

T: Hydraulické mechanismy a prvky

Předmět: Strojní mechanismy

ÚVOD

V současné době rozvoje dřevobráběcích strojů, charakterizované přechodem od používání jednoduchých mechanismů k mechanismům s poloautomatickým či automatickým pracovním cyklem, musí tyto mechanismy sloužit jak k přenosu energie, tak k přenosu informací. Pro pochopení podstaty problému je vhodné použít obecné definice uvedené v normě.

Pod pojmem mechanismus je nutno rozumět technickou soustavu (stroj) určenou k přenosu energie, popřípadě informace, mezi vstupem a výstupem stroje, umožňující řízení jejího přenosu podle zadaných podmínek odpovídajících provedení požadovaného úkonu.

Realizace jakéhokoliv úkonu je podmíněna přivedením určitého množství energie. Nutno si připomenout, že energie se přetvoří na vykonanou práci, a že fyzikální rozměr energie a práce je tentýž (Nm). Energie se přenáší prostřednictvím nositele energie, což je soubor částic libovolného tvaru, velikosti, skupenství (například plyn, kapalina, soubor elektronů, tuhá látka).

Stroje se tedy skládají z různých typů mechanismů – kinematické, hydraulické, pneumatické, elektrické a podobně. Ve strojích lze rozlišit dva toky energie z hlediska užití a to hlavní (výkonový) a pomocný (řídící) tok energie.

Výkonový tok energie slouží pro vykonání pracovních úkonů na konci přenosového systému energie. Energie je do systému vložena zpravidla elektrickými nebo spalovacími motory. Řídící tok energie je využíván pro přenos informací, které slouží k zajištění požadovaného průběhu činnosti stroje. Jedná se tedy o neoddělitelný přenos energie (výkonu) a informace a z fyzikálního hlediska není rozdíl ve struktuře systému pro přenos energie a informace.

Zjednodušeně říkáme, že existují v podstatě dvě odlišné formy energie, energie potencionální (polohy) a kinetická (pohybová). Důležitý je poznatek, že nositel energie je za určitých podmínek schopen konat práci. Energii lze uvažovat v následujících základních modifikacích.

POTENCIONÁLNÍ

W_{pol} polohová (gravitační)
 W_d deformační (elastická)
 W_p tlaková (objemová)

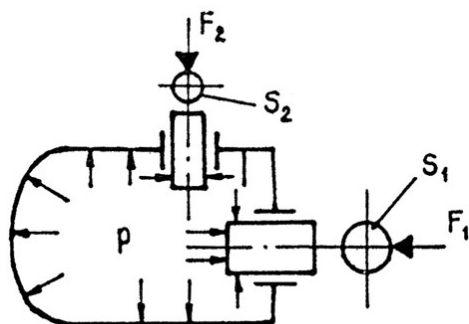
KINETICKÁ

W_k vztažená k makropohybu
 W_t vztažená k mikropohybu (tepelná)

ZÁKLADY TEORIE HYDRAULIKY

Základní zákony hydrauliky

Základním zákonem hydrostatiky, který říká, že tlak v kapalinách se šíří všemi směry rovnoměrně, je *Pascalův zákon*. Tlak, způsobený vnější silou F_i na píst o průřezu S_i , který nádobu uzavírá, bude ve všech místech kapaliny stejný



Obr. 2.1

$$p = \frac{F_i}{S_i} \quad (2.1)$$

Rovnice kontinuity vyplývá ze zákona o zachování hmoty nestlačitelné kapaliny a má tvar vyplývající z obr. 2.2.

$$Q_m = m' = S_i v_i \rho_i \quad (\text{kg s}^{-1}) \quad (2.2)$$

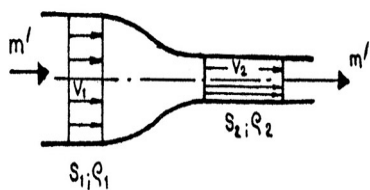
Průtočná hmotnost $Q_m = m'$ kapaliny, která projde průtočným průřezem S_i za jednotku času zůstává v celé délce proudové trubice konstantní.

Je-li $\rho_i = \text{konst.}$ platí

$$V' = Q_v = S_i v_i \quad (\text{m}^3 \text{s}^{-1}) \quad (2.3)$$

kde v (ms^{-1}) je rychlost proudění kapaliny a

$$\text{hustota kapaliny. } \rho_i = \frac{m}{V} \quad (\text{kg m}^{-3}) \quad (2.4)$$



Obr. 2.2

Zákon zachování energie vyjadřuje, že součet všech energií v kapalině je konstantní. Musíme tedy uvažovat, že v hydrostatickém mechanismu spolu existují všechny již uváděné energie a celková energie je dána jejich součtem $W = W_p + W_k + W_d + W_T + W_h$.

Energie $W_h = mgh$ ($J = \text{Nm}$) a jedná se o potenciální energii pro potencionální výšku. Při změně forem energie jednoho nositele platí rovnost celkové energie před změnou a po ní, pokud se nekonala mechanická práce. Mezi závažné vlastnosti hydrostatických mechanismů patří změna tlakové energie na tepelnou při proudění na hydraulických odporech.

Bernouliova rovnice vyjadřuje zákon zachování pohybu kapaliny, ale místo běžného odvození z Eulerovy rovnice (vztahy 2.5 až 2.7), se dá použít i názornější odvození.

$$v \cdot \frac{dv}{dz} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dz} + g = 0 \quad (\text{Nkg}^{-1}) \quad (2.5)$$

kde z (m) je výška sloupce kapaliny

Vynásobením dz obdržíme Bernouliovu rovnici v energetickém tvaru

$$v \cdot dv + \frac{dp}{\rho} + g \cdot dz = 0 \quad (\text{Jkg}^{-1}) \quad (2.6)$$

Integrací této diferenciální rovnice dostaneme známý tvar

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z = \text{konst} \quad (\text{Jkg}^{-1}), \quad (2.7)$$

který říká, že součet kinetické, tlakové a polohové energie jednotky hmotnosti proudící kapaliny zůstává podél proudové trubice konstantní a je roven *celkové měrné energii* W_m , vztahené na jeden kg tekutiny.

Názornější odvození vyplývá z uplatnění poznatku, že při změně forem energie jednoho nositele platí rovnost celkové energie před změnou a po ní, pokud se nekonala mechanická práce. Zanedbáme-li energii deformační a tepelnou, platí pro průtok ideální kapaliny mezi průřezy S_1 a S_2 stále zákon zachování energie (obr.2.3). Mezi průřezy, které se postupně zmenšují, teče kapalina rychleji. Proto dochází k jejímu zrychlení. Z druhého Newtonova zákona je známo, že zrychlení působí síla.

$$F = m \cdot a \quad (\text{N})$$

V kanále vznikne jen tehdy, budou-li v průřezích různé tlaky. Zřejmé je, že tlak s rostoucí rychlostí kapaliny klesá. Zajímá nás tedy souvislost mezi tlakem a rychlostí proudící kapaliny.

K odvození rovnice se využije věty, která říká, že práce vnějších sil působících na těleso se projeví zvýšením jeho kinetické energie. K vnějším silám patří tíže a tlakové síly $p_1 \cdot S_1$ a $p_2 \cdot S_2$. Práce tíže je rovna úbytku potenciální energie

$\rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) \cdot S$. Práce tlakových sil je rovna $p_1 \cdot S_1 \cdot ds_1 - p_2 \cdot S_2 \cdot ds_2$. Záporné znaménko vyjadřuje, že síla působí proti směru pohybu.

Celková práce se jeví v úbytku kinetické energie kapaliny

$$\frac{dm \cdot v_2^2}{2} - \frac{dm \cdot v_1^2}{2} = dm \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + p_1 \cdot S_1 \cdot ds_1 - p_2 \cdot S_2 \cdot ds_2 \quad (2.8)$$

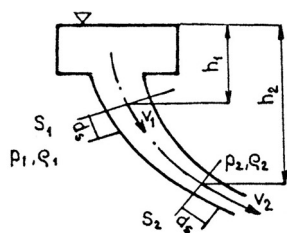
Po úpravách, které uvažují $S_1 \cdot ds_1 - S_2 \cdot ds_2$ jako konstantní objem V , kterým rovnici dělíme a upravíme použitím vztahu (2.4) na

$$\frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 \quad (2.9)$$

U mobilních strojů a vůbec u strojů s hydrostatickými obvody lze zanedbat výšky h a pak mechanismus charakterizuje hydrostatický tlak p a hydrodynamický tlak p_d

$$p_d = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2$$

Pro výpočty je výhodné, že rozměr této rovnice je jednotka tlaku ($\text{Pa} = \text{Nm}^{-2}$). Jednoduchou úpravou se obdrží vztahy pro vyjádření v energetickém tvaru (J).



Obr. 2.3

Tlakové ztráty v hydrostatických obvodech, odpory proti pohybu

Při uvážení ztrát píšeme energetické ztráty v Bernouliově rovnici ve formě ztráty tlakové energie kapaliny a výraz (2.9) se změnil na

$$\Delta p_z + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 \quad (2.10)$$

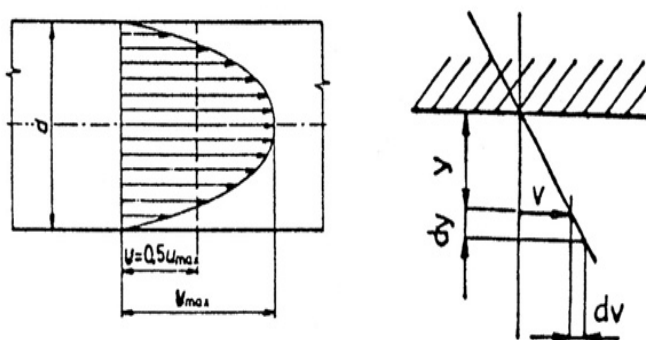
Hodnota a způsob vyjádření tlakové ztráty Δp_z závisí na:

- 1) druhu hydraulického odporu (místní, v armatuře, v trubkách)
- 2) na režimu proudění (laminární, turbulentní).

Laminární a turbulentní režim proudění se podstatně liší. Laminární režim je charakterizován rovnoběžným pohybem částic sousedících kapalinových vláken, které se spolu nemísí. U stěny je rychlost kapaliny nulová, uprostřed průřezu nejvyšší. Vrstvy kapaliny vzdálenější od stěny jsou brzděny třecí silou úměrnou koeficientu dynamické viskozity m a příčnému gradientu rychlosti

$$\frac{dv}{dy}$$

Ztráty vzniklé tímto třením jsou úměrné rychlosti proudění (obr.2.4).

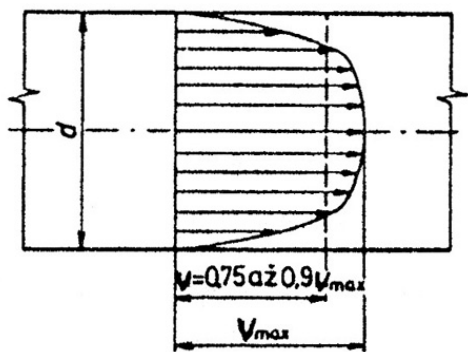


Obr. 2.4

$$m = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (\text{Nsm}^{-2}) \quad (2.11)$$

$$\text{a } \tau = \frac{F}{S}$$

Turbulentní proudění je charakterizováno naprosto neuspořádaným pohybem částic kapaliny. Pohybová energie, úměrná čtverci rychlosti tohoto neuspořádaného pohybu se mění v teplo a tvoří hodnotu ztrát. Toto proudění za určitých podmínek vzniká na místních odporech (změna průřezu, ohyb vedení) a u stěn vedení v důsledku jeho drsnosti. Tlaková ztráta turbulentního proudění velmi málo závisí na viskozitě m , ale je úměrná druhé mocnině průtočného množství kapaliny a je závislá na tvaru a drsnosti stěn vedení (obr. 2.5).



Obr. 2.5

Režim proudění je charakterizován podobnostním bezrozměrným Reynoldsovým číslem. Pro kruhový průřez vedení platí

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (-) \quad (2.12)$$

kde v_s (m s^{-1}) - střední rychlost proudění kapaliny

d (m) - průměr vedení

ν ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$) - kinematická viskozita

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{m}^2 \text{s}^{-1}) \quad (2.13)$$

Kritériem přechodu laminárního proudění na turbulentní je *kritické Reynoldsovo číslo* Re_{kr} . Pro kruhové hladké trubky udává literatura $Re_{kr} = 2\,000$ až $2\,320$, pro hadice se pohybuje hodnota Re_{kr} okolo $1\,600 - 2\,000$, hladké mezikruhové štěrby $1\,100$ a rozvodové otvory válcových šoupátek 260 .

Rozlišují se dva případy výpočtu tlakové ztráty:

na místním odporu

$$\Delta p_z = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.11)$$

kde ξ se nazývá součinitel odporu. Pro otvory v tenké stěně s ostrou vstupní hranou

$\xi = 1,7 - 1,9$, otvory se zaoblenou hrannou mají $\xi = 1$.

v potrubí kruhového průřezu

$$1 \quad v^2$$

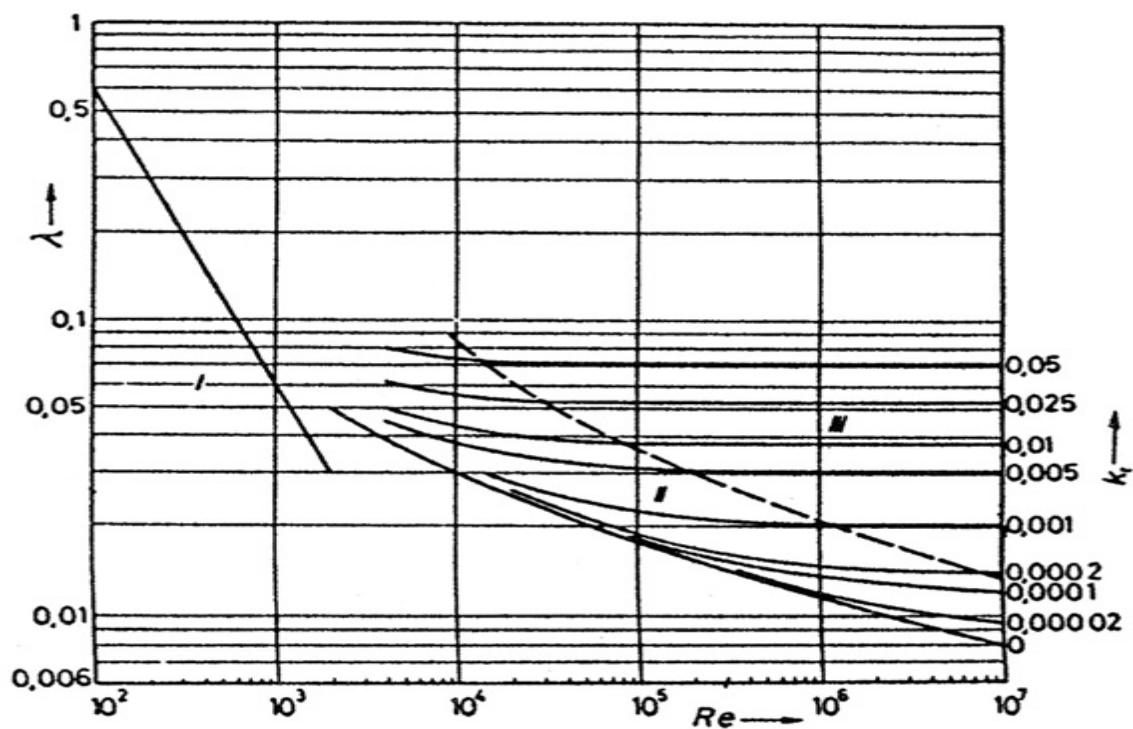
$$\Delta p_z = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot d} \quad (2.12)$$

kde $\lambda = f(Re)$ koeficient odporu tření a platí vztah pro

$$\text{podkritické } Re \leq 2320 \quad \lambda_{\text{lam}} = \frac{64}{Re} \quad \text{a pro} \quad (2.13)$$

$$\text{nadkritické } Re > 2320 \quad \lambda_{\text{tur}} = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.14)$$

Analýza ztrát v potrubí se provede analýzou koeficientu λ , který závisí na Reynoldsově čísle a drsnosti stěn potrubí. Mírou ztrát je tlakový úbytek Δp , který je důsledkem přeměny tlakové energie v tepelnou na odporech proti pohybu (obr.2.6) Pro ocelové hladké trubky užívané v hydrostatických mechanismech se bere $\lambda = 0,025$.



Obr. 2.6

TEKUTINOVÉ MECHANISMY (PŘEVODY)

Tekutinový mechanismus je zařízení využívající tekutiny (kapaliny a vzduch) k přenosu energie a k přenosu informace mezi hnacím a hnaným členem.

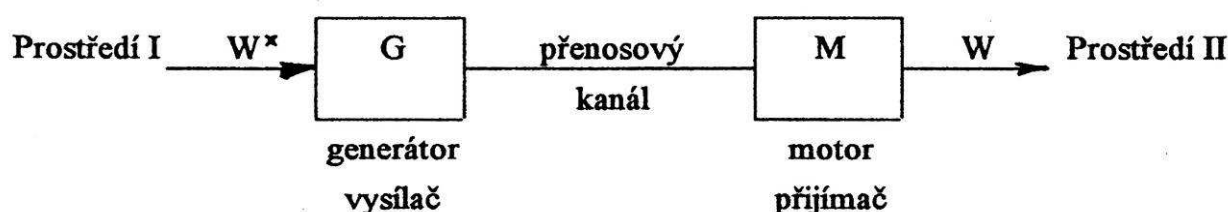
PODSTATA A ROZDĚLENÍ TEKUTINOVÝCH MECHANISMŮ

Základy přenosu energie v tekutinových mechanismech lze vysvětlit pomocí zákona známého ve fyzice jako zákon zachování energie. V tekutinových mechanismech má podobu Bernoulliho rovnice. Ta velmi zjednodušeně říká, že celková energie W_{cel} obsažená v mechanismu je teoreticky rovna součtu energie polohy, energie tlakové (objemové) a energie kinetické, a že tyto energie se mohou navzájem přeměňovat.

$$W_{\text{pol}} + W_p + W_k = W_{\text{cel}}$$

V reálném mechanismu se uvažuje i část energie, která se přemění na tepelnou energii a nazývá se ztrátová energie.

Systém pro přenos energie tvoří tři základní části (obr. 3.16).



Obr. 3.16 Schéma přenosu energie v tekutinových mechanismech

Uvedená struktura je obecná a slouží i k přenosu informace. Generátor je možno chápat jako zařízení pro přeměnu energie vhodnou k přenosu, přenosový kanál jako spojení vysílače s přijímačem a motor jako zařízení k přeměně energie potřebné k provedení technologického úkonu. Spojení přijímače (motoru) s vysílačem (generátorem) se označuje jako převodník (příklad elektromotor-hydrogenerátor). Prostřednictvím převodníků se spojují přenosové systémy, pracující s různými nositeli energie, v jeden přenosový systém. Při přenosu energie dochází k přeměně její jisté části na jiné formy, nevyužitelné k realizaci technologického úkonu. Nazývají se ztráty energie při přenosu a vyjadřují se pomocí pojmu účinnost. Hodnocení přenosu se provádí na základě poměru přeneseného množství energie W k množství na vstupu přenosového systému W^x .

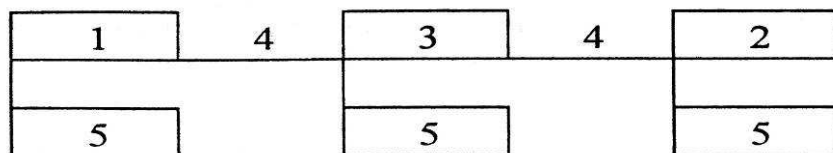
$$G = \frac{W}{W^x} < 1$$

(1)

Uvedený poměr G je bezrozměrnou veličinou a nazývá se přenos energie. V ustáleném stavu odpovídá tomuto parametru pojem účinnost η .

Rozdělení tekutinových mechanismů vyplývá z použitého nositele energie (olej nebo vzduch) na hydraulické a pneumatické mechanismy. Společné znaky pracovních i řídicích obvodů tekutinových mechanismů jsou dány společnou vlastností kapalin a plynů, kterou se rozumí schopnost vyplňovat určený prostor. Obvody jsou tudíž sestaveny z konstrukčně podobných prvků. Rozdíly vyplývají z různé stlačitelnosti plynů a kapalin a použitých pracovních tlaků. U hydraulických mechanismů se pohybují hodnoty tlaku od 0 do 32 MPa, u pneumatických zařízení od 0 do 1,6 MPa, výjimečně i více. V pneumatických mechanismech se přenáší energie na vzdálenost až několika set metrů, u hydraulických zařízení jen asi do desítek metrů. Pneumatické obvody nemají zpětná vedení, vzduch je po vykonání práce vypouštěn do okolí, u hydraulických mechanismů se z ekologických důvodů musí oleje vracet do nádrže.

Pneumatické obvody jsou rychlejší než hydraulické, umožňují měkčí rozbíhání a zastavení, mohou spolehlivě pracovat při větším rozpětí teplot pracovní tekutiny. Naopak při řízení rychlosti škrcením, které je možno provádět u obou typů mechanismů v širokém regulačním rozsahu, je pneumatický mechanismus mnohem citlivější na změny zatížení, což vede k větší nerovnoměrnosti rychlosti chodu. Na schématu (obr. 3.17) jsou uvedeny hlavní funkční části tekutinových mechanismů.



Obr. 3.17 Schéma uspořádání tekutinových mechanismů

Dělí se na

- 1 - zdroj tlakové energie, 2 - tekutinový motor,
- 3 - řídicí část pro ovládání tlaku (tím síly a momentu na motorech) a průtoku (tím rychlosti),
- 4 - spojovací potrubí, 5 - doplňkové prvky.

Zdrojem tlakové energie (1) se rozumí sestava hydraulických či pneumatických prvků vyráběných často jako jeden agregát. Obsahuje vždy hydrogenerátor, nádrž na kapalinu, akumulátor, (kompresor, zásobník stlačeného vzduchu,) zařízení pro regulaci tlaku, zařízení pro čištění a úpravu tekutiny, zařízení pro regulaci průtoku pokud nejsou použity regulační hydrogenerátory, nebo není-li toto zařízení včleněno do řídicí části nebo do tekutinového motoru, zařízení pro udržování provozní teploty kapaliny, tlakoměry a podobně. Tekutinové motory (2) se dělí na přímočaré a rotační tekutinové motory, u regulačních hydromotorů mohou mít u regulačních hydromotorů zařízení pro změnu geometrického objemu, zařízení pro tlumení rázů na konci přímočarých motorů, hydraulické zámky a další. Řídicí část (3) představují rozváděče ovládané ručně, hydraulicky pneumaticky nebo elektricky, jednostupňové a vícestupňové zařízení pro regulaci proudu tekutiny a podobně. Potrubí (4) sestává z trubek, hadic, teleskopických trubek, šroubení, spojek, tvarovek, popřípadě čističů. Jednoduchá zařízení mají obvykle jeden obvod, složitější zařízení mají dva nebo několik obvodů, které mohou být navzájem nezávislé nebo mohou mít jednoduchou či složitější vzájemnou vazbu. Podstatnou součástí tekutinových obvodů je kapalina sloužící jako nositel energie. Podle použitého nositele energie se dělí mechanismy do skupin, v dalším se budeme zabývat postupně hydraulickými a posléze pneumatickými mechanismy.

Rozdělení hydraulických mechanismů

Do skupiny hydraulických mechanismů řadíme všechny mechanismy, které využívají k přenosu energie mezi generátorem a motorem látek v kapalném stavu.

Hydraulické mechanismy se dělí podle formy energie přenášené mechanismem. Méně obvyklé je dělení podle způsobu zpracování informace.

Hodnotíme-li mechanismy podle formy přenášené energie, lze konstatovat, že hydraulické mechanismy využívají převážně některou ze dvou forem energie, i když ostatní jsou v jisté míře přítomny.

1. Tlaková energie
2. Pohybová energie

Všechny formy energie jsou současně přenášeny v každém hydraulickém mechanismu. Některá ze složek energie je však převládající a pak se rozlišují:

- a) *Hydrostatické mechanismy* využívají při přenosu tlakovou energii

$$W_p = V \cdot p \quad (\text{Nm}) \quad (2)$$

$V \text{ (m}^3\text{)}$ - objem nositele energie
 $p \text{ (Nm}^{-2}\text{)}$ - hydrostatický tlak

b) *Hydrodynamické mechanismy* využívají při přenosu pohybovou energii

$$W_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} V \cdot \rho \cdot v^2 \quad (\text{Nm}) \quad (3)$$

$m \text{ (kg)}$ - hmotnost nositele energie

$v \text{ (ms}^{-1}\text{)}$ - rychlost nositele energie

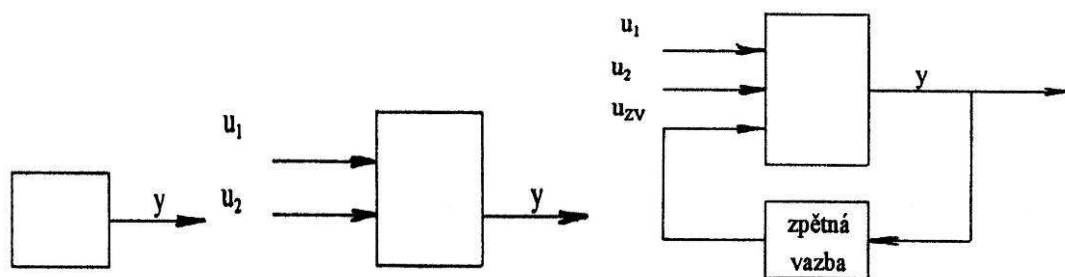
$\rho \text{ (kg.m}^{-3}\text{)}$ - hustota nositele energie.

Mimo uvedené druhy existuje v hydraulických mechanismech deformační a tepelná energie, projevují se však jako ztráty a podílí se na zvýšení teploty nositele energie (hydraulické kapaliny). Předpokladem úspěšné činnosti mechanismu je, aby forma energie, které se využívá k realizaci technologického procesu byla v převaze.

Základy přenosu informace v hydraulických obvodech.

Hydraulické prvky i obvody je možno posuzovat jako statické systémy z hlediska vazeb parametrů (jsou charakterizovány statickými charakteristikami) bez ohledu na průběh informací. Při podrobnějším sledování funkce se ukazuje, že parametry nemají většinou ustálenou hodnotu. Mnohdy jsou proto posuzovány jako dynamické systémy, jejichž chování se mění v čase (jsou charakterizovány dynamickými charakteristikami) účinkem různých vnějších vlivů. Tyto vnější vlivy se dělí na řídicí (chtěné) a jsou dány vstupními hodnotami nebo vstupními funkcemi, nebo nežádoucí, nazývané poruchami. Z tohoto hlediska se hovoří o řídicím systému, kterým se ovládá tok energie (výkonu) a hydraulický mechanismus se posuzuje jako dynamická soustava. Z uvedeného plyne, pokud jde o přenos a zpracování informace, že hydraulický mechanismus lze zařadit do některé skupiny konečných automatů. Z hlediska zpracování informace mezi vstupem a výstupem mechanismu se rozlišují:

- 1) Autonomní mechanismy, které vydávají na výstupu informaci, která je určena jejich konstrukcí (tzv. vnitřní paměti). Na vstup se informace nepřivádějí. Pod pojmem přívod informace se rozumí jakékoliv vnější působení na mechanismus, které by ovlivnilo parametry přenášené energie, příkladem je hydrogenerátor s konstantním průtokem (obr. 3.18).
- 2) Mechanismy s jedním nebo několika vstupy bez zpětné vazby, například hydrogenerátor s regulátorem průtoku (obr. 3.19).
- 3) Mechanismy s jedním nebo více vstupy a zpětnou vazbou, například hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak (obr. 3.20).



Obr. 3.18 Autonomní mechanismus

Obr. 3.19 Mechanismus s přímým řízením

Obr. 3.20 Mechanismus se zpětnou vazbou

1 Hydrostatické obvody

Seskupení hydraulických popřípadě i jiných prvků, hydrogenerátorů, hydromotorů, řízení a příslušenství zajišťující požadované funkce se nazývá hydraulický obvod. Hydraulický pohon je část hydraulického mechanismu, určená k uvádění strojů a mechanismů do pohybu.

Názvosloví a rozdělení hydrostatických obvodů řeší ČSN ISO 1219 - Hydraulika a pneumatika – Grafické značky a obvodová schémata.

Uspořádání a funkce hydrostatických obvodů

Hydrostatické obvody sestávají obvykle z těchto částí:

- a) Převodníky,
- b) zásobníky a multiplikátory,
- c) řídicí prvky a zařízení,
- d) prvky a zařízení pro úpravu kapaliny,
- e) vedení kapaliny a jeho části.

Převodník je prvek určený k převodu energie z pevných částí na sloupec kapaliny a naopak. Je zřejmé, že existují dva typy převodníků, mechanickohydraulický, nazývaný hydrogenerátor (HG) a hydraulicko- mechanický, nazývaný hydromotor (HM). Ostatní části hydrostatického obvodu, plnící funkce při přenosu energie, se nazývají hydrostatické prvky.

Uspořádání a funkce jednoduchého hydrostatického mechanismu jsou uvedeny na obr. 3.21. Jedná se o obvod, jehož člen musí konat přímočarý pohyb se změnou směru. Zdrojem průtoku je hydrogenerátor. Hydrogenerátor nasává kapalinu z nádrže a vytlačuje ji do tlakového potrubí směrem ke spotřebiči. Po připojení spotřebičů se stává hydrogenerátor zdrojem tlakové kapaliny, protože připojené odpory způsobují nárůst tlaku. Hydrogenerátor je zubového typu, kapalina se dopravuje v zubových mezerách po obvodu kola od sacího prostoru k výtlačnému. Jedno ozubené kolo je hnací, je spojené s hřídelem elektromotoru, druhé je hnané. Jako pohon může sloužit i jiný typ motoru, například spalovací motor. V hydrogenerátoru se mění mechanická energie na tlakovou energii kapaliny.

Spotřebičem je v daném případě hydromotor. Ve spotřebiči se přeměňuje tlaková energie kapaliny na mechanickou energii dodávanou k pracovním částem strojů (tuhé mechanismy). Část tlakové energie se spotřebovává na překonání neužitečných odporů, tření pístu ve válci, hydraulické ztráty a další. Funkce tohoto hydromotoru spočívá v tom, že tlaková kapalina, přiváděná pod píst, tlačí píst doprava. Z levého prostoru nad pístem kapalina volně vytéká a tím dojde k vysouvání pístnice.

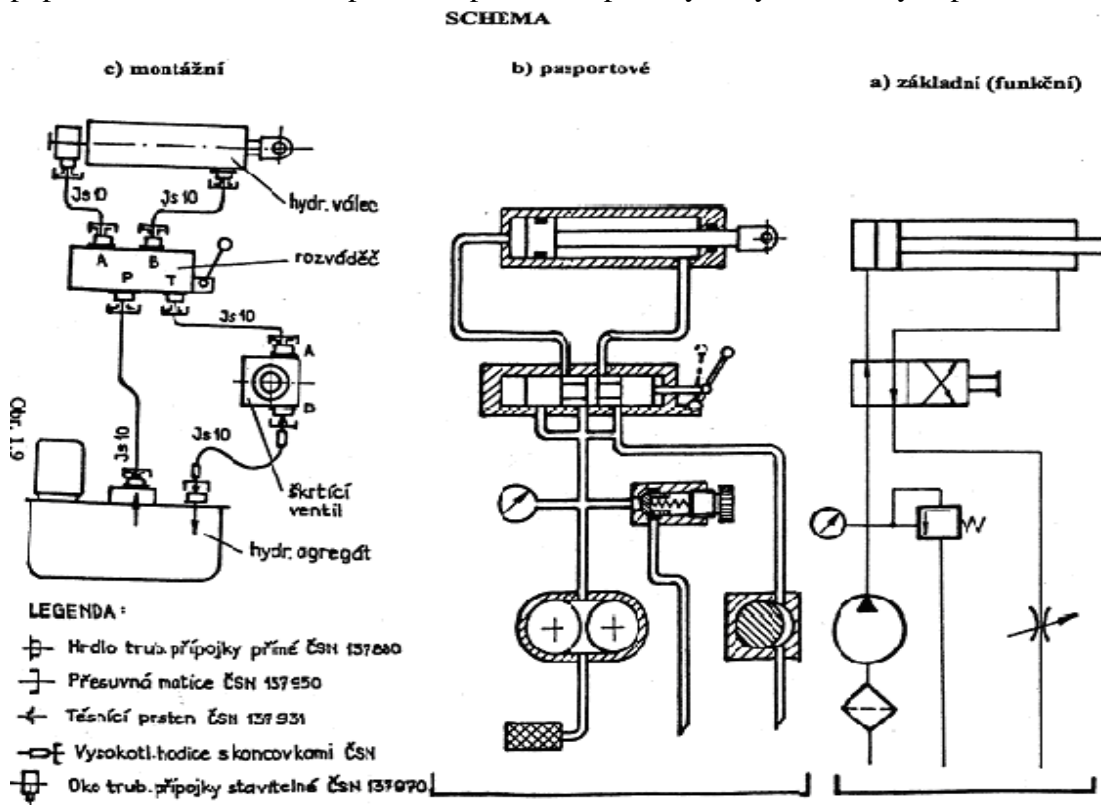
K zajištění reverzace pohybu pístnice je do obvodu zařazen hydraulický rozváděč. Jedná se o prvek, který vhodně propojuje přívody a vývody kapaliny tak, aby se dosáhlo požadovaného směru pohybu pístnice, popřípadě k zastavení jejího pohybu. Pohybem šoupátka rozváděče, ovládaného ruční pákou, se překrývají nebo propojují vstupní a výstupní kanály rozváděče a tím se dosáhne potřebného směru proudění kapaliny. Rozváděč patří do skupiny řídicích prvků. Dalším z řídicích prvků je pojistný ventil. Kulička ventilu je přitlačována do sedla pružinou a uzavírá kapalině cestu k nádrži. Sílu přitlaku lze měnit a nastavovat podle potřeby. Pojistný ventil chrání obvod před nadměrným zvýšením tlaku. Po překročení nastaveného tlaku se kulička zvedne a propustí kapalinu z obvodu do nádrže.

K prvkům pro úpravu kapaliny se řadí čistič. Zajišťuje nepřetržitou filtraci kapaliny. Rozumí se tím odstraňování nečistot, které v obvodu vznikají nebo se do něho dostanou z okolí. K dalšímu příslušenství pro úpravu kapaliny patří nádrže, chladiče nebo ohřívače kapaliny, kontrolní a měřicí přístroje a podobně. Všechny prvky jsou navzájem propojeny vedením. Jak již bylo uvedeno patří sem trubky, hadice, spojovací součásti a armatury.

Schémat hydrostatických obvodů

Zobrazování hydrostatických obvodů se provádí pomocí tří druhů schémat. Nejnázornější jsou pasportová schémata (obr. 3.21 b), jsou velmi vhodná pro jednoduché obvody, protože z nich

vyplývá kromě zapojení i základní funkce prvků v obvodu. Jejich sestavování pro složitější obvody je velmi pracné, musí se prokreslit všechny prvky v jednotlivých fázích činnosti. Pro zjednodušení se sestavují funkční schémata hydrostatických obvodů (obr. 3.21a) pomocí funkčních značek uváděných v ČSN. Funkční schémata popisují jednoznačně strukturu obvodu, ale nemohou ve všech případech jednoznačně popsat jeho funkce. Grafické značky nerozlišují u mnohých prvků různé funkce a proto musí být funkční schéma doplněno popisem funkce obvodu a přesnou specifikací použitých hydrostatických prvků.



Obr. 3.21 Schémata a) základní (funkční) b) pasportové c) montážní

Pro svou jednoduchost a přehlednost slouží jako základní informace o hydrostatickém obvodu v technické dokumentaci lesnických i dřevařských strojů. Pro konečný návrh hydrostatického obvodu se používají montážní schémata. Montážní schéma je určeno rovněž jako pomůcka při zapojování vedení mezi jednotlivými hydrostatickými prvky a pro kontrolu při provozu a údržbě. Jsou na něm vyznačeny jednotlivé ohyby, odbočky a další podrobnosti. Prvky jsou kresleny v hlavních obrysech tak, jak jsou umístěny ve skutečnosti (obr. 3.21c).

Základní parametry

Základními parametry hydrostatického obvodu (mechanismu) jsou V (m^3) objem nositele energie v pracovním prostoru převodníků, tlak p (Nm^{-2}) nebo (Pa) a průtok Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Tlak p je definován jako síla F (N) působící na jednotku plochy S (m^2). Základní jednotka v soustavě SI jeden Pascal (Pa) je malá, proto se v praxi používá jednotka 10^6 krát větší (MPa). Jedná se o absolutní tlak vztažený k vakuu. Rozdíl tlaků ve dvou různých místech obvodu se nazývá tlakový spád Δp a platí

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (4)$$

Tlak při jmenovitých podmínkách značíme p_n .

Objemový průtok často zvaný proud kapaliny je definován vztahem

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}).$$

(5)

Přenášený hydraulický výkon P (W) je dán součinem tlakového spádu a průtoku

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (6)$$

Protože pro mechanický výkon rotačních prvků platí

$$P = M \cdot \omega \quad (7)$$

kde M (Nm) - moment

ω (s^{-1}) - úhlová rychlost
a přímočarých prvků

$$P = F \cdot v \quad (8)$$

kde F (N) - síla

v (ms^{-1}) - rychlost pohybu

$$\text{Platí rovnost} \quad P = Q \cdot \Delta p = M \cdot \omega = F \cdot v \quad (9)$$

a lze z ní odvodit řadu dalších důležitých vztahů. Jednotlivé hydrostatické prvky jsou charakterizovány řadou dalších parametrů. Značný význam má vztah pro výpočet úhlové rychlosti ω z otáček n .

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (\text{s}^{-1}) \quad (10)$$

Účinnost je přenos parametrů v ustáleném stavu. Pojmu přenos průtoku odpovídá průtoková účinnost η_Q a vyjadřuje průtokové ztráty dané svodové propustností a velikostí tlakového spádu Δp . Pojmu přenos tlaku odpovídá tlaková účinnost η_p a vyjadřuje tlakové ztráty od vnitřních odporů a rovněž mechanické ztráty. Pojmu přenos výkonu odpovídá celková účinnost η_C a je dána součinem

$$\eta_C = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (11)$$

Vlastnosti hydrostatických mechanismů

Při využívání nejrozšířenějších hydrostatických obvodů, to je obvodů se stejnosměrným průtokem, se projevuje celá řada jejich kladných vlastností. Stručně lze uvést:

Možnost snadného přenosu energie do libovolné polohy a libovolného místa, jednoduchá změna rotačního pohybu na přímočarý, možnost jednoduché realizace silových převodů, řízení parametrů je možno provádět plynule ve velkém regulačním rozsahu, jednoduchá změna směru pohybu i za chodu, jednoduché blokování a brzdění směru pohybu, spolehlivé omezení tlaku, vhodnost pro použití v automatizaci strojů.

K nevýhodám hydrostatických mechanismů patří zejména:

Technologická náročnost vyplývající z úzkých tolerancí a přesného geometrického tvaru většiny součástí prvků, choulostivost na nečistoty, citlivost na změny teploty a na obsah plynů v kapalině a hlučnost.

2 Prvky hydrostatických mechanismů

V předcházející kapitole bylo provedeno rozdělení hydrostatických prvků podle současných zvyklostí. V této kapitole budou provedeny podrobnější popisy prvků, ovšem snaha po stručnosti nutně vede k určitému zobecňování.

Převodníky - hydrogenerátory

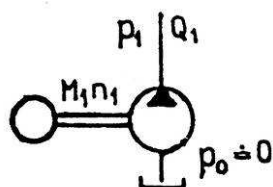
Hydrogenerátory (HG) převádí energii z pevných částí na sloupec kapaliny. Hydrogenerátory používané v hydrostatických obvodech jsou charakterizovány tím, že sání a výtlač jsou od sebe odděleny jedním nebo více prostory. Patří do skupiny objemových hydrogenerátorů.

Konstrukčním parametrem hydrogenerátoru je geometrický objem V_1 (m³). Jedná se o objem pracovního prostoru, který odpovídá jednomu zdvihu nebo jedné otáčce. Podle průtoku (je dán možností změny geometrického objemu) dělíme hydrogenerátory na *neregulační* (s konstantním průtokem kapaliny) a *regulační* (s proměnným průtokem kapaliny). Neregulační HG má geometrický objem stálý, regulační HG má geometrický objem proměnný. Změnu průtoku kapaliny lze docílit i změnou otáček HG. Geometrický objem je možno řídit ručně, mechanicky, hydraulicky, pneumaticky nebo elektricky, popřípadě kombinovaně.

Podle konstrukce existují *HG s reverzací průtoku* beze změny smyslu otáčení nebo HG bez možnosti reverzace průtoku. Některé typy HG pracují bez plnění, samy si nasají kapalinu. HG s plněním potřebují pomocné zařízení (spádová nádrž, plnicí hydrogenerátor) pro zavedení kapaliny do sání.

Hydrogenerátor představuje *zdroj průtoku*, protože nemůže vyvodit sám od sebe tlak. Teprve odpory (vnější i vnitřní) vyvolají vznik tlakové energie. Podle konstrukčního uspořádání se dělí HG na zubové, pístové, lamelové a šroubové. Pro posouzení vlastností HG jsou rozhodující následující parametry:

Parametry hydrogenerátorů. Parametry HG jsou uvedeny na obr. 3.22.



Obr. 3.22 Funkční značka a parametry neregulačního HG

Průtok na výstupu hydrogenerátoru je dán průtokovou rovnicí

$$Q_1 = V_1 \cdot n_1 \cdot \eta_{Q1} \quad (12)$$

Rovnice pro výkon na vstupu HG (příkon)

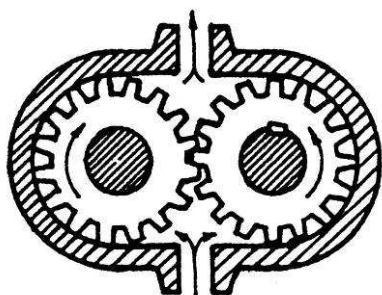
$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = Q_1 \cdot p_1 \cdot \frac{1}{\eta_{Q1}} \cdot \frac{1}{\eta_{p1}} \quad (13)$$

Celková účinnost hydrogenerátoru se vypočítá

$$\eta_1 = \frac{Q_1 \cdot p_1}{M_1 \cdot \omega_1} \quad (14)$$

Konstrukční typy hydrogenerátorů

Zubové hydrogenerátory jsou neregulační HG, konstrukčně jednoduché, levné a provozně spolehlivé. Základní typ má dvě kola s vnějším ozubením, jeho geometrický objem je tvořen mezerami zubů po obvodu ozubených kol (obr. 3.23).



Obr. 3.23 Princip funkce zubového HG

Při otáčení kol se otevírají na straně, kde kola vycházejí ze záběru, prostory zubových mezer. Tím vzniká podtlak. Kapalina je nasávána sacím hrdlem a je unášena v zubových mezerách po obvodu pracovního prostoru do výtlačného hrdla. Ozubená kola mají nejčastěji přímé ozubení. K snížení hlučnosti se může použít šikmé, popřípadě šípové ozubení, které vede k plynulejší změně tlaku v zubových mezerách. Zubové HG pro vyšší tlaky musí mít některé konstrukční úpravy. Z hlediska silového musí mít provedené radiální vyvážení kol. Pro snížení průtokových ztrát musí mít provedené vymezení axiálních vůlí pomocí přítlačných desek.

Pístové hydrogenerátory dopravují kapalinu do výtlačného potrubí osovým přímočarým pohybem pístků. Vyznačují se dobrou průtokovou i celkovou účinností. Rovnoměrnost průtoku závisí na počtu pístků a je lepší při lichém počtu pístků.

Geometrický objem je dán vztahem

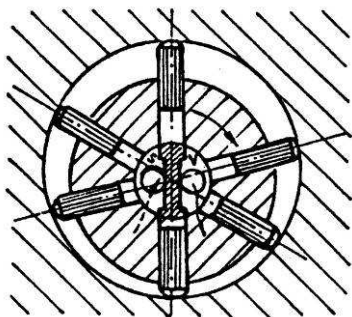
$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot h \quad (15)$$

kde d (m) - průměr pístku, z - počet pístků, h (m) - zdvih pístků

Podle prostorového uspořádání pístků k ose pohonu HG je dělíme na:

1. radiální pístkové, 2. axiální pístkové, 3. řadové.

Radiální pístkové hydrogenerátory mají pístky kolmé k ose otáčení hnacího hřídele. Sacími kanály S je kapalina nasávána do prostoru pod pístky a poté tlačena do výtlačného kanálu V.



Obr. 3.24 princip funkce radiálního HG

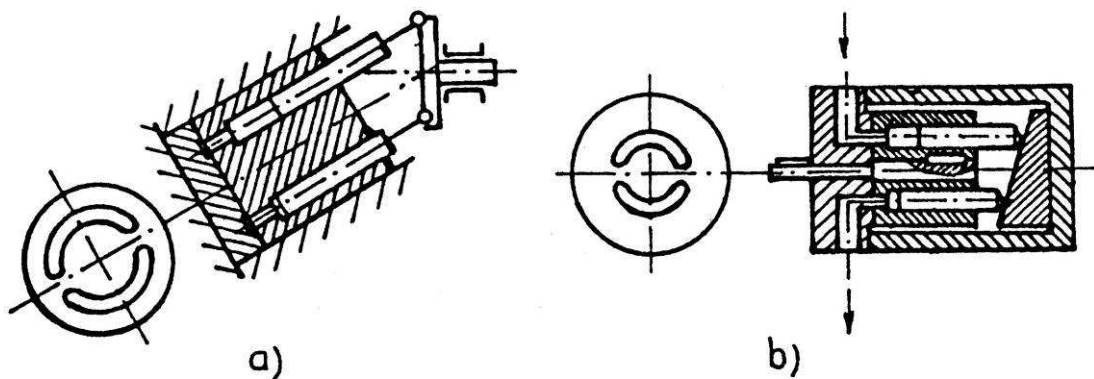
Běžné je uspořádání dle obr. 3.24. Blok válců s písty se otáčí na pevném rozvodném čepu a je excentricky uložen v tělese (stator), o něž se pístky opírají, přičemž vykonávají přímočarý vratný pohyb. Velikost excentricity ovlivňuje zdvih pístků, v důsledku toho i průtok kapaliny. Rozvod kapaliny je šoupátkový. Pevný čep je proveden jako rozvodné šoupátko se sacím a výtlačným kanálem. Písty jsou ke statoru přitlačovány tlakem kapaliny nebo pružinami (samonasávací HG). Důležitým konstrukčním prvkem je provedení styku mezi písty a státorem. Všechny konstrukce převádějí smykové tření na valivé.

Axiální pístkové hydrogenerátory mají osy pístků rovnoběžné s osou bloku válců. Existují dvě základní uspořádání (obr.3.25):

a) *HG s nakloněným blokem*, u kterého zdvih pístků je určen sklonem osy bloku válců k ose hnacího hřídele,

b) *HG s nakloněnou deskou*, u kterého je zdvih pístků určen sklonem desky k ose bloku válců.

Rozvod kapaliny je v obou případech řešen pomocí rozvodného kotouče, který je opatřen dvěma ledvinovitými 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 pohyblivému se bloku propojovat sací a výtlačné hrdlo s odpovídajícími prostory válců. Rozvodová plocha je buď rovinná nebo kulová.

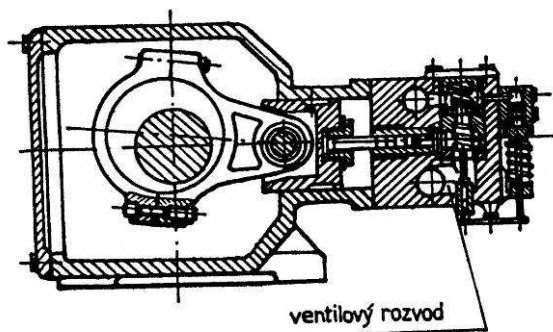


Obr. 3.25 Princip funkce axiálních pístkových HG

Konstrukčně lze uspořádat oba typy jako neregulační, ale i regulační instalací ústrojí pro naklápění bloku válců nebo nakloněné desky. U hydrogenerátorů s nakloněným blokem je zabezpečeno samonasávání nuceným pohybem pístků.

Řadové pístové hydrogenerátory mají osy válců uspořádané v rovině rovnoběžné s osou hnacího hřídele. K základním částem patří jeden nebo více válců s písty konajícími přímočarý vratný pohyb a ventilový rozvod, který řídí průtok. Příklad konstrukce je na obr.3.26. Pohyb

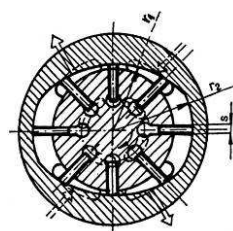
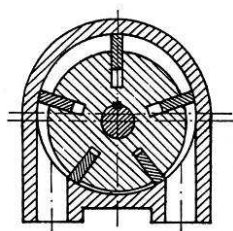
pístů je řešen pomocí klasického klikového mechanismu. HG má rovněž vysokou průtokovou účinnost při vysokých pracovních tlacích (až 60 MPa).



Obr. 3.26 Konstrukce řadového pístového HG

Lamelové hydrogenerátory, jejichž princip funkce spočívá v unášení kapaliny v mezilamelovém prostoru od sacího k výtlačnému kanálu. Lamely jsou uloženy v drážkách rotoru. Podle způsobu jakým je kapalina nasávána a vytlačována se dělí na hydrogenerátory s přítokem tangenciálním (obr. 3.27), s rotačním rozvodem, nebo s přívodem kapaliny k rotoru axiálními kanály. Výhodou je možnost regulace, menší hlučnost oproti zubovým HG a menší rozměry vzhledem ke geometrickému objemu. Nevýhodou je menší průtoková účinnost.

Obr. 3.27 Princip funkce lamelového HG s tangenciálním vstupem



Obr. 3.28 Princip funkce lamelového HG s rotačním rozvodem pro vyšší tlaky

Pro vyšší tlaky se konstruuje HG na konstantní průtok s vyváženým rotorem (obr. 3.28). Mají ve statoru protilehle umístěny dva sací a dva výtlačné kanály. Každá lamela vykoná za otáčku dva dvouzdvihy a tím dochází k vyrovnání sil na rotoru.

Šroubové hydrogenerátory, jsou tvořeny spoluzabírajícími šroubovými vřeteny, která jsou s malými vůlemi uložena v tělese. Při otáčení dochází k posuvu kapaliny, která je mezi závitů a tím k jejímu přemísťování ze vstupního do výstupního prostoru. Většímu rozšíření brání náročnost výroby, pracují bez plnění samonasáváním, mají tichý a rovnoměrný chod.

Převodníky - hydromotory

Hydromotory (HM) převádí energii ze sloupce kapaliny na pevné části. Jedná se o výstupní prvky hydraulických výkonových obvodů. Podle typu pohybu, který koná výstupní člen hydromotory dělíme na rotační, přímočaré a kyvné.

K principu funkce *rotačních hydromotorů* je nutné uvést, že kromě řadových HG lze všechny uvedené typy HG použít ve funkci hydromotorů, lze obrátit jejich funkci.

Zubové hydromotory jsou jednoduché konstrukce, mají nízkou průtokovou účinnost, zejména v oblasti rozběhu a potřebují velký tlakový spád k uvedení nezátíženého HM do chodu.

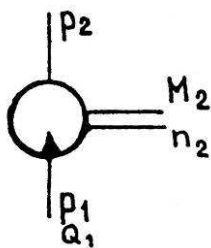
Lamelové hydromotory jsou charakterizovány malými rozměry a malou hmotností a používají se pro docílení velkých záběrových momentů při malém momentu setrvačnosti, jsou většinou neregulační.

Pístkové hydromotory se vyrábějí ve verzi radiální a axiální. Předností je vysoká účinnost a možnost regulace geometrického objemu V_2 .

Parametry rotačních hydromotorů. Průtok na vstupu HM je dán průtokovou rovnicí

$$Q_1 = V_2 \cdot n_2 \cdot \frac{1}{\eta_{Q2}} \quad (16)$$

Po úpravě rovnice se dají vypočítat otáčky n_2 nebo úhlová rychlost ω_2 .



Obr. 3.29 Funkční značka a parametry neregulačního HM

Moment na výstupu hydromotoru je dán vztahem

$$M_2 = \frac{V_2}{2 \cdot \pi} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_{p2} \quad (17)$$

Výkon na výstupu hydromotoru je

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = Q_1 \cdot (p_1 - p_2) \cdot \eta_2 \quad (18)$$

Konstrukční řešení pístkových rotačních hydromotorů

V současné době jsou nejpoužívanější pístkové HM. *Axiální pístkové HM* jsou vyráběny ve stejných variantách jako HG, se šikmou opěrnou deskou nebo nakloněným blokem válců. Používají se jako nízkomomentové rychloběžné HM. Speciální konstrukce s malým pasivním momentem jsou využívány pro elektrohydraulické servopohony.

Radiální pístkové HM se dělí na:

- rychloběžné - nízkomomentové, HM s kruhovou oběžnou dráhou, konstrukčně shodné s HG, které mají píсты vedené v rotoru,
- pomaluběžné - vysokomomentové, které jsou vyráběny ve konstrukční variantě s křivkovou oběžnou dráhou, u které každý píst vykoná tolik dvouzdvihů, kolik křivek má oběžná dráha. Tyto HM se vyrábí většinou jako neregulační (obr. 3.30), některé typy mají zařízení na stupňovitou změnu geometrického objemu.

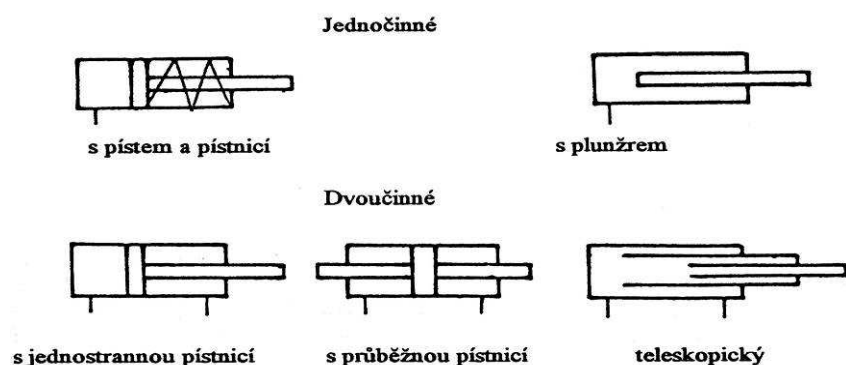


Obr. 3.30 Princip funkce pomaluběžného vysokomomentového HM

HM některých typů je možno vybavit samočinnou lamelovou brzdou s brzdým momentem rovným maximálnímu točivému momentu.

Přímočaré hydromotory

Mezi prvky, které jednoduchým způsobem docílí přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti pohybu patří *přímočaré hydromotory*, nazývané v praxi hydraulické válce. Z uvedených funkčních značek (obr. 3.31) vyplývá i jejich rozdělení na jednočinné a dvoučinné s pístem a s pístnicí nebo plunžrem, nebo teleskopické hydromotory.



Obr. 3.31 Funkční značky a parametry přímočarých HM

U jednočinných HM vyvozuje pracovní zdvih pístu kapalina, vratný pohyb se vykonává působením vnějšího zatížení nebo silou pružiny. U dvoučinných HM jsou pohyby v obou směrech ovládány kapalinou. HM s průběžnou pístnicí má obě činné plochy stejně velké a umožňuje dosažení stejných rychlostí při stejném průtoku a stejných sil při konstantním tlakovém spádu.

Parametry přímočarých hydromotorů. Základní parametry a rovnice nejběžnějšího HM s jednostrannou pístnicí vyplývají z obr. 3.31.

Průtoková rovnice

$$Q_1 = S_1 \cdot v \cdot \frac{1}{\eta_{Q2}} \quad (19)$$

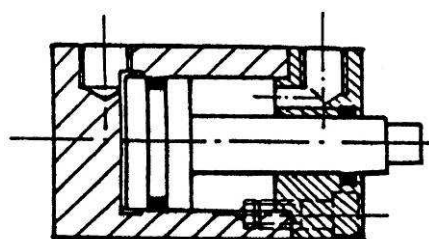
Rovnice síly

$$F = (p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2) \cdot \eta_{p2} \quad (20)$$

Výkonová rovnice

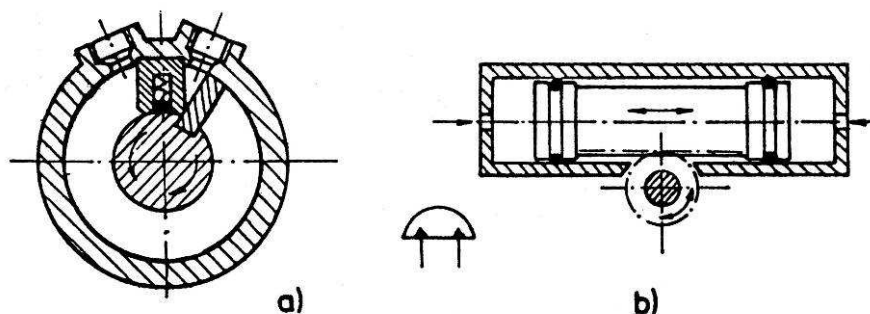
$$P_2 = F \cdot v = (Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot p_2) \cdot \eta_2 \quad (21)$$

Konstrukční uspořádání přímočarých hydromotorů se řeší nejčastěji s pohyblivým pístem v nepohyblivém válci, méně často naopak. Obr. 3.32 ukazuje běžnou konstrukci HM, u které je válec vyroben z ocelové bezešvé trubky a čela s přívody kapaliny s otvorem pro pístnici jsou na válec našroubována. Někdy se používá montáž čel stažením šrouby od víka k víku.



Obr. 3.32 Dvojčinný jednostranný přímočarý hydromotor

Hydromotory s kyvným pohybem. Pro výstup rotačního pohybu, zpravidla do úhlu 240 - 270 ° se používá konstrukce s kyvnou lopatkou spojenou s hřídelem hydromotoru (obr. 3.33a). Tlaková kapalina (maximálně 3 MPa) působí na stranu lopatky a vyvozuje moment. U těchto konstrukcí se obtížně zajišťuje těsnění mezi lopatkou a skříní, tedy i udržení průtokové účinnosti v potřebných mezích. Běžně se nahrazují tyto typy speciální úpravou přímočarého HM (obr. 3.33b), vybavené převodem pohybu s přímého ozubení pístu na ozubený pastorek. Výhodou je dosažení většího úhlu pootočení než 360°.

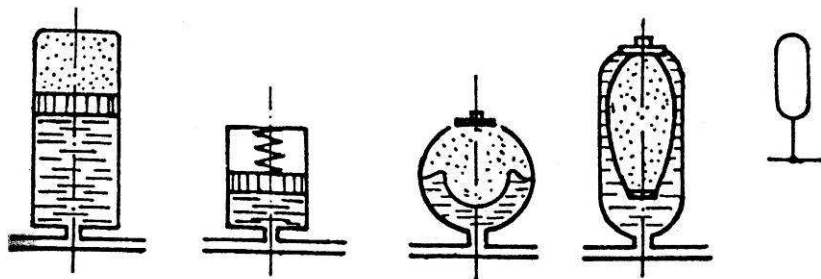


Obr. 3.33 Funkční značka a principy funkce kyvného hydromotoru

Akumulátory a multiplikátory

Hydraulické *akumulátory (zásobníky)* jsou v obvodech nejčastěji používány k tlumení hydraulických rázů a tlakových špiček. Mohou se použít i k udržení potřebného tlaku v době zvýšeného odběru tlakové kapaliny, tedy jako *zdroj tlakové energie*. Možné je využití jako hydraulické pružiny pro zajištění zpětného pohybu jednočinných HM. K akumulaci energie slouží stlačování vzduchu nebo inertního plynu, stlačování pružiny nebo zvyšování polohové energie závaží. Základní dělení akumulátorů (obr. 3.34) je na pružinové a plynové. U *pružinového akumulátoru* je energie akumulována v přetvárné práci pružiny. *Plynový akumulátor* akumuluje energii plynu. Důležitým parametrem je objem kapaliny V_A , který lze z akumulátoru odebrat při dovoleném poklesu tlaku. Z konstrukčního hlediska oddělení

hydraulické kapaliny od akumulční části se nečastěji používají pístové a vakové akumulátory.

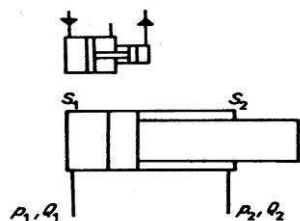


Obr. 3.34 Funkční značka a princip konstrukce akumulátorů

Multiplikátor (násobička tlaku) je hydraulické zařízení určené ke změně parametrů tlakové energie kapaliny při stálém výkonu. Přímočarý multiplikátor pozůstává z diferenciálního pístu, který koná ve válci přímočarý vratný pohyb. Princip jednočinného přímočarého multiplikátoru je zřejmý z obr. 3.35. Do levého poloprostoru se přivádí kapalina, popřípadě plyn o tlaku p_1 . Píst o menším průměru předává energii sloupci kapaliny v pravém poloprostoru. Dochází k transformaci parametrů v poměru ploch pístů dle vztahů

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{S_1}{S_2} \quad (22)$$

Transformace parametrů je možná oběma směry.



Obr. 3.35 Funkční značka a princip funkce multiplikátoru

Řídicí prvky

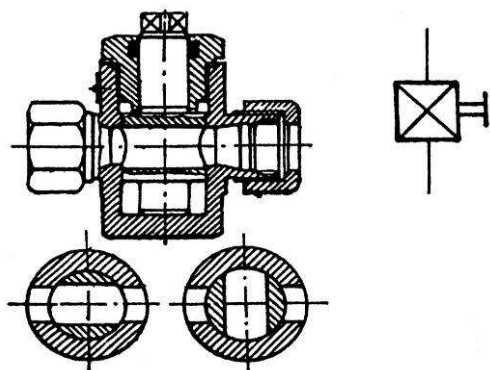
Řídicí prvky umožňují řízení tlaku nebo průtoku kapaliny v hydraulickém obvodu. Zprostředkovaně se jimi řídí moment (síla) nebo otáčky (rychlost vysouvání pístu) na výstupu hydromotorů.

Prvky pro hrazení průtoku

Jedná se o prvky, které umožňují hradit nebo řídit směr proudu kapaliny. Do této skupiny prvků patří uzavírací kohouty a ventily, jednosměrné (zpětné) ventily a jejich speciální úpravy a nejsložitější jsou rozváděče.

Uzavírací kohouty

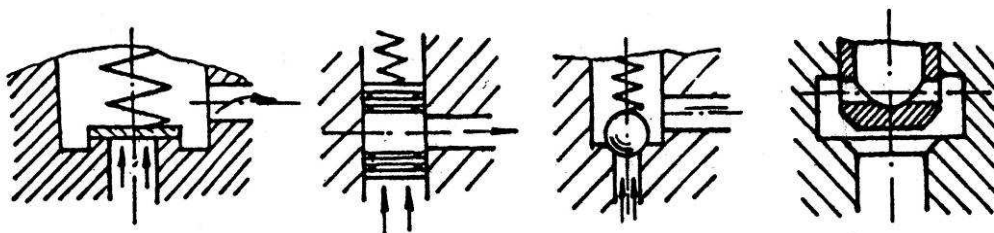
Uzavírací kohouty jsou určeny k uzavírání a otevírání průtoku. Konstrukce je velmi jednoduchá (obr. 3.36). Jedná se o válcové nebo kuželové těleso a čep, který je otočný o 90°. Obě části jsou provrtány průběžným otvorem. Kohout v jedné poloze propouští kapalinu, v druhé poloze hradí průtok.



Obr. 3.36 Funkční značka a princip konstrukce uzavíracího kohoutu

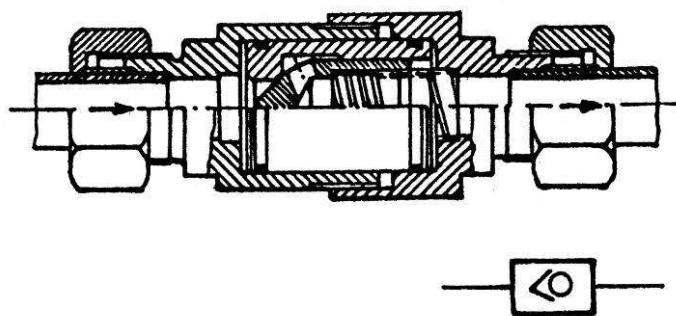
Jednosměrné ventily

Jednosměrné (zpětné) 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 jsou nejčastěji kulička, kuželka, méně často šoupátko nebo talířek ve funkci zpětné záklopky, jak je vidět na obr. 3.37.



Obr. 3.37 Základní typy konstrukčního uspořádání jednosměrných ventilů

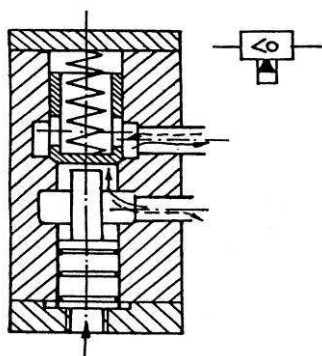
Příklad konstrukčního uspořádání včetně funkční značky je na obr. 3.38.



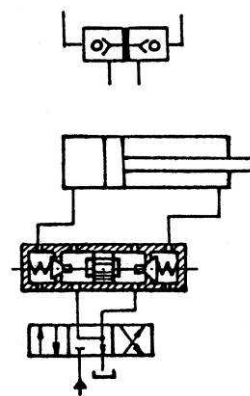
Obr. 3.38 Funkční značka a konstrukční uspořádání jednosměrného ventilu

Řízený zpětný ventil je speciální aplikace umožňující průtok v opačném směru. Ventil je zvedán hydraulickým šoupátkem pomocí tlaku kapaliny z řídicí větve (obr. 3.39).

Další variantou je *hydraulický zámek*, složený ze dvou zpětných ventilů řízených hydraulicky šoupátkem (obr. 3.40).



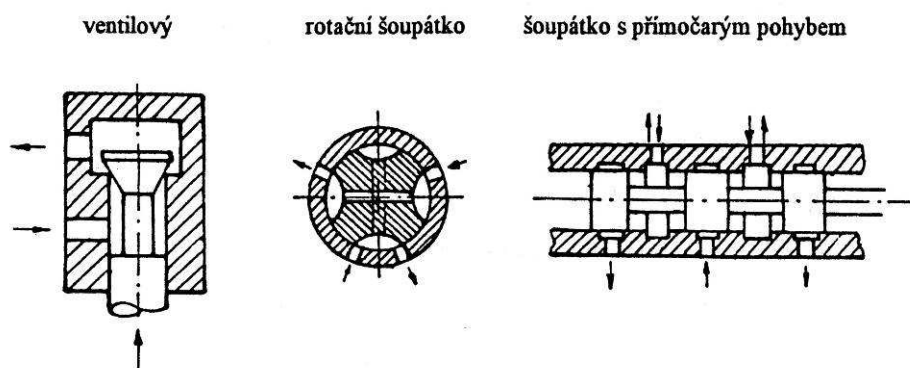
Obr. 3.39 Funkční značka a princip funkce řízeného zpětného ventilu



Obr. 3.40 Funkční značka a princip funkce hydraulického zámku

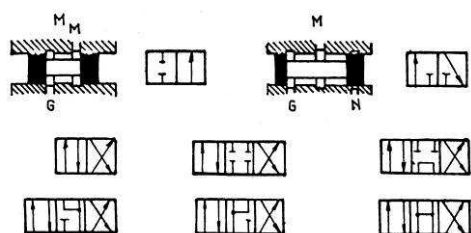
Rozváděče

Rozváděče jsou prvky určené k rozvádění kapaliny a k hrazení průtoku. Funkční částí rozváděče je ventil nebo častěji šoupátko s rotačním nebo přímočarým pohybem (obr. 3.41).



Obr. 3.41 Princip konstrukce základních typů rozváděčů

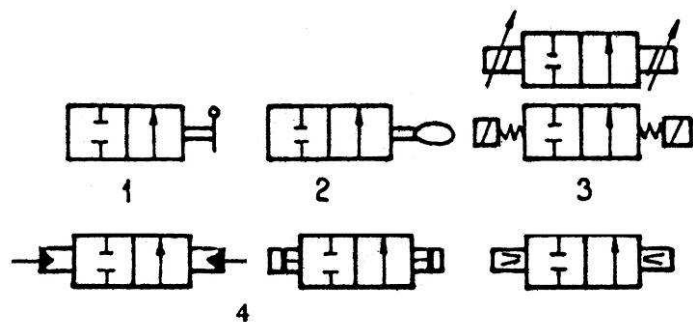
Ventilové rozváděče se vyznačují dobrou těsností, jsou však výrobně velmi náročné. Nejužívanější jsou *přímočaré šoupátkové rozváděče* vyráběné v širokém sortimentu a s různými způsoby ovládání. Řídícím elementem je válcové šoupátko se dvěma, třemi nebo čtyřmi nákrůžky, které usměrňují tok kapaliny mezi kanály v tělese rozváděče. Kanály jsou obvykle nazývány podle své funkce, dole vstupní – tlakový kanál přivádí tlakovou kapalinu od hydrogenerátoru a dva odpadové kanály ji vedou zpět do nádrže. Nahoře jsou dva kanály pro připojení dvoučinného hydromotoru. Nákrůžky šoupátka jsou lapovány a tím zabezpečují potřebnou těsnost. Rozváděče musí uzavírat a otevírat průtok v několika polohách, ve funkční značce se kreslí obdélníky. Dvupolohový rozváděč je kreslen dvěma obdélníky, třípolohový třemi atd. V každé poloze se kreslí propojení mezi kanály zvané cesty. Pak se rozlišují dvoucestné, třicestné, čtyřcestné, popřípadě vícecestné rozváděče. Základní funkční tvary šoupátek pro dvou a třípolohové rozváděče jsou znázorněny na obr. 3.42.



Obr. 3.42 Funkční značky a jim odpovídající tvary šoupátek

Ovládání šoupátek přímočarých rozváděčů, jejichž funkční značky ovládání jsou uvedeny na obr. 3.43, může být:

- 1) *ruční*, buď pákové nebo tlačítkové, rozváděč může být přestavován jen ručně, nebo může být ovládání kombinované s vratnou pružinou,
- 2) *mechanické*, odvozené od šablony, vačky nebo narážky,
- 3) *elektrické*, s elektromagnety tlačnými nebo tažnými, na střídavý proud 220 V nebo stejnosměrný proud 12 - 14 V, nebo s regulačním elektromagnetem,
- 4) *hydraulické nebo pneumatické*, u rozváděčů s velkými průtoky a tlaky nebo použitých v automatizovaných obvodech,



Obr. 3.43 Funkční značky pro řízení poloh rozváděčů

Časté je použití *elektrohydraulických rozváděčů*, kdy výkonová sekce je řízená hydraulickým ovládáním. Potřebný ovládací tlak zabezpečuje elektromagneticky řízený rozváděč. Skupinové šoupátkové rozváděče se používají na strojích, které zabezpečují ovládání více hydromotorů. Jsou konstruovány jako sekcionární nebo monoblokové.

Prvky pro řízení tlaku

Všechny ventily, jimiž je omezován, nastavován a řízen tlak v hydraulických obvodech patří do této skupiny prvků. Konstrukčně se rozlišují *tlakové ventily*, což jsou prvky, u kterých je tlak na vstupu téměř nezávislý na průtoku a *redukční ventily*, u kterých je tlak na výstupu téměř nezávislý na průtoku a vstupním tlaku (až do vyrovnání tlaků). Tlak je možno řídit i akumulátory.

Tlakové ventily

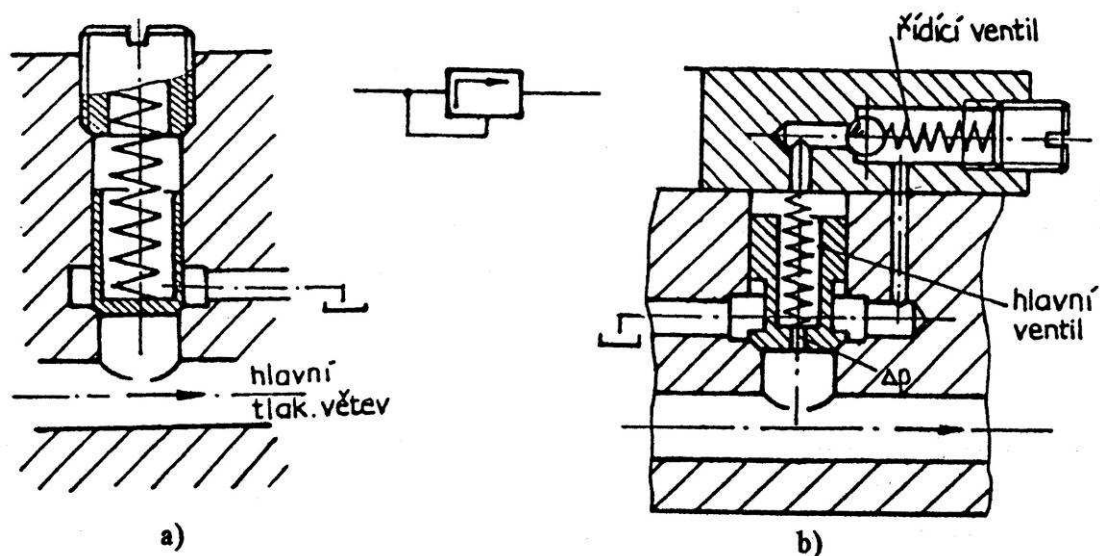
Obecně platí, že tlak kapaliny, který působí na mechanickou část ventilu, je vyvažován silou pružiny. Po dosažení silové rovnováhy mechanický člen propojí nebo uzavře průtočné cesty ve ventilu. Mechanická řídicí část ventilu je buď kulička, kuželka nebo šoupátko. Z hlediska funkce v obvodu se dělí na přepouštěcí, pojistňovací, předepínací a odlehčovací ventily.

Přepouštěcí ventil je nastaven na provozní hodnotu tlaku a plní následující funkce:

- a) udržuje v mechanismu přibližně konstantní pracovní tlak,
- b) trvale propouští určitý průtok do odpadového vedení,
- c) jistí obvod před přetížením.

Pojistný ventil omezuje maximální tlak v obvodu a tím chrání obvod před přetížením. Bývá nastaven o 10 - 15% výše než provozní tlak. Nepropouští tedy kapalinu při normálním provozu do odpadu a vyžaduje dokonalou těsnost.

Konstrukčně jsou uspořádány ventily pro nižší tlaky jako přímořízené - *jednostupňové*. Příklad je uveden na obr. 3.44a). Ventil se staví do tlaku 5 MPa a omezujícím faktorem jsou rozměry, tuhost a tím daný regulační rozsah pružiny. Pro vyšší tlaky se výhradně používají nepřímoorízené - *dvoustupňové*, tlakově vyvážené ventily. Možné uspořádání je na obr. 3.44b). Tlak je možno u nich řídit odpouštěním kapaliny z mezikomory i dálkově. Základní funkce je dána nastavením otevíracího tlaku na pružině řídicího stupně ventilu. Výkonový stupeň ventilu (kuželka) je slabou pružinou dotlačován do sedla. Prostor hlavního kanálu je přes otvor v kuželce propojen s mezikomorou. Pokud je řídicí ventil v klidu (nepropouští) je na kuželce zajištěna silová rovnováha. Zvedne-li se zvýšením tlaku kapaliny řídicí ventil, začne otvorem odtékat kapalina do odpadu a poruší se silová rovnováha na kuželce. Dojde ke vzniku tlakového spádu na kuželce a ta se zvedne ze sedla. Když po odtečení kapaliny z hlavního potrubí poklesne tlak, reaguje nejdříve řídicí ventil a uzavře se.



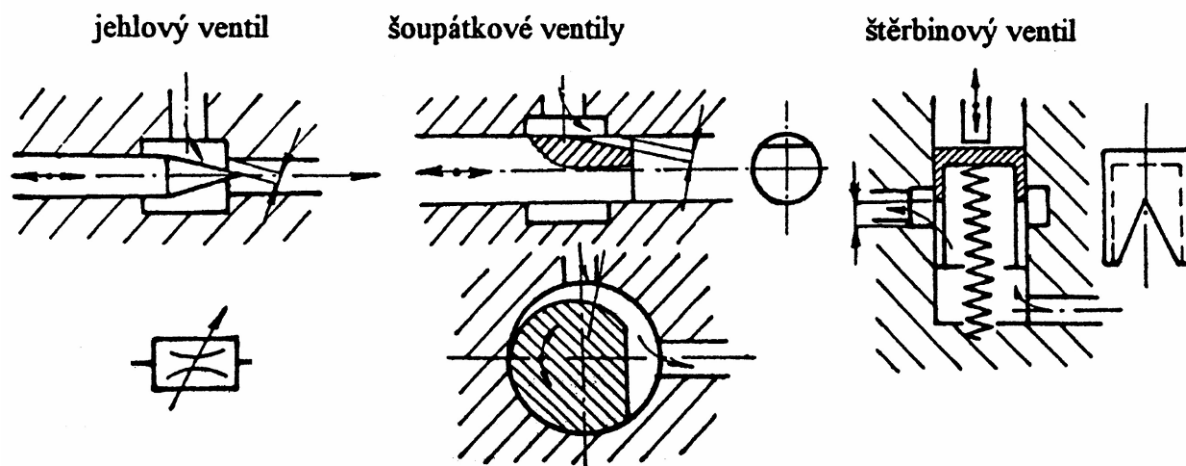
Obr. 3.44 Funkční značka a princip funkce tlakových ventilů

Redukční ventily se vyrábějí jako nepřímoorízené. Pro zvýšení citlivosti řízení tlaku se výkonový člen provádí jako diferenciální šoupátko.

Prvky pro řízení průtoku

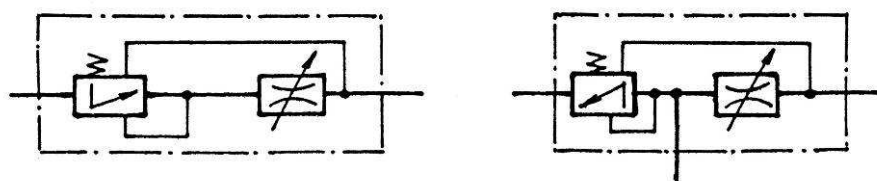
Do této skupiny se řadí prvky, které představují konstantní nebo měnitelné odpory proti pohybu. K řízení průtoku dochází *větvením průtoku* na dvě části, jedna prochází prvkem pro řízení průtoku a druhá přebytečná část přepouštěcím ventilem do zpětného vedení. *Clony a trysky* představují prvky s konstantním odporem proti pohybu. *Škrťací ventily* umožňují spojitě měnit odpor proti pohybu. Podle konstrukčního provedení se ventily, kterými lze plynule nastavovat průtočný průřez dělí na jehlové, šoupátkové s obvodovou nebo axiální drážkou a šterbinové ventily. Příklady řešení uvedených škrťacích orgánů jsou na obr. 3.45.

Obr. 3.45 Funkční značka a princip konstrukce škrťacích ventilů



Průtok škrtícím ventilem je závislý na průtočné ploše a na tlakovém spádu. Ventil charakterizují statické charakteristiky, které nemají lineární závislost parametrů a jsou vhodné jen pro základní typy obvodů.

Škrtící ventily se stabilizací jsou nazývány též *regulátory průtoku* a průtok je u nich závislý pouze na velikosti průtočné plochy, protože při konstantním tlakovém spádu platí úměra $Q = k \cdot S$. Principiálně se tyto prvky řeší jako dvoucestné nebo trojcestné jak ukazují funkční značky uvedené na obr. 3.46.



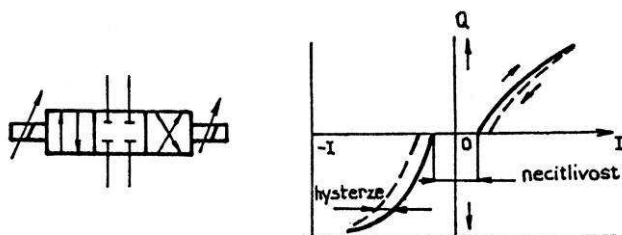
Obr. 3.46 Funkční značky regulátorů průtoku

Princip stabilizace je shodný v obou případech. Z výstupu škrtícího ventilu je vedena hydraulická zpětná vazba na stabilizační prvek, to je tlakový nebo redukční ventil. Při změně tlaku na výstupu se změní o stejnou hodnotu i tlak na vstupu škrtícího ventilu a tím je dosaženo konstantního tlakového spádu.

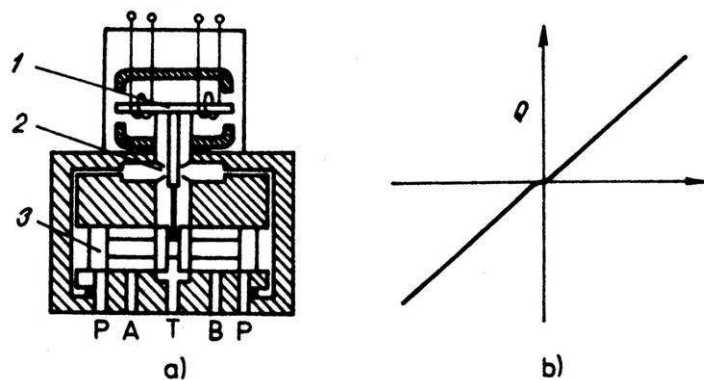
Proporcionální ventily – prvky se spojitým řízením elektrickým signálem

V elektrohydraulických obvodech se řídí průtok spojitě proporcionálními ventily, které se dělí na *proporcionální rozváděče* a *proporcionální škrtící ventily*. Navrhují se jako jednostupňové nebo jako dvoustupňové. Plynulé řízení posunutí šoupátka x a tím změna průtoku Q se děje elektromechanickým převodníkem. Elektromechanický převodník přeměňuje signál elektrického proudu I na sílu F a bývá to nejčastěji *proporcionální magnet*. Od normálního magnetu se liší průběhem silové charakteristiky $F = f(x)$, které se dosáhne u stejnosměrného magnetu úpravou magnetického obvodu. To vede při řízení elektrickým proudem na téměř proporcionální řízení síly kotvy magnetu, ale s poměrně velkou hysterezí. Funkční značka a statická charakteristika je na obr. 3.47.

Obr. 3.47 Funkční značka a závislost průtoku na řídicím proudu



Mezi nejdokonalejší prvky se spojitým řízením výstupních parametrů elektrickým signálem patří *elektrohydraulické servoventily*. Umožňují řízení velkých výkonů malým řídicím výkonem, přesné nastavování výstupních parametrů prvků i mechanismů, korekci výstupních parametrů při případných odchylkách a řízení parametrů podle stanoveného programu. Princip jeho funkce je zřejmý z obr. 3.48a. U tohoto servoventilu jsou základními elementy elektromechanický převodník a dvoustupňový zesilovač typu tryska – klapka (1 stupeň) a řídicí šoupátko (2 stupeň). V převodníku se elektrickým proudem vychýlí kotva s klapkou, která bývá propojena pružinovým drátkem se zápchem šoupátka. Tato výchylka způsobí vznik tlakového rozdílu na čelech řídicího šoupátka a tím je šoupátko uvedeno do pohybu a zaujímá novou polohu a způsobuje změnu průtoku Q mezi kanály přívodu P a odtoku T a kanály ovládaného hydromotoru A , B . Účinkem momentu pružinového drátku dojde po jisté výchylce k navracení klapky do střední polohy a k vyrovnání tlaku působícímu na čela šoupátka. Šoupátko zaujímá novou rovnovážnou polohu a umožňuje průtok kapaliny úměrný jeho výchylce. Výhodné je statické chování servoventilu charakterizované závislostí průtoku na vstupním proudem při konstantním tlakovém spádu, statická charakteristika (obráz. 3.48b) je téměř lineární. Složitost konstrukce a nároky na čistotu kapaliny vyžadují dodržení náročných provozních podmínek, které značně omezují nasazení těchto prvků v dřevobráběcích strojích.



Obr. 3.48 Princip funkce a statická charakteristika servoventilu pro řízení průtoku

Kapaliny a prvky pro úpravu kapaliny

V hydrostatických mechanismech se používá jako pracovní kapalina nejčastěji minerální olej. Maže součásti mechanismu, má protikorozi vlastnosti, nerozkládá pryžová těsnění. Nevýhodou je hořlavost a značná závislost viskozity na teplotě, studený olej špatně teče, příliš teplý olej špatně maže a může dojít k poruchám, zadírání pohyblivých součástí. Podle normy ISO 6743/4, která se aplikuje i u nás, se *minerální hydraulické oleje* rozdělují do tříd podle druhu základního oleje a přítomnosti jednotlivých přísad (aditiv). Jako aditiva se používají zejména: **R**- přísady proti korozi, **O**- přísady proti oxydaci, **A**- vysokotlaké přísady snižující adhezivní opotřebení, **MV**- modifikátory viskózního indexu, **ZV**-zvyšovače viskózního indexu, **T** - přísady pro snížení bodu tuhnutí. U minerálních olejů se rozlišují tyto třídy olejů:

HH - základní minerální olej bez přísad,

HL- HH + R + O + T

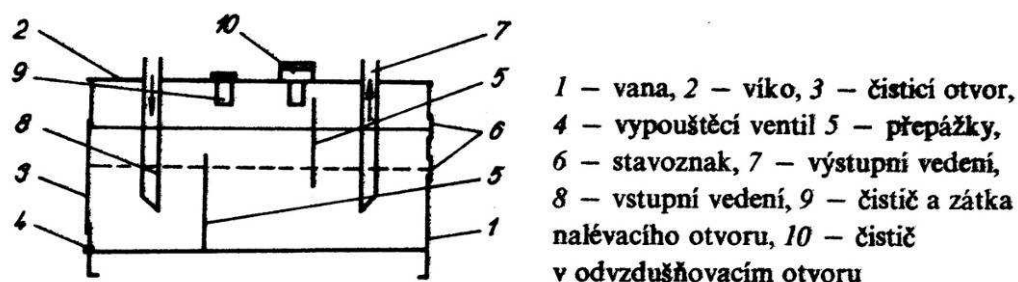
HM- HL + A + MV = HH + R + O + T + A + MV

HV- HM + ZV = HH + R + O + T + A + MV + ZV

Základní řada olejů je ve třídě HH, oleje trvanlivé hydraulické do třídy HM a jsou označovány OH - HM 32, OH - HM 46, OH - HM 68, pro náročné podmínky z teplotního hlediska se vyrábějí oleje OH - HV 32 a OH - HV 46. Číslo označuje viskozitu při 40 °C.

Nádrže

Nádrž slouží jako zásobník kapaliny, zpravidla při atmosférickém tlaku. Má význam pro ochlazování kapaliny, odpěnění a usazení pevných nečistot. Nádrže se zhotovují nejčastěji z plechu, svařované, většinou s utěsněným víkem. tlustostěnné litinové nádrže podstatně snižují hluk. Nádrž (obr. 3.49) je opatřena nalévacím otvorem, měrkou nebo olejoznakem, výpustným (odkalovacím otvorem) přepadovými přepážkami, které zajistí uklidnění kapaliny v horní části nádrže a usazení nečistot v části s odkalovacím šroubem. Přepážky usnadní oddělení vzduchových bublin a rychlejší ochlazování nádrže. Některé nádrže jsou vybaveny čističi na odpadovém potrubí, popřípadě i chladičem nebo ohřívacem. Prachotěsné uzavřené nádrže jsou vybaveny otvorem pro vyrovnávání tlaku vzduchu při změně hladiny kapaliny (dýchací otvor).



Obr. 3.49 Nádrž

Chladiče a ohříváče

Nestačí-li se odvést vyvinuté teplo stěnami prvků, je nutno použít chladiče. Dělí se vodní a vzduchové. Vodní chladiče mají velký chladicí účinek, jsou však rozměrnější a vzhledem ke spotřebě vody mají nákladnější provoz. Chladící voda protéká trubkou ve tvaru šroubovice, umístěné v nádobě s tekoucí kapalinou, buď souprroudým nebo protiproudým způsobem. Vzduchové chlazení se zajišťuje pomocí chladících žebér a stěn, jsou používány i trubkové chladiče s větrákem. Chladiče se zapojují paralelně do zpětného potrubí s možností odpojení.

Čističe

Správná a spolehlivá funkce a životnost prvků je v obvodu ovlivněna především čistotou kapaliny. Znečištění kapaliny je způsobeno prachem, pískem z ovzduší, otěry kovových částí i těsnění, nátěrovými hmotami, zplodinami rozkladu kapaliny. U částic se rozeznává jejich velikost a počet. Počet částic velikosti x je před čistící vložkou větší, než za vložkou. Srovnávací hodnotu b_x se určí z poměru počtu částic před filtrem a za filtrem při stejném tlakovém spádu a ve stejném okamžiku. K odstranění nečistot se používají čističe různých druhů. Zpravidla jsou konstruovány jako průtokové čističe, které zachycují nečistoty při průchodu kapaliny propustnou stěnou. Filtrační materiál tvoří mřížku pro průtok média. K zachycení nečistot dochází na povrchu vložky nebo v celém průřezu filtračního materiálu. Dělí se na- *sítové čističe*, u kterých tvoří propustnou stěnu síto vyráběné z kovového pletiva nebo jemně děrovaného plechu. Používají se pro hrubé čištění v nalévacích otvorech nádrží

$$\beta_x = \frac{n_{\text{před filtrem}} \geq x \mu\text{m}}{n_{\text{za filtrem}} \geq x \mu\text{m}}$$

n_z za filtrem, n_z před filtrem,

100 částic $\geq 10 \mu\text{m}/100 \text{ cm}^3$
 = 0,08 mg/dm³ / ACFTD /

100 000 částic $\geq 10 \mu\text{m}/100 \text{ cm}^3$
 = 10 mg/dm³ / ACFTD /

Výpočtový příklad: $\beta_{10} = \frac{100\,000}{100} = 100$
 velikost částic v μm

$\beta_x = 2$ 50 % odebrání částic v průřezu
 = minimální efekt mající význam

$\beta_x = 20$ 95 % odebrání částic / nominální hodnocení /

$\beta_x = 75$ 98,6 % odebrání částic

$\beta_x = 100$ 99 % odebrání částic / blíží se absolutnímu hodnocení /

Vedení a jeho části

Hydrostatické prvky se propojují trubkami nebo hadicemi. *Trubky* bývají bezešvé ocelové, pro zvláštní účely měděné nebo hliníkové. Ohyby trubek jsou tvořeny tak, aby střední poloměr ohybu nebyl menší než trojnásobek vnějšího průměru trubky. Pro připojení trubek je nutné použít *šroubení*. Připojení vysokotlaké trubky nejčastěji těsnícím zárezným prstenem dotlačovaným do povrchu trubky a kužele přechodky přesuvnou maticí. *Hadice* představují vedení, dovolující vzájemné pohyby spojených prvků. Vyrábějí se z olejvzdorné pryže, zpravidla pozůstávají z několika vrstev vyztužených textilním nebo kovovým opředěním. Při připojování nesmí být namáhány tahem, ohybem a otěrem. Hadice jsou opatřeny koncovkami různých typů. Pro vedení kapaliny se dále používají ocelové vrtané kostky, nebo spojované desky opatřené drážkami. Prvky se mohou sestavovat na sebe i vertikálním způsobem. Těsnost desek i kostek je dána těsnící šňůrou nebo O-kroužkem uloženým v drážce. Důležitou součástí prvků je *těsnění*, která zabraňují unikání kapaliny a pronikání z jednoho prostoru do druhého. Těsnění se dělí podle určení na těsnění vůči sobě pohyblivých částí a těsnění částí, které jsou vůči sobě v klidu. Pro těsnění nepohyblivých částí se používají nejčastěji ploché *kroužky* z hliníku, mědi, tvrzeného papíru, nebo O-kroužky z olejvzdorné pryže. Pro těsnění nekruhových tvarů se používá těsnící šňůra kruhového průřezu. Těsnění mezi pohyblivými se částmi se dělí na spárová, kroužková a manžetová. *Spárová těsnění* jsou vytvořena dostatečně malou vůlí mezi sousedními částmi. *Manžetová těsnění* jsou tvarována z olejvzdorné nebo teflonové pryže, zesílené tkaninovými vložkami. Obvyklé je použití

manžet tvarů U a Y. Manžety nejsou náročné na přesnost vřlí ani geometrického tvaru, ale velmi náročné na jakost obrobení ploch (drsnost), po kterých se pohybují. Kroužková litinová těsnění jsou odolná vůči tření, mají ale velké průtokové ztráty.