tlaku p_2 na hydromotoru liší pouze o tlakový spád na ventilu (obvykle o $\Delta p_{TTV} \cong 0{,}5\ MPa$), čímž se značně zlepšuje přenos tlakové energie..

6.4.2.2.3 Charakteristiky škrtících ventilů se stabilizací

Při stabilizaci tlakového spádu přejde průtoková rovnice škrtícího ventilu (6.39) do tvaru

$$Q = k \cdot S \cdot \sqrt{\Delta p} = k^* \cdot S \qquad [\,m^3.s^{-1}] \tag{6.42}$$

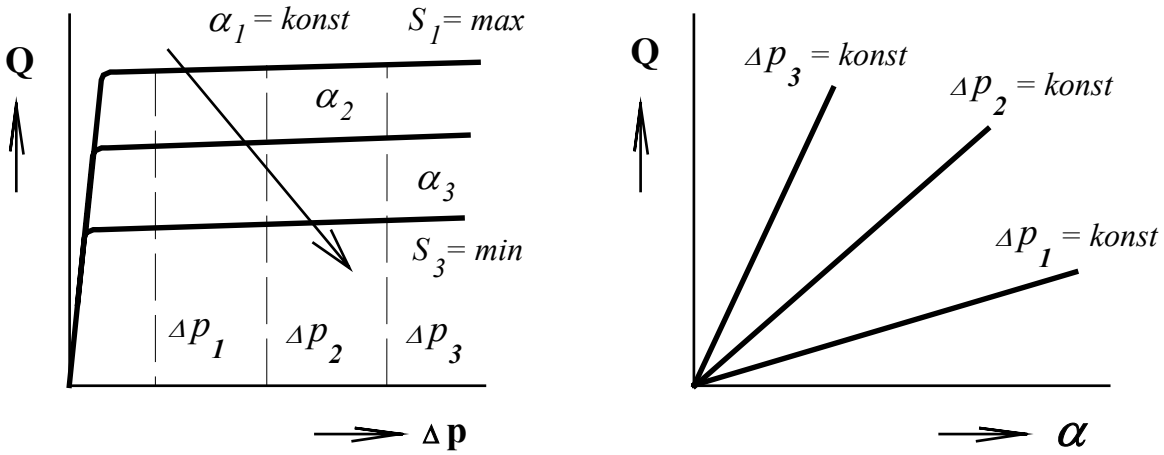
$$k^* = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} . \sqrt{\Delta p} = k \cdot \sqrt{\Delta p} = konst$$

kde k^* ... konstanta.

Statické charakteristiky, viz. (obr.6.77) přejdou do lineárního tvaru. Z ***průtokové charakteristiky Q = f(Δp)*** je zřejmé, že při stabilizovaném tlakovém spádu bude průtok

ventilem udržován přibližně na konstantní hodnotě. Jeho zvýšení nebo snížení dosáhneme regulací průtočné plochy škrtícího ventilu.

$$\Delta p = konst \quad \textit{(velikost tl. spádu se nastavuje na pružinì tlakové váhy)}$$



Obr. 6.77 Statické charakteristiky škrtícího ventilu se stabilizací tlakového spádu

6.4.2.3 Děliče průtoku

V hydraulických mechanismech se někdy požaduje zajištění synchronního chodu a dodržení stejných rychlostí hydromotorů. Jednou z možností zajištění synchronizace rychlostí dvou nebo více přímočarých hydromotorů je použití děliče průtoku. Na obr. 6.78 je schéma děliče průtoku pro dva přímočaré hydromotory.

Do tělesa s proměnlivými průřezy S_1, S_2 je volně uloženo šoupátko, na které působí z obou stran tlaky p_{1x} a p_{2x}. V obou větvích děliče průtoku jsou vřazeny konstantní a stejně veliké hydraulické odpory R_1, R_2, jejichž vzájemný poměr určuje průtoky Q_1 a Q_2.

Tlakový spád na odporech R_1 a R_2 je možné vyjádřit:

$$\Delta p_1 = R_1 \cdot Q_1^2 = p_o - p_{1x}$$

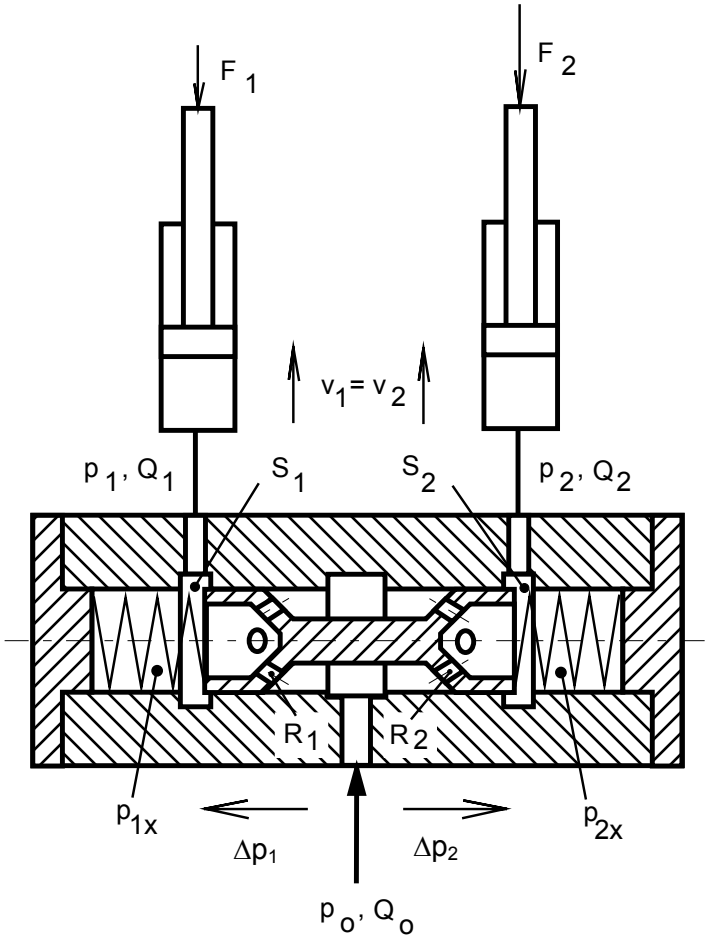
$$\Delta p_2 = R_2 \cdot Q_2^2 = p_o - p_{2x}$$

Má-li být dosaženo rovnováhy na čelech šoupátka při různé tlakové zátěži p_1 a p_2, musí platit $p_{1x} = p_{2x}$, a tedy i $\Delta p_1 = \Delta p_2$. Z této podmínky plyne

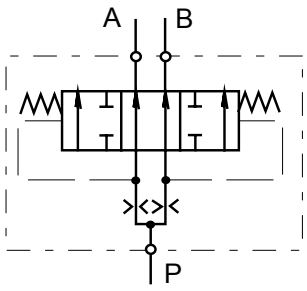
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{R_2}{R_1}} \qquad (6.43)$$

Jestliže se ve větvi *2,* vlivem vyššího zatížení F_2 zvýší tlak p_2, začne kapalina protékat více cestou menšího odporu, tj. větví *1*. V tomto okamžiku, vlivem vyšší rychlosti proudu kapaliny na odporu R_1, vzroste tlakový spád Δp_1 o přírůstek Δp^* na hodnotu Δp^*_1. Na protilehlé straně děliče, tj. vlivem nižšího průtoku na odporu R_2, naopak tlakový spád Δp_2 o tuto hodnotu poklesne. Rozdílem tlaků $\Delta p^*_1 - \Delta p^*_2$ se šoupátko začne posouvat vlevo při současném uzavírání průřezu S_1 tak dlouho, až opět nastane tlaková a silová rovnováha na šoupátku. Rozdíl v zátěžích ve větvi *1* a *2* bude kompenzován různým nastavením průřezů S_1 a S_2, čímž se

průtoky v obou větvích opět vyrovnají a rychlost hydromotorů se nezmění. Slabé pružiny pouze vystřeďují šoupátko, když děličem neprotéká žádný průtok.



schématická značka



Obr. 6.78 Funkční princip děliče průtoku

U mobilní techniky se děliče průtoku velmi často používají jako nápravové a mezinápravové uzávěrky diferenciálů hydrostatických pojezdů kolových podvozků. Dělič průtoku, jako uzávěrka diferenciálu, je do činnosti zařazován pomocí speciálního dvoupolohového rozváděče, který v případě vypnuté uzávěrky diferenciálu přivádí průtok kapaliny k hydromotorům přímo, mimo dělič průtoku. K předním světovým výrobcům děličů průtoku lze např. zařadit fy Bosch Rexroth, Poclain a Sauer Sundstrand.

6.5 Proporcionální hydraulické prvky

Rostoucí požadavky na hydraulické obvody mobilní techniky, zejména požadavky na plynulé a pokud možno přesné řízení rychlosti, otáček, sil nebo kroutících momentů do optimálních pracovních bodů, vedou ke stále většímu využívání poznatků z teorie regulace, automatizovaného řízení, proporcionální techniky a servotechniky. Proporcionální technika a servotechnika jsou dosti blízké, ovšem servotechnika umožňuje splnit i ty nejnáročnější požadavky řízení výše uvedených parametrů. Proporcionální techniku budeme používat všude tam, kde jsou běžné požadavky na plynulé (proporcionální) řízení parametrů.

Proporcionální hydraulické prvky tvoří základní konstrukční elementy proporcionálních hydraulických mechanismů a umožňují spojité řízení průtoku nebo tlaku plynule se měnícími signály, nejčastěji elektrickými. Zaplňují mezeru mezi konvenčními "spínacími" elektrohydraulickými prvky a servoventily. Funkčně se sice podobají servoventilům, ale požadavky kladené na jejich parametry jsou nižší, tj. zdaleka nedosahují přesnosti řízení jako servoventily. Frekvenční rozsahy řízení se u servoventilů pohybují do *100 Hz*, u proporcionálních prvků jsou obvykle do *10 Hz*.

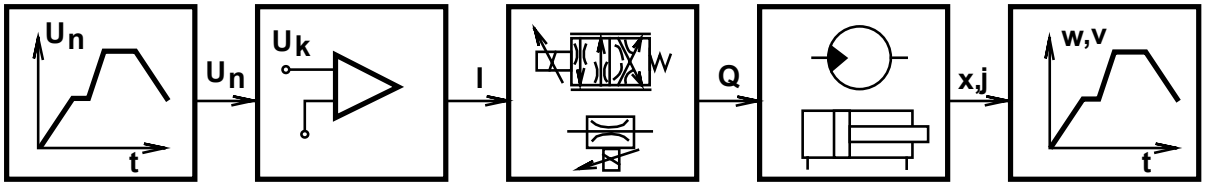
6.5.1 Rozdělení proporcionálních prvků

Proporcionální hydraulické prvky jsou nejčastěji konstruovány jako:

- **Proporcionální rozváděče**, určené k plynulému řízení směru a velikosti průtoku. Vyráběny jsou jako přímořízené (jednostupňové) nebo nepřímořízené (vícestupňové) proporcionální rozváděče.
- **Proporcionální tlakové ventily**, určené k plynulému a často k dálkovému řízení tlaku. Dělí se na proporcionální přímořízené nebo nepřímořízené přepouštěcí ventily a proporcionální přímořízené nebo nepřímořízené redukční ventily.
- **Proporcionální ventily pro řízení průtoku**, reprezentované proporcionálními škrtícími ventily a proporcionálními regulátory průtoku.

Výhody hydraulických obvodů s proporcionálními prvky:

- Proporcionálními hydraulickými prvky dosáhneme plynulou změnu rychlostí nebo výstupních sil mechanismů bez omezení maximální rychlosti (jako je tomu u klasické hydrauliky) včetně toho, že odpadají různé zpomalovací ventily pro řízení rychlosti hydromotorů apod.
- Hydraulické mechanismy vybavené proporcionálními ventily pracují "klidně" a rovnoměrně i přes velké pohybující se hmoty, vysoké hodnoty rychlosti a zrychlení. Proporcionální prvky umožňují dosažení přesnějších průběhů pracovních pohybů mechanismu.
- Hydraulické obvody s proporcionálními prvky dosahují lepších dynamických vlastností, protože řízení rychlosti a směru pohybu, sil a momentů se děje proporcionálně (spojitě), nejčastěji elektrickým signálem. Proporcionální prvky je možné umístit přímo u spotřebiče (například na tělese přímočarého hydromotoru).
- Rychlosti, případně otáčky hydromotorů je možné vhodně programovat, případně dálkově řídit tvarováním elektrického vstupního signálu, jak je vidět na schématu přenosu energie a signálu v hydraulickém obvodu s proporcionálním prvkem pro řízení průtoku, viz. obr. 6.79.



Obr. 6.79 Průběh přenosu energie a signálu v hydraulickém obvodu s proporcionálním ventilem

Vstupní tvarovaný signál - napětí U_n se zesílí v elektronickém zesilovači a vyvodí na kotvě proporcionálního magnetu sílu *F*, úměrnou proudu *I*. Kotva magnetu přesune šoupátko, čímž se změní průtočný průřez a průtok kapaliny přes škrtící prvek proporcionálního ventilu. Rychlost nebo otáčky hydromotoru jsou úměrné změně průtoku a tedy i časovému průběhu vstupního elektrického signálu.

Nevýhody hydraulických obvodů s proporcionálními prvky:

- Relativní složitost řízení elektrického signálu pomocí elektronických řídících jednotek a vyšší nároky na odborné znalosti a přístrojové vybavení pro zjištění případných závad a zabezpečení oprav.
- Vyšší cena v porovnání s běžnými "spínacími" elektrohydraulickými prvky.

6.5.2 Proporcionální magnety a lineární motory

Proporcionální hydraulické prvky jsou obvykle řízeny elektromechanicky pomocí tzv. ***elektromechanických převodníků*** K tomuto účelu se nejčastěji používají ***proporcionální magnety*** a ***lineární motory***. Proporcionální prvky v hydraulických obvodech mobilní techniky jsou ovšem také často řízeny mechanicko-hydraulicky pomocí tzv. ***dálkových ovládačů***.

Proporcionální magnety a lineární motory zabezpečují spojitý převod mezi řídící elektrickou veličinou (nejčastěji el. proudem) a výstupní hydraulickou veličinu proporcionálního prvku (tlak nebo průtok). Součástí těchto elektromechanických převodníků je řídící elektronika, která sestává z ovládacích prvků, elektronických zesilovačů, regulátorů, apod.

6.5.2.1 Proporcionální magnety

Proporcionální magnety jsou robustní spojitě pracující elektromechanické převodníky. Pracují na stejném principu jako běžné stejnosměrné elektromagnety. Odlišují se od nich speciálně upravenou statickou charakteristikou ***síla - zdvih***, dále poměrně malým zdvihem, vyšší řídící elektronikou, přesností výroby jednotlivých součástí, které ovlivňují magnetické vlastnosti (materiály s výbornými feromagnetickými vlastnostmi) a zejména přesným uložením. Patří do skupiny tlačných, regulovatelných stejnosměrných elektromagnetů, kotva pracuje přímo v oleji.

Plynulá změna vstupního elektrického signálu (nejčastěji el. proudu) vyvine v proporcionálním magnetu plynulou změnu síly nebo zdvihu kotvy. Proporcionální změna síly nebo zdvihu kotvy magnetu znamená pro hydraulický prvek proporcionálně nastavenou hodnotu průtoku nebo tlaku.

Podle praktického použití u proporcionálních hydraulických prvků rozlišujeme ***proporcionální magnety zdvihové*** nebo ***silové***. Od sebe se liší pouze speciálně upravenými statickými charakteristikami ***síla - zdvih***.

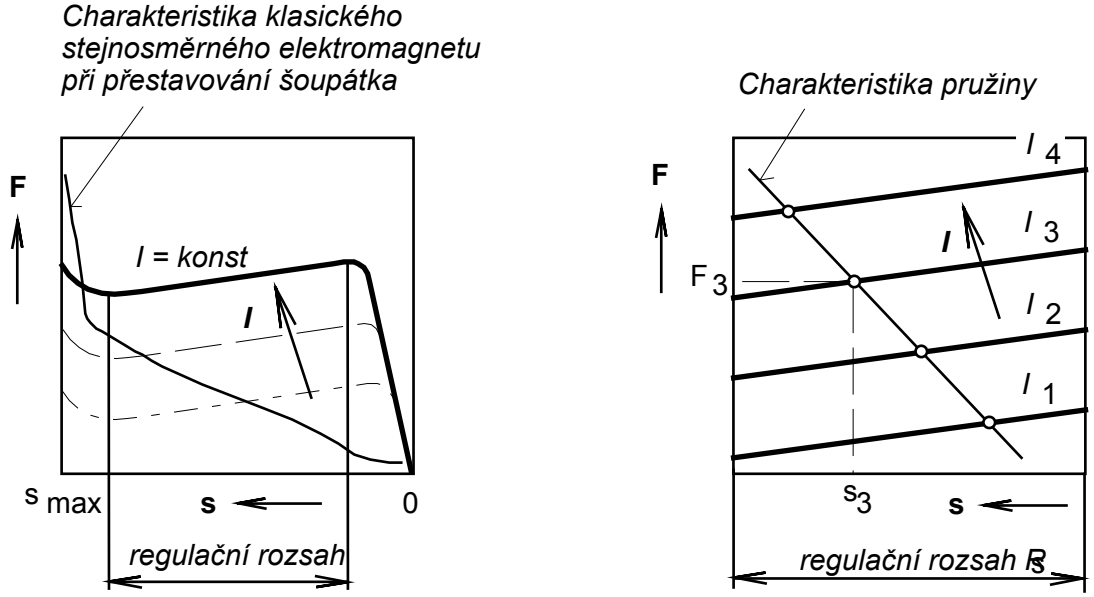
Proporcionální magnet zdvihový

Zdvihové magnety se používají pro přímé ovládání šoupátek jednostupňových proporcionálních rozváděčů nebo šoupátek v řídícím stupni dvoustupňových proporcionálních

rozváděčů, případně proporcionálních regulátorů průtoku. Pracují nejčastěji proti síle pružiny, která zajišťuje proporcionální závislost mezi elektrickým proudem a výchylkou kotvy.

V důsledku pasivních odporů a hydrodynamických sil, působících při přestavování kotvy, mají tyto proporcionální magnety poměrně velkou hysterezi *3* až *3,5 %*, kterou lze eliminovat zapojením ***polohové zpětné vazby***. Pohyb kotvy proporcionálního magnetu je obvykle snímán indukčním snímačem polohy, přičemž v regulátoru dojde k vyhodnocení regulační odchylky řídícího proudu, která zabezpečí regulaci nastavené hodnoty zdvihu kotvy magnetu. Díky této vazbě je dosaženo poměrně malé hystereze pod *1 %* a tím i malé odchylky při opakovaném nastavení zdvihu kotvy. Zdvih kotvy je přímo úměrný konstrukční velikosti magnetu a nejčastěji je v rozmezí *s <2;5> mm*.

Statická charakteristika proporcionálního zdvihového magnetu je znázorněna na obr. 6.80.

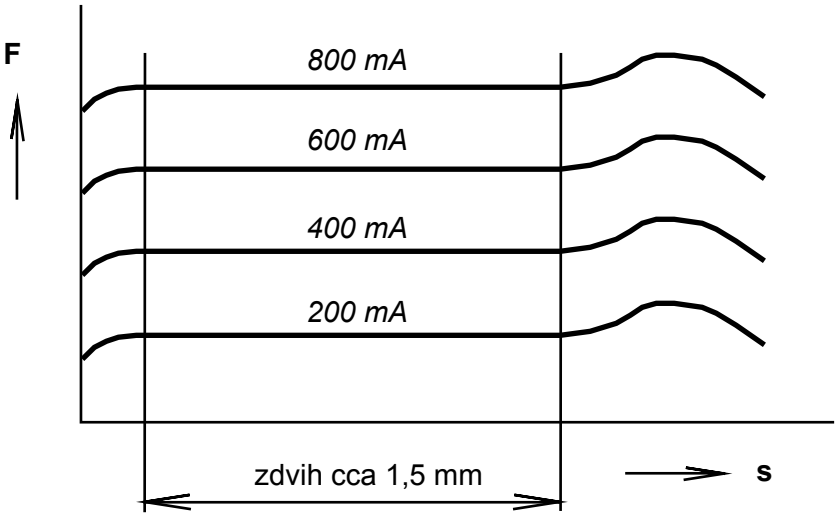


Obr. 6.80 Statická charakteristika zdvihového magnetu

Z průběhu statické charakteristiky je zřejmé, že pro ovládání jednostupňových proporcionálních rozváděčů využijeme lineární část charakteristiky v regulačním rozsahu $R_s \cong$ *2,5 mm*. V tomto úseku má výstupní síla konstantní průběh. Působí-li proti síle zdvihového magnetu síla pružiny proporcionálního rozváděče, nastane při určitém zdvihu rovnovážná poloha šoupátka, která je určena průsečíkem obou charakteristik. Napájení cívek magnetu je obvykle stejnosměrným napětím *24 V*, odebíraný proud je max. *1 A*.

Proporcionální magnet silový

Silové proporcionální magnety se nejčastěji používají u proporcionálních ventilů pro řízení tlaku. Charakteristickým znakem silových magnetů je to, že pracují v malém rozsahu zdvihů, obvykle jen několik desetin milimetrů. Vyvinutá síla silového magnetu se mění se změnou řídícího proudu *I* a v určitém regulačním rozsahu zdvihu je konstantní. Síla má konstantní hodnotu i když kotva magnetu nevykoná žádný zdvih.

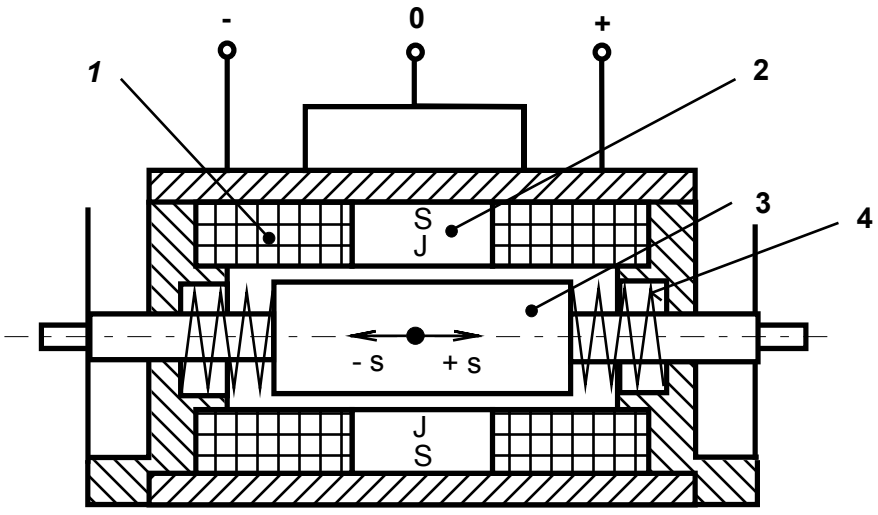


Obr. 6.81 Statická charakteristika silového magnetu

Statická charakteristika F=f(s) je na obr. 6.81. Konstantní síla kotvy magnetu je udržována díky proudové zpětné vazbě. Tato regulace probíhá v rámci max. využitelného zdvihu cca do *1,5 mm*. Max. vyvozená síla silového magnetu je asi do *100 N* a silová hystereze činí asi *3 %*. Proudová zpětná vazba pracuje tak, že v elektronickém regulačním zesilovači udržuje konstantní proud procházející vinutím magnetu. Tím je udržována konstantní síla i při změně elektrického odporu (např. změně teploty magnetu apod).

6.5.2.2 Lineární motory

Lineární motory jsou elektromechanické převodníky, které se velmi často používají pro ovládání jednostupňových proporcionálních rozváděčů. Lineární motor na obr. 6.82 sestává z pohyblivé kotvy *3*, permanentních magnetů ze vzácných zemin *1*, středících pružin *4* a dvojic budících cívek *2*. Lineární motor pracuje na principu protisměrně předmagnetizované pracovní mezery permanentními magnety, přičemž kotva je vystřeďována pružinami *4*. Bez středících pružin se kotva chová jako bistabilní klopný obvod. Proti tuhosti magnetického pole je třeba působit asi třikrát vyšší celkovou tuhostí pružin, která udrží kotvu ve střední poloze. Průtokem el. proudu cívkami vzniká přídavný magnetický tok, který způsobí vychýlení kotvy. Směr a velikost vychýlení odpovídá polaritě a velikosti elektrického proudu. Při nulovém proudu se kotva vrátí opět do neutrální polohy.



Obr. 6.82 Konstrukční řešení lineárního motoru

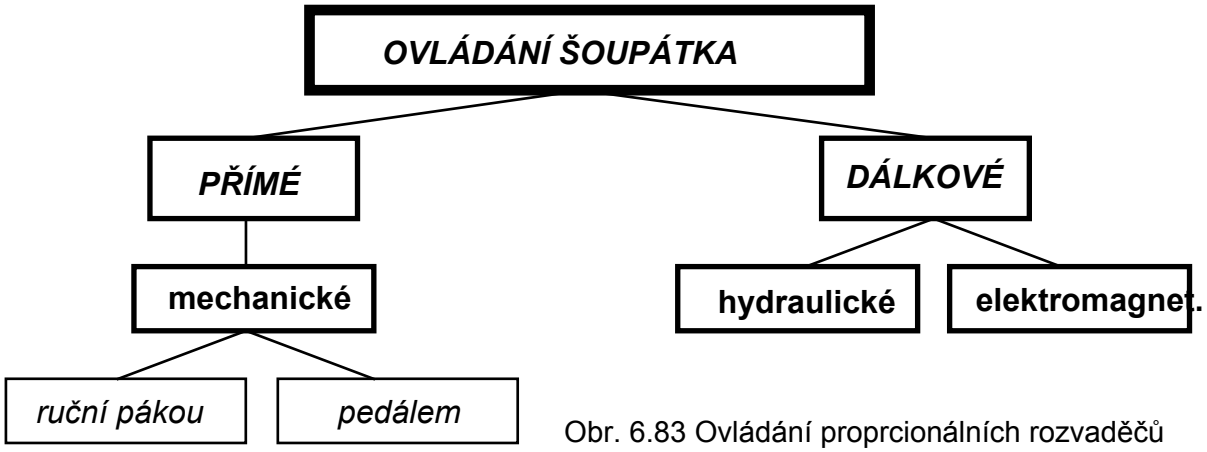
Standardní výbavou některých lineárních motorů je indukční snímač polohy, který je součástí polohové zpětné vazby. Informace o poloze šoupátka je zpracována integrovanou elektronikou s možností nastavení nuly a předána do regulátoru v řídící elektronice. Zdvihová hystereze těchto lineárních motorů je potom menší než *1 %*

a přibližuje se hodnotám, které jsou běžné u servoventilů.

6.5.3 Proporcionální rozváděče

Jedním z požadavků na moderní mobilní stroj je spojitá změna otáček nebo rychlostí hydromotorů ve velkém rozsahu a v návaznosti na danou technologii práce stroje. Tento požadavek je možné v řadě případů splnit užitím proporcionálních rozváděčů řízených elektronikou, která je často s výkonovým prvkem integrována.

Proporcionální rozváděče se dělí na ***přímořízené (jednostupňové)*** nebo ***nepřímořízené (vícestupňové)***, převážně čtyřcestné nebo šesticestné. Od klasických šoupátkových rozváděčů s nespojitým řízením průtoku se liší tím, že odpory mezi jednotlivými kanály se mění spojitě a nikoliv pouze skokově. Tato spojitá změna odporu proti pohybu dovoluje i snadné řízení přechodových dějů (rozběhy, brzdění, reverzace pohybu), odpadají brzdící ventily, dorazové ventily apod.



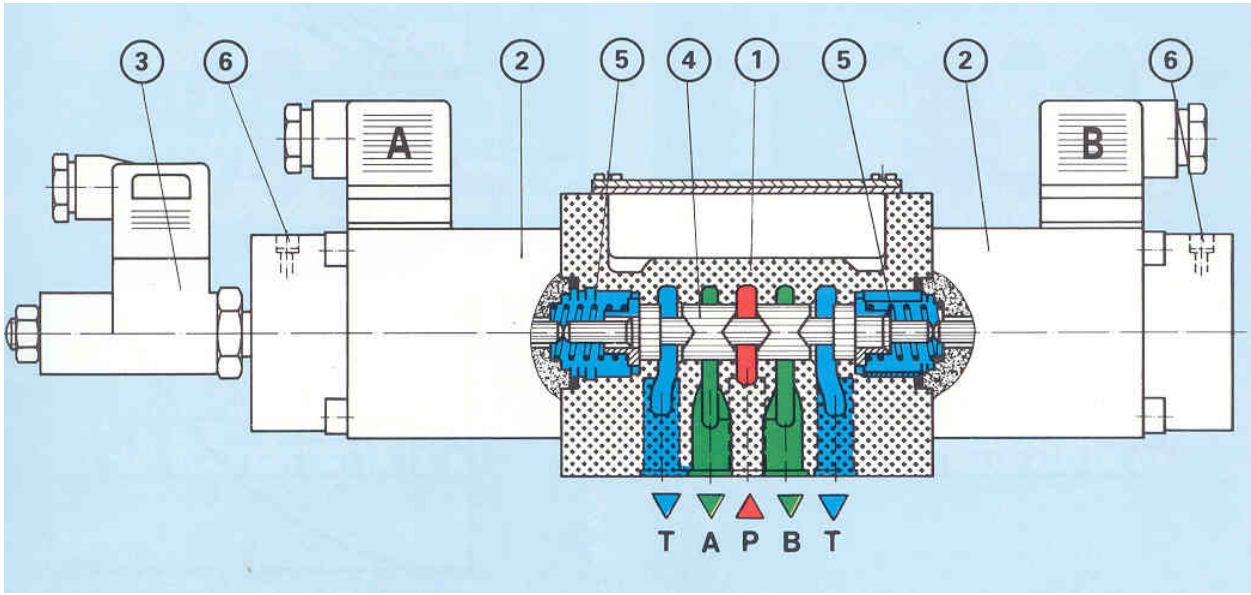
Obr. 6.83 Ovládání proprcionálních rozvaděčů

Komfort obsluhy je značnou měrou určen ***druhem ovládání proporcionálního rozváděče***, viz. obr. 6.83. Jisté přednosti před přímým ovládáním šoupátek ruční pákou, mají dálkově řízené systémy - zejména elektromagnetické nebo hydraulické. Tyto systémy umožňují flexibilitu prostorového řešení hydraulického systému stroje, zlepšuje se citlivost a snižují se ovládací síly.

6.5.3.1 Přímořízené proporcionální rozváděče

Přímořízené (jednostupňové) proporcionální rozváděče jsou nejčastěji ovládány elektromagneticky pomocí zdvihových proporcionálních magnetů nebo lineárních motorů. U mobilní techniky se setkáváme i s hydraulickým nebo elektrohydraulickým ovládáním pomocí dálkových ovládačů, v některých případech se používá i mechanické ovládání pomocí ruční páky nebo pedálu.

Typické konstrukční uspořádání jednostupňového proporcionálního rozváděče je vidět na obr. 6.84. Tento rozváděč je zpravidla konstruován do světlosti $J_s = 10\ mm$. Charakteristickým znakem rozváděče je přímé ovládání šoupátka proporcionálním zdvihovým magnetem, který působí svou kotvou přímo na šoupátko rozváděče.



Obr. 6.84 Přímo řízený proporcionální rozváděč se zpětnou vazbou (Bosch Rexroth)

Základními díly rozváděče jsou těleso (1), jeden nebo dva proporcionální elektromagnety (2) s analogovým vztahem zdvih - elektrický proud, na obr. 6.84 v provedení s indukčním snímačem polohy (3), šoupátka (4), jakož i dvě vratné pružiny (5).

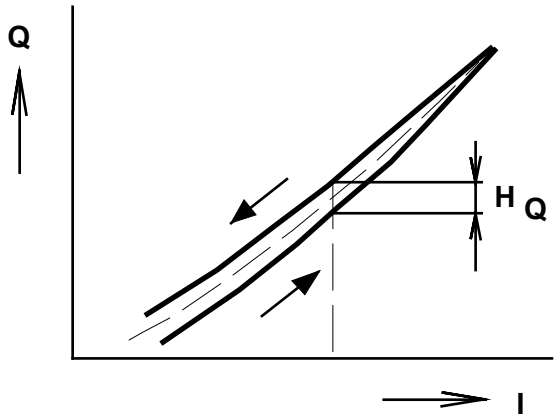
J sou -li elektromagnety bez proudu, je šoupátko (4) drženo vratnými pružinami (5) ve střední poloze. U provedení šoupátka znázorněného na obrázku je v této poloze uzavřeno propojení mezi P, A, B a T. Je- li např. vybuzen elektromagnet A (vlevo), posune se šoupátko doprava. Tím se propojí $P \rightarrow B$ a $A \rightarrow T$.

Čím vyšší je signál z řídící elektroniky, o to více se posune šoupátko vpravo. Zdvih šoupátka je proporcionální elektrickému signálu. Čím větší je zdvih, tím větší je průtočný průřez, a tím větší je průtok.

Levý elektromagnet na obr. 6.84 je opatřen indukčním snímačem polohy. Tento zachycuje skutečnou hodnotu polohy šoupátka a "hlásí" ji elektronickému zesilovači ve formě elektrického signálu (napětí), jehož velikost je proporcionální ke zdvihu šoupátka.

Snímač polohy s dvojitým zdvihem umožňuje kontrolu ve všech pracovních polohách rozváděče. Snímač "mokrého" provedení je bez svodu netěsností a nevyžaduje žádné přídavné těsnění. To znamená, že neovlivňuje negativně přesnost rozváděče přídavným třením.

V elektrickém zesilovači je porovnána skutečná poloha šoupátka se žádanou hodnotou. Jedná se zde o polohovou regulační smyčku, která rozpozná vzniklou odchylku mezi žádanou a skutečnou hodnotou polohy šoupátka a koriguje ji odpovídajícím signálem pro příslušný elektromagnet. Proto je u tohoto druhu provedení hystereze i opakovatelnost < 1%.



Obr. 6.85 Průtoková charakteristika proporcionálního rozváděče

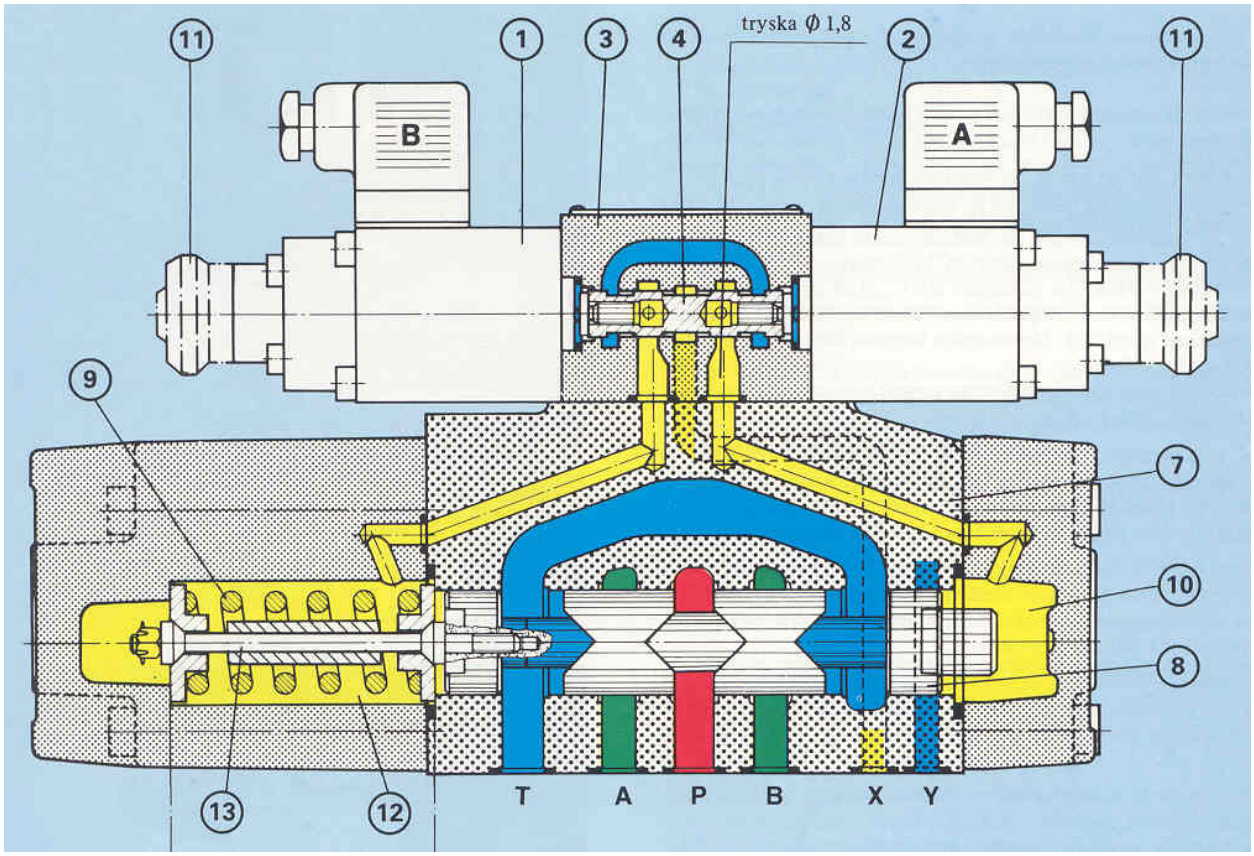
Šoupátko opatřeno *trojúhelníkovými* nebo *půlkruhovými škrtícími průřezy*, které zabezpečí i při malých zdvizích šoupátka řízení malých průtoků. Neexistuje tedy žádná poloha šoupátka jako u běžných rozváděčů, kdy obě řídící hrany přijdou do styku až po "prázdném zdvihu". U běžných rozváděčů, tj. rozváděčů s nespojitým řízením průtoku, se hrany náhle od sebe oddělí, což má za následek skokový nárůst průtoku. Díky tomu se proporcionální rozváděč vyznačuje progresivní průtokovou charakteristikou, viz. obr. 6.85.

Ze znázorněné charakteristiky je zřejmé, že tyto rozváděče mají některé negativní avšak zákonité vlastnosti, zejména velkou ***průtokovou hysterezi H_Q*** a malou ***opakovatelnost***. Běžně se průtoková hysterese pohybuje v rozmezí *5* až *6 %* a opakovatelnost v rozmezí *2* až *3 %*. Je-li proporcionální rozváděč vybaven snímačem polohy sníží se hodnota hystereze na *1* až *3 %* a opakovatelnost bude menší než *1%*.

6.5.3.2 Nepřímořízené proporcionální rozváděče

Pracovní hydrostatické obvody velké mobilní techniky, zejména strojů pro zemní práce, vyžadují průtoky řádově ve stovkách *l/min*. Jednostupňové proporcionální rozváděče mají menší průtočné průřezy a nejsou schopny tyto průtoky hradit. Je nutné používat nepřímořízené (vícestupňové), obvykle dvoustupňové proporcionální rozváděče. Světlosti ve druhém stupni jsou obvykle větší než *16 mm* a přestavování šoupátka vyžaduje větší síly. Proto je proporcionální rozváděč často řešen jako dvoustupňový, kde první stupeň s malými průtočnými průřezy zabezpečuje rozvod tlakové kapaliny pro hydraulické přestavování šoupátka druhého stupně.

Konstrukce dvoustupňového proporcionálního rozváděče je znázorněna na obr. 6.86. První stupeň je obvykle vyřešen jako třícestný proporcionální redukční ventil, který řídí tlakový spád na čelech šoupátka druhého stupně a tím udržuje i jeho definovanou polohu. Přívod tlakové kapaliny k prvnímu stupni rozváděče je zabezpečen externím kanálem *X* a její odvod kanálem *Y*, přičemž rozsah požadovaného řídícího tlaku leží v rozmezí *0,3* až *1 MPa*.



Obr. 6.86 Nepřímo řízený proporcionální rozváděč s jednostrannou středící pružinou (Bosch Rexroth)

Jsou-li proporcionální magnety bez proudu, je řídící šoupátko *4* redukčního ventilu ve střední poloze. Šoupátko druhého stupně je účinkem regulační pružiny drženo rovněž ve střední poloze. Tlakový kanál *P* a spotřební kanály *A* a *B* jsou uzavřeny. Je-li vybuzen proporcionální magnet, dojde k posunu šoupátka redukčního ventilu směrem doprava. Posun šoupátka redukčního ventilu trvá až do okamžiku, kdy dojde k vyrovnání sil mezi silou kotvy magnetu a tlakem z komory *13*, působícího přes radiální otvory na plochu pravého odměrného pístku, který je suvně uložen uvnitř šoupátka 4. Vznikající hydraulická síla uvnitř šoupátka redukčního ventilu má tendenci přesouvat šoupátko 4 zpět do rovnovážné polohy. Vzniklý tlakový spád v kapličkách druhého stupně způsobí posunutí šoupátka ve druhém stupni směrem doleva. Nastavená poloha šoupátka závisí na nově vzniklé rovnováze sil, mezi hydraulickou silou od tlakového spádu a silou regulační pružiny. Průtok ve směru kanálů $P \rightarrow A$ bude proporcionálně závislý na posunutí šoupátka, přičemž průtok ze spotřebního kanálu *B* bude proporcionálně naškrcován do odpadního kanálu *T*.

Průtoková hystreze těchto rozváděčů se pohybuje okolo *6 %*. Opakovatelnost činí *3 %*. Jestliže je rozváděč vybaven polohovou zpětnou vazbou, jsou dosahovány výrazně lepší hodnoty.

Na mobilní technice se používají vícestupňové proporcionální rozváděče, které pracují na obdobném principu, ovšem jsou obvykle vícesekční, mají často kombinované ovládání (např. elektrohydraulické a nouzové mechanické), současně jsou vybaveny sekundárními pojistnými a dosávacími ventily. Dále jsou vybavovány tlakovými váhami a systémem *LS* pro zapojení s regulačním hydrogenerátorem.

6.5.4 Proporcionální tlakové ventily

Proporcionální tlakové ventily jsou určeny především k dálkovému a plynulému řízení tlaku elektrickým signálem. Tlak může být ovšem časově měněn tak, aby byl přizpůsoben požadavkům určitého technologického procesu stroje.

V pracovní hydraulice mobilní techniky, kde je dosahováno tlaků řádově do *25 MPa* i více, se zásadně používá dvoustupňových nepřímořízených proporcionálních tlakových ventilů, které se velmi často vyskytují jako ***přepouštěcí*** a ***redukční ventily***.

Přepouštěcí proporcionální ventily

Přepouštěcí proporcionální ventily jsou používány všude tam, kde je nutné dálkově a plynule řídit tlak v příslušném hydrostatickém obvodu.

Proporcionální redukční ventily a dálkové ovládače

Proporcionální redukční ventily a dálkové ovládače slouží ke spojitému a přesnému řízení redukovaného tlaku zejména v řídících hydraulických obvodech.

Proporcionální redukční ventily

Pracují na stejném principu jako "klasické" dvoustupňové redukční ventily, které využívají silovou rovnováhu na šoupátku ventilu. Podstatný rozdíl je ovšem v tom, že řídící stupeň redukčního ventilu je ovládán silovým proporcionálním magnetem.

Proporcionální redukční ventily mají široké použití v obvodech, kde je třeba plynule redukovat tlak nebo tlakový spád. Redukční ventily menších světlostí se často používají jako řídící členy větších průtokových (nebo i tlakových) proporcionálních ventilů.

Dálkové ovládače

Dálkové ovládače jsou hydraulické řídící proporcionální prvky s tlakovým výstupem a pracují na principu přímo řízeného redukčního ventilu. Používají se na ovládání výkonových hydraulických prvků, např. k proporcionálnímu nastavování geometrického objemu hydrogenerátorů, k hydraulickému přestavování šoupátek proporcionálních rozváděčů apod.

6.5.5 Proporcionální ventily pro řízení průtoku

Proporcionální ventily pro řízení průtoku se dělí na proporcionální škrtící ventily a proporcionální škrtící ventily se stabilizací tlakového spádu nebo-li regulátory průtoku.

Tyto prvky mají široké uplatnění při řízení rychlosti hydromotorů a to větvením průtoku mezi proporcionální škrtící ventil a přepouštěcí ventil. Ke spojitému řízení rychlosti při proměnlivé zátěži na hydromotoru se ovšem pro tyto účely častěji používá regulátor průtoku.

Proporcionální regulátor průtoku je konstrukčně vyřešen jako škrtící ventil se stabilizací tlakového spádu. Důležitou součástí tohoto ventilu je tlaková váha (redukční ventil) udržující na škrtícím ventilu konstantní tlakový spád.

Proporcionální regulátory průtoku se nejčastěji používají v hydrostatických obvodech pro brždění pohybu zvedacích plošin, ramen jeřábů, manipulátorů apod. U této techniky se zatížení hydromotorů mění ve velkém rozsahu a použití pouze proporcionálního škrtícího ventilu by vyvolávalo velké změny rychlosti při spouštění naložených nebo zavěšených břemen.

6.6 Prvky pro shromažďování a úpravu kapaliny

Hydrostatické prvky pro shromažďování kapaliny lze obecně označit jako zásobníky. Zásobníky kapaliny rozdělujeme podle toho, jaký tlak působí na hladinu kapaliny. Je-li to tlak atmosférický, jedná se o ***nádrž***, působí-li na kapalinu tlak vyšší než tlak atmosférický, jde o ***hydraulický akumulátor***.

Hydrostatické prvky pro úpravu kapaliny udržují zejména provozní teplotu a čistotu hydraulické kapaliny v předepsaných mezích. Udržování provozní teploty zabezpečují ***chladiče*** nebo ***ohřívače***, čistotu ***filtry***. Tyto prvky mají podstatný význam pro zabezpečení správného chodu a prodloužení životnosti hydraulického obvodu.

Ke specifickým prvkům, které sice neupravují parametry kapaliny jako takové, ale mění parametry tlakové energie kapaliny při stálém výkonu, patří tzv. ***multiplikátory***.

6.6.1 Nádrže

Nádrže jsou jednoduché prvky hydraulických obvodů, ovšem pro jejich správnou a spolehlivou činnost jsou velmi důležité.

Nádrže musí zejména vyhovovat těmto požadavkům:

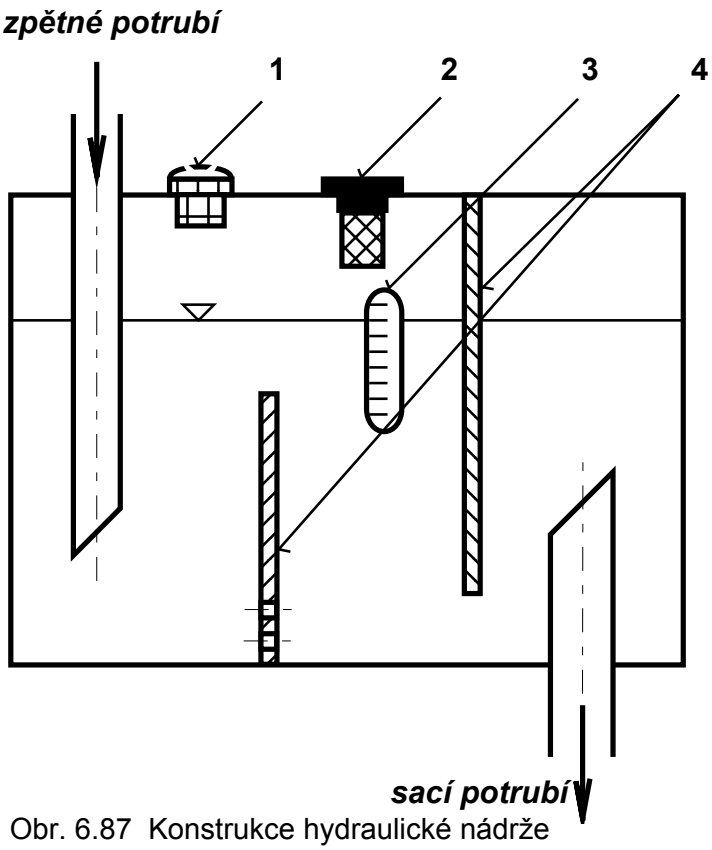
- pojmout všechen objem kapaliny, který je potřebný pro činnost obvodu,
- umožnit svou konstrukcí doplňování a vypouštění kapaliny, čištění nádrže a kontrolu stavu hladiny,
- uklidnit kapalinu, aby se zbavila usazenin a pohlceného vzduchu,
- v ustáleném provozním stavu stabilizovat teplotu kapaliny,
- umožnit instalaci filtrů, chladičů, ohřívačů, prvků pro kontrolu nebo řízení teploty a výšky hladiny kapaliny.

S přihlédnutím k posledně uváděnému požadavku, tj. odvodu tepla, by bylo vhodné volit nádrž co největší. To je však možné jen u stabilních hydraulických soustav velkých výkonů.

Velikost nádrže, tj. její užitečný objem V_N je doporučeno volit takto:

- u stabilních hydraulických soustav ve výši 3 až 6-ti násobku max. průtoku [$l.min^{-1}$] navrhovaných hydrogenerátorů,
- u otevřených hydraulických obvodů na mobilní technice s neregulačními hydrogenerátory ve výši 2 až 4 násobku max. průtoku navrhovaných hydrogenerátorů,

- u uzavřených hydraulických obvodů na mobilní technice s regulačními hydrogenerátory ve výši 1,5 až 2 násobku max. průtoku navrhovaných hydrogenerátorů.



Obr. 6.87 Konstrukce hydraulické nádrže

Hydraulické nádrže jsou svařovány z ocelového plechu nebo odlévány z litiny. U mobilní techniky se nejčastěji používají plechové svařované nádrže hranolovitého tvaru, viz. obr. 6.87. Nádrž je opatřena nalévacím otvorem s hrubým sítkovým filtrem, který je uzavřen šroubovací zátkou *2*. Pro kontrolu hladiny kapaliny je použit buď spojitý olejoznak *3* nebo tyčinková měrka s ryskami, případně kruhové olejoznaky pro max. a min. hladinu. U některých nádrží, určených zejména pro stacionární hydrauliku, může být použit plovákový spínač umožňující elektrické blokování funkcí hydraulického agregátu v případě nedodržení výšky hladiny v určeném rozsahu. Konstrukce nádrže musí zabezpečit uklidnění hydraulické kapaliny a usazování nečistot. Z tohoto důvodu se nasávací prostor odděluje přepážkou *4* od prostoru, do kterého se vrací hydraulická kapalina zpětným potrubím. Kromě toho mají nádrže i usměrňovací přepážky upevněné na víku, které ulehčují oddělování vzduchových bublin a zadržují pěnu. Tyto přepážky rovněž usměrňují proudění hydraulické kapaliny okolo stěn nádrže tak, aby se dosáhlo účinné chlazení. Vnitřní stěny nádrže se natírají olejuvzdorným chlorkaučukovým emailem. Nádrž je nejčastěji uzavřena těsným víkem, aby byla chráněna před vnikáním nečistot z ovzduší. V tomto případě musí být ovšem také vybavena větracím otvorem s vestavěným vzduchovým filtrem *1*, protože při činnosti spotřebičů, zejména přímočarých hydromotorů dochází ke kolísání výšky hladiny kapaliny. Kolísání hladiny by u dokonale uzavřené nádrže způsobovalo podtlak nebo přetlak což by se mohlo negativně projevit na funkci hydraulického obvodu. Moderní nádrže mají vzduchový filtr a současně odvětrávací otvory integrovány do plnící zátky. V nádržích mobilní techniky jsou velmi často zabudovány zpětné nebo sací filtry, ohřívače hydraulické kapaliny, uzavírací kohout, umožňující uzavření sacího potrubí v případě oprav hydraulického obvodu a výpustná zátka pro vypouštění hydraulické kapaliny.

6.6.2 Hydraulické akumulátory

Hydraulický akumulátor můžeme z energetického hlediska pokládat do jisté míry za obdobu elektrického akumulátoru. Také zde shromažďujeme energii, kterou v případě potřeby

uvolňujeme do hydraulického obvodu. Na rozdíl od elektrického, můžeme hydraulický akumulátor vybít bez nebezpečí úplně a to značnou rychlostí.

Hydraulické akumulátory se nejčastěji používají:

- ke krytí vnitřních průtokových ztrát převodníků, případně dalších hydrostatických prvků,
- ke krytí krátkodobého zvýšení odběru tlakové kapaliny (energetická úspornost),
- k vyrovnávání (tlumení) pulzujícího průtoku hydrogenerátoru,
- jako nouzový zdroj tlakové energie, např. pro ukončení pracovního cyklu,
- k pohlcování přebytečné energie tlumením rozkmitaného sloupce hydraulické kapaliny, např. při dojezdu přímočarého hydromotoru na tuhý doraz,
- k tlumení tlakových špiček při otevírání tlakových ventilů atd.

Hydraulický akumulátor je v podstatě nádoba, ve které se akumulace energie děje buď stlačováním pružiny nebo plynu případně se tlak v nádobě vyvozuje pístem.

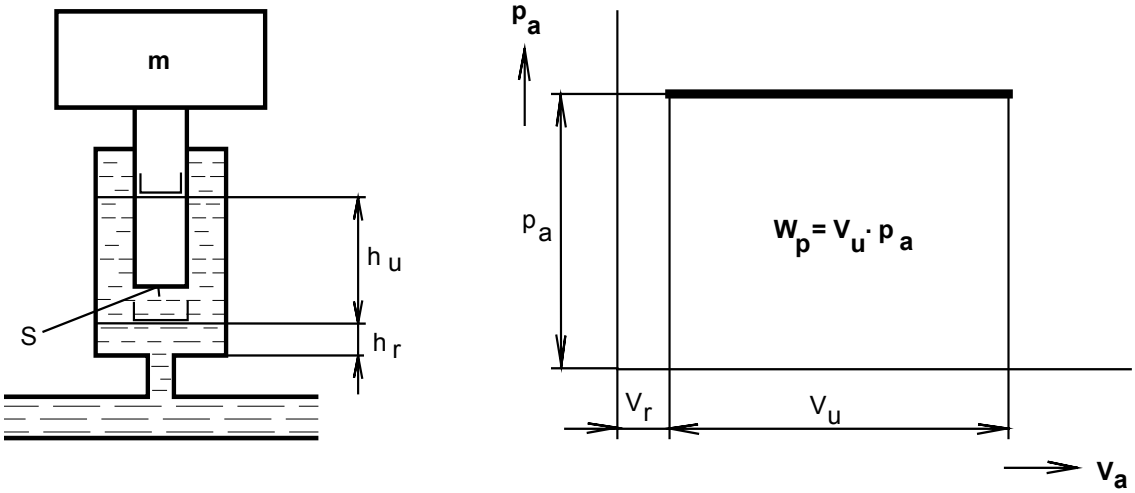
Podle konstrukce jsou rozeznávány tyto akumulátory:

- závažové,
- pružinové,
- plynové.

6.6.2.1 Závažové akumulátory

Závažový akumulátor sestává z válce, do něhož se ponořuje plunžr o ploše S, viz obr. 6.88. Akumulace energie W_p spočívá v tíhové energii závaží o hmotnosti m. Je to nejstarší typ akumulátoru, který se dříve používal hlavně u tvářecích strojů.

Jedinou jeho předností je možnost odebírat kapalinu o konstantním tlaku v celém rozsahu užitečného zdvihu h_u. Proto se ještě dnes používá u speciálního laboratorního zařízení pro kalibraci tlaků. Nevýhodou jsou velké rozměry a hmotnost a z ní vyplývající setrvačnost. Kromě toho se musí montovat ve svislé poloze.



Obr. 6.88 Konstrukční princip a charakteristika závažového akumulátoru

Velikost odebíraného tlaku ze závažového akumulátoru je dána vztahem

$$p_a = \frac{m \cdot g - F_t}{S} \qquad [\text{Pa}] \tag{6.44}$$

kde F_t ... třecí síla v těsnění plunžru.

a maximální odebíraný průtok z akumulátoru bude

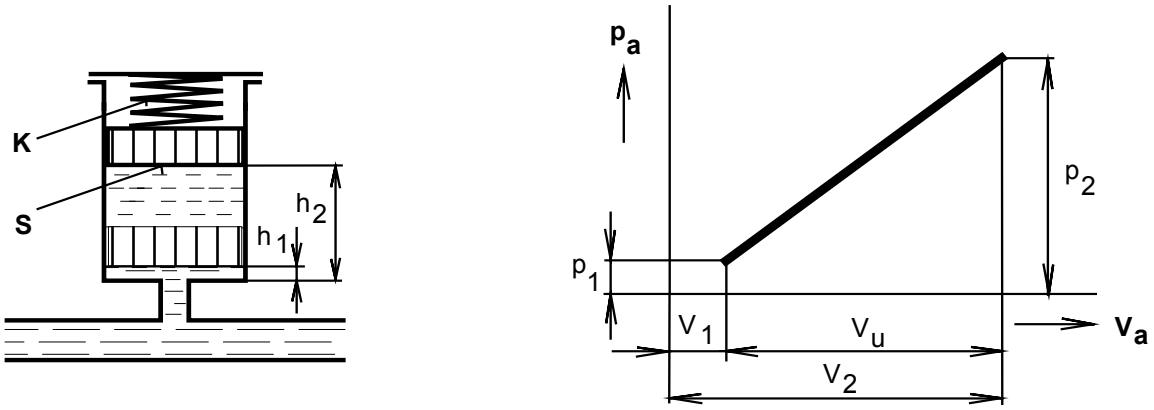
$$Q_a = S \cdot v \qquad [m^3.s^{-1}] \tag{6.45}$$

kde v ... rychlost pohybu plunžru (0,3 až 0,5) $m.s^{-1}$

6.6.2.2 Pružinové akumulátory

U pružinového akumulátoru (obr. 6.89) je energie akumulována v deformační práci mechanické pružiny. Tlak odebíraný z akumulátoru již není konstantní, nýbrž se mění v závislosti na charakteristice pružiny.

Výhodou pružinového akumulátoru je možnost montáže v libovolné poloze. Kromě toho může pracovat i při velmi nízkých teplotách.



Obr. 6.89 Konstrukční princip a charakteristika pružinového akumulátoru

Pružinový akumulátor má však také řadu nevýhod. Poměrně malá deformační práce pružiny limituje použití akumulátoru pro vyšší tlaky, protože velké pružiny neúměrně zvyšují rozměry akumulátoru. Charakteristika pružiny se také časem mění a seřízení akumulátoru na určitý tlak je obtížné a složité. Kromě toho pružiny občas praskají, což snižuje spolehlivost zařízení. Proto se pružinové akumulátory používají zřídka a to pouze pro nižší tlaky a výkony.

Užitečný objem pružinového akumulátoru je dán vztahem

$$V_u = V_2 - V_1 = S \cdot (h_2 - h_1) = S^2 \cdot \frac{p_2 - p_1}{K} \qquad [m^3] \tag{6.46}$$

kde S ... plocha pístu akumulátoru,
K ... tuhost pružiny.

Přičemž platí silová rovnováha mezi silou pružiny ΔF_p a hydraulickou silou ΔF_h na pístu akumulátoru

$$\Delta F_p = \Delta F_h \qquad [N]$$

$$K \cdot (h_2 - h_1) = S \cdot (p_2 - p_1)$$

Vzhledem k tomu, že akumulátory představují hydraulické odpory s velkou kapacitou, můžeme pro výpočet kapacity pružinového akumulátoru použít vztah

$$C_a = \frac{V_u}{\Delta p} = \frac{S^2}{K} \qquad [N^{-1}.\ m^5] \tag{6.47}$$

Čím větší bude průřez pístu *S* a čím menší bude tuhost pružiny *K*, tím větší bude kapacita C_a pružinového akumulátoru. Směrnice poklesu tlaku se ovšem snižuje.

Akumulovaná energie se bude rovnat deformační energii pružiny

$$W_a = \frac{1}{2} \cdot \Delta F \cdot \Delta h = \frac{1}{2} \cdot V_u \cdot \Delta p \qquad [J] \tag{6.48}$$

a po dosazení vztahu 6.47

$$W_a = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot (p_2 - p_1) \qquad [J] \tag{6.49}$$

Závěrem je třeba poznamenat, že oba typy akumulátorů (závažový a pružinový) mají tak nepříznivé vlastnosti, že nedošly obecného rozšíření. Velkého rozšíření dosáhly pouze hydraulické akumulátory plynové.

6.6.2.3 Plynové akumulátory

Plynové akumulátory pracují na pneumohydraulickém principu, ve kterých stlačitelný inertní plyn (nejčastěji dusík) slouží k akumulaci tlakové energie kapaliny.

Plynové akumulátory podle způsobu oddělení plynu a kapaliny rozdělujeme na:

- pístové,
- vakové,
- membránové.

Na plynové akumulátory je třeba pohlížet jako na tlakové nádoby s plynným prostředím a platí pro ně předpisy a normy bezpečnosti práce s nimi. Plyn se v uzavřeném prostoru akumulátoru chová jako dokonalá pružina a jeho stlačování probíhá podle zákonů termodynamiky.

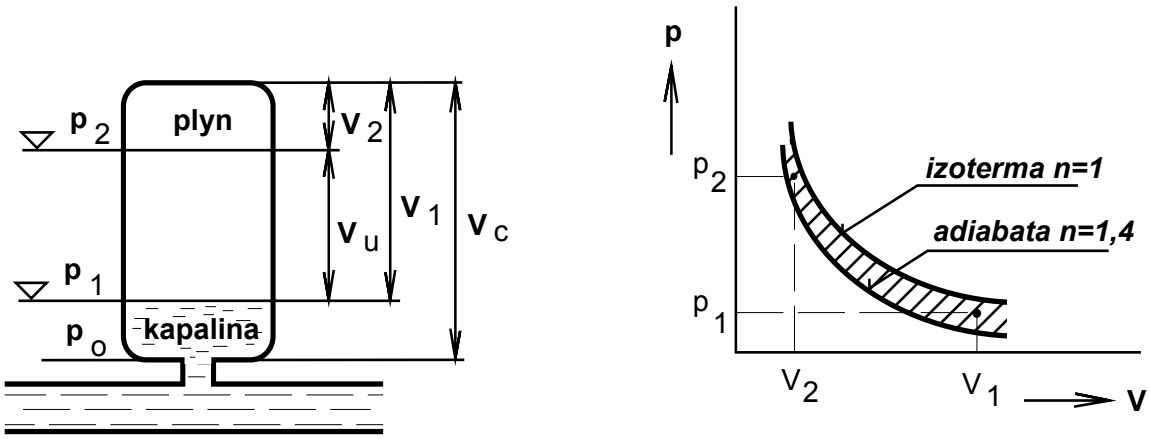
Změna tlaku plynu a tím i tlaku na výstupu akumulátoru probíhá podle známé rovnice

$$p \cdot V^n = \text{konst} \tag{6.50}$$

kde p ... tlak plynu,
V ... objem plynu,
n ... exponent.

Je-li změna tlaku tak pomalá, že dochází k dokonalé výměně tepla a teplota plynu se nemění, mluvíme o ***izotermické změně n = 1***.

Při rychlých změnách nedochází k výměně tepla, tj. k odvodu tepla vzniklého změnou tlaku v tlakové nádobě a mluvíme o ***adiabatické změně n = 1,4***.



Obr. 6.90 Znázornění průběhu stavové změny plynu v plynovém akumulátor

V praxi ovšem probíhá změna podle rychlosti odběru mezi adiabatou a izotermou. Takové změně říkáme ***polytropická***. Exponent rovnice (6.50) se pohybuje v intervalu *(1 < n < 1,4)*.

Závěrem lze konstatovat, že *pružinové akumulátory* jsou vhodné pro malé objemy, řádově *dm*^{3} a pro tlaky od *3* do *5 MPa*. *Pístové akumulátory* jsou vhodné pro objemy do *400 dm*^{3} a tlaky do *35 MPa*. *Vakové* a *membránové akumulátory* jsou pro objemy do *200 dm*^{3} a tlaky do *35 MPa*. Pro velké objemy a tlaky až do *45 MPa* jsou konstruovány *plynové akumulátory s přímým stykem plynu a kapaliny*, které musí být z bezpečnostních důvodů plněny zásadně inertním plynem (nejčastěji dusíkem), který má jednak menší absorpční schopnost do minerálního oleje, nezpůsobuje rychlé stárnutí oleje jako vzduch a je nehořlavý.

Volba velikosti akumulátoru se řídí zpravidla podklady výrobců, ať už ve formě výpočtových vztahů nebo častěji nomogramů.

6.6.3 Chladiče a ohřívače

6.6.3.1 Chladiče

Tepelná hodnota ztrátového výkonu hydraulického mechanismu by měla být neustále v rovnováze s teplem odváděným teplosměnou plochou nádrže S_N a teplosměnnými plochami dalších hydraulických prvků. Ztrátový výkon je dán vztahem

$$P_z = P_1 \cdot (1 - \eta_c) \qquad [\,W\,] \tag{6.51}$$

kde P_z ... ztrátový výkon,
P_1 ... výkon hnacího motoru hydrogenerátoru,
η_c ... celková účinnost hydraulického mechanismu.

Pokud tato rovnováha nebude existovat, bude se olej v systému za určitou dobu *t* buď ochlazovat nebo a to nejčastěji ohřívat. Bude tedy platit rovnice tepelné rovnováhy

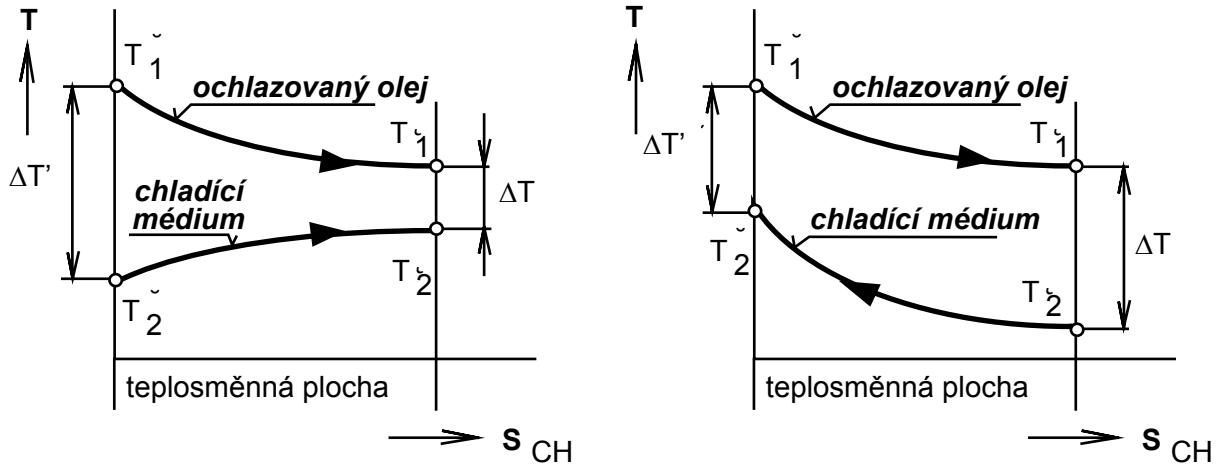
$$P_z = \Phi = \Phi_N + \Phi_{CH} = \frac{m \cdot c_p \cdot \Delta T}{t} \qquad [\,W\,] \tag{6.52}$$

přičemž tepelný tok odvedený chladičem je

$$\Phi_{CH} = \alpha_{CH} \cdot S_{CH} \cdot \Delta T_{stů} \qquad [\,W\,] \qquad (6.53)$$

kde α_{CH} ... součinitel přestupu tepla chladiče,
S_{CH} ... teplosměnná plocha chladiče,
$\Delta T_{stř}$... střední teplotní spád.

Střední teplotní spád závisí na směru proudění ochlazovaného oleje a chladící tekutiny (vody nebo vzduchu). Na obr. 6.91 jsou znázorněny průběhy teplot při *souhlasném směru proudění* (***souproudé uspořádání***) anebo pro *opačný směr proudění* (***protiproudé uspořádání***).



a) souproud b) protiproud

Obr. 6.91 Proudění v chladiči

Střední teplotní spád stanovíme ze vztahu

$$\Delta T_{stů} = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln\left(\Delta T' / \Delta T''\right)} \qquad [\,K\,] \qquad (6.54)$$

Je-li $\Delta T' / \Delta T'' < 2$, lze s chybou menší než *4%* použít jednodušší vztah

$$\Delta T_{stů} = T_1' - \frac{T_2' + T_2''}{2} \qquad [\,K\,] \qquad (6.55)$$

Součinitel přestupu tepla α_{CH}, bývá u vodních chladičů *175 - 300 W m^{-2} K^{-1}* a u vzduchových chladičů *25 - 35 W m^{-2} K^{-1}*. Potřebnou velikost chladící plochy vypočítáme z rovnice 6.53 . Katalogy výrobců chladičů jsou zpracované tak, že z potřebného teplotního spádu a chladícího výkonu můžeme přímo volit velikost a typ chladiče. U vodních chladičů je potřeba stanovit ještě požadovaný průtok chladící vody. Ten určíme z tepelné rovnováhy při ustálené teplotě oleje v hydraulickém obvodu.

6.6.3.2 Ohřívače

Při provozu hydraulického zařízení při nízkých okolních teplotách nebo pro zkrácení času potřebného na dosažení provozní teploty oleje (např. na zkušebně) je někdy třeba olej ohřívat. Tehdy používáme zařízení s oběhem teplé vody - ***výměník*** nebo ***vzduchové ohřívače***

podobných konstrukcí jako chladiče. Nejvhodnější jsou však elektrické ponorné ohřívače se speciálním určením pro ohřev oleje. Je ovšem potřeba dbát na to, aby olej nebyl místně příliš tepelně namáhán. Následkem by bylo přehřátí oleje na povrchu ohřívače. Např. pro minerální oleje se nesmí překročit výkon *2 W* na *1 cm*^{2} ohřívané plochy.

6.6.4 Filtry

Filtry jsou poměrně jednoduché hydraulické prvky, které v obvodu udržují předepsanou čistotu hydraulické kapaliny. Na jejich volbě a správné funkci do značné míry závisí nejen čistota hydraulické kapaliny, ale i provozní spolehlivost celého hydraulického obvodu.

6.6.4.1 Čistota hydraulických kapalin

Čistota hydraulické kapaliny je základním předpokladem správné funkce každého hydraulického mechanismu. Znečištění oleje v hydraulickém systému má za následek opotřebení, které snižuje životnost všech součástí, zejména funkčních součástí s malou vůlí. U některých prvků může dojít vlivem nečistot ke zhoršení nebo úplnému znemožnění funkce (v *80 %* případů je hlavní příčinou poruch hydraulických systémů znečištěná hydraulická kapalina).

Zdroje nečistot lze podle jejich vzniku rozdělit do čtyř základních skupin:

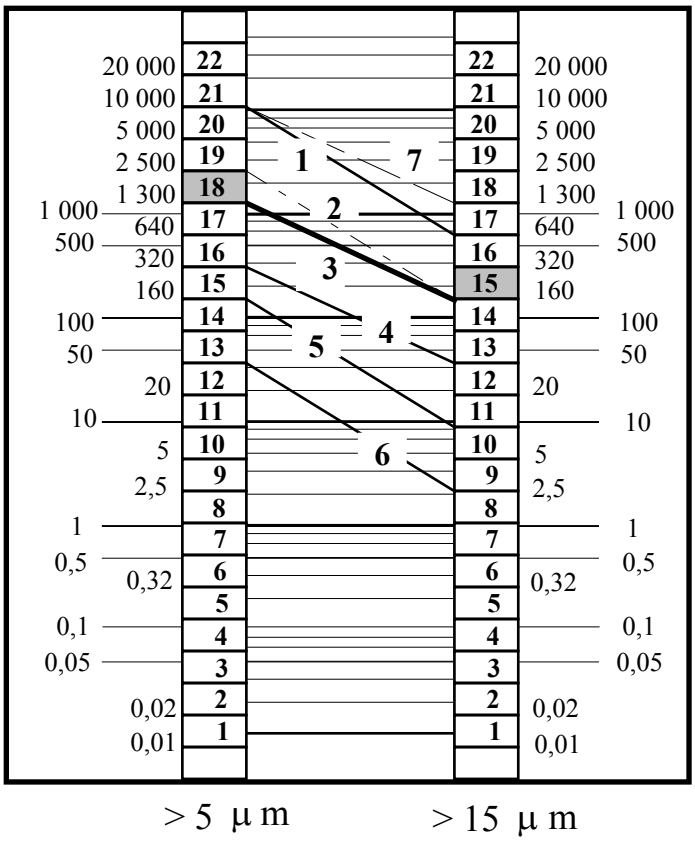
- ***Nečistoty primární*** - vnikají do obvodu při plnění kapaliny a při montáži jednotlivých prvků a vedení. Jsou to zejména třísky z obrábění, směsi z lapování, brusné částečky, otřepy kovů a pryžových dílů, prach, písek z odlitků, okuje ze svárů a z tepelného zpracování, barva a další nemísitelné kapaliny.
- ***Nečistoty z okolí*** - vnikají do soustavy přes těsnění některých prvků, plnícím a odvzdušňovacím otvorem nádrže.
- ***Nečistoty vznikající funkcí soustavy*** - produkty opotřebení, koroze, eroze, části povlaků a laků.
- ***Nečistoty vzniklé z kapaliny*** - vznikají chemickými změnami kapaliny působením teploty a tlaku, nečistoty z výrobního procesu a přepravy hydraulické kapaliny.

Nečistoty mají na funkci hydraulických prvků tento vliv:

- zvyšují třecí síly šoupátek, pístů, kuželek ventilů vlivem zanášení vůlí a spár malými částicemi (10 μm),
- způsobují mechanickou erozi povrchů sedel, hran šoupátek, snižují překrytí, mění odpor clon, dýz a vůlí v místech velkých rychlostí proudění,
- částice menší než vůle způsobují opotřebení otěrem,
- částice větší než vůle mohou ucpat trysky, clony a vyřadit hydraulický prvek z funkce,
- částice o velikosti rozměru spáry jsou nejnebezpečnější, neboť mohou způsobit zadření a náhlé selhání funkce prvku.

K posouzení úrovně čistoty hydraulické kapaliny a stanovení potřeby její filtrace slouží několik normovaných klasifikačních systémů. U nás platí norma ČSN 65 6206, která vychází z normy ISO 4406. Někdy se také využívá americká norma NAS 1638 pocházející z letectví. Kód čistoty podle zmíněné ČSN se skládá ze dvou čísel oddělených lomítkem. První číslo je

přiřazeno k počtu částic větších než ***5 μm*** v ***1 ml*** kapaliny, druhé je přiřazeno k počtu částic větších než ***15μm*** v ***1 ml*** kapaliny. Doporučené stupně čistoty kapaliny pro hydraulické prvky a obvody jsou znázorněny v diagramu na obr. **Chyba! Neznámý argument přepínače.**. Například ***kód 18/15*** vyjadřuje, že v *1 ml* kapaliny se nachází *1300* až *2500* částic větších jak *5 μm* a *160* až *320* částic větších jak *15 μm*.



1 - Nízkotlaké systémy s velkými tolerancemi,

2 - Nízkotlaké systémy u těžkých strojů a systémů u kterých životnost nehraje rozhodující úlohu,

3 - Všeobecné strojírenství a mobilní technika: střední tlaky a velikosti,

4 - Všeobecné strojírenství a mobilní technika s vysokými nároky na spolehlivost systému a kvalitu,

5 - Výkonové servosystémy a vysokotlaké systémy s dlouhodobou životností: např. letecká technika, obráběcí stroje apod.,

6 - Řídící systémy citlivé na znečištění s vysokou provozní spolehlivostí: laboratorní technika, letecká a raketová technika,

7 - Nejhorší stupeň čistoty u nových olejových náplní (obvykle se předpokládá 18/15).

Obr. 6.92 Doporučené stupně čistoty podle ISO 4406

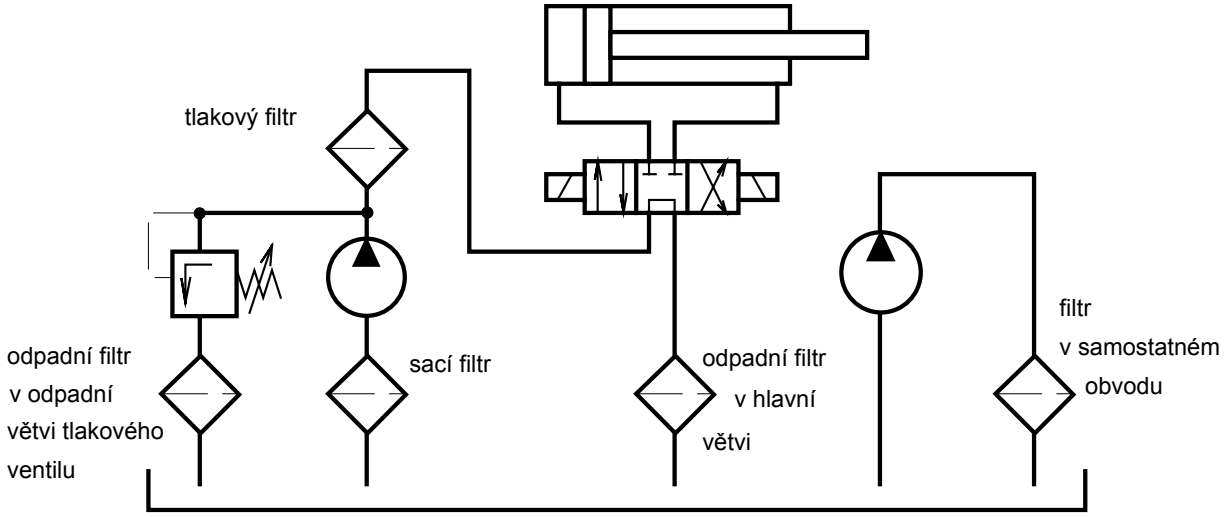
Tab. 6.5 Výrobní vůle některých hydraulických prvků

Hydrostatický prvek	Součást prvku	Velikost vůle [μm]
Lamelový hydrogenerátor	lamela - vedení statoru	5 - 15
Zubový hydrogenerátor	boční vůle kola a tělesa čelo zubu - stator	2 - 100
Pístový hydrogenerátor	píst - válec	5 - 40
	blok - rozvodná deska	0,5 - 2
Rozváděč	šoupátko - těleso	1 - 25
Servoventil	řídící šoupátko - těleso	2 - 10
	řídící hrana	1

Požadavek na kvalitu filtrace kapaliny je dán velikostí vůlí mezi konstrukčními díly hydraulických prvků. V tabulce 11.1 jsou uvedeny rozměry vůlí vybraných hydrostatických prvků.

6.6.4.2 Druhy filtrů

Typ filtru je velmi důležitý pro vlastní filtraci kapaliny. Z tohoto hlediska jsou rozeznávány ***sací***, ***tlakové*** a ***odpadní (zpětné) filtry***. Jejich použití v otevřeném hydrostatickém obvodu je vidět na obr. 6.93.



Obr. 6.93 Umístění filtrů v hydrostatickém obvodu

Volbu typu filtru (sací, tlakový, odpadní, popř. jejich kombinaci) je třeba zvážit při konstrukci stroje a vzít přitom v úvahu zejména:

- funkci systému a jeho životnost,
- konstrukci, případně parametry použitých hydraulických prvků (hydrogenerátorů, ventilů atd.) a z toho vyplývající výrobcem předepsanou jemnost filtrace, citlivost na nečistoty,
- druh a způsob vzniku nečistot v systému, případně vstup nečistot z vnějšku.

Sací filtry

Relativně hrubé sací filtry se nejčastěji používají pouze pro ochranu hydrogenerátorů, např. sítové filtry s velikostí oka *40* až *125 μm*. Nezbytná ochrana hydraulických prvků před nečistotami musí být zajištěna dále v obvodu jemnějším filtrem. U mobilní techniky se v sacích filtrech používají i papírové vložky s jemností filtrace nad *25 μm*.

Sací filtr funguje jako sací koš umístěný přímo v nádrži a je obvykle našroubován na sací trubku hydrogenerátoru. Sací filtry jsou obvykle vybaveny obtokovým (bypass) ventilem k omezení tlakových ztrát v přívodu hydrogenerátoru při zanesené vložce nebo při "studeném" rozběhu hydrogenerátoru. Potřebný tlakový spád pro otevření ventilu je max. *0,02 MPa*.

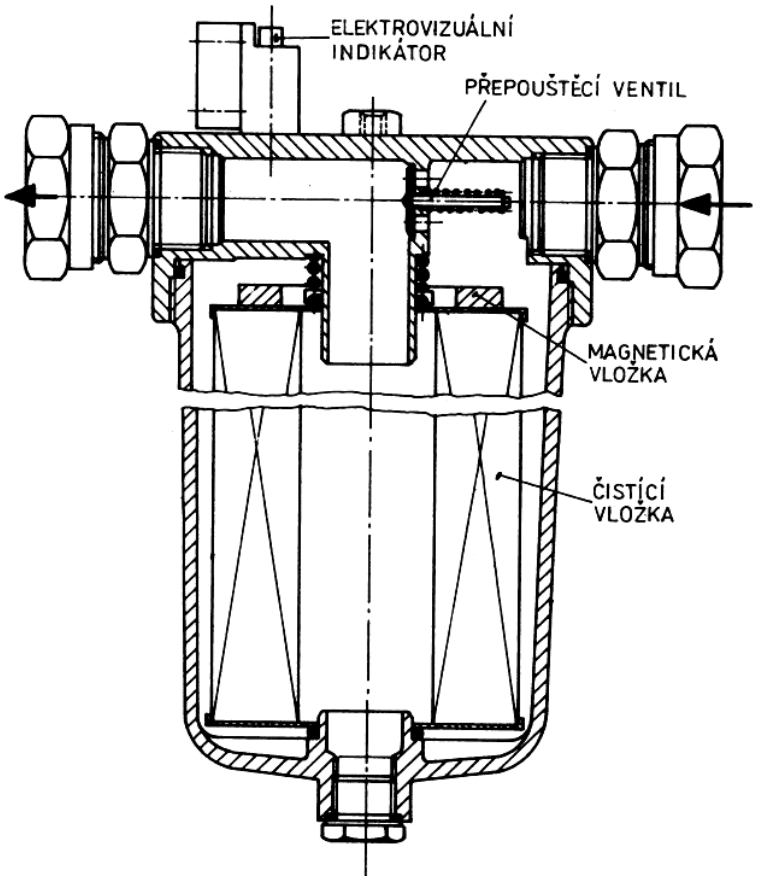
Použití sacího filtru je limitováno těmito kritérii:

- filtr musí mít filtrační vložku s minimální tlakovou ztrátou,

- při provozu je nutné sledovat tlakový spád na filtrační vložce, např. pomocí manometru nebo elektrického indikátoru znečištění,
- nádrž musí být umístěna výše než sací hrdlo hydrogenerátoru,
- doba studeného startu musí být zkrácena na minimum, provozní teplota musí být dosažena co nejdříve,
- je vhodné, aby hydraulická kapalina měla nízkou viskozitou a vyšší viskozitní index,
- použití hydrogenerátoru s menší citlivostí na kavitaci (např. zubové).

Tlakové a vysokotlaké filtry

Tlakové a vysokotlaké filtry mají především chránit hydraulické prvky v části obvodu za hydrogenerátorem. Vyznačují se robustní konstrukcí nádoby pro pracovní tlaky až do 41 MPa. Hodí se zvláště pro prvky s velkou citlivostí na nečistoty (servoventily a proporcionální ventily), dále pro drahá zařízení (velké hydromotory apod.) nebo pro zařízení s velkým důrazem na spolehlivost (hydrostatická servořízení nebo brzdové systémy). Umisťují se co nejblíže k chráněným prvkům. Vysokotlaké filtry bývají přednostně osazeny tlakovými snímači, které signalizují zanesení vložek. Musí být dimenzovány na nejvyšší tlak a průtok v systému a tlaková odolnost vložek musí vyhovovat častým změnám tlaku a tlakovým špičkám. U velmi citlivých prvků na nečistoty, např. pro řídící stupně servoventilů, nesmí mít obtokový ventil (bypass) a musí být vybaveny vysokopevnostními vložkami.



Obr. 6.94 Konstrukční provedení filtru (tlakového i odpadního)

Odpadní filtry

Odpadní (zpětné) filtry filtrují hydraulickou kapalinu vracející se z hydraulického obvodu zpět do nádrže. Velmi často se vyskytují v hydraulických obvodech mobilní techniky. Filtr musí mít velmi malý odpor, aby tlak před filtrem neporušil správnou funkci hydraulického obvodu. Filtr je v činnosti jen při chodu stroje. Při volbě velikosti filtru je nutné vzít v úvahu maximální možný průtok, zejména průtoky vytlačované většími plochami pístů přímočarých hydromotorů s

jednostrannou pístnicí. Při poměru ploch (2 : 1, tj. pod a nad pístem) mohou tyto průtoky dosahovat až dvojnásobnou hodnotu max. průtoku hydrogenerátoru.

Podle konstrukčního provedení rozlišujeme odpadní filtr pro montáž na víko nádrže nebo přímo do potrubí.

Filtry v samostatném obvodu

Filtry v samostatném obvodu se používají většinou pro doplňkovou filtraci u stacionárních hydraulik. U mobilní techniky je lze použít v přečerpávacích a filtračních agregátech pro zlepšení stupně čistoty hydraulické kapaliny.

Malý pomocný hydrogenerátor dodává kapalinu přes nízkotlaký filtr zpět do nádrže. Pomocný hydrogenerátor má vlastní pohon nebo může být napojen na hlavní hydrogenerátor. Toto zařízení může být nedílnou součástí stroje, přičemž filtrace je nezávislá na funkci stroje a obvykle bývá nepřetržitá. Filtrační agregát může také sloužit jako přenosné zařízení, kterým se periodicky čistí celý obsah nádrže.

7. Základní hydrostatické obvody

Zásady uspořádání základního hydrostatického obvodu byly již uvedeny ve skriptech "Tekutinové mechanismy" část I Hydrostatické prvky. Tato kapitola je zaměřena na rozdělení a základní typy hydrostatických obvodů používaných u mobilní techniky a částečně i u stacionárních zařízení.

Tradiční rozdělení hydrostatických obvodů je prováděno z hlediska uspořádání hydrostatických prvků v obvodu:

- na ***otevřené*** (nádrž kapaliny je sériově vestavěna mezi HM a HG),
- nebo ***uzavřené*** (nádrž je paralelně připojena k vedení mezi HG a HM).

Podle pohybu výstupního prvku jsou rozlišovány obvody pro vykonávání:

- posuvného pohybu,
- rotačního pohybu.

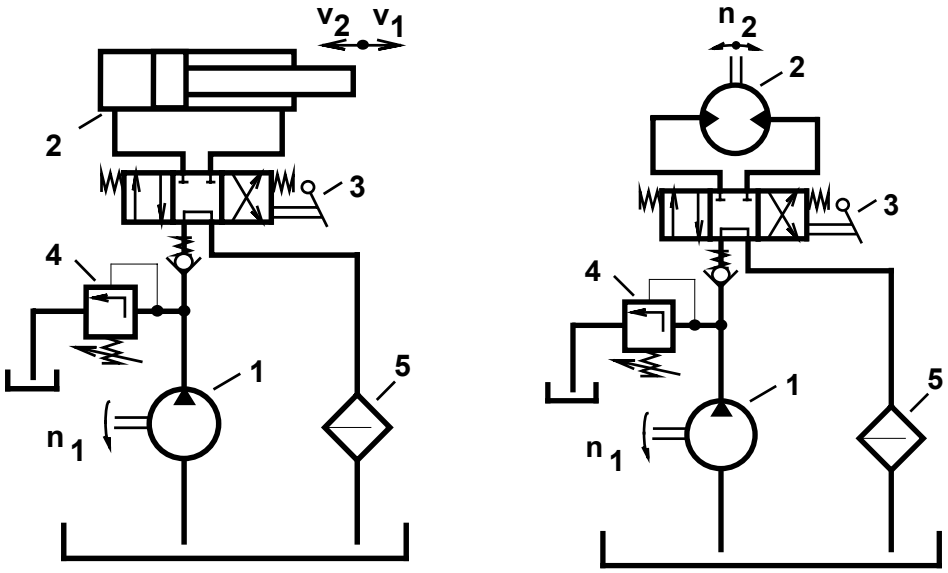
Při překonávání odporu zátěže v gravitačním poli Země označujeme tyto hydrostatické obvody jako obvody pro:

- zvedání nebo spouštění zátěže.

7.1 Hydrostatické obvody otevřené a uzavřené

7.1.1 Otevřené hydrostatické obvody

Otevřené obvody, viz. obr. 7.1 jsou charakterizovány sériovým vestavěním nádrže mezi hydromotor **2** a hydrogenerátor **1**. Kapalina je nasávána z nádrže a vytlačována hydrogenerátorem přes příslušné hydrostatické prvky v obvodu až k hydromotoru, kde předá tlakovou energii a opět se vrací do nádrže.



a) s přímočarým hydromotorem b) s rotačním hydromotorem

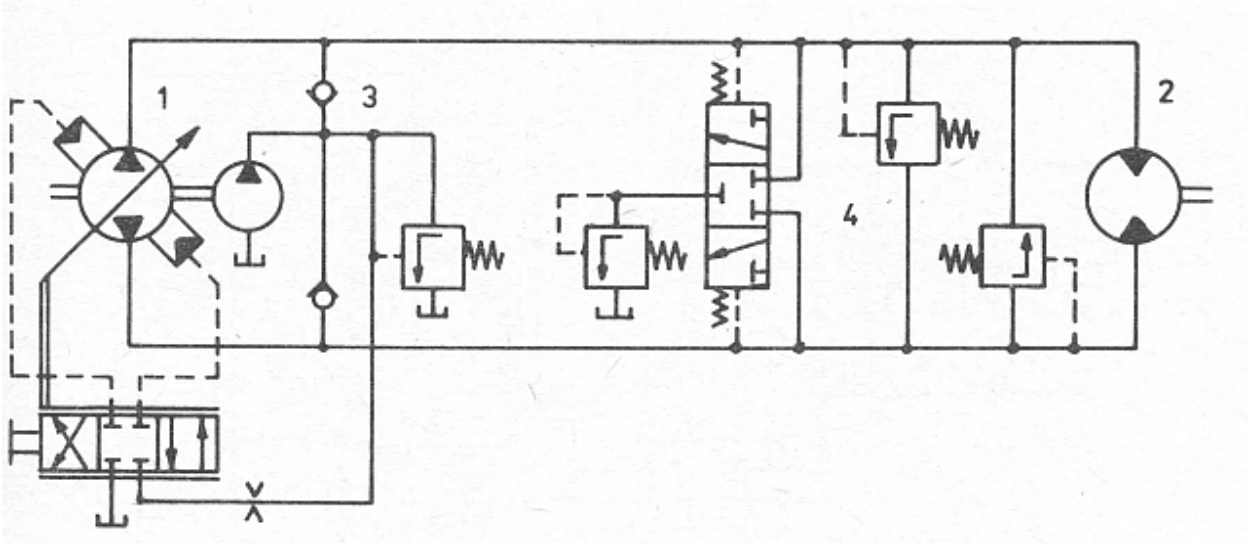
1- hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - filtr

Obr. 7.1 Otevřené hydrostatické obvody

Velikost nádrže je obvykle o *200* až *400 %* větší než je max. průtok [$l.min^{-1}$] všech hydrogenerátorů v obvodu. V otevřených hydrostatických obvodech se nejčastěji používají neregulační hydrogenerátory, přičemž změnu směru pohybu přímočarého nebo rotačního hydromotoru zabezpečuje obvykle šoupátkový rozváděč kapaliny **3**.

7.1.2 Uzavřené hydrostatické obvody

V uzavřených hydrostatických obvodech (obr. 7.2) se obvykle používají regulační reverzační hydrogenerátory, které zabezpečují změnu směru pohybu hydromotorů. Kapalina vytlačená hydrogenerátorem **1** předá tlakovou energii v hydromotoru **2** a vrací se zpět do sání hydrogenerátoru. Pracovní prostory hydrogenerátoru a hydromotoru nejsou dokonale těsné a vykazují průtokové ztráty, které jsou ze skříně svedeny do nádrže. Tyto ztráty jsou hrazeny doplňováním kapaliny pomocným hydrogenerátorem protože hydrogenerátory v uzavřených obvodech nejsou obvykle samonásávací. Tímto opatřením se také snižuje hlučnost v sání, kapalina v doplňování je obvykle také filtrována, případně chlazena.



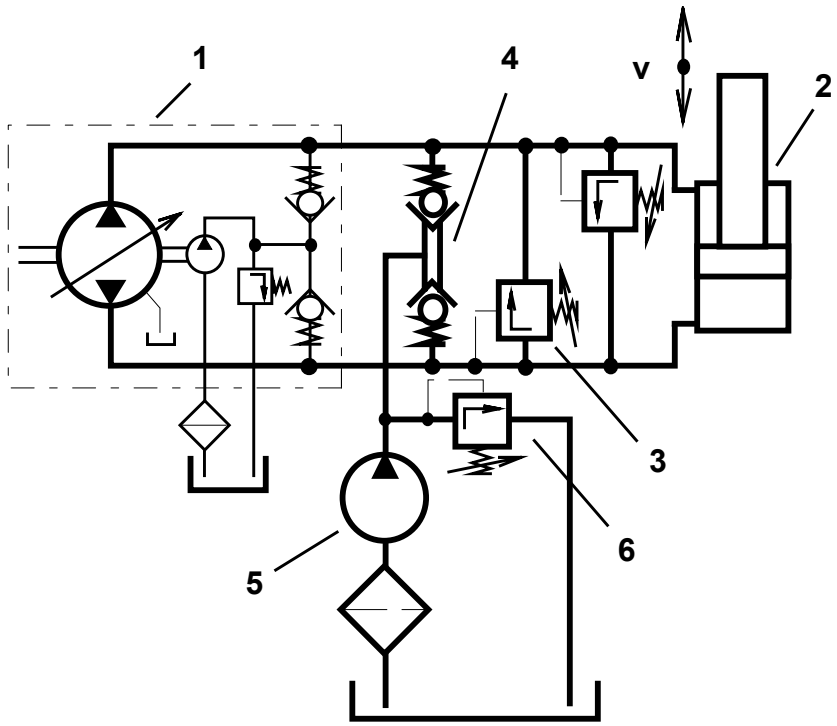
1- hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 – plnící a řídící část obvodu, 4 – vyplachovací ventil
Obr. 7.2 Uzavřený hydrostatický obvod

V uzavřeném hydrostatickém obvodu je možné použít i přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí (s diferenciálním pístem), ale je nutné konstrukčně vyřešit doplňování hydraulické kapaliny z jiného zdroje, viz. obr. 7.3. Takto vzniklý obvod označíme jako ***polouzavřený hydrostatický obvod***.

Vzhledem k tomu, že hydromotor má rozdílné plochy pod a nad pístem (ze strany pístnice), budou i objemy kapaliny pod a nad pístem rozdílné. Pro bezporuchovou funkci hydrogenerátoru **1** v uzavřeném obvodu je ovšem nutné, aby v sací i výtlačné větvi byly stejné objemy (průtoky) kapaliny. Je nepřípustné, aby při pohybu pístnice hydromotoru přitékalo do sání regulačního hydrogenerátoru z prostoru pístnice menší množství kapaliny než je hydrogenerátorem vytlačeno do prostoru pod píst hydromotoru a opačně.

K vyrovnání objemů je možné použít například neregulační hydrogenerátor **5** z některého z otevřených obvodů stroje. Při vysouvání pístnice hydromotoru **2**, hydrogenerátor **5** doplňuje kapalinu do sání regulačního hydrogenerátoru **1** přes logický jednosměrný ventil **4**. Při

zasouvání pístnice hydromotoru je naopak nutné přebytečnou kapalinu ze sání hydrogenerátoru přes logický ventil **4** odpustit do nádrže. Logický jednosměrný ventil **4** pracuje tak, že účinkem tlaku v zatížené větvi dosedne kuželka do sedla a pomocí mechanické vazby nuceně odtlačí protilehlou kuželku ze sedla. Tím se otevře cesta v sací větvi a kapalina je buď doplňována do sání hydrogenerátoru **1** nebo naopak odpouštěna do nádrže podle vytlačovaných objemů



1- regulační hydrogenerátor, 2 - hydromotor s diferenciálním pístem, 3 - pojistný ventil, 4 - logický jednosměrný ventil, 5 - doplňovací hydrogenerátor, 6 - přepouštěcí ventil

Obr. 7.3 Polouzavřený hydrostatický obvod

hydromotorem **2**. Přepouštěcí ventil **6** udržuje min. přetlak nutný v sání hydrogenerátoru.

Hlavní výhody a ***nevýhody*** otevřeného a uzavřeného obvodu jsou všeobecně známy.

Je však třeba upozornit na některé provozní skutečnosti.

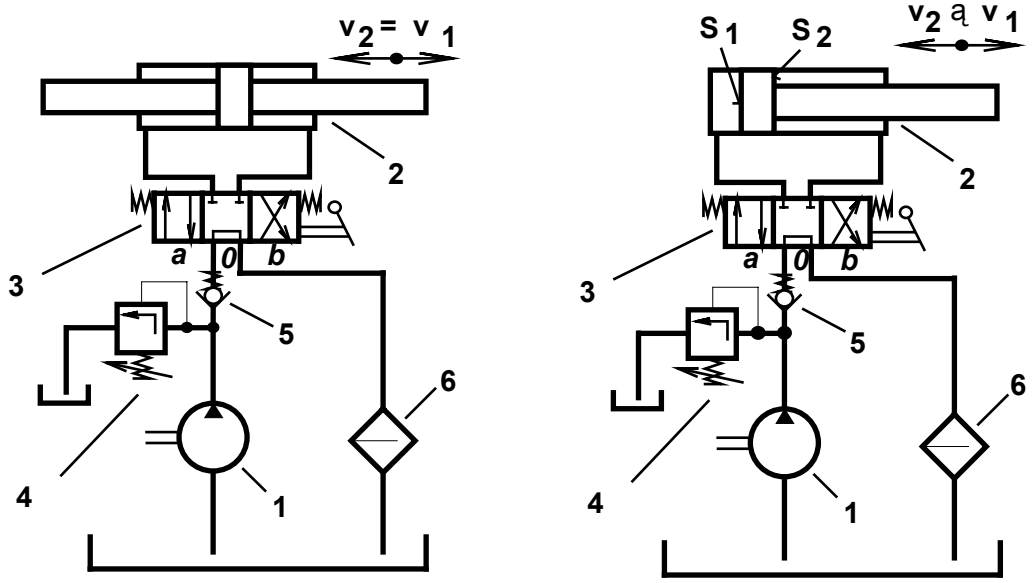
V otevřeném obvodu není možno měnit smysl zatížení, tzn. že nelze brzdit při záměně funkce hydrogenerátoru a hydromotoru. Také otáčky hydrogenerátoru jsou v horní hranici omezeny sací schopností a kavitačními jevy v sání hydrogenerátoru. Otevřené obvody se často používají u hydrostatických pohonů pracovních orgánů mobilní techniky.

Uzavřený obvod nemá nevýhody otevřeného obvodu, tj. může se jím intenzívně brzdit zátěž na hřídeli hydromotoru. Otáčky hydrogenerátoru mohou být podstatně vyšší, protože tlak v sání je vždy vyšší než ***0,1 MPa***. Uzavřenost systému přináší však nevýhodu v menší tepelné kapacitě obvodu a ve zhoršeném tepelném režimu, většinou je zapotřebí chlazení kapaliny a její částečnou obměnu. Odvod nečistot je rovněž obtížné, filtrace je řešena pouze v doplňovacím okruhu. Uzavřené obvody se používají zejména jako hydrostatické převody v pojezdových ústrojích mobilní techniky a pro pohony pracovních orgánů rýpadel, pojízdných zemních vrtáků, jeřábů apod.

7.2 Hydrostatické obvody pro vyvození posuvného a rotačního pohybu

7.2.1 Obvody pro posuvné pohyby

Typické příklady obvodů pro vyvození posuvného (translačního) pohybu jsou na obr.7.4. Hydromotor s oboustrannou pístnicí (obr. 7.4 a) zajišťuje stejnou rychlost pohybu v obou směrech ($v_1 = v_2$). Třípolohový pěticestný rozváděč **3** zajišťuje v poloze ***0*** volný průtok kapaliny od hydrogenerátoru do nádrže, přičemž pístnice se nepohybuje. Poloha ***a*** nebo ***b*** rozváděče zajišťuje pohyb pístnice ve směru v_1 nebo v_2. Jednosměrný ventil **5** brání nepřípustnému průtoku od hydromotoru ke zdrojové části při přestavování šoupátka a některých poruchových stavech v obvodu, například při nepřesunutí šoupátka do neutrální polohy a zastavení hydrogenerátoru.



a) s oboustrannou pístnicí b) s jednostrannou pístnicí

1- HG, 2 - HM, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - jednosměrný ventil, 6 - filtr

Obr. 7.4 Příklady hydrostatických obvodů pro posuvné pohyby

Hydromotor s jednostrannou pístnicí, též nazývaný hydromotor s diferenciálním pístem, zajišťuje u hydrostatického obvodu (obr. 7.4 b) rozdílnou rychlost pohybu pístnice v obou směrech ($v_1 \neq v_2$).

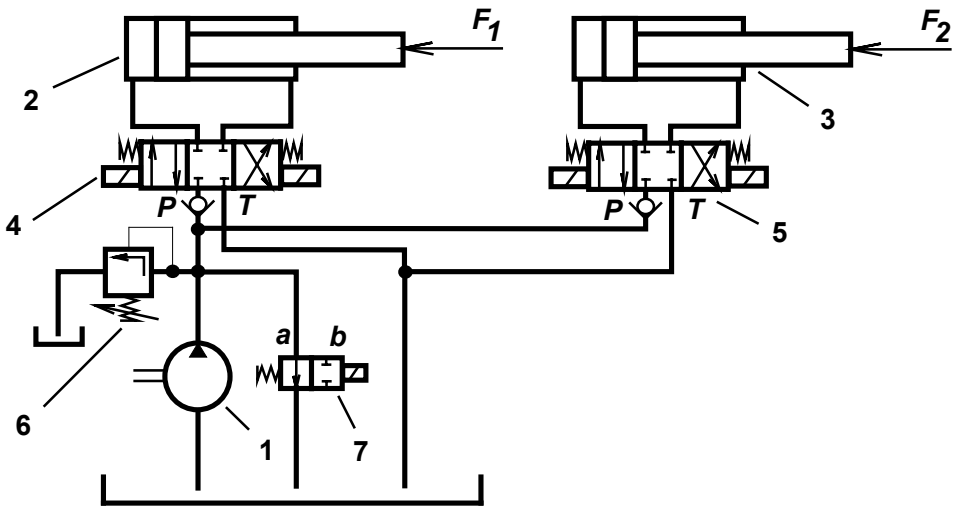
Při průtoku hydrogenerátoru *Q* platí

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$$

a odtud poměr rychlostí je dán vzájemným poměrem ploch pod a nad pístem

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

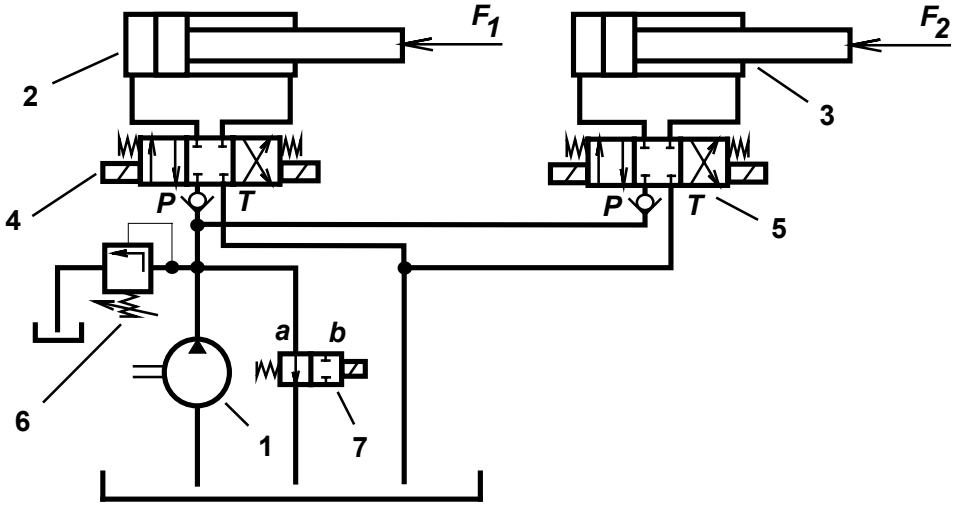
Zvolíme-li $S_1 >> S_2$, dosáhneme rychlosti $v_2 >> v_1$. Uvedeným způsobem můžeme realizovat například rychloposuv mechanismu do výchozí polohy.



1- HG, 2 (3) - HM, 4 (5) - rozváděč, 6 - pojistný ventil, 7 - odlehčovací ventil

Obr. 7.5 Ovládání dvou hydromotorů dvěma paralelně zapojenými rozváděči

Uspořádání na obr. 7.5 představuje ovládání dvou hydromotorů dvěma rozváděči **4** a **5**, které jsou sériově propojeny. Nepředpokládá se zde současný pohyb obou hydromotorů. Při současném pohybu hydromotorů se totiž všechny odpory proti pohybu sčítají a tlak na výstupu hydrogenerátoru by mohl dosáhnout velikosti, která je dána nastavením na pojistném ventilu **6**. V tomto případě začne ventil **6** přepouštět kapalinu do nádrže a pohyb hydromotorů se zastaví.



1- HG, 2 (3) - HM, 4 (5) - rozváděč, 6 - pojistný ventil, 7 - odlehčovací ventil

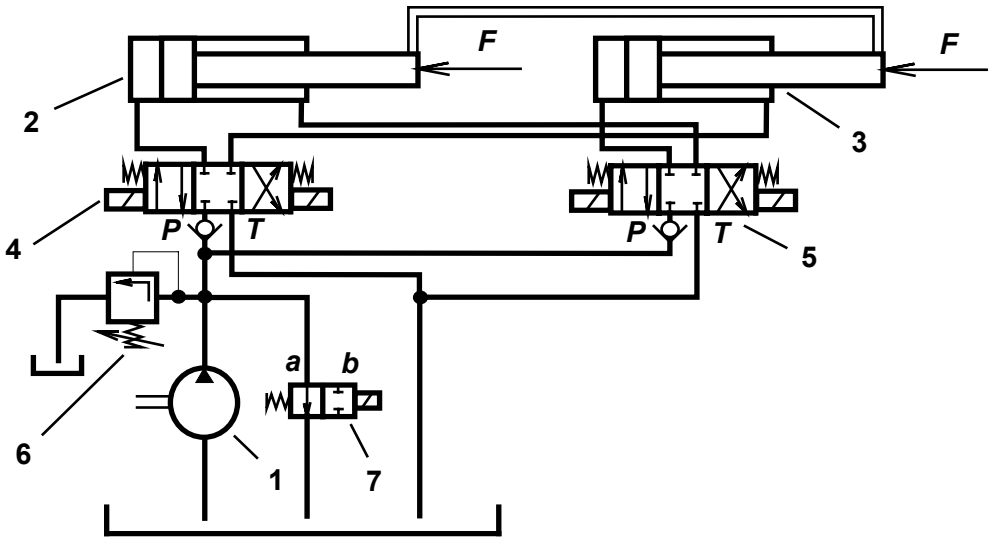
Obr. 7.6 Ovládání dvou hydromotorů dvěma paralelně zapojenými rozváděči

Obvyklejší je proto paralelní zapojení, u kterého je max. tlak v obvodu dán ***nejméně*** zatíženým hydromotorem. Zapojení na obr. 7.6 představuje ovládání dvou hydromotorů paralelně zapojených ke zdroji průtoku. V tomto případě je nutné použít rozváděčů s tzv. ***uzavřeným středem***. Pro odlehčení hydrogenerátoru slouží odlehčovací ventil **7**. Pokud jsou rozváděče **4** a **5** v základní (neutrální) poloze musí být odlehčovací ventil **7** v poloze ***a***, aby

odlehčoval hydrogenerátor. Při přesunutí některého z elektromagneticky ovládaných rozváděčů **4** (**5**), se současně přivede el. proud do cívky elektromagnetu ventilu **7** a dojde k natlakování obvodu. Tak je zajištěno, že kapalina nebude zbytečně protékat pojistným ventilem **6**.

Při současné funkci obou hydromotorů se však snižují průtoky a tudíž klesá rychlost jejich pohybu. Při stejné zátěži na obou hydromotorech se průtok od hydrogenerátoru rozdělí přibližně na polovinu mezi oba hydromotory. Jestliže se zatížení jednoho hydromotoru sníží, více zatížený hydromotor se zastaví a odlehčený se pohybuje dvojnásobnou rychlostí.

V některých případech mohou být pístnice hydromotorů mechanicky propojeny konstrukcí pracovního mechanismu stroje. Je nepřípustné, aby při poruše některého z rozváděčů **4** (**5**) pracoval pouze jeden hydromotor, protože by mohlo dojít k deformaci připojeného mechanismu. Hydromotory je vhodné v tomto případě zapojit podle obr. 7.7. Ze schématu je patrné, že každý hydromotor je svým jedním hrdlem připojen na rozváděč **4** a druhým hrdlem na rozváděč **5**. Toto zapojení zabezpečí, že při poruše jakéhokoliv rozváděče (nepřesunutí šoupátka) bude pohyb obou hydromotorů blokován.



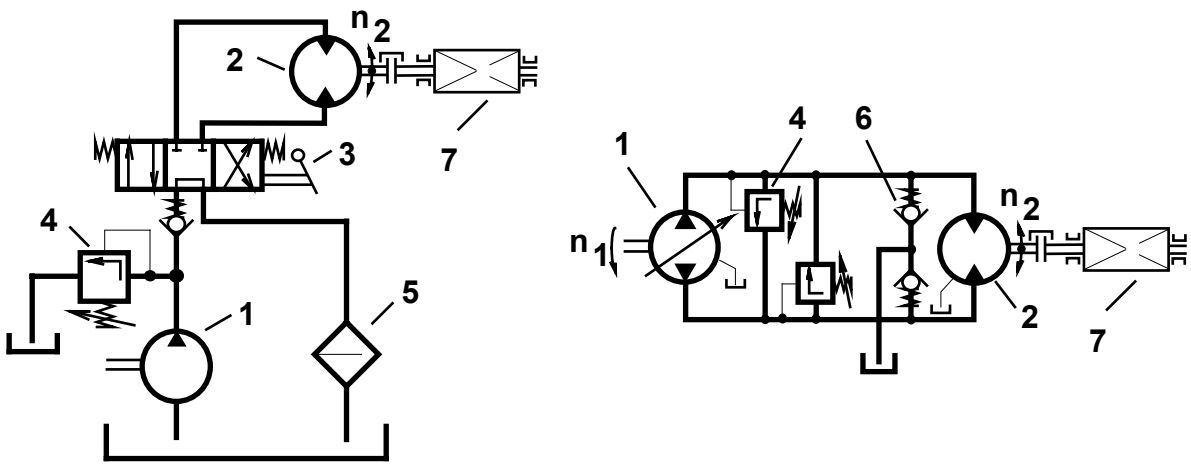
1- HG, 2 (3) - HM, 4 (5) - rozváděč, 6 - pojistný ventil, 7 - odlehčovací ventil

Obr. 7.7 Ovládání dvou mechanicky propojených hydromotorů

7.2.2 Obvody pro otáčivé pohyby

Rotační pohyb se vyvozuje rotačními hydromotory. Příkladem je obvod na obr. 7.8 a. Hydromotor s obousměrným průtokem umožňuje otáčení zátěže **7** v obou směrech. Velmi často se v obvodech pro otáčivé pohyby používá regulační reverzační hydrogenerátor, čímž se zjednoduší konstrukce hydrostatického obvodu, odpadá rozváděč **3**, případně další prvky.

Obvod na obr. 7.8 b je uzavřený obvod, který ovšem vyžaduje prvky pro doplňování ztrátových průtoků hydrogenerátoru a hydromotoru, jak již bylo zmíněno.



1- hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - filtr, 6 - dosávací (jednosměrný) ventil, 7 - zátěž

Obr. 7.8 Obvody pro vyvození rotačního pohybu

7.2.3 Obvody pro zvedání a spouštění zátěže

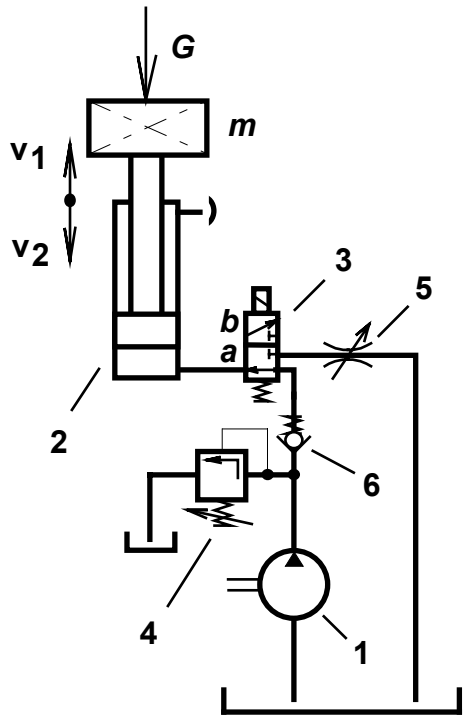
Při zvedání určitého břemena zvyšujeme jeho polohovou energii a hydrostatický obvod zabezpečuje přeměnu tlakové energie kapaliny v mechanickou práci zdvihadla. Při jeho spouštění musíme naopak hydromotor brzdit, tzn. měnit kinetickou energii břemena v tepelnou energii kapaliny na škrtícím prvku.

Obvod na obr. 7.9 zajišťuje zvedání a spouštění zátěže o hmotnosti m přímočarým hydromotorem 2. Protože pro spouštění zátěže není nutné dodávat do hydromotoru tlakovou energii, je použit jednočinný hydromotor. Požadovaná rychlost spouštění se nastavuje škrtícím ventilem 5. Jednosměrný ventil 6 zajišťuje, aby při zastavení hydrogenerátoru nedošlo k samovolnému poklesu břemena.

Obr. 7.10 ukazuje zapojení hydraulického zvedáku, kde zdvih pístu je vyvozen ručním hydrogenerátorem 1. Uzavírací ventil 5 slouží zároveň jako škrtící ventil pro řízení rychlosti při spouštění břemena.

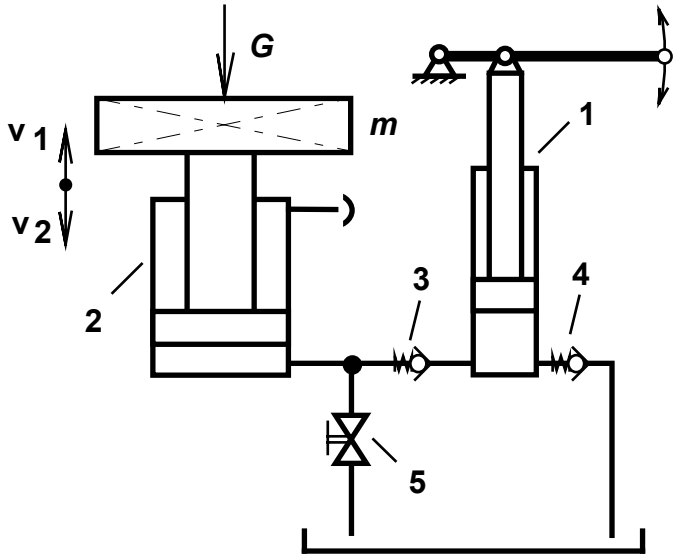
Vysokozdvižné plošiny jsou obvykle vysouvány pomocí teleskopických hydromotorů 2, jak je znázorněno na obr. 7.11. Při zvedání prochází kapalina jednosměrným ventilem 6, při spouštění pak škrtícím ventilem 5.

Zvedání a spouštění zátěže zavěšené na lanovém bubnu znázorňuje obr. 7.12. Funkce jednosměrného a škrtícího ventilu jsou obdobné jako v předešlém případě.



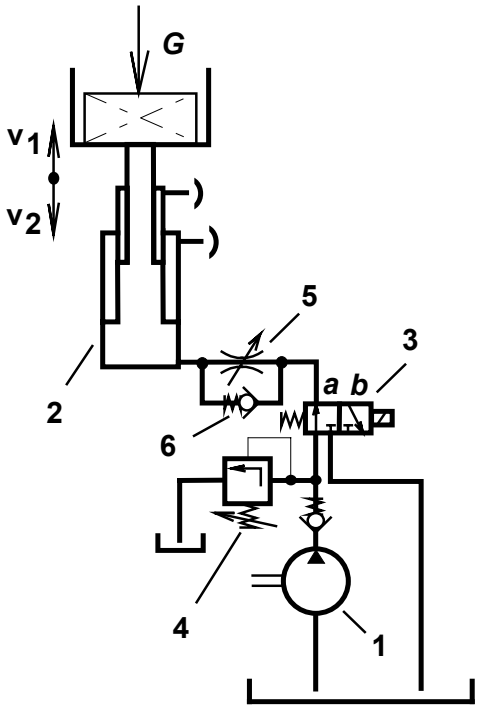
1 - hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - škrtící ventil, 6 – jednosm. ventil

Obr. 7.9 Obvod pro zvedání a spouštění zátěže



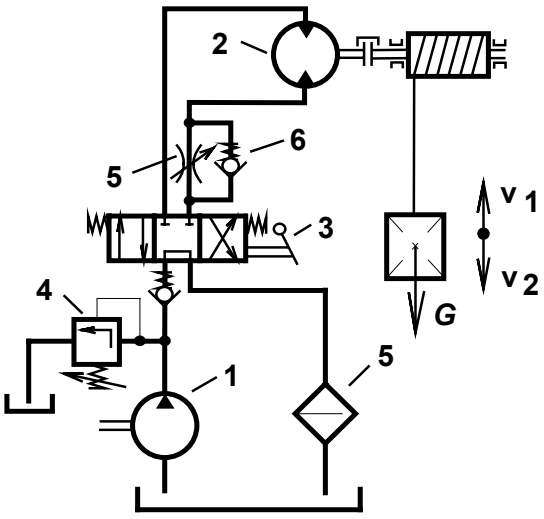
1 - ruční hydrogenerátor, 2 - jednočinný hydromotor, 3(4) - jednosměrný ventil, 5 - uzavírací ventil

Obr. 7.10 Schéma hydraulického zvedáku



1 - hydrogenerátor, 2 - teleskopický hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - škrtící ventil, 6 – jednos. ventil,

Obr. 7. 11 Hydraulický obvod zvedací plošiny



1 - hydrogenerátor, 2 - rotační hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistnýventil 5 - škrtící ventil, 6 - jednosměrný ventil

Obr. 7.12 Obvod s navijákem

8. Hydrodynamické převody

8.1 Úvod do hydrodynamických mechanismů

Hydrodynamický mechanismus definujeme jako zařízení k přenosu energie mezi hnacím členem (motorem) a hnaným členem (zátěží), u kterého se na přenosu energie uplatňuje **kinetická energie kapaliny**. Tedy množství přenesené kinetické energie kapaliny je možné popsat vztahem

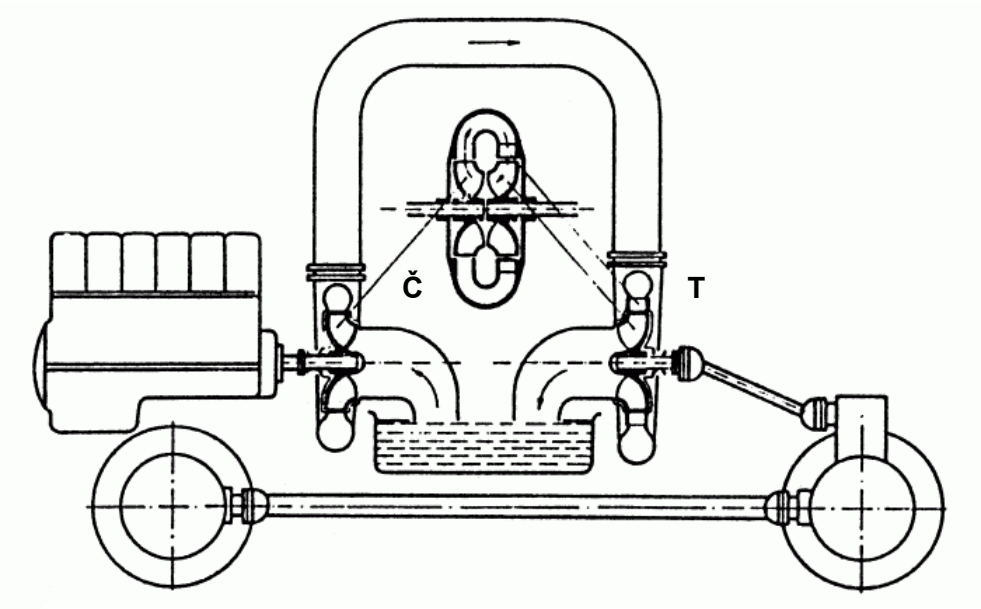
$$W_k = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \qquad [\,J\,] \qquad (8.1)$$

kde ρ ... hustota kapaliny,
V ... objem kapaliny,
v ... rychlost proudu kapaliny.

Pro požadované velikosti přenášených výkonů u mobilní techniky (řádově desítky až stovky kW) a pro přijatelné rozměry hydrodynamického mechanismu (objem kapaliny ***V***) je nutné, aby kapalina dosahovala vysokých rychlostí ***v***. Toho lze dosáhnout, když jednotlivé části hydrodynamického mechanismu budou konat rotační pohyb.

8.1.1 Princip činnosti hydrodynamických mechanismů

Konstrukce jednoduchého hydrodynamického mechanismu je znázorněna na obr. 8.1. Spalovací motor pohání hřídel odstředivého **čerpadla**, které dopravuje kapalinu o nízkém tlaku, ale vysokou rychlostí spojovacím potrubím k **turbíně**. Z hřídele turbíny je odebírán kroutící moment pro pohon lodního šroubu. Kapalina po odevzdání své kinetické energie turbínovému kolu, odtéká zpět do nádrže, odkud je opět nasávána čerpadlem.

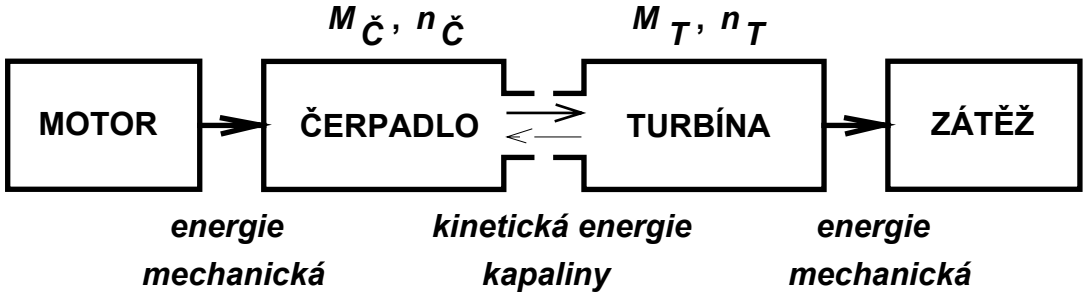


Č - čerpadlo T - turbína

Obr. 8.1 Hydrodynamický mechanismus

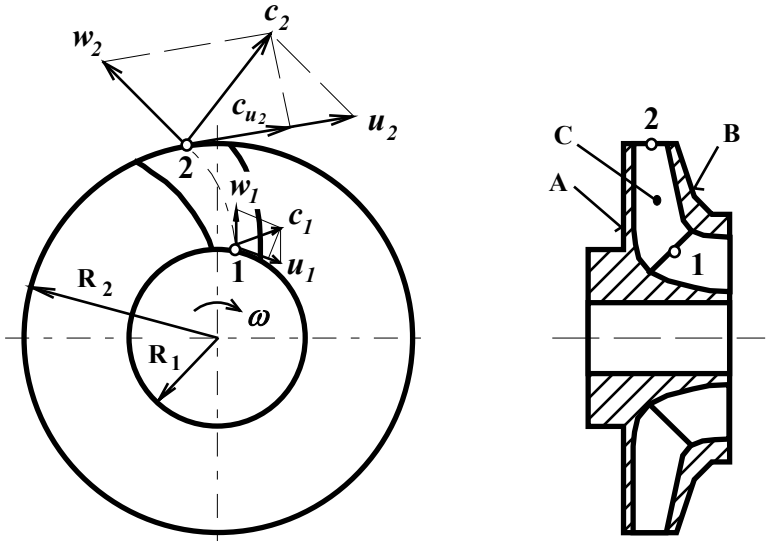
Zařízení na obr. 8.1pracuje ovšem s velkými ztrátami, které jsou způsobeny potrubím, koleny a zejména difuzory. Tyto ztráty jsou podmíněny dvěma činiteli, tj. třením a vířením závisejícími především na rychlosti kapaliny v potrubí, na drsnosti omočených stěn a na délce vlastního potrubí. Ztráty jsou způsobeny také tím, že kapalina musí náhle měnit směr a rychlost, bez pozvolných přechodů.

Z těchto důvodů je výhodnější hydrodynamický mechanismus konstruovat jako uzavřený hydraulický obvod, který se skládá z hydrodynamického čerpadla a turbíny spojené do jednoho celku. Hovoříme o nejjednodušším hydrodynamickém mechanismu - **hydrodynamické spojce**. Hydrodynamický přenos energie spojkou potom můžeme obecně vyjádřit podle obr. 8.2.



Obr. 8.2 Blokové schéma přenosu energie u hydrodynamické spojky

Princip činnosti hydrodynamického mechanismu je možné vysvětlit na základním prvku hydrodynamického mechanismu - lopatkovém kole, ve kterém proudí hydraulická kapalina, viz. obr. 8.3.



Obr. 8.3 Rychlosti kapaliny na lopatkovém kole

Roztočíme-li lopatkové kolo, je kapalina odstředivou silou vytlačována na vnější obvod, přičemž je zvyšován její moment hybnosti a kinetická energie. Částice kapaliny vstupují do lopatkového kola na poloměru $\mathbf{R_1}$. Lopatkové kolo je jednak unáší v obvodovém směru obvodovou rychlostí ***u***, dále se částice kapaliny musí vlivem odstředivé síly pohybovat v radiálním směru od poloměru $\mathbf{R_1}$ k $\mathbf{R_2}$. Protože jsou částice kapaliny vedené kanálem, který je vytvořen zadním diskem **A**, předním diskem **B** a lopatkou **C**, konají pohyb po dráze ***1*** až ***2*** relativní rychlostí ***w***.

Rychlostní poměry v libovolném bodě kanálu lopatkového kola je možné vyjádřit pomocí rychlostního trojúhelníku. Jak je vidět na obr. 8.3 pohyb kapaliny v lopatkovém kole je pak charakterizován absolutní rychlostí ***c***. Z vnějšího obvodu kola potom kapalina vystupuje ve

směru absolutní rychlostí c_2. Znázorněné rychlostní tojúhelníky jsou typické pro lopatkové kolo čerpadla, ve kterém kapalina proudí odstředivě. Podobné rychlostní trojúhelníky je možné sestrojit i pro turbínu, kde kapalina proudí dostředivě.

Pro vyjádření momentu na oběžném kole hydrodynamického mechanismu se zavádí tzv. sekundová hybnost kapaliny, aby pro výpočet působících sil na lopatkovém kole bylo možné dosazovat veličiny a parametry proudící kapaliny. **Sekundová hybnost kapaliny** při otáčení kola je obecně dána rovnicí

$$\frac{m \cdot v}{t} = \frac{V}{t} \cdot \rho \cdot v = Q \cdot \rho \cdot v \qquad [\,N\,] \tag{8.2}$$

kde m, v ... hmotnost a rychlost proudu kapaliny,
t ... čas,
V, Q ... objem a průtok kapaliny,
ρ ... hustota kapaliny.

Moment oběžného kola je dán změnou momentu hybnosti kapaliny na výstupu a na vstupu kola, tedy rozdílem výstupního a vstupního momentu hybnosti kapaliny v bodech ***2*** a ***1***.

$$M = M_2 - M_1 = Q \cdot \rho \cdot (c_{u_2} \cdot R_2 - c_{u_1} \cdot R_1) \quad [\,Nm\,] \tag{8.3}$$

kde c_{u1}, c_{u2} ... průměty absolutních rychlostí do směru unášivých rychlostí **u**,
R_1, R_2 ... poloměry kola v bodech ***1*** a ***2***.

U uzavřeného nejjednoduššího hydrodynamického mechanismu, sestávajícího z čerpadla a turbíny platí obecná podmínka, že suma momentů čerpadla a turbíny se rovná nule. Zanedbáme-li ztráty, pak odebíraný moment z turbíny je roven momentu čerpadla.

$$\Sigma M = 0$$
$$M_{Č} - M_T = 0 \Rightarrow M_{Č} = M_T \qquad [\,Nm\,] \tag{8.4}$$

kde $M_{Č}$ ... moment čerpadla,

M_T ... moment turbíny.

Podobně pro výkonové poměry hydrodynamického mechanismu platí, že suma výkonů na čerpadle a turbíně se rovněž rovná nule.

$$\Sigma P = 0$$
$$P_{Č} - P_T - P_Z = 0 \qquad [\,W\,] \tag{8.5}$$

kde $P_{Č}$ ... přiváděný výkon na čerpadlo,
P_T... odebíraný výkon z turbíny,
P_Z ... ztrátový výkon.

Efektivnost práce hydrodynamického mechanismu vyjadřujeme pomocí celkové účinnosti, která je definována jako poměr výstupního výkonu $\mathbf{P_2 = P_T = P_{Č} - P_Z}$ odebíraného z turbíny ke vstupnímu výkonu $\mathbf{P_1 = P_{Č}}$ přiváděného na čerpadlo.

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_T}{P_{Č}} = \frac{P_{Č} - P_Z}{P_{Č}} \qquad [\,-\,] \tag{8.6}$$

Celková účinnost je nižší než u mechanických převodů, protože hydrodynamické mechanismy pracují s viskózní kapalinou (olejem), což způsobuje ztráty výkonu způsobených

odpory proudění kapaliny v mezilopatkových prostorech, odpory tření kapaliny o povrch oběžných kol, třením v ložiskách a ucpávkách, atd.

8.1.2 Druhy hydrodynamických mechanismů

Hydrodynamické mechanismy sice využívají stejný princip práce, ale z hlediska konstrukčního provedení, přenosu momentu a uplatnění v převodových ústrojích mobilní techniky je mezi nimi zásadní rozdíl.

Podle konstrukčního uspořádání lopatkových kol a změny přenášených parametrů jsou rozlišovány tři druhy hydrodynamických mechanismů:

- hydrodynamické spojky,
- hydrodynamické brzdy (retardéry),
- hydrodynamické měniče momentů.

Hydrodynamická spojka je konstrukčně složena z čerpadla a turbíny a umožňuje pružné spojení dvou hřídelů, které nemají vzájemnou mechanickou vazbu - vazba je pouze hydraulická.

Hydrodynamická brzda (retardér) se konstrukčně podobá spojce. Zásadní rozdíl je ovšem v tom, že turbína je pevně spojena s rámem stroje a způsobuje reakční (brzdný) moment. Čerpadlo je poháněno od pojezdového ústrojí (převodovky) stroje a vzniklý reakční (brzdný) moment ze zpětně přenáší na pojezdové ustrojí a dochází ke snižování rychlosti stroje, např. při sjezdu dlouhých a prudkých klesání.

Hydrodynamický měnič momentů se konstrukčně skládá minimálně ze tří lopatkových kol - čerpadla, reaktoru (převáděče) a turbíny. Umožňuje nejen plynulý rozběh stroje jako hydrodynamická spojka, ale i automatickou a plynulou změnu přenášeného kroutícího momentu. Hydrodynamické měniče momentů jsou obvykle součástí **hydromechanických převodovek**, jejichž převodový poměr se plynule a samočinně mění v závislosti na zatížení výstupního členu.

Vzhledem ke svým vlastnostem mají hydrodynamické mechanismy tyto výhody:

- umožňují plynulou změnu parametrů, zejména otáček a kroutícího momentu,
- vzhledem k ohraničeným hodnotám proudění kapaliny v mezilopatkových prostorech, nemůže dojít k přetížení až zastavení spalovacího motoru,
- umožňují řazení převodů pod zatížením a plynulý rozjezd mobilního stroje,
- tlumí rázy díky hydraulické vazbě mezi hnacím a hnaným hřídelem,
- vykazují vysokou životnost a jsou relativně málo hlučné.

Nevýhody hydrodynamických mechanismů lze spatřovat v těchto aspektech:

- mají poměrně malou účinnost (nižší než u mechanického převodu),
- vykazují velkou závislost přenášených výkonů na fyzikálních vlastnostech kapaliny,
- neumožňují reverzaci pohybu (pro zpětný pohyb stroje je nutné hydrodynamický mechanismus doplnit mechanickým převodem),
- mají složitý doplňkový systém zásoby kapaliny, chlazení a filtrace,

- jsou dražší ve srovnání s cenou mechanické převodovky.

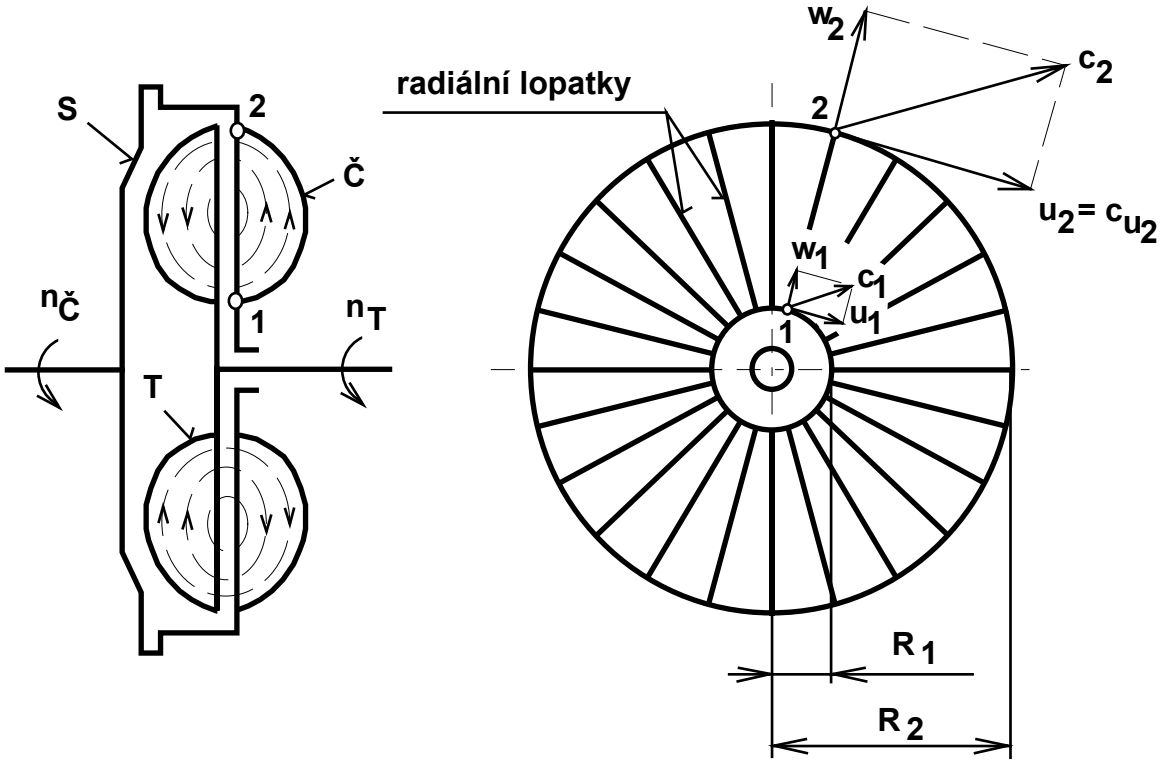
Hydrodynamické mechanismy se u mobilní techniky uplatňují v převodových ústrojích stavebních, silničních nebo zemních strojů, dále v železniční trakci, u nákladních a osobních automobilů, autobusů ale i u bojových vozidel, tanků apod.

Použití hydrodynamických mechanismů v převodových ústrojích mobilní techniky je dáno především tím, že na výstupu z hydromechanické převodovky je možné dosáhnout přibližně hyperbolickou závislost kroutícího momentu na otáčkách, požadovanou pro trakční charakteristiku stroje.

Teorie a konstrukce hydrodynamických mechanismů tvoří rozsáhlý obor, jehož náplň značně přesahuje rámec těchto skript. Proto se zde dále omezíme pouze na základy teorie a konstrukce těchto mechanismů.

8.2 Hydrodynamické spojky

Hydrodynamické spojky jsou nejjednoduššími hydrodynamickými mechanismy. Hydrodynamická spojka zajišťuje pružné spojení dvou hřídelí s přenosem momentu a našla široké uplatnění v pohonech nejrůznějších strojů, kde svými výhodnými vlastnostmi nahradila spojku pevnou.



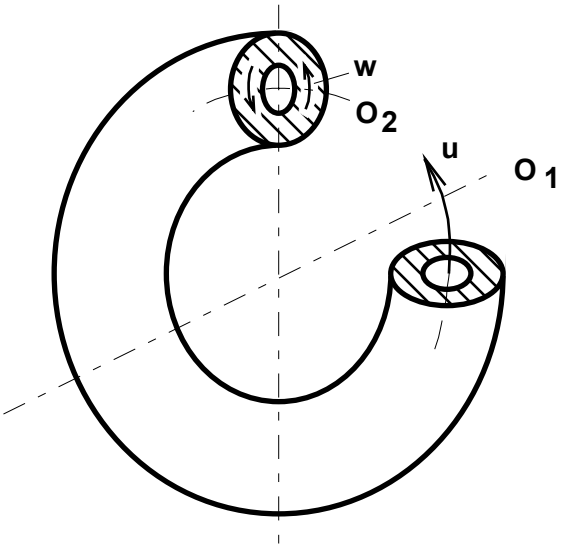
Č - čerpadlo, T - turbína, S - skříň, $M_Č$ - přiváděný moment od spalovacího motoru na čerpadlo, M_T - přenášený moment z turbíny na převodové ústrojí

Obr. 8.4 Schéma hydrodynamické spojky

Hydrodynamická spojka je konstrukčně složena z čerpadlového kola - **čerpadla Č** a turbínového kola - **turbíny T**, viz. obr. 8.4.

Čerpadlo **Č** i turbína **T** mají číškovitý tvar s rovnými a radiálně uspořádanými lopatkami, které usměrňují proud kapaliny a zabraňují jejímu víření. Čerpadlo je pevně spojeno se vstupním hřídelem a skříní **S**, turbína je napojena na výstupní hřídel, z kterého je odebírán moment pro pohon zátěže. Dutiny lopatkových kol jsou asi do 85% zaplněny kapalinou (nejčastěji minerálním olejem), která je jediným spojovacím článkem mezi koly.

Roztočíme-li čerpadlo **Č**, je kapalina odstředivou silou vytlačována na jeho vnější obvod ve směru šipek relativní rychlostí ***w*** a postupuje vlivem odstředivé síly z míst vnitřního poloměru R_1, kde má menší unášivou (obvodovou) rychlost u_1, do míst vnějšího poloměru R_2, jež mají větší obvodovou rychlost u_2. Proudící kapalina zvyšuje svůj moment hybnosti a naráží při výstupu z čerpadla na nepohybující se lopatky turbíny, čímž je turbínové kolo uváděno do pohybu. Kapalina v turbíně ovšem proudí dostředivě (snižuje svoji hybnost) a opět se vrací zpět do čerpadla. Aby se udrželo proudění kapaliny mezi čerpadlem a turbínou, musí mít čerpadlo vždy o něco větší počet otáček než turbína - **spojka pracuje s určitým skluzem**.



Obr. 8.5 Tvar rotující kapaliny v hydrodynamické spojce

Kapalina při otáčení oběžných kol spojky vytváří v cirkulačním prostoru tvar **anuloidu** (obr.8.5), rotuje kolem osy O_1 unášivou rychlostí ***u*** a současně kolem osy O_2 relativní rychlostí ***w***.

Unášivá rychlost ***u*** je dána otáčkami čerpadla a relativní rychlost ***w*** je závislá na rozdílu tlaků v čerpadle a v turbíně. Poněvadž lopatky spojky jsou rovné a radiálně uspořádané, je spojka schopna reverzace pohybu a bude přenášet kroutící moment v obou smyslech otáčení a se stejnou účinností.

Výhody hydrodynamické spojky v porovnání s třecí kotoučovou spojkou:

- plynulý rozjezd vozidla z místa na kterémkoliv převodovém stupni,
- lepší průchodnost vozidla na cestách v těžkém a klouzavém terénu díky plynulého narůstu hnací síly na kolech,
- možnost startu motoru a zastavení vozidla při zařazeném převodovém stupni (v době pohybu vozidla se však nedá zastavit motor, protože hydrodynamická spojka ho neustále pohání),
- zmenšení dynamického zatížení a torzních kmitů od motoru i od podvozkových částí vozidla, což prodlužuje životnost převodového ústrojí vozidla,
- hydrodynamická spojka také vydrží větší skluz než třecí kotoučová spojka a prakticky se neopotřebovává.

Hydrodynamická spojka má následující nedostatky:

- trvalá ztráta výkonu a zvýšená spotřeba paliva spalovacího motoru asi o 3 až 5 % v porovnání s třecí kotoučovou spojkou vlivem neustálého skluzu,

- nedostatečná schopnost brzdění motorem při pohybu vozidla malou rychlostí a také nemožnost zabrzdění vozidla po zaparkování zařazením převodového stupně,
- ve vozidle se nepoužívá jednoduchá převodovka se zasouváním ozubených kol do záběru, ale obvykle je nutno použít složitější planetovou převodovku s hydraulicky spínanými třecími lamelovými spojkami.

8.2.1 Vlastnosti hydrodynamických spojek

Kapalina při otáčení čerpadla spojky proudí mezi lopatkami účinkem odstředivé síly, přičemž na vstupu má absolutní rychlost $\mathbf{c_1}$ a na výstupu rychlost $\mathbf{c_2}$, obr. 8.4. U čerpadla s radiálními lopatkami je zřejmé, že velikost unášivé rychlosti **u** bude rovna průmětu absolutní rychlosti **c** do radiálního směru, platí $\mathbf{c_u = u}$. Obecnou rovnici (8.3) pro moment oběžného kola hydrodynamického mechanismu je možné pro hydrodynamickou spojku převést do tvaru

$$M = Q \cdot \rho \cdot \left(u_2 \cdot R_2 - u_1 \cdot R_1\right) \qquad [\text{Nm}] \tag{8.7}$$

kde Q ... průtok kapaliny,
ρ ... hustota kapaliny.

Hydrodynamická spojka nemění přenášený moment, protože poloměry čerpadla a turbíny jsou stejné a při průtoku kapaliny z čerpadlového kola na kolo turbínové nedochází ke změně hybnosti kapaliny. Při zanedbání třecích ztrát rotující části skříně spojky o vzduch, tření v ložiskách a tření kapaliny o lopatky, se moment čerpadla rovná momentu turbíny.

$$M_{Č} = M_T \qquad [\text{Nm}] \tag{8.8}$$

Při změně zatěže se otáčky turbíny $\mathbf{n_T}$ mění zcela automaticky a plynule v mezích $\mathbf{n_T = 0}$ až do $\mathbf{n_T \cong n_Č}$. Přenos otáček $\mathbf{G_n}$ (reciproká hodnota kinematického převodového poměru ***i***) hydrodynamické spojky je definován vztahem

$$G_n = \frac{1}{i} = \frac{n_T}{n_{Č}} \qquad [-] \tag{8.9}$$

Spojka přenáší moment jen když otáčky turbíny "zaostávají" za otáčkami čerpadla a turbína se pohybuje s určitým skluzem. **Skluz** je tedy podmínkou funkce hydrodynamické spojky a vypočítá se z rovnice

$$s = \frac{n_{Č} - n_T}{n_{Č}} \cdot 100 = \left(1 - G_n\right) \cdot 100 \qquad [\%] \tag{8.10}$$

Uvážíme-li rovnost přiváděného mechanického výkonu na kolo čerpadla s hydraulickým výkonem kapaliny

$$M_{Č} \cdot \omega_{Č} = Q \cdot p_{Č} \qquad [\text{W}] \tag{8.11}$$

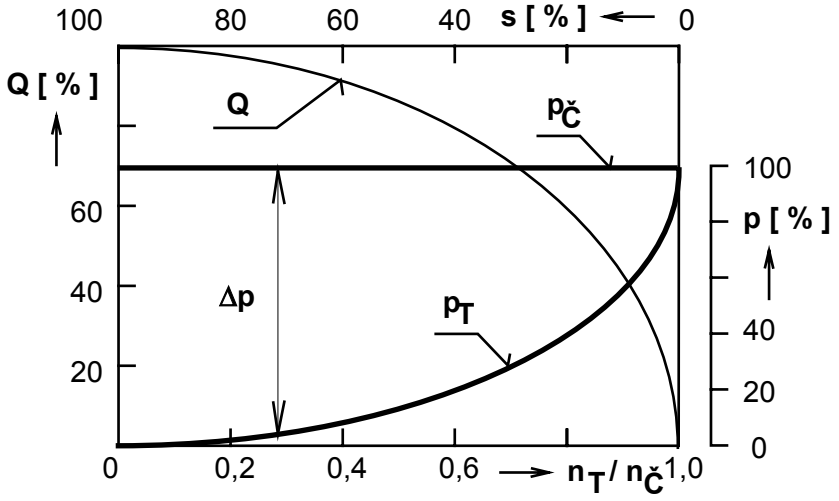
kde Q ... průtok kapaliny,
$p_{Č}$ ... dynamický tlak v čerpadle.

pak po dosazení rovnice (8.7) do rovnice (8.11) a za předpokladu, že $\mathbf{u = \omega \cdot R}$, dostaneme vztah pro dynamický tlak v čerpadle

$$p_{Č} = \rho \cdot \omega_{Č}^2 \cdot \left(R_2^{\,2} - R_1^{\,2}\right) \qquad [\text{Pa}] \tag{8.12}$$

Podobně lze odvodit dynamický tlak v turbíně

$$p_T = \rho \cdot \omega_T^{\,2} \cdot \left(R_2^{\,2} - R_1^{\,2}\right) \qquad [\text{Pa}] \tag{8.13}$$

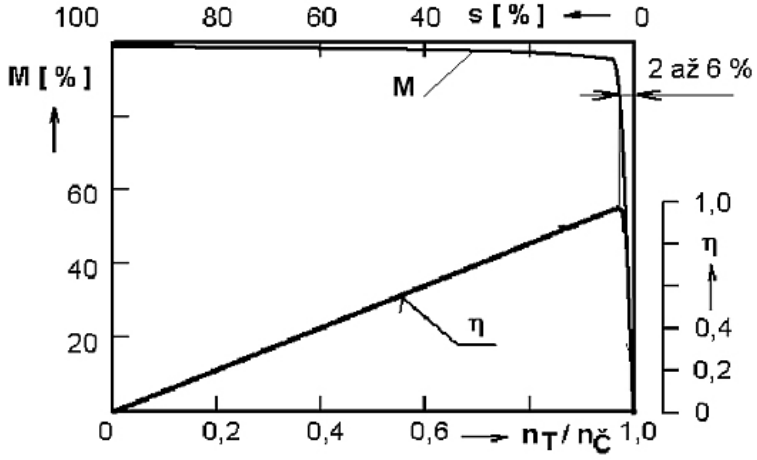


Obr. 8.8 Vnitřní charakteristika hydrodynamické spojky

Průběhy průtoku a tlaků v čerpadle a v turbíně jsou zobrazovány jako vnitřní charakteristika spojky, viz. obr 8.6.

Z vnitřní charakteristiky je zřejmé, že při rozbíhání turbíny je ve spojce dosahován max. tlakový spád, kterému odpovídá i max. průtok v cirkulačním prostoru a max. moment spojky. Při vyrovnání otáček turbíny a čerpadla, tj. při nulovém tlakovém spádu a skluzu, cirkulace oleje ustane a spojka nepřenáší žádný moment, jak již bylo uvedeno.

Během práce hydrodynamické spojky se skluz mění od 100 % při jejím rozběhu, až na hodnotu 2 až 6 % při dosažení max. otáček turbíny. Při menších skluzech než 2 až 6 %, spojka pracuje v nestabilní oblasti a její účinnost prudce klesá až k nule, jak je patrné z vnější charakteristiky spojky, viz. obr. 8.9



Obr. 8.9 Vnější charakteristika hydrodynamické spojky

Moment přenášený hydrodynamickou spojkou roste plynule a spojitě s rostoucím skluzem. V „normálním“ pracovním režimu spojky se skluz pohybuje v rozmezí **s = 2** až **6 %**, tj. při účinnosti v mezích **η = 0,98** až **0,94**.

Při cirkulaci kapaliny se část výkonu přivedeného na čerpadlo spojky ztrácí vlivem tření kapaliny o lopatky, rázy kapaliny při průtoku mezilopatkovým prostorem, třením skříně spojky o vzduch a také třením v ložiskách. Výkon na turbínovém kole pak bude

$$P_T = P_{Č} - P_Z \qquad [\text{W}] \tag{8.14}$$

Poměr výkonů na turbíně a na čerpadle pak udává účinnost hydrodynamické spojky

$$\eta = \frac{P_T}{P_{Č}} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_{Č} \cdot \omega_{Č}} \qquad [\,-\,] \qquad (8.15)$$

Při zanedbání ztrát se moment turbíny rovná momentu čerpadla $\mathbf{M_T = M_{Č}}$ a pro účinnost spojky můžeme použít vztah

$$\eta = \frac{\omega_T}{\omega_{Č}} = \frac{n_T}{n_{Č}} \qquad [\,-\,] \qquad (8.16)$$

Při porovnání účinnosti spojky se vztahem (8.9) je zřejmé, že účinnost spojky je úměrná přenosu otáček $\mathbf{G_n}$. Účinnost se tedy mění lineárně s reciprokým převodovým poměrem **i**, je nulová při $\mathbf{n_T = 0}$ (tj. při zastavené turbíně) a maximální, je-li $\mathbf{n_{Č} = n_T}$. V tomto bodě samozřejmě dochází k ustávání cirkulace kapaliny a spojka pracuje nehospodárně. Turbína nepřenáší žádný moment a účinnost prudce klesá k nule, jak již bylo uvedeno.

S využitím vztahu (8.10) pro výpočet skluzu můžeme účinnost spojky také vyjádřit ve tvaru

$$\eta = 100 - s \qquad [\,\%\,] \qquad (8.17)$$

kde s ... skluz spojky v procentech,

8.2.2 Spolupráce hydrodynamické spojky se spalovacím motorem

Vyjděme z obecné rovnice (8.3) pro moment na lopatkovém kole hydrodynamického mechanismu

$$M = Q \cdot \rho \cdot \left(c_{u_2} \cdot R_2 - c_{u_1} \cdot R_1\right) \qquad [\,Nm\,] \qquad (8.3)$$

Tuto rovnici můžeme dále upravit dosazením základních konstrukčních a provozních parametrů hydrodynamické spojky:

pro poloměry R_1 nebo $R_2 = k_1 . D$,

pro rychlost proudění $c = k_2 . D . n$,

pro průtok $Q = k^* . D^2 . c$, po dosazení za $c \rightarrow Q = k_3 . D^3 . n$.

Koeficienty $\mathbf{k_1}$ až $\mathbf{k_3}$ tvoří **bezrozměrný momentový součinitel** λ , pro který platí

$$\lambda = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \qquad [\,-\,] \qquad (8.18)$$

Rovnice pro výpočet momentu na lopatkovém kole spojky potom bude ve tvaru

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5 \qquad [\,Nm\,] \qquad (8.19)$$

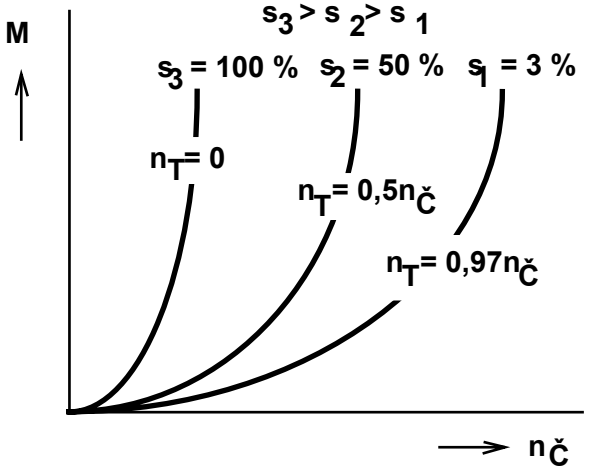
Odtud je možné bezrozměrný momentový součinitel také vyjádřit vztahem

$$\lambda = \frac{M}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \qquad [\,-\,] \qquad (8.20)$$

Bezrozměrný momentový součinitel λ je závislý na skluzu a určuje se experimentálním měřením na modelech spojky nebo z teorie podobnosti.

Při konstantním skluzu, podle rovnice (8.17) musí být konstantní i účinnost spojky. Pokud se nemění účinnost η, nemění se ani bezrozměrný momentový součinitel spojky λ. Z rovnice (8.19) potom vyplývá, že při konstantním součiniteli λ se přenášený kroutící moment zvyšuje podle parabolické závislosti s druhou mocninou otáček čerpadla. Rovnice (8.19) v tomto případě získá tvar

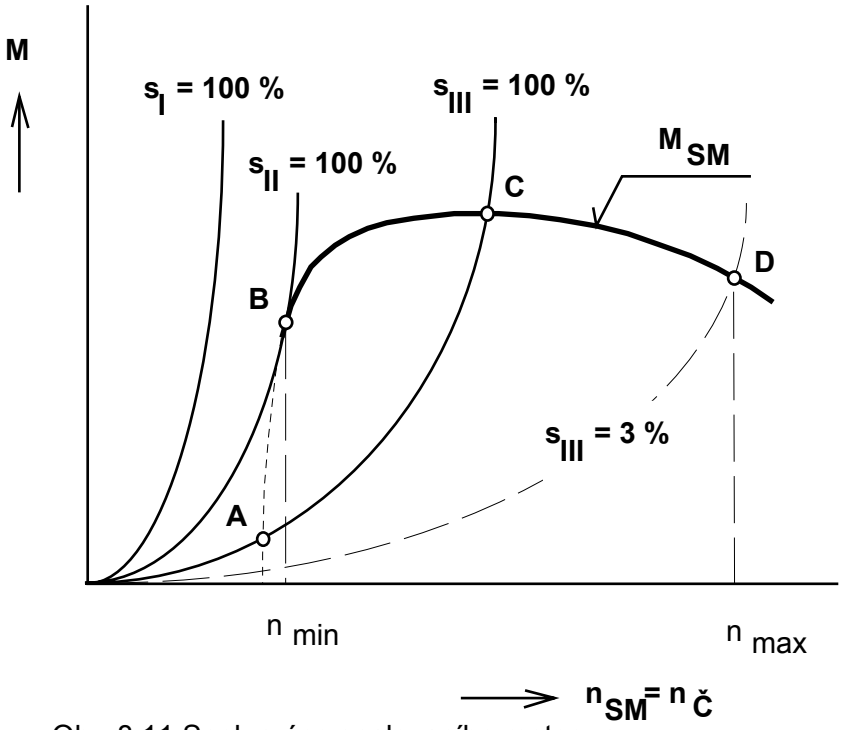
$$M = k \cdot n_{\check{C}}^2 \quad \text{kde} \quad k = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \tag{8.21}$$



Obr. 8.10 Momentové křivky hydrodynamické spojky při konstantních skluzech

Čím je větší skluz $s_3 > s_2 > s_1$, tím má součinitel λ větší hodnotu. Konstanta **k** v rovnici (8.21) vychází větší. To znamená, že při stejných otáčkách čerpadla, ale při větších skluzech bude mít kroutící moment přenášený spojkou vyšší hodnotu. Proto mají paraboly momentů při větším skluzu strmější průběh (obr. 8.10).

Pro konstantní skluz **s**, součinitel λ a hustotu kapaliny se paraboly momentů také mění s velikostí spojky. Čím větší bude průměr cirkulačního prostoru **D**, tím strmější bude průběh momentu spojky, viz. 8.11.



Obr. 8.11 Spolupráce spalovacího motoru s hydrodynamickými spojkami třech velikostí

Uvažujme nyní o možnostech spolupráce spalovacího motoru se třemi různě rozměrově velkými hydrodynamickými spojkami, jejichž průměry cirkulačních prostorů jsou $D_I > D_{II} > D_{III}$. Spojky mají ovšem stejný průběh bezrozměrného momentového součinitele λ (říká se, že jsou z jedné rodiny).

Spojka **I** je ze všech třech spojek rozměrově největší (D_I = max.), spojka **II** je středně velká a spojka **III** je nejmenší. Křivka M_{SM} představuje průběh točivého momentu vznětového motoru při plném zatížení (tj. při plném plynu). Při maximální rychlosti vozidla na rovině pracuje motor s maximálními otáčkami n_{max} v bodě **D**. Postupně se zvyšováním jízdných odporů (např. při jízdě

do stoupání) klesá rychlost vozidla, otáčky turbíny klesají a skluz spojky roste. Parabola momentu spojky se přesouvá směrem ke strmějším průběhům až pro skluz 100 %.

Spolupráce motoru s rozměrově největší spojkou **I** při max. skluzu (**s_I = 100 %**) je vyloučena, protože parabola spojky **s_I = 100 %** nemá s křivkou točivého momentu motoru **M_{SM}** společný bod. Při rozjíždění vozidla z místa (kdy rychlost vozidla v = 0, otáčky turbínového kola n_T = 0 a skluz spojky s = 100 %) není motor schopný vyvinout potřebný moment, klesnou otáčky motoru na minimální hodnotu **n_{min}** a motor se zastaví.

Spolupráce spojky **II** s motorem je teoreticky možná. Parabola hydrodynamické spojky **s_{II} = 100 %** se dotýká křivky točivého momentu motoru **M_{SM}** v bodě **B** při minimálních otáčkách motoru. V praxi je ovšem spolupráce motoru se spojkou **II** dost nejistá, protože stačí malý pokles momentu motoru a motor se zastaví.

Spolupráce spojky **III** s motorem je poměrně výhodná. Křivka točivého momentu **M_{SM}** se protíná s parabolou spojky **s_{III} = 100 %** v bodě **C**, kde má motor max. točivý moment a ještě dostatečnou rezervu otáček (do **n_{min}**). Přitom se v bodě **C** využívá poměrně velký točivý moment motoru i při zvýšených jízdních odporech vozidla. Se zřetelem na rozjezd vozidla z místa je důležité, aby motor spolupracoval se spojkou s určitou rezervou i při částečném zatížení v bodě **B** a při minimálních otáčkách. Při nízkých jízdních odporech vozidla spojka **III** spolupracuje se spalovacím motorem v bodě **D** s min. skluzem (čárkovaná parabola **s_{III} = 3 %**) a s max. účinností.

Hydrodynamická spojka, jejíž parabola **s = 100 %** by protínala křivku točivého momentu motoru mezi body **C** a **D** (na obrázku není nakreslená), by byla pro daný motor příliš malá. Motor by často musel pracovat s dosti vysokými otáčkami, aby tato spojka byla vůbec schopná přenést potřebný kroutící moment. Spojka by musela neustále pracovat se značně velkým skluzem a s malou účinností při velké spotřebě paliva spalovacího motoru.

Skluz hydrodynamické spojky určuje přímo její ztráty. Efektivní průměr hydrodynamické spojky se volí tak, aby při maximální rychlosti vozidla byl skluz **s = 2,5** až **3 %**. Je zřejmé, že v provozu vozidla se tyto ztráty projeví ve větší spotřebě paliva než u automobilů s třecí kotoučovou spojkou.

8.2.3 Druhy hydrodynamických spojek a jejich použití

Hydrodynamické spojky našly široké uplatnění v pohonech nejrůznějších strojů, kde svými výhodnými vlastnostmi nahrazují spojky pevné. Konstrukční provedení hydrodynamických spojek je velmi rozmanité a je určováno především použitím spojky.

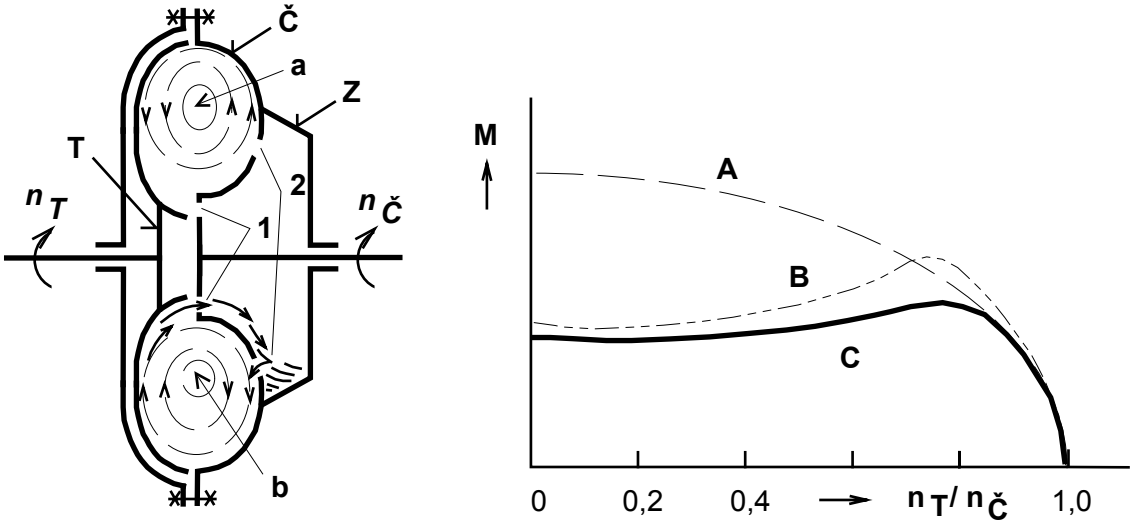
Rozlišovány jsou tyto druhy hydrodynamických spojek:

- spojky pro trvalý přenos výkonu,
- rozběhové spojky,
- regulační spojky.

Spojky pro trvalý přenos výkonu se rozbíhají bez zatížení a pracují většinou jen s malým skluzem, tedy s malými ztrátami. Vývin ztrátového tepla je malý a snadno se odvádí do okolí. Velkou výhodou je tlumení chvění a rázů.

Rozběhové spojky umožňují pomalý a plynulý rozběh hnaného stroje. Velmi často se používají pro pohon dopravníků, mlýnů a podobných strojů, které se rozbíhají v zatíženém stavu. Nejvýhodnější řešení představuje spojka s tzv. "zásobníkem" (viz. obr. 8.12). Konstrukční řešení této spojky je charakterizováno nesouměrným tvarem čerpadlového a turbínového kola. Při ustáleném chodu spojky, kdy otáčky hnaného i hnacího hřídele se jen nepatrně liší (o min. skluz), bude i cirkulace kapaliny ve spojce ustálená s omezením na pracovní prostor spojky.

Při zatěžování spojky nad jmenovitý přenášený moment se bude rozdíl v otáčkách turbíny a čerpadla zvětšovat. Otáčky turbíny budou klesat a tím se zvětší rychlost proudění kapaliny kolem osy $\mathbf{O_2}$, (viz. obr. 8.5). Část pracovní kapaliny bude odváděna z oběhu spojky do zásobníku **Z** otvory **1** v čerpadle (viz. obr. 8.12) (činnost spojky označená **b**). Množství kapaliny obíhající v cirkulačním prostoru spojky se zmenší a úměrně tomu se sníží i přenášený moment. Motor je chráněn před přetížením.



*Č - čerpadlo, **T** - turbína, **Z** - zásobník, **1**,**2** - přepouštěcí otvory, **a** - cirkulace kapaliny v ustáleném chodu, **b** - cirkulace kapaliny při rozběhu, **A** - momentová charakteristika spojky pro trvalý přenos výkonu, **B** - momentová charakteristika elektromotoru, **C** -momentová charakteristika rozběhové spojky,*

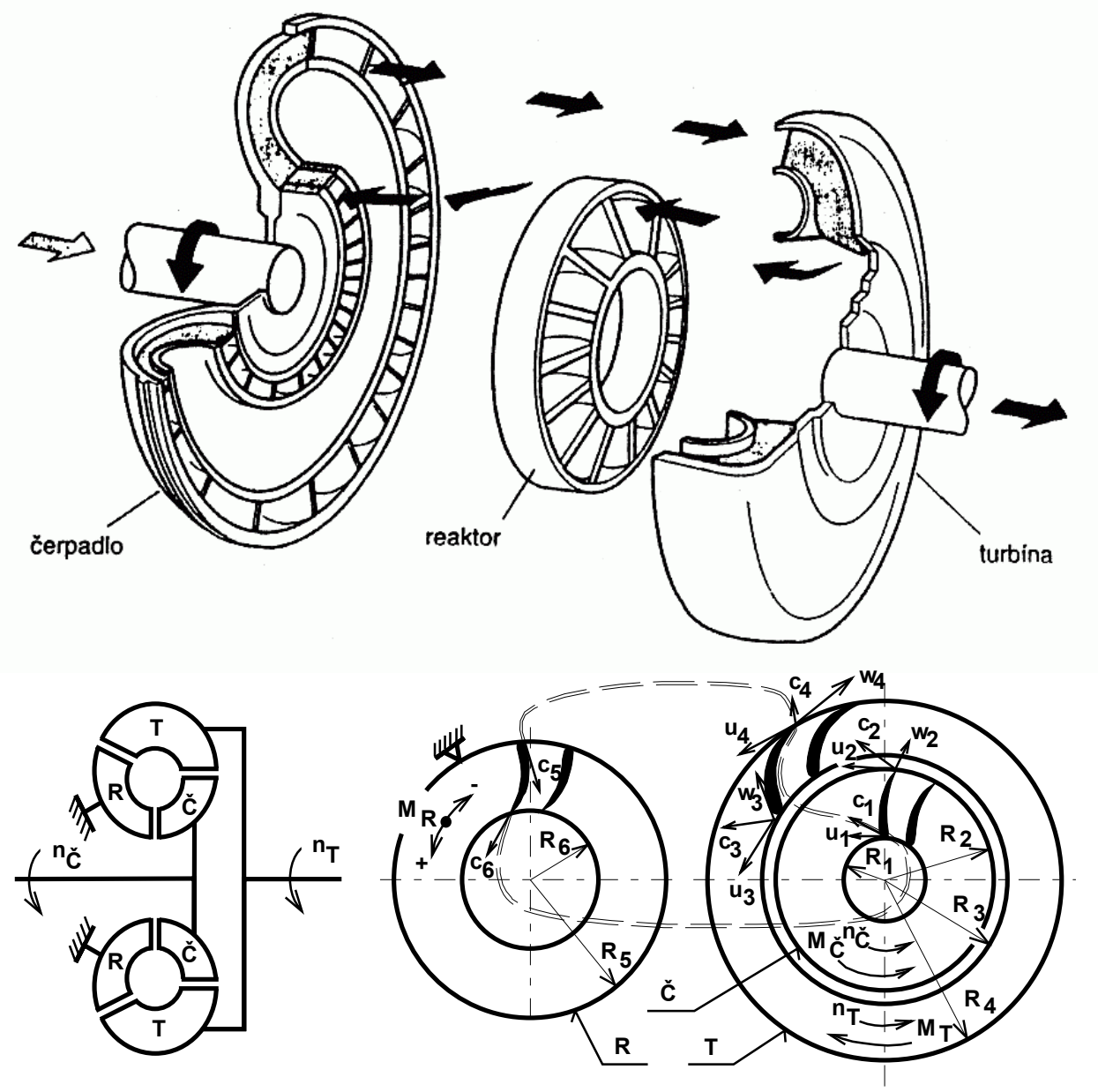
Obr. 8.12 Činnost rozběhové hydrodynamické spojky a momentové charakteristiky

Při odlehčení spojky budou otáčky turbíny opět narůstat, kapalina přestane přetékat do zásobníku **Z**, ale naopak bude z něj otvory **2** v čerpadle znovu přiváděna do oběhu spojky, až do jejího ustáleného režimu. Přednosti tohoto tvaru pracovního prostoru spojky jsou především v tom, že se momentová charakteristika rozběhové spojky (křivka C) podobá charakteristice elektromotoru s kotvou nakrátko (křivka B).

8.3 Hydrodynamické měniče momentu

8.3.1 Konstrukce a vlastnosti obyčejného měniče s pevným reaktorem

Obyčejný měnič s pevným reaktorem je nejjednodušším typem hydrodynamického měniče. Jeho konstrukce je tvořena třemi lopatkovými koly - **čerpadlem**, **turbínou** a **reaktorem**, viz. obr. 8.13.

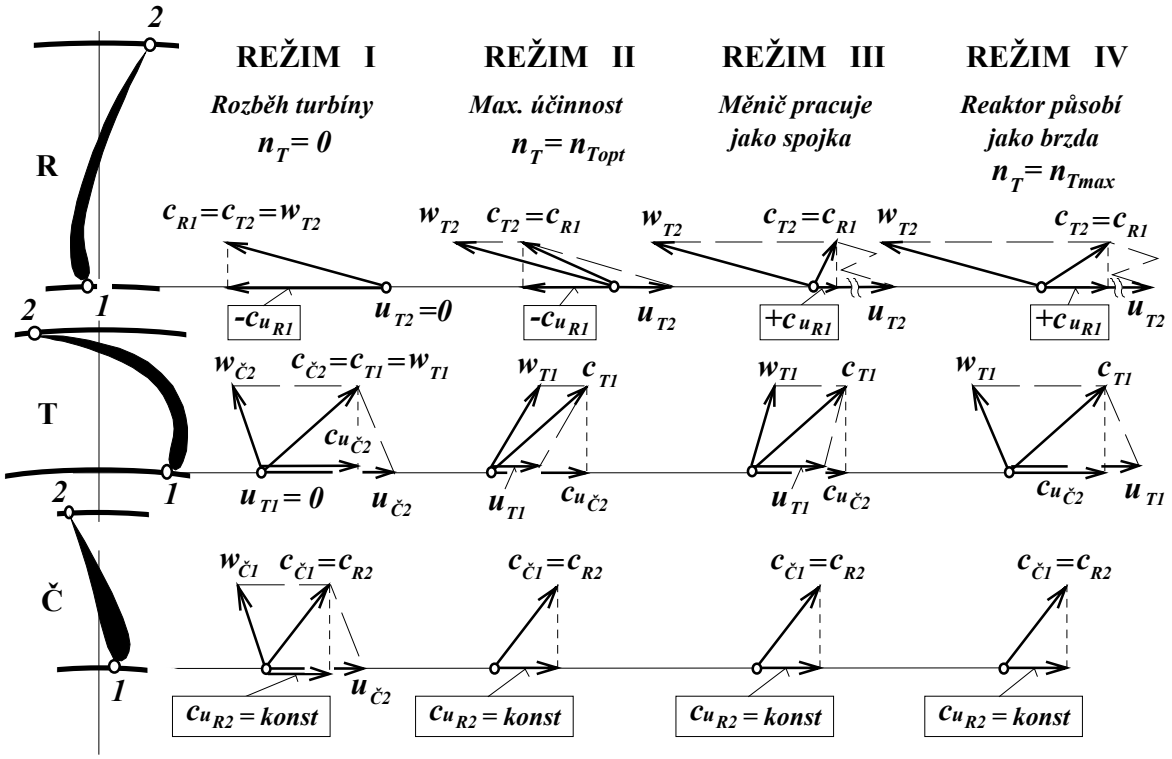


Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor

Obr. 8.13 Konstrukce obyčejného měniče momentů a cirkulace kapaliny

Kapalina proudí postupně čerpadlem, turbínou a reaktorem. Směr a velikost proudění kapaliny v cirkulačním prostoru turbíny se podstatně mění s otáčkami turbíny. **Reaktor** je pevně spojen se skříní měniče (neotáčí se) a představuje reakční člen, který umožňuje změnu momentu v měniči, viz dále. Zachytává moment hybnosti kapaliny a usměrňuje její proud na

vstupu do čerpadla. Při rozběhu a nízkých otáčkách turbíny podstatně zvyšuje moment na turbíně. Při dosažení max. otáček turbíny začne ovšem kapalina proudit na odvrácenou stranu lopatek reaktoru a snižuje moment vyvíjený čerpadlem. Reaktor se stává hydrodynamickou brzdou. Změna momentu na turbíně je tedy dosahována změnou rychlostí proudu kapaliny v reaktoru, viz. obr. 8.14.



Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor, u - unášivá rychlost kapaliny,
w - relativní rychlost kapaliny, c -absolutní rychlost kapaliny,
1 - vnitřní poloměr kola, 2 - vnější poloměr kola

Obr. 8.14 Rychlosti proudění kapaliny a provozní režimy měniče

Obecně platí, že suma momentů čerpadla, turbíny a reaktoru měniče se musí rovnat nule.

$$\sum M = 0 \qquad [\text{Nm}] \tag{8.22}$$

Dosadíme-li momenty čerpadla, turbíny a reaktoru do rovnice (8.22) dostaneme momentovou rovnici ve tvaru

$$M_{Č} - M_{T} \pm M_{R} = 0 \qquad [\text{Nm}] \tag{8.23}$$

Budeme-li zkoumat rychlostní a momentové poměry pro čtyři pracovní režimy obyčejného měniče (viz. obr. 8.14), dospějeme k těmto závěrům:

Režim I - rozběh turbíny ($n_T = 0$)

Při konstantních otáčkách čerpadla **Č** se rychlostní trojúhelníky proudu kapaliny na vstupu do čerpadla a současně na výstupu z reaktoru nebudou měnit. Složka absolutní rychlosti

v unášivém směru na výstupu z reaktoru má stále stejný (kladný) směr a velikost $cu_{R2} = konst$ (viz. bod 1 na čerpadle).

Unášivá rychlost kapaliny na stojící turbíně **T** je rovna nule $u_{T2} = 0$ a tedy absolutní rychlosti kapaliny na výstupu z turbíny a vstupu do reaktoru mají stejnou velikost a jejich směr je určen pouze tvarováním lopatek turbíny, platí $c_{T2} = c_{R1} = w_{T2}$ (viz. bod 1 na reaktoru). Z rychlostního trojúhelníku na vstupu do reaktoru je zřejmé, že složka absolutní rychlosti do unášivého směru cu_{R1} dosahuje max. velikost, ale má opačný směr než je směr průmětu absolutní rychlosti kapaliny na výstupu z reaktoru cu_{R2}.

Zachycený moment na reaktoru je dán rozdílem momentu hybnosti kapaliny v bodech **2** a **1** na tomto kole, viz. rovnice (8.24). Po úpravě rovnice (8.24) dostaneme vztah pro výpočet reakčního momentu (8.25)

$$M_R = M_{R2} - M_{R1} = Q \cdot \rho \cdot \left[c_{u_{R2}} \cdot R_2 - (-c_{uR_1} \cdot R_1)\right] \tag{8.24}$$

po úpravě

$$+M_R = Q \cdot \rho \cdot (c_{u_{R2}} \cdot R_2 + c_{uR_1} \cdot R_1) = \max \qquad [\text{Nm}] \tag{8.25}$$

kde c_{uR1}, c_{uR2} ... složky absolutních rychlostí kapaliny na reaktoru v unášivém směru,
R_2, R_1 ... poloměry reaktorového kola v bodech **2** a **1**.

Moment reaktoru dosahuje max. velikost a je kladný, protože výraz $cu_{R1} \cdot R_1$ má při rozběhu turbíny zápornou hodnotu.

Po dosazení momentu reaktoru do rovnice 8.23, bude moment na turbíně při jejím rozběhu dosahovat max. hodnoty, což je výhodné pro většinu poháněných strojů a mechanismů.

$$M_T = M_{Č} + M_R = \max \qquad [\text{Nm}] \tag{8.26}$$

Režim II - dosažení max. účinnosti měniče ($n_T = n_{Topt}$)

Složka absolutní rychlosti kapaliny cu_{R1} na vstupu reaktoru v bodě **1** má stále opačný směr, než je směr složky absolutní rychlosti cu_{R2} na výstupu reaktoru. **Moment reaktoru má ještě kladnou hodnotu**, ale jeho velikost se snižuje, protože dochází ke zvyšování otáček turbíny až na optimální hodnotu skluzu, což má za následek zmenšování rychlosti cu_{R1}. Měnič v tomto režimu dosahuje max. účinnost.

Režim III - odlehčení reaktoru, měnič pracuje jako spojka

Otáčky turbíny nadále rostou a tím se zvyšuje unášivá rychlost kapaliny u_{T2}. Absolutní rychlost kapaliny na výstupu turbíny a na vstupu reaktoru $c_{T2} = c_{R1}$ mění směr i velikost. V tomto okamžiku nastane podstatná změna, při které složka absolutní rychlosti do unášivého směru cu_{R1} mění směr a nabývá kladné hodnoty. Při určitých otáčkách turbíny bude ***moment reaktoru nulový*** $M_R = 0$, protože platí $cu_{R2} \cdot R_2 = cu_{R1} \cdot R_1$. Měnič pracuje ve spojkovém bodě jako hydrodynamická spojka.

$$M_R = Q \cdot \rho \cdot (c_{u_{R2}} \cdot R_2 - c_{uR_1} \cdot R_1) = 0 \qquad [\text{Nm}] \tag{8.27}$$

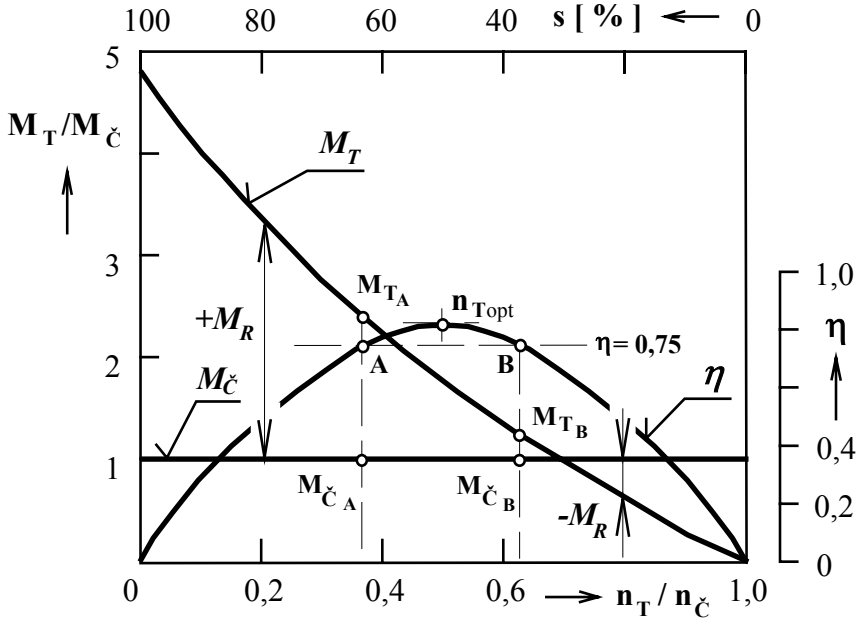
$$M_T = M_{Č} \qquad [\text{Nm}] \tag{8.28}$$

Režim IV - turbína má vysoké otáčky ($n_T = n_{Tmax}$) a reaktor působí jako brzda

V důsledku vysokých otáček turbíny má průmět absolutní rychlosti kapaliny na vstupu reaktoru $\mathbf{cu_{R1}}$ stále kladný smysl a dosahuje max. hodnoty. Výraz $\mathbf{cu_{R1} . R_1}$ v momentové rovnici je větší než výraz $\mathbf{cu_{R2} . R_2}$, tedy ($\mathbf{cu_{R1} . R_1 > cu_{R2} . R_2}$). Kapalina z turbíny začne proudit na odvrácenou stranu lopatek reaktoru a reaktor se stává hydrodynamickou brzdou, protože kapalina se snaží pevný reaktor roztáčet ve stejném smyslu jako je směr otáčení turbíny. **Moment reaktoru je záporný** a **dochází ke snižování momentu na turbíně** podle vztahu

$$M_T = M_Č - M_R = \min \qquad [\text{Nm}] \tag{8.29}$$

Podobně jako u hydrodynamické spojky i u měniče používáme vnější charakteristiky vyjadřující závislost momentu čerpadla $\mathbf{M_Č}$, turbíny $\mathbf{M_T}$ a účinnosti η na přenosu otáček $\mathbf{G_n = n_T/n_Č}$ nebo na skluzu měniče **s**.



Obr. 8.15 Vnější charakteristika obyčejného měniče s pevným reaktorem

Kromě přenosu otáček $\mathbf{G_n = n_T/n_Č}$ se u měničů velmi často používá tzv. momentový převodový poměr, nazývaný též jako **násobnost měniče $\mathbf{K_M}$**.

$$K_M = \frac{M_T}{M_Č} \qquad [-] \tag{8.30}$$

Maximální hodnoty dosahuje při zastavené turbíně ($n_T = 0$) a u měničů s pevným reaktorem se jeho hodnota pohybuje v rozmezí $\mathbf{K_{Mmax} = 2}$ až **6**. Prakticky využitelný momentový (silový) převodový poměr je poněkud nižší, jak dále uvidíme.

Křivka účinnosti měniče s pevným reaktorem má parabolický tvar s nulovými hodnotami při maximálním a nulovém skluzu. Nejvyšší hodnota účinnosti je na vrcholu křivky, kde turbína dosahuje optimálních provozních otáček. Při dalším zvyšování otáček turbíny, respektive snižování skluzu dochází k prudkému snižování účinnosti a k nehospodárnému provozu měniče, protože reaktor se stává hydrodynamickou brzdou.

Účinnost měniče je dána poměrem odebíraného výkonu turbíny k přiváděnému výkonu na čerpadlo a maximální hodnota účinnosti pro měnič s pevným reaktorem se pohybuje v rozmezí η_{max} **= 0,78** až **0,84**.

$$\eta = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_Č \cdot \omega_Č} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_Č \cdot n_Č} = K_M \cdot G_n \qquad [-] \tag{8.29}$$

Při cirkulaci kapaliny se část výkonu přivedeného na čerpadlo měniče ztrácí vlivem tření a rázy kapaliny o lopatky oběžných kol, dále ventilačními ztrátami způsobenými poměrně vydatným vnějším žebrováním čerpadla pro chlazení a také třením v ložiskách.

Praktické možnosti hydrodynamického měniče vymezují jeho **pracovní rozsah**, který udává v jakých mezích se automaticky mění kinematické a momentové převodové poměry při účinnosti $\eta \geq$ **0,75**. Na tuto hodnotu účinnosti je vázán výpočet kapacity chladícího systému. Při $\eta \geq$ **0,75** musí mít chladící systém schopnost trvale odvádět teplo odpovídající 25 % plného výkonu převáděného měničem. V rámci pracovního rozsahu měniče je definován kinematický a momentový regulační rozsah.

Kinematický regulační rozsah d_n je při $\eta \geq$ **0,75** dán vztahem (8.30) za předpokladu, že otáčky čerpadla jsou konstantní $n_Č = n_{ČA} = n_{ČB}$ = konst. U měničů s pevným reaktorem bývá v rozmezí d_n **= 1,7** až **2**.

$$d_n = \frac{G_{nB}}{G_{nA}} = \frac{n_{TB}}{n_{ČA}} \cdot \frac{n_{ČA}}{n_{TA}} = \frac{n_{TB}}{n_{TA}} \qquad [-] \tag{8.30}$$

Momentový regulační rozsah d_M (rov. 8.31) definuje rozsah změny násobnosti měniče za předpokladu, že moment čerpadla je konstantní $M_Č$ = konst. U měničů s pevným reaktorem bývá v rozmezí d_M **= 1,8** až **2,3**.

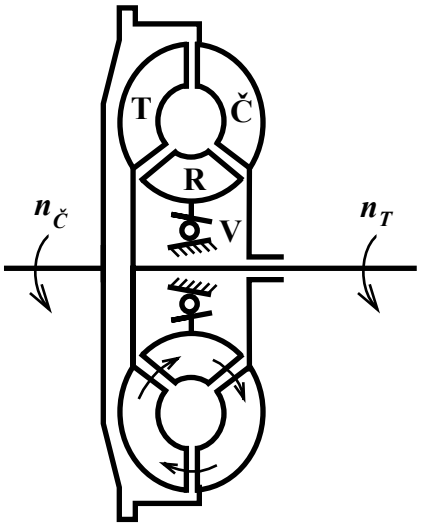
$$d_M = \frac{K_{MA}}{K_{MB}} = \frac{M_{TA}}{M_{ČA}} \cdot \frac{M_{ČB}}{M_{TB}} = \frac{M_{TA}}{M_{TB}} \qquad [-] \tag{8.31}$$

Z uvedených charakteristik je zřejmé, že se stoupajícími otáčkami turbíny její moment klesá a naopak. Toto se děje podle křivky, která se přibližuje průběhu tažné charakteristiky mobilního stroje. Hlavní předností hydrodynamických měničů je, že ke změně momentu na turbíně dochází automaticky v závislosti na jejím zatížení, tedy s jízdními odpory stroje.

Nevýhodou jednostupňových měničů s pevným reaktorem ovšem je, že reaktor se od určitých otáček turbíny stává „brzdou“ a kinematický i momentový regulační rozsah je v rámci efektivní hodnoty účinnosti poměrně nízký. Obyčejný měnič s pevným reaktorem obvykle nesplňuje požadavky kladené na regulační rozsahy pro použití na mobilní technice (např. u stavebních strojů, bojových pásových prostředků apod.). Proto se v převodových mechanismech mobilní techniky stále více uplatňují spojkové a vícestupňové hydrodynamické měniče momentů.

8.3.2 Konstrukce a vlastnosti spojkového měniče

Spojkový měnič (obr. 8.16) se od předchozího liší hlavně tím, že reaktor **R** není pevně spojen se skříní měniče, ale s pohyblivým kroužkem volnoběžky **V**.

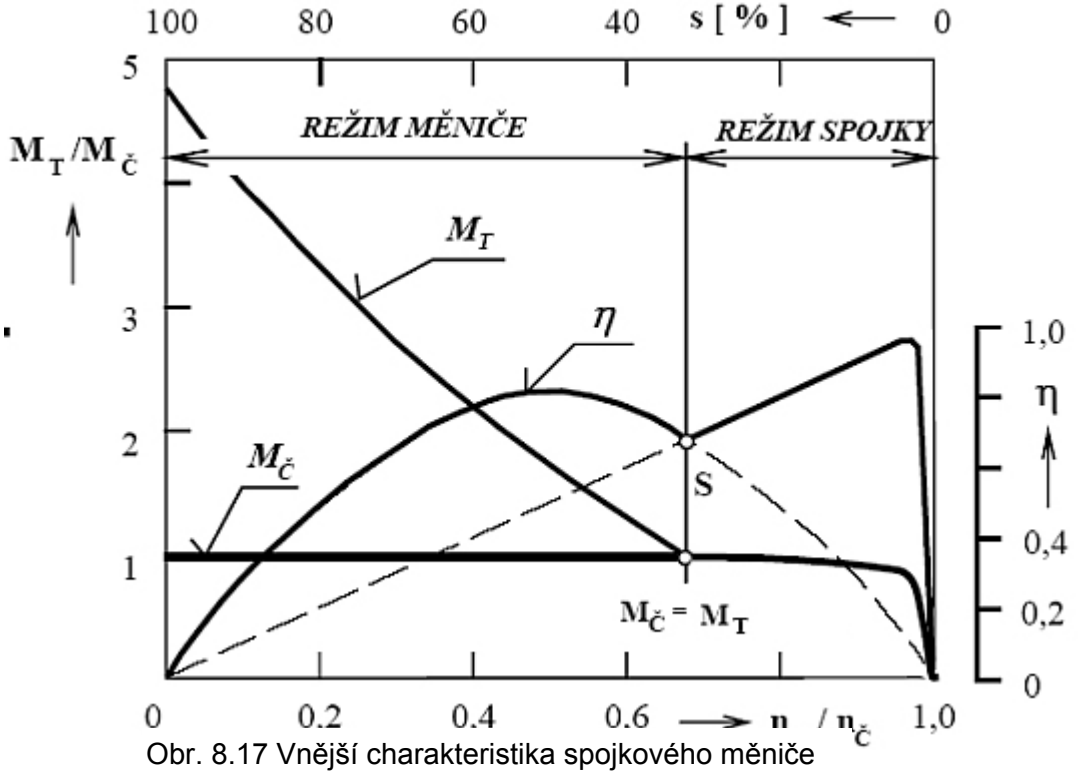


Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor, V – volnoběžka

Obr. 8.16 Schéma spojkového měniče

Spojkový měnič momentů odstraňuje hlavní nevýhodu obyčejného měniče s pevným reaktorem, tj. zejména prudký pokles účinnosti při vysokých otáčkách turbíny. Od spojkového bodu **S** (obr. 8.17) začne tento měnič pracovat jako hydrodynamická spojka přičemž se zlepší kinematický regulační rozsah a bilance přenášeného momentu.

V režimech **I** až **III** (viz. kapitola 8. 3.1) bude tento měnič dosahovat podobných provozních parametrů jako obyčejný měnič s pevným reaktorem. Ovšem při dalším poklesu zátěže a zvýšení otáček turbíny (režim **IV**) se změní smysl momentu působícího na kolo reaktoru, volnoběžka se automaticky uvolní a reaktor se začne volně, bez velkých odporů otáčet ve stejném smyslu jako kolo čerpadla a turbíny. Hydrodynamický měnič od tohoto okamžiku začne pracovat jako hydrodynamická spojka, $M_T = M_Č$.



Obr. 8.17 Vnější charakteristika spojkového měniče

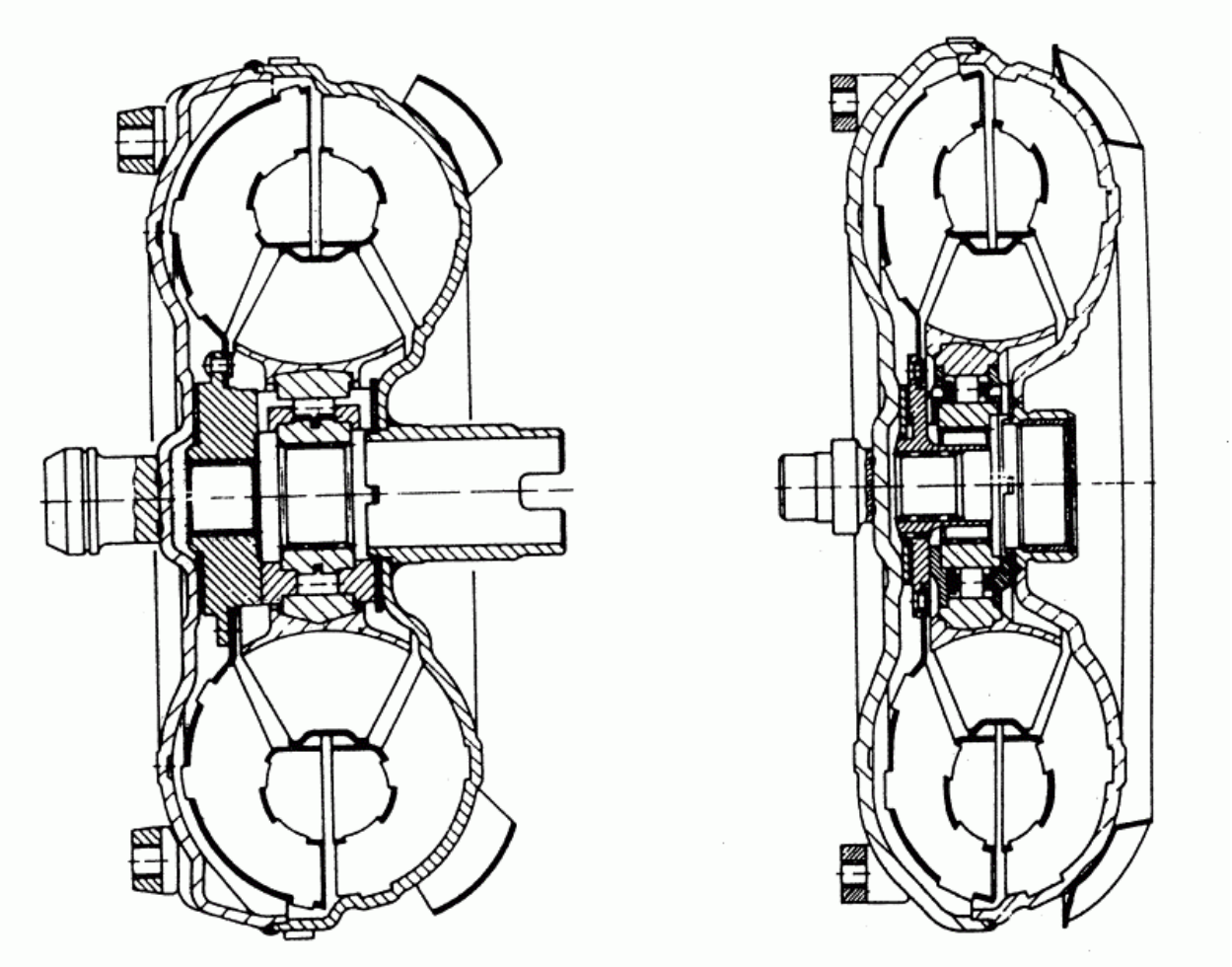
Sledujme funkci spojkového měniče v provozu vozidla. Předpokládejme, že se pohybujeme maximální rychlostí na rovině. Tehdy hydrodynamický měnič pracuje v provozním

stavu na pravém okraji diagramu (obr. 8.17) jako hydrodynamická spojka a násobnost měniče dosahuje hodnotu $\mathbf{K_M = 1}$. Skluz hydrodynamického měniče je minimální.

Když se budou zvyšovat jízdní odpory, rychlost vozidla bude klesat. Současně s ním budou klesat i otáčky turbínového kola a skluz **s** bude růst. Až do spojkového bodu **S** se reaktor volně otáčí společně s čerpadlovým a turbínovým kolem. Kroutící moment na turbíně je stále stejně velký jako na čerpadle a účinnost hydrodynamického měniče klesá.

Ve spojkovém bodě **S** se změní směr proudění oleje na výstupu z turbíny tak, že olej začne proudit proti směru otáčení a kolo reaktoru se na volnoběžce zablokuje. Od této chvíle, při dalším zvyšování jízdních odporů, začne kroutící moment na turbíně růst. Násobnost hydrodynamického měniče $\mathbf{K_M}$ se plynule zvětšuje. Účinnost se po parabole zvětšuje, dosáhne maximální hodnotu a potom klesá.

Když se vlivem nadměrných jízdních odporů vozidlo zastaví, skluz vystoupí na 100 %, násobnost měniče i kroutící moment na turbíně dosáhnou maximální hodnotu a účinnost klesne na nulu. Cirkulace oleje v hydrodynamickém měniči bude maximální a celý výkon spalovacího motoru se v měniči přeměňuje v teplo.

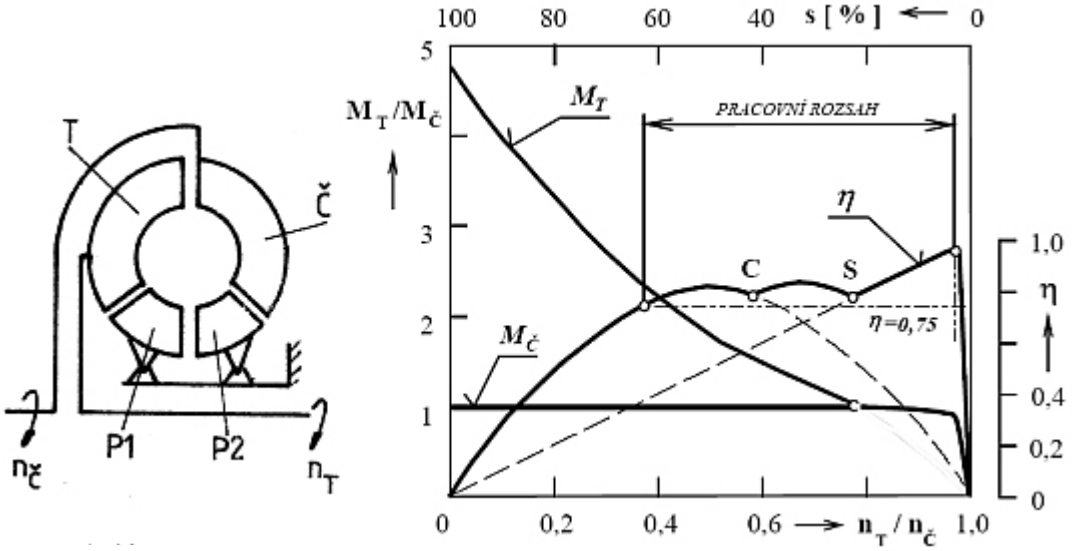


Obr. 8.18 Spojkový měnič s reaktorem uloženým na volnoběžce

Příklad konstrukčního řešení spojkového měniče je zobrazen na obr. 8.18. Volnoběžka je konstruována tak, aby bránila volnému otáčení reaktoru proti smyslu otáčení čerpadla a

turbíny. Když působí olej na kolo reaktoru v opačném směru, tedy proti směru otáčení, kolo reaktoru se na volnoběžce zablokuje a zůstane stát. Tehdy reaktor plní svou hlavní úlohu. Zachytává reakci proudu oleje vystupujícího z turbínového kola a zvětšuje jeho kroutící moment.

Nevýhodou spojkového měniče pouze s jedním reaktorem je nižší účinnost ve spojkovém bodě **S**. Tento nedostatek se obvykle eliminuje rozdělením reaktoru do dvou, někdy i tří dílů (obr. 8.19).



a) schéma *b) vnější charakteristika*

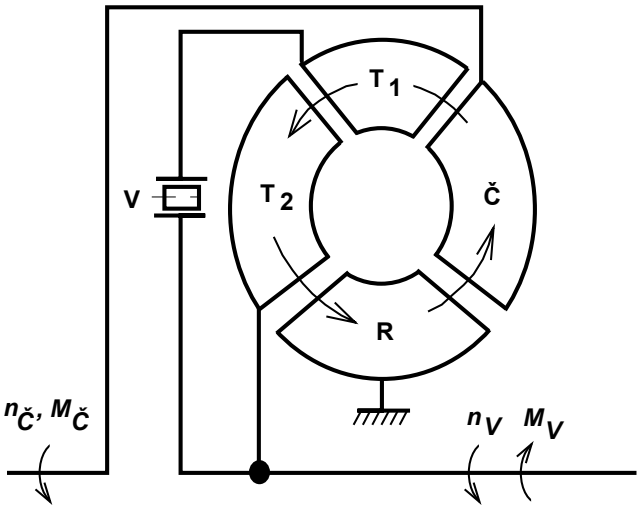
Obr. 8.19. Spojkový měnič s dvoudílným reaktorem

Touto konstrukcí se dociluje postupné uvolňování obou reaktorů - reaktoru P_1 ve spojkovém bodě **C** a reaktoru P_2 ve spojkovém bodě **S**, viz. obr. (8.19 a,b). Spojkový bod **S** se "posouvá" do oblasti menšího skluzu a zvyšuje se pracovní rozsah měniče. Je odstraněn nedostatek nízké účinnosti ve spojkovém bodě měniče s neděleným reaktorem

8.3.3 Vícestupňové hydrodynamické měniče momentů

Vícestupňové hydrodynamické měniče mají obvykle dvě až tři turbíny a pevný reaktor. Jedna, někdy i dvě turbíny jsou uloženy na volnoběžkách. Zjednodušené schéma dvoustupňového hydrodynamického měniče s dvěma turbínami je znázorněno na obr. 8.20. Jedná se o nejobvyklejší konstrukční řešení, kde turbína T_1 je spojena přes volnoběžnou spojku (někdy i mechanický převod) s výstupní hřídelí turbíny druhé.

Při velkém vnějším zátěžném momentu M_V a nízkých otáčkách výstupního hřídele n_V přenášejí moment obě turbíny T_1 i T_2. Lopatky turbín jsou tvarovány tak, aby při snížení momentu a zvýšení otáček výstupního hřídele došlo k automatickému odpojení turbíny T_1



Obr. 8.20 Dvoustupňový hydrodynamický měnič

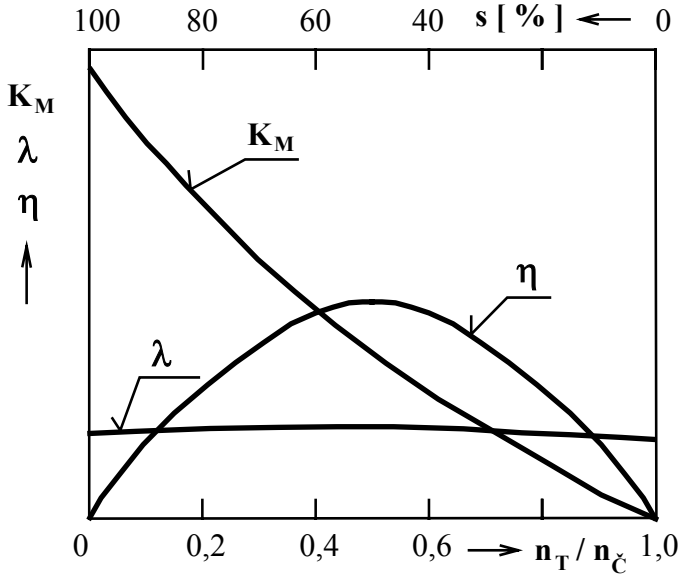
Turbína $\mathbf{T_1}$ je uložena na volnoběžce **V** a v tomto režimu se může volně protáčet spolu s čerpadlem.

Moment přenáší pouze turbína $\mathbf{T_2}$. Svým způsobem se jedná o **vnitřní větvení výkonu** v hydrodynamickém měniči, kde pro výstupní moment platí vztah

$$M_V = M_{T1} + M_{T2} \qquad [\text{Nm}] \qquad (8.32)$$

Protože každá turbína má maximální účinnost při jiných otáčkách, docílí se tak lepšího průběhu celkové účinnosti měniče.

8.3.4 Základy konstrukčního návrhu hydrodynamických měničů



Obr. 8.21 Bezrozměrná charakteristika obyčejného měniče s pevným reaktorem

Podobně jako u hydrodynamických spojek se při konstrukčním návrhu hydrodynamických měničů využívají průběhy bezrozměrných charakteristik, zjištěné experimentálním měřením na modelech. Vyneseme-li průběh bezrozměrných veličin v závislosti na skluzu, dostaneme bezrozměrnou charakteristiku (obr. 8.21) nezávislou na velikosti měniče, vstupních otáčkách a na hustotě kapaliny.

Charakteristický rozměr měniče (nebo-li max. průměr D cirkulačního prostoru) stanovíme ze vztahu

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{SM}}{\lambda \cdot \rho \cdot n_{SM}^{\ 2}}} \qquad [\text{m}] \qquad (8.33)$$

kde M_{SM} ... moment spalovacího motoru,
n_{SM} ... otáčky spalovacího motoru,
λ ... bezrozměrný momentový součinitel čerpadla měniče.

Všeobecně platí, že optimální hodnoty spalovacího motoru i hydrodynamického měniče se navrhují pro nejčastěji používanou provozní oblast mobilního stroje a max. účinnost měniče. Když je dopředu daný motor s určitou charakteristikou a je třeba k němu přizpůsobit hydrodynamický měnič, můžeme to udělat tak, že před hydrodynamický měnič zařadíme

vhodný mechanický převod. Tím se sice o něco zkomplikuje konstrukce převodového mechanismu a o málo se sníží jeho účinnost, ale použitý hydrodynamický měnič bude lépe vyhovovat danému motoru.

$$M_{Č} = M_{SM} \cdot i_m \cdot \eta_m \qquad [\text{Nm}] \tag{8.34}$$

kde i_m ... převodový poměr mechanického převodu ($i_m = m_{SM}/n_{Č}$),
η_m ... účinnost mechanického převodu.

Jindy při využití rozměrů daného hydrodynamického měniče konstruktéři mění bezrozměrný momentový součinitel λ změnou vstupního a výstupního úhlu lopatek čerpadla.

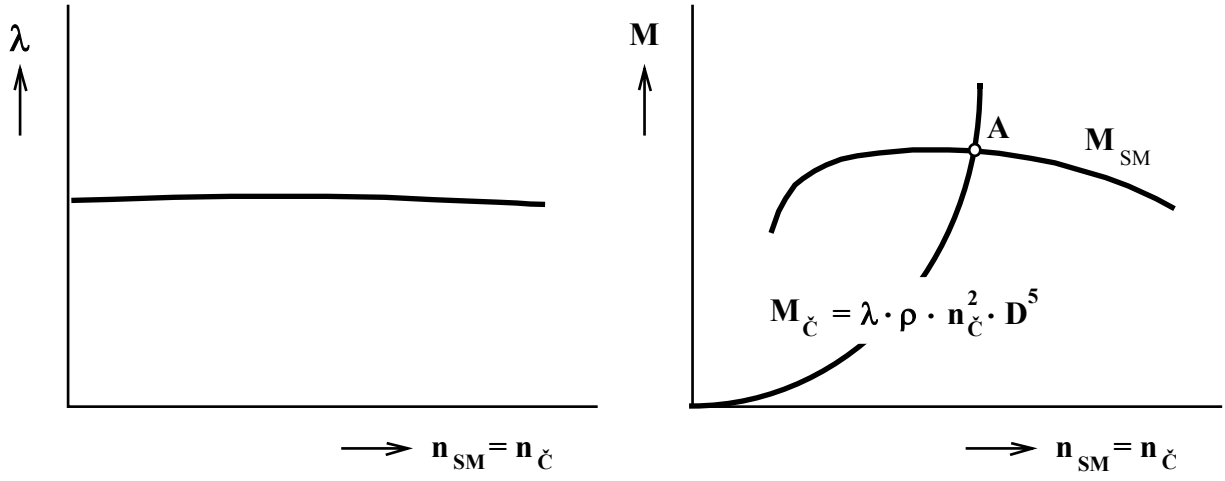
Volba měniče se dělá s ohledem na účel použití. U měničů určených pro trakční účely se např. sledují nejlepší tahové a dynamické vlastnosti, malý moment motoru při volnoběhu, malá hlučnost apod. K tomu slouží další teoretické vztahy, charakteristiky a také praktické zkušenosti.

Pro vzájemné porovnání různých měničů a zejména pro posouzení, jak bude hydrodynamický měnič momentů zatěžovat spalovací motor, rozeznáváme tzv. **prostupné** a **neprostupné hydrodynamické měniče**.

8.3.5 Prostupné a neprostupné hydrodynamické měniče

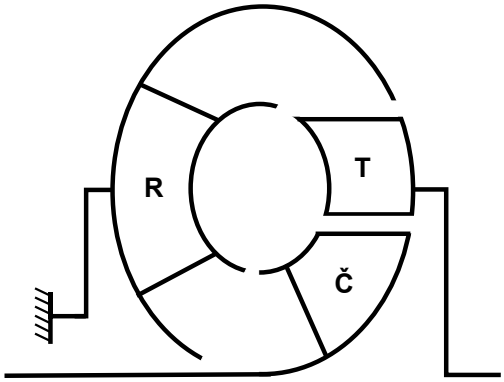
Vhodným umístěním a tvarem lopatek čerpadla měniče lze měnit průběh bezrozměrného momentového součinitele λ a tím ovlivňovat spolupráci měniče se spalovacím motorem.

Neprostupný měnič je charakterizován konstantním průběhem bezrozměrného momentového součinitele čerpadla λ a při konstantních otáčkách je moment na čerpadle konstantní bez ohledu na výstupní otáčky a moment na turbíně. Neprostupný měnič tedy „nepropouští“ změnu zátěže z hřídele turbíny na hřídel čerpadla a tedy i na spalovací motor, viz. obr. 8.22.



Obr. 8.22 Spolupráce neprostupného měniče se spalovacím motorem a průběh jeho bezrozměrného momentového součinitele

Moment čerpadla $\mathbf{M_č}$ se s momentovou charakteristikou spalovacího motoru $\mathbf{M_{SM}}$ protíná v jednom bodě **A**. Zatížení spalovacího motoru, při nezměněné dodávce paliva, bude konstantní a konstantní budou i jeho otáčky.

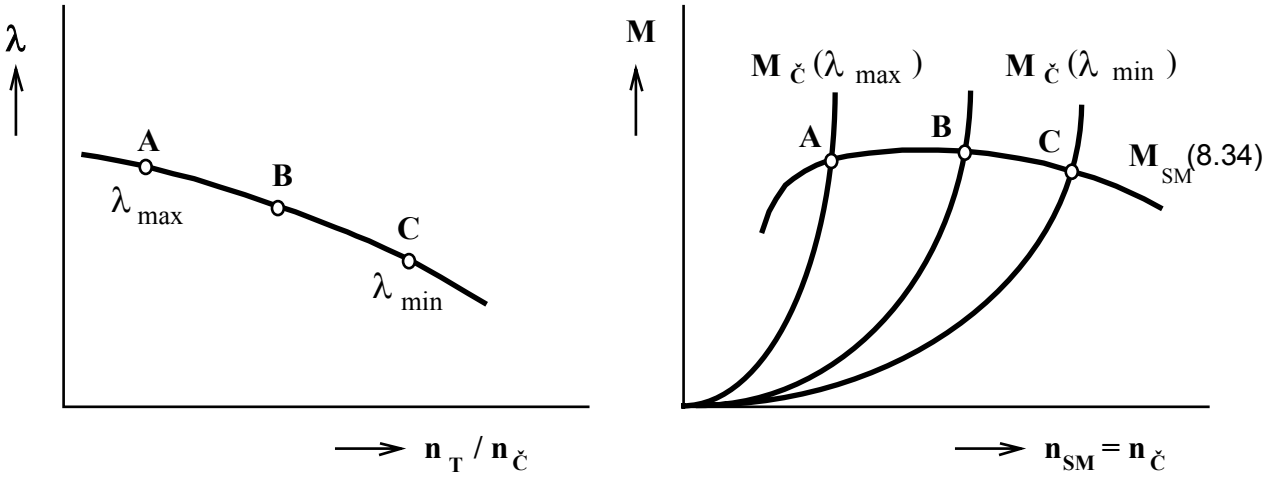


Obr. 8.23 Konstrukční schéma neprostupného měniče s pevným reaktorem

Pro plné využití přizpůsobivosti spalovacího motoru a dosažení nejlepších tahových vlastností vozidla je vhodné, aby křivka momentu čerpadla protínala momentovou charakteristiku spalovacího motoru v bodě maximálního momentu. Velký význam má také skutečnost, že spalovací motor v tomto bodě bude vykazovat minimální spotřebu paliva.

Neprostupné měniče mohou být konstruovány jako měniče s pevným reaktorem nebo jako spojkové měniče. Schéma neprostupného měniče s pevným reaktorem je na obr. 8.23. Tyto měniče jsou vhodné pro motory, které nesnášejí snižování otáček (pracují v optimálním bodě) a často se používají u dieselových lokomotiv nebo stacionárních pohonů s elektromotory.

U **prostupného měniče** se průběh bezrozměrného momentového součinitele čerpadla λ mění. Charakteristika momentu čerpadla $\mathbf{M_č}$ je tedy dána svazkem křivek, z nichž každá odpovídá určité hodnotě součinitele λ. Tento měnič umožňuje, aby motor pracoval v určitém rozsahu otáček a momentů, daném rozsahem zátěže na hřídeli turbíny, jak naznačuje charakteristika na obr. 8.24.

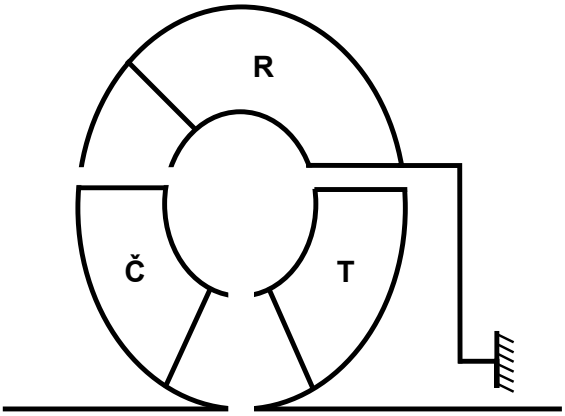


Obr. 8.24 Spolupráce prostupného měniče se spalovacím motorem a průběh jeho bezrozměrného momentového součinitele

Prostupný měnič tedy „propouští“ zátěž z hřídele turbíny na hřídel čerpadla a klikový hřídel spalovacího motoru. Optimální případ nastane, když měnič umožní motoru pracovat v rozsahu maximálního momentu tak, že s růstem zátěže na turbíně se budou snižovat otáčky a zvyšovat kroutící moment motoru. V této souvislosti se zavádí nový parametr tzv. **prostupnost**, která je definována vztahem

$$E = \frac{\lambda_{max}}{\lambda_{min}} \qquad [\,-\,] \qquad (8.35)$$

Velikost tohoto parametru se u prostupných měničů pohybuje v intervalu **E ∈ <1,2 ; 2,7>**. U neprostupných měničů dosahuje hodnoty **E = 1**.



Obr. 8.25 Konstrukční schéma prostupného měniče s pevným reaktorem

Prostupný hydrodynamický měnič (obr. 8.25) má specifické umístění oběžných kol, tvar cirkulačního prostoru a lopatek.

Prostupné měniče jsou vhodné pro převodová ústrojí stavebních a zemních strojů, posunovacích lokomotiv apod., protože jízdní odpory se u těchto strojů mění v širokém rozsahu a je třeba přizpůsobit vnější charakteristiku spalovacího motoru s pracovním rozsahem hydrodynamického měniče.

8.3.6 Výhody a nevýhody hydrodynamických měničů momentů

Hydrodynamické měniče momentů nacházejí široké uplatnění v převodových ústrojích různých strojů, díky svým výhodám v porovnání například s mechanickými převody. Na druhé straně je třeba při návrhu převodového ústrojí zvážit i nevýhody hydrodynamických měničů momentů.

Hlavní výhodou převodového ústrojí s hydrodynamickým měničem momentů je automatická změna přenášeného kroutícího momentu a otáček výstupního hřídele v závislosti na jízdních odporech vozidla.

Hydrodynamický měnič momentů umožňuje tedy plynulou změnu rychlosti a hnací síly na kolech vozidla. Řazení převodových stupňů je možné provádět pod zatížením ručně nebo automaticky. Hydrodynamický měnič momentů je možné také výhodně využít v konstrukcích automatických hydromechanických převodovek s možností větvení výkonu. Tím se podstatně zlepší podmínky práce řidiče nebo strojníka, kteří se mohou více věnovat provozním podmínkám na silnici nebo pracovním úkonům mobilního stroje.

Hydrodynamický měnič momentů dále umožňuje:

1. Měkký rozběh vozidla z místa s možností pohybu minimálními rychlostmi, což zlepšuje průchodnost vozidla na cestách se špatným povrchem (bláto, sníh, písek apod.) a zvláště rozjezd v těchto podmínkách. Zmenšují se ztráty výkonu prosmykem hnacích kol.
2. Zmenšuje dynamické zatížení a tlumení torzních kmitů motoru, převodového mechanismu i podvozkových částí, čímž se značně prodlužuje jejich životnost.
3. Úplně vylučuje zastavení motoru velkou zátěží.

Hlavní nevýhodou hydrodynamických měničů momentů je menší účinnost v porovnání s mechanickou převodovkou. Při velkých skluzech měnič pracuje s poměrně velkými ztrátami výkonu, které způsobují ohřívání kapaliny. To vede k nutnosti instalace chladícího systému, čímž se zvětšuje zástavbový prostor a komplikuje konstrukce. Chladící systém musí zabezpečit stálý odvod tepla z hydraulické kapaliny do atmosféry odpovídající 20 - 25 % výkonu motoru, což má za následek zvyšování spotřeby paliva spalovacího motoru.

Podmínkou provozu hydrodynamického měniče je instalace i plnícího a filtračního systému, který zabezpečuje plnění jeho vnitřního cirkulujícího prostoru hydraulickým převodovým olejem pod tlakem 0,6 až 1 MPa.

Další nevýhody hydrodynamického měniče momentů:

1. Nedostatkem měniče je i jeho poměrně malý pracovní rozsah automatické změny kroutícího momentu v oblasti uspokojivé účinnosti a z toho vyplývající nutnost přidat dvou až čtyřstupňovou planetovou převodovku pro pokrytí požadovaného rozsahu převodového ústrojí vozidla. Přídavná převodovka musí také zabezpečit zařazení zpětného chodu vozidla.
2. Stejně jako hydrodynamická spojka, neumožňuje měnič v provozu úplné přerušení spojení mezi spalovacím motorem a převodovým ústrojím, ani zabrzdění vozidla zařazením převodu a účinné brždění motorem.

Jak tyto nedostatky vyniknou nebo do jaké míry se podaří je snížit, to záleží na správné volbě typu a rozměrů měniče vzhledem k danému spalovacímu motoru a k předpokládanému zapojení měniče v převodovém ústrojí vozidla.

Literatura

[1] kolektiv: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik, Band 1. Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0619-8

[2] kolektiv: Příručka hydrauliky, Svazek 2. Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0898-0

[3] KOPÁČEK, J.: Mechanické a hydraulické převody. Hydraulické převody. Skriptum VŠB TU Ostrava 1996. ISBN 80-7078-413-X

[4] KOPECKÝ, Z.: Tekutinové mechanismy. Skripta Vojenská akademie Brno. 1999

[5] PEŇÁZ, V. - BENŽA, D..: Tekutinové mechanismy. Skriptum VUT Brno, 1990. ISBN 80-214-0082-X

[6] SVOBODA, J.: Hydraulické převody pro vozidla. Skriptum ČVUT Praha, 1999.

[7] VOSTROVSKÝ, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy. Skriptum ČVUT Praha, Praha 1988