

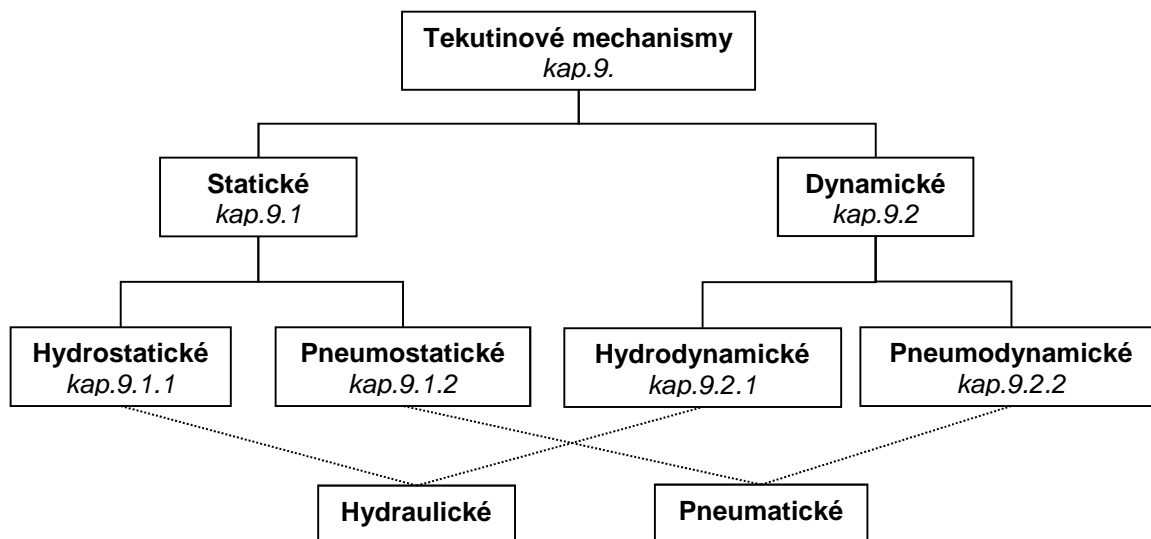
Tekutinové mechanismy

Charakteristika

Tekutinové mechanismy slouží k řízenému přenosu energie mezi jejím zdrojem (generátorem) a výkonovým členem (motorem).

Nositel energie je tekutina (plyn nebo kapalina), která se pohybuje v přenosovém systému, který je tvořen potrubím, prvky pro řízení směru a velikosti průtoku a prvky pro řízení tlaku a doplňujícím zařízením.

Ve strojírenské praxi jsou využity pro pohon hydrostatických strojů (např. lisů), hydrodynamických strojů (např. vodních turbin) a obdobně pro pohon strojů pneumostatických a pneumodynamických.



Obr. 371. Dělení tekutinových mechanismů

9.1 Statické tekutinové mechanismy

Charakteristika

Statické tekutinové mechanismy využívají pro vykonání práce tlakovou (objemovou) energii tekutiny.

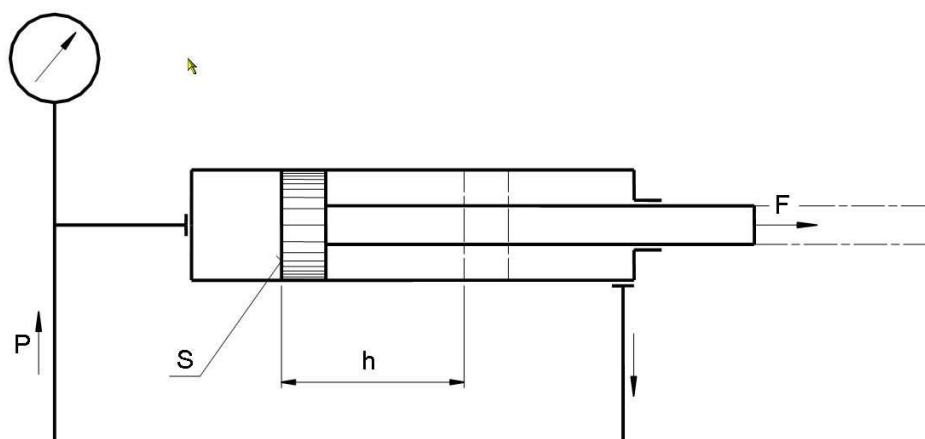
Pokud pracují s kapalinou nazývají se *mechanismy hydrostatické*. Pracovní kapalina je obvykle voda, emulze vody s olejem nebo olej. Pokud je pracovní tekutina plyn (obvykle vzduch) nazývají se *mechanismy pneumostatické*.

9.1.1 Hydrostatické mechanismy a hydrostatika

Principy, funkce a konstrukční provedení

1. Tlak v kapalině se šíří všemi směry rovnoměrně (je-li kapalina v uzavřené nádobě pod tlakem je tlak v celém objemu kapaliny stejný) – **Pascalův zákon**
2. Vzniklá síla (působící na stěnu nádoby i na píst) nezávisí na tvaru plochy pístu ani na množství kapaliny.

Funkce hydrostatického mechanismu je zřejmá z obrázku.



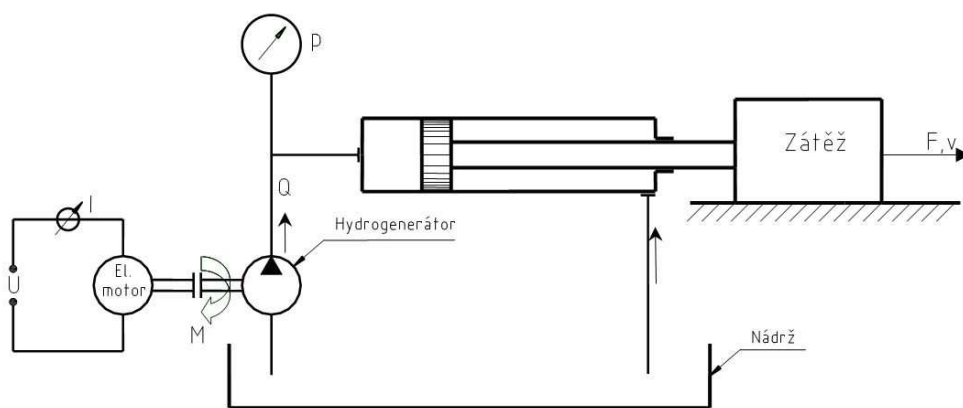
Obr. 372. Hydrostatický mechanismus

Tab. 27 Jednotky používané v hydrostatice

Název veličiny	Ozn.	Výpočet	Rozměr	Název jednotky
Zdvih	h		$[m]$	
Hmota	m		$[kg]$	
Čas	t		$[s]$	
Rychlost	v	$v = \frac{h}{t}$	$\left[\frac{m}{s} \right]$	
Zrychlení	a	$a = \frac{v}{t}$	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	
Plocha	S		$[m^2]$	
Síla	F	$F = m \cdot a$	$\left[kg \cdot \frac{m}{s^2} \right]$	$N (Newton)$
Zdvihový objem	V	$V = S \cdot h$	$[m^3]$	

Název veličiny	Ozn.	Výpočet	Rozměr	Název jednotky
Tlak	p	$p = \frac{F}{S}$	$\left[\frac{N}{m^2} \right]$	$Pa (Pascal)$
Práce	A	$A = F \cdot h$	$[N \cdot m]$	$J (Joule)$
		$A = p \cdot V$	$\left[\frac{N}{m^2} \cdot m^3 \right]$	J
Pohybová energie	E	$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$	$\left[kg \cdot \frac{m^2}{s^2} = N \cdot m \right]$	J
Výkon	P	$P = \frac{A}{t}$	$\left[\frac{J}{s} \right]$	$W (Watt)$
		$P = p \cdot Q$	$\left[\frac{N}{m} \cdot \frac{m^2}{s} \cdot \frac{N \cdot m}{s} = \frac{J}{s} \right]$	W
		$P = M \cdot \omega$	$N \cdot m \cdot 1/s = J/s$	W
Průtokové množství	Q	$Q = S \cdot v$	$\left[m^2 \cdot \frac{m}{s} = \frac{m^3}{s} \right]$	
Točivý moment hydromotoru	M	$M = p \cdot V$	$\left[\frac{N}{m^2} \cdot m^3 \right]$	$N \cdot m$

Pro informaci jsou ještě uvedeny vztahy mezi elektrickými a mechanickými jednotkami užívaných v oboru tekutinových mechanismů.



Obr. 373 Vazba mezi elektrickými a mechanickými jednotkami

U – el. napětí [V]

I – el. proud [A]

ω – úhlová rychlost elektromotoru [1/s], $\omega = \pi \cdot n$, (n – otáčky el. motoru / s)

Elektrický výkon elektromotoru: $P_E = U \cdot I$ [V.A = W]

Mechanický výkon hydromotoru: $P_M = \frac{A}{t} = \frac{F \cdot h}{t} = F \cdot v = M \cdot \omega$ $\left[N \cdot \frac{m}{s} = \frac{J}{s} = W \right]$

Hydraulický výkon hydromotoru: $P_h = p \cdot Q$ $\left[\frac{N}{m^2} \cdot \frac{m^3}{s} = \frac{N \cdot m}{s} = \frac{J}{s} = W \right]$

Platí: $P_E = P_M = P_H$

(V praxi je nutné zahrnout vliv účinnosti přenosu energie)

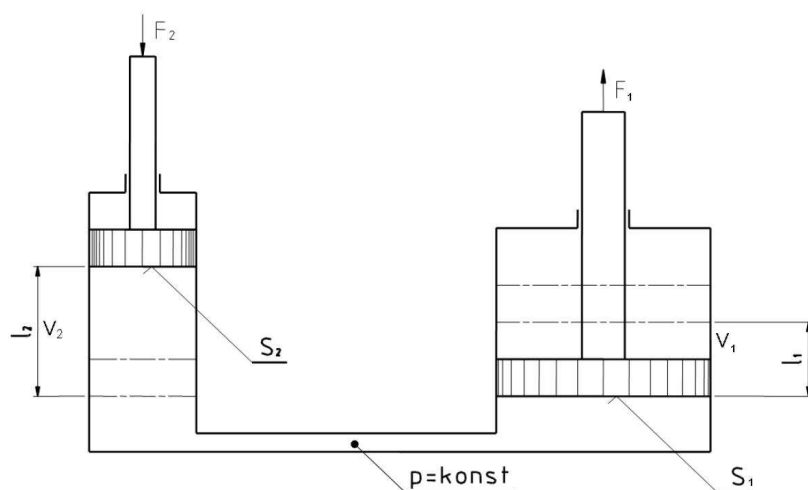
- Poznámka:

* U uvedených vztahů je provedena rozměrová analýza, která zachytí vztah mezi elektrickými a mechanickými veličinami.

Hydrostatické mechanismy pro zvětšení síly

Funkce a konstrukční provedení

Základní funkce je patrná z obr. 374



Obr. 374 Hydrostatický mechanismus pro zvětšení síly

Poznatky pro návrh a kontrolu

Síla F_2 vyvodí tlak v systému: $p = \frac{F_2}{S_2} = konst$

Přetlačený objem kapaliny: $V_1 = V_2 = konst$

tedy:

$$l_2 \cdot S_2 = l_1 \cdot S_1 \Rightarrow \frac{S_1}{S_2} = \frac{l_2}{l_1}$$

platí dále:

$$F_2 = p \cdot S_2$$

$$F_1 = p \cdot S_1$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{p \cdot S_1}{p \cdot S_2} \Rightarrow \text{po dosazení z předchozího vztahu je} \Rightarrow \frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{l_2}{l_1} \Rightarrow F_1 = \frac{S_1}{S_2} \cdot F_2 = \frac{l_2}{l_1} \cdot F_2$$

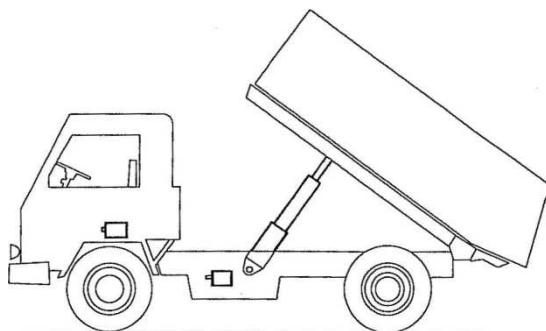
Závěr

Síla F_1 (výstupní) je oproti síle F_2 (vstupní) zvětšená v poměru ploch pístů S_1/S_2 .

Zdvih pístu l_1 je ovšem v tomto poměru menší oproti l_2 .

Použití

Tento fakt se využívá v konstrukci hydraulických zvedáků, hydraulických válců a lisů s hydraulickým pohonem.

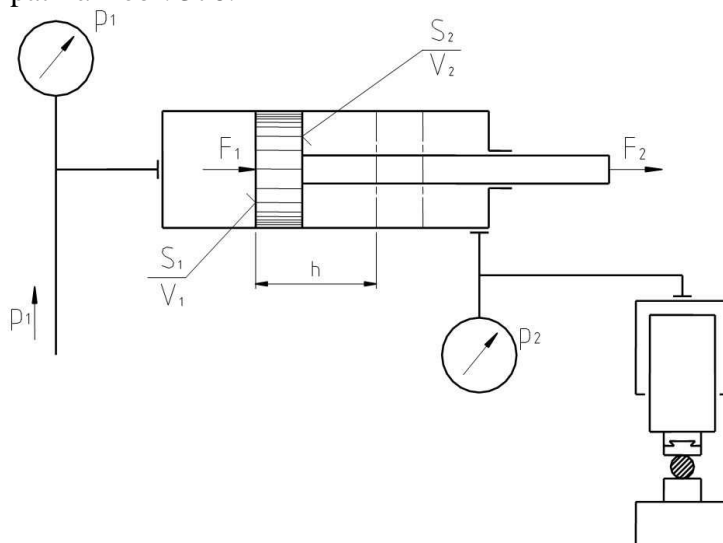


Obr. 375. Využití hydrostatického mechanismu pro zvětšení síly

Hydrostatické mechanismy pro zvětšení tlaku

Funkce a konstrukční provedení

Základní funkce je patrná z obr. 376:



Obr.376 Hydrostatický mechanismus pro zvětšení síly

Poznatky pro návrh a kontrolu

Platí:

Síly F_1 a F_2 jsou v rovnováze, tedy $F_1 = F_2 = konst$

$$S_1 \cdot p_1 = S_2 \cdot p_2$$

$$p_2 = \frac{S_1}{S_2} \cdot p_1$$

Závěr

Výstupní tlak p_2 je proti výstupnímu tlaku zvětšen v poměru ploch S_1/S_2 . V tomto poměru se také mění objem vytlačené kapaliny. Používá se v tzv. multiplikátorech (násobičích) tlaku.

Kontrolní otázky.

1. Definujte fyzikální zákony používané v hydrostatických mechanismech
2. Popište použití hydrostatických mechanismů

Hydraulický obvod

Charakteristika

Hydraulický obvod je sestava potřebných hydraulických prvků, které zajistí řízený přenos energie mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, který umožní požadovanou funkci stroje.

Funkce a typická provedení

Před návrhem hydraulického obvodu je nutno určit:

1. U přímočarých hydromotorů požadovanou sílu, rychlost a zdvih
2. U rotačních hydromotorů rozsah otáček, výkonů a točivých momentů
3. Časový průběh požadovaného pracovního cyklu
- 4 Způsob ovládání dle druhu prostředí – volba vhodných ovládajících prvků
5. Pracovní kapalina
6. Další prvky – těsnění, filtrace, chlazení, potrubí, stavoznaky atd.

- Poznámka:

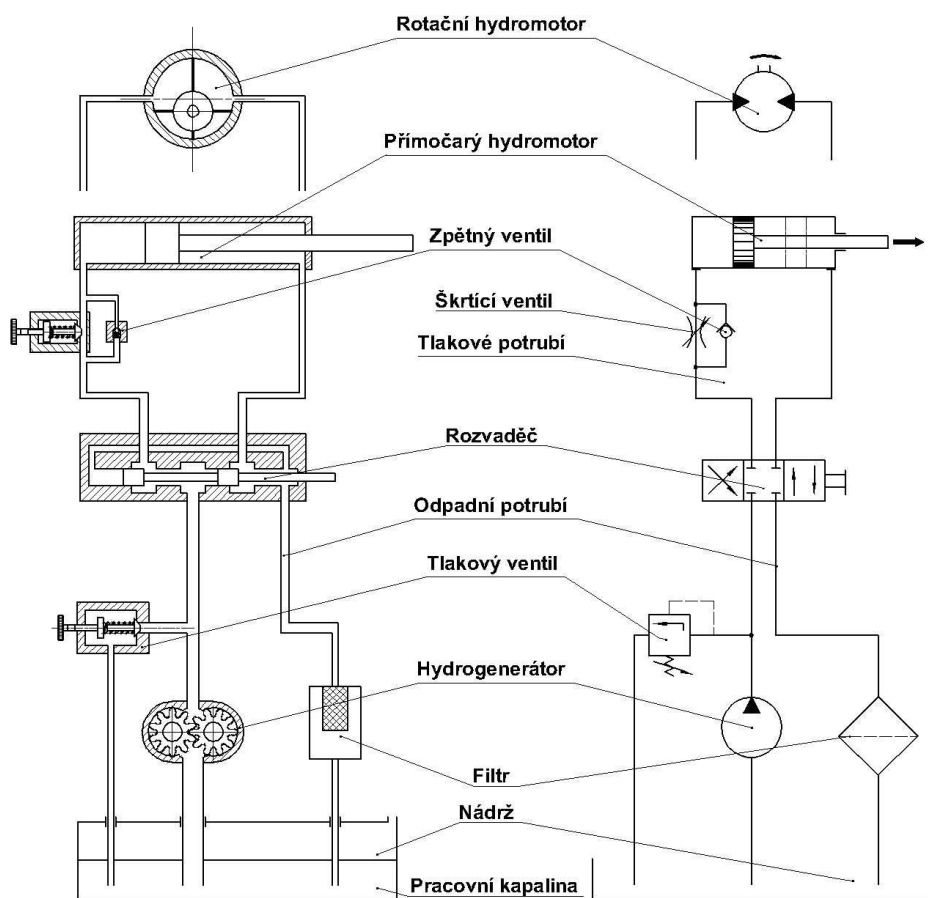
* Provedení hydraulického obvodu je zakresleno v hydraulickém schématu, které jednoznačně vyjádří funkci daného obvodu. Hydraulické prvky ve schématu jsou zakresleny pomocí normalizovaných značek.

Hydraulické schéma se kreslí ve **výchozí poloze**, tj. základní poloha hydraulických prvků je určena u elektrických prvků stavem bez napětí, u mechanických fixovaná v základní poloze silou pružin nebo u ručního ovládání polohovým zajištěním.

Poznátky pro návrh a kontrolu

Návrh hydraulického obvodu a popis základní funkce jeho částí

Základní struktura hydraulického obvodu je znázorněna na obr. 377.



Obr. 377. Základní struktura hydraulického obvodu

Použití a vlastnosti

Hydraulický obvod se skládá z jednotlivých hydraulických prvků, které mají dále popsané základní funkce a jako soubor splňují požadované vlastnosti.

I. Hydrogenerátor

Přeměňuje mechanickou (elektrickou) energii na tlakovou energii kapaliny.

II. Přímočarý (nebo rotační) hydromotor

Přeměňuje vstupní tlakovou energii vyvozenou hydrogenerátorem na mechanickou energii potřebnou pro pohon stroje.

III. Rozvaděče

Umožňují řídit průtok pracovní kapaliny požadovaným směrem, čímž umožní řízení směru pohybu hydromotoru.

IV. Tlakové ventily

Jsou určeny pro řízení velikosti tlaku v hydraulickém obvodu. Určují tím sílu přímočarého hydromotoru nebo točivý moment rotačního hydromotoru. Speciální druhy tlakových ventilů jsou **redukční ventily**, které slouží k odebírání nižšího tlaku z hlavní tlakové větve.

V. Škrťací ventil

Je prvek pro řízení velikosti průtoku. Řídí tím rychlost pohybu přímočarého hydromotoru nebo otáčky rotačního hydromotoru.

VI. Nádrž

Je beztlaký otevřený zásobník hydraulické kapaliny pro hydraulický obvod. Speciálním druhem jsou **akumulátory**, které slouží jako tlakový zásobník pracovní kapaliny (uzavřená nádoba).

VII. Propojovací vedení

Vedení spojuje jednotlivé prvky hydraulického obvodu. Jedná se o **potrubí**, **hadice** nebo **vrtané bloky**. V každém druhu potrubí jsou povoleny různé průtočné rychlosti.

VIII. Filtry

Zabezpečují čistotu pracovní kapaliny nebo přisávaného vzduchu do nádrže.

IX. Pracovní kapalina

Medium, které zprostředkovává přenos tlakové energie v hydraulickém obvodu. Hydraulické prvky musí být přizpůsobeny druhu pracovní kapaliny.

Kontrolní otázky.

- 1. Definujte kritéria, podle nichž je sestaven hydraulický obvod*
- 2. Popište základní sestavení (použité prvky) hydraulického obvodu*

I. Hydrogenerátory (čerpadla)

Charakteristika

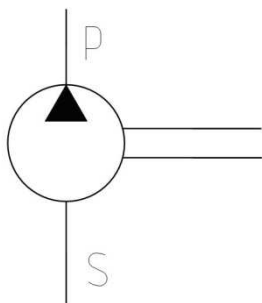
Hydrogenerátory jsou hydrostatická zařízení, která mění vstupní mechanickou energii pohonu na výstupní tlakovou energii pracovní kapaliny.

Principy, funkce a typická konstrukční provedení

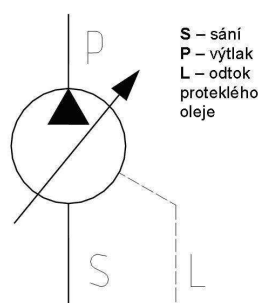
Podle způsobu stlačování kapaliny se dělí na hydrogenerátory:

- Zubové
- Pístové
- Lamelové
- Šroubové

Značky hydrogenerátorů – viz obr.378,379:



Obr. 378. Neregulační hydrogenerátor



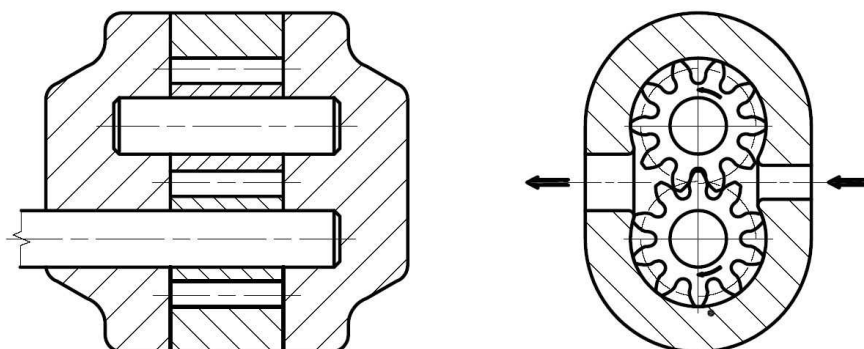
Obr. 379. Regulační hydrogenerátor

Hydrogenerátory zubové

Charakteristika

Hydrogenerátory s konstantním dodávaným množstvím (výkonem). Zubový hydrogenerátor vytváří tlakovou energii stlačováním pracovní kapaliny mezi zuby otáčejících se ozubených kol.

Funkce a typická konstrukční provedení



Obr.380. Zubový hydrogenerátor

Popis funkce

Dvě ozubená kola stejného průměru jsou uložena v tělese hydrogenerátoru a čelně zakryta víky. Horní ozubené kolo je poháněné. Při otáčení ozubených kol se v místě, kde zuby vycházejí ze záběru zvětšuje prostor a tím se snižuje tlak pod hodnotu tlaku atmosférického.

Vzniklým tlakovým spádem je kapalina nasávána z nádrže do sacího prostoru hydrogenerátoru, kde zaplňuje mezery kol.

Ve výtlačném prostoru se při záběru zubů zmenšuje prostor v zubové mezeře, kapalina se stlačuje a je vytlačována z hydrogenerátoru. Množství vytlačené kapaliny je závislé na průměru roztečných kružnic, modulu a šířce ozubených kol a jejich otáčkách.

Použití a vlastnosti

Zubové hydrogenerátory dodávají kapalinu o tlaku až **30 MPa** a v množství **4–56 cm³/ot.** (tj. do 0,056 dm³/ot)

Hydrogenerátory pístové

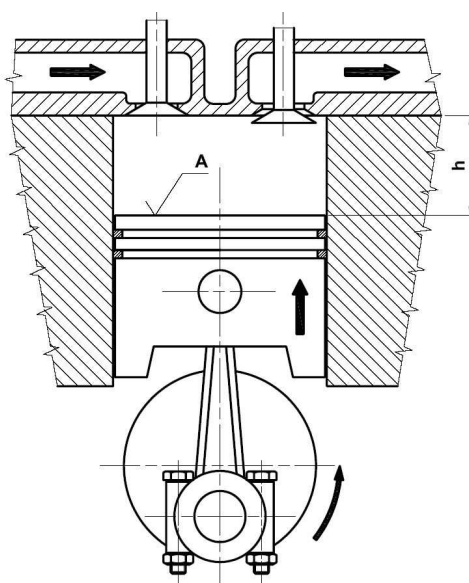
Charakteristika

Tlak v pracovní kapalině je vytvářen jejím stlačováním pístem nebo plunžrem. Dělí se na hydrogenerátory s **konstantním nebo proměnným** dodávaným množstvím.

Hydrogenerátory s konstantním dodávaným množstvím

Funkce a typická konstrukční provedení

a) Pístové (nebo plunžrové)



Obr. 381. Pístový hydrogenerátor

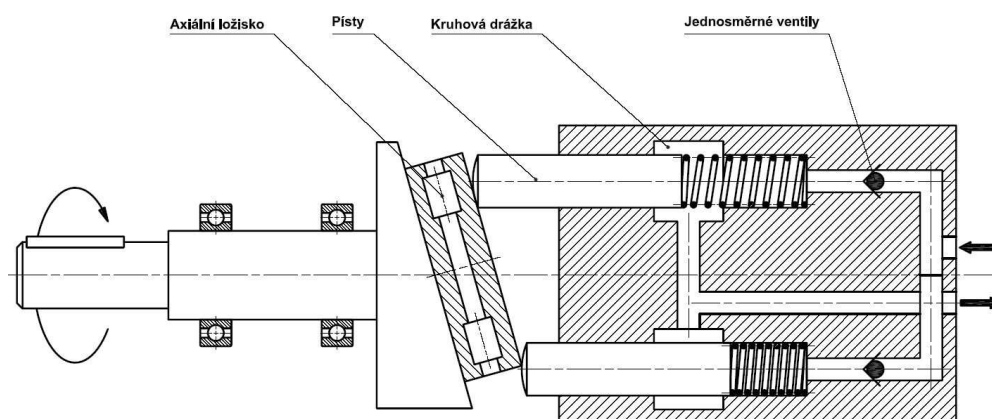
Hydrogenerátory s proměnným dodávaným množstvím

Jako představitele jsou uvedeny následující tři hydrogenerátory:

a) Pístový regulační axiální hydrogenerátor s nakloněnou deskou.

Funkce a typická konstrukční provedení

Dodávané množství hydrogenerátorem se reguluje pomocí náklonu otočné desky, která při rotaci stlačuje soustavu stojících pístů.

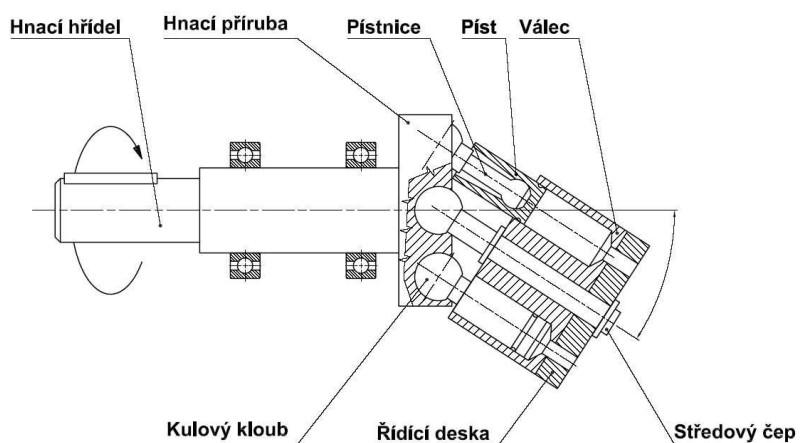


Obr. 382. Axiální hydrogenerátor s nakloněnou deskou

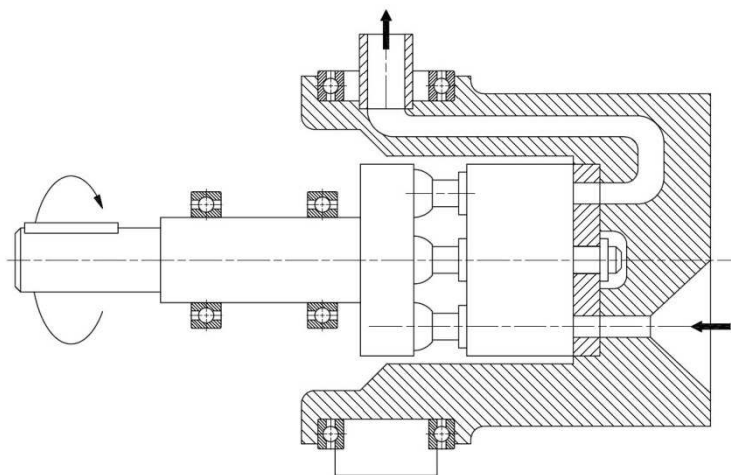
b) Pístový regulační axiální hydrogenerátor s naklápěcím blokem

Funkce a typická konstrukční doporučení

Dodávané množství se mění pomocí náklonu bloku s písty.



Obr.383. Axiální hydrogenerátor s naklápěcím blokem - nárys



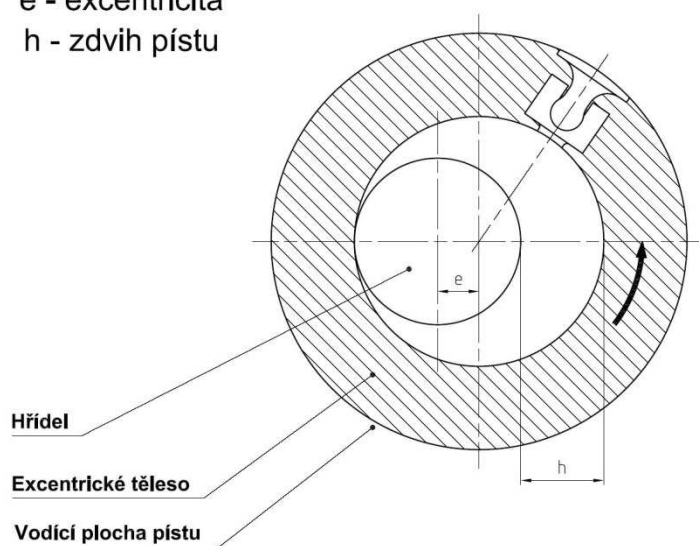
Obr. 384. Axiální hydrogenerátor s naklápěcím blokem - půdorys

c) Pístový radiální regulační hydrogenerátor s proměnnou excentricitou zdvihu.

Funkce a typická konstrukční doporučení

Množství dodávané hydrogenerátorem se mění v závislosti na excentricitě, s kterou jsou vychylovány pístky oběžných kol.

e - excentricita
h - zdvih pístu



Obr. 385. Hydrogenerátor s proměnnou excentricitou zdvihu

Hydrogenerátory lamelové

Charakteristika

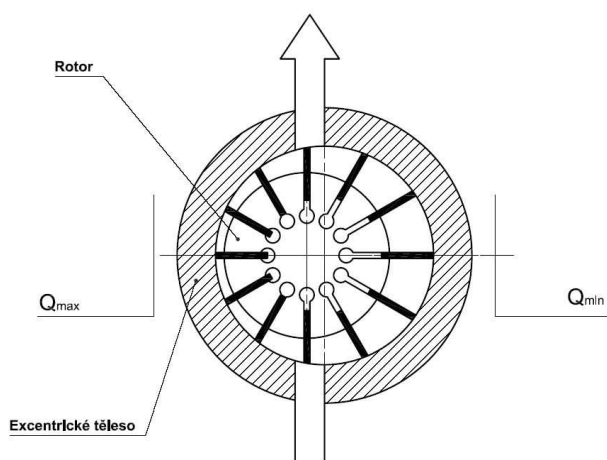
Jedná se o regulační hydrogenerátory, u kterých se dodávané množství mění změnou výšky zdvihu posuvných lamel. Jedná se o čerpadla rotační, radiální.

Funkce a typická konstrukční provedení

Hydrogenerátor se skládá ze statoru a rotoru. V drážkách statoru jsou posuvně uloženy lamely. Při otáčení rotoru musí lamely sledovat vnitřní dráhu v statoru. Vlivem výstřednosti dochází při otáčení rotoru ke změně prostoru mezi sousedními lamelami.

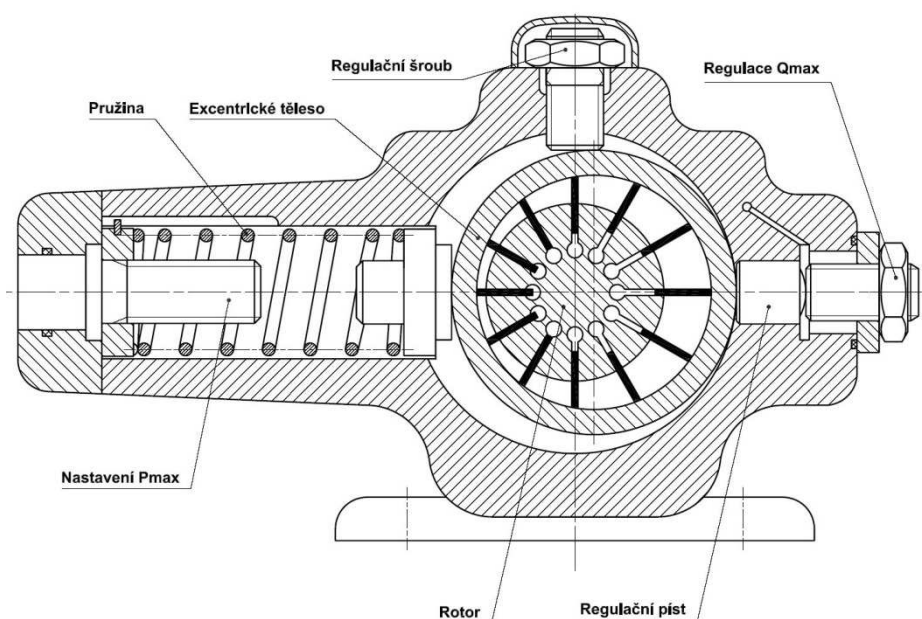
Při zvětšování prostoru se vytváří podtlak a kapalina je z nádrže nasávána do hydrogenerátoru. Při zmenšování prostoru je kapalina stlačována a vytlačována ven z generátoru.

Tyto hydrogenerátory mohou být konstruovány jako **tlakově nevyvážené** – projevuje se jednostranné zatížení rotoru nebo jako **tlakově vyvážené**, kdy v průběhu jedné otáčky nastane dvakrát sání a dvakrát výtlač kapaliny, což při symetrických umístění sacích a výtlačných kanálů způsobí vyvážení rotoru a tím možnost dosažení vyšších tlaků.



Obr. 386. Tlakově nevyvážený lamelový hydrogenerátor

Konstrukční provedení lamelových hydrogenerátorů je patrné z obr.387



Obr. 387. Lamelový hydrogenerátor s ručním ovládáním

Hydrogenerátory šroubové

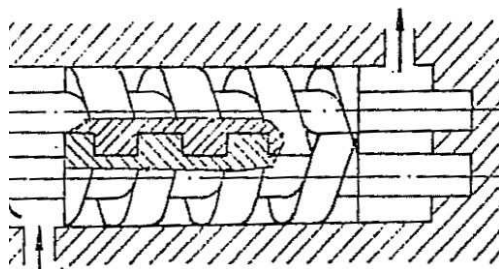
Charakteristika

Hydrogenerátor s konstantním dodávaným množstvím kapaliny.

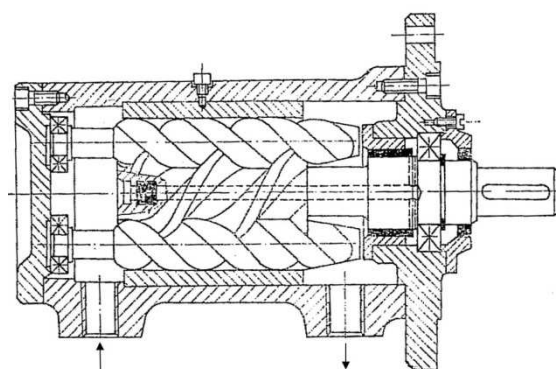
Typická konstrukční doporučení a funkce

V tělese generátoru jsou uloženy otáčející se šrouby. Vůle mezi plochami závitů šroubů je minimální – závity jednoho šroubu přesně zapadají do závitů šroubu druhého.

Tím se rozdělí prostor šroubovice na několik uzavřených prostorů podle počtu závitů šroubů . Profil závitů šroubu bývá obdélníkový, lichoběžníkový nebo evolventní. Jeden šroub má stoupání levé, druhý pravé. Kapalina přitéká sacím kanálem do generátoru a zaplaví závitové mezery, které se otočením zavřou. Uzavřený objem kapaliny se otáčením šroubů posouvá ve směru osy k výstupu z generátoru. Ve výtláčném prostoru vyběhnou závity ze záběru - prostor závitové mezery s kapalinou se otevře a kapalina je vytlačena do výstupního kanálu.



Obr. 388 Šroubové čerpadlo s dvěma šrouby



Obr. 389 Šroubové čerpadlo s třemi šrouby

Poznatky pro návrh a kontrolu

Dodávané množství šroubovým generátorem je závislé na průřezu závitové mezery, stoupání a počtu otáček šroubů.

Kontrolní otázky.

- 1. Popište základní funkci hydrogenerátoru*
- 2. Vyjmenujte druhy hydrogenerátorů a popište jejich funkci*

II. Hydromotory

Charakteristika

Hydromotory přeměňují tlakovou energii z hydrogenerátoru na mechanickou energii pohybu posuvného (**přímočaré hydromotory**) nebo rotačního (**rotační hydromotory**).

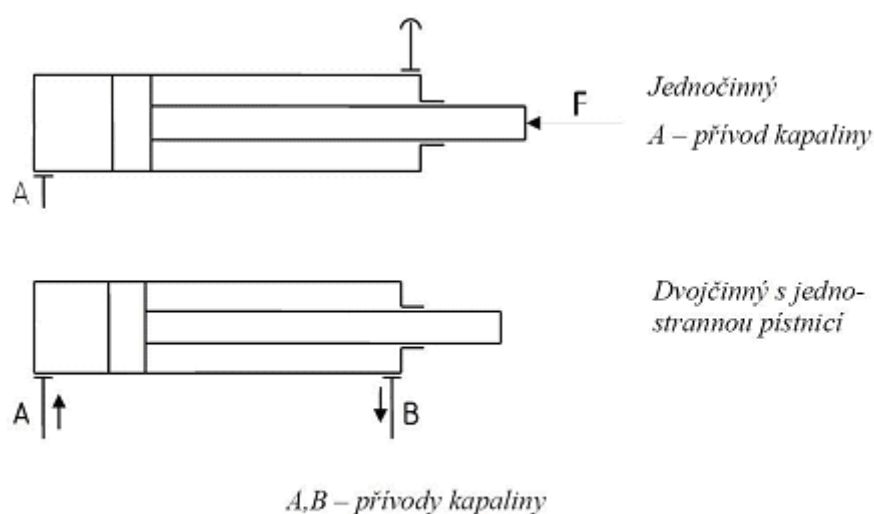
a) Přímočaré hydromotory

Funkce a typická konstrukční provedení

Přímočarý hydromotor je sestava hydraulického válce s pístem, pístnicí a příslušenstvím, která umožní přímočarý pohyb pro pohon zátěže. Síla na pístnici je závislá na ploše pístu, rychlost pohybu pístnice je závislá na průtoku kapaliny.

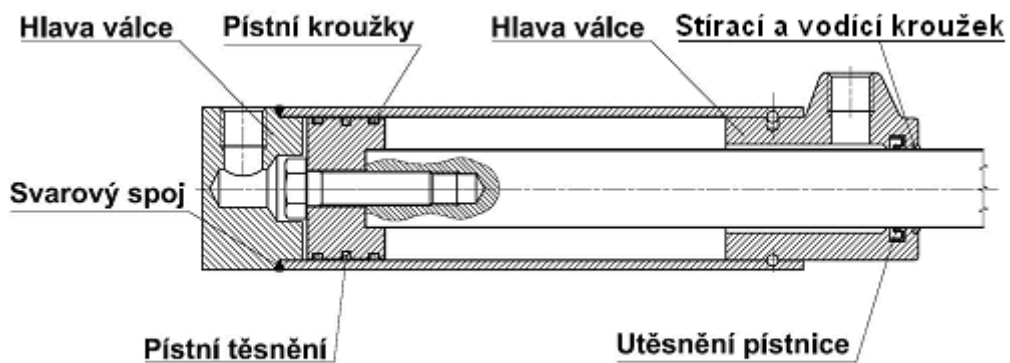
Přímočarý hydromotor může být **jednočinný** – pracovní pohyb vykoná pístnice pouze v jednom směru, nebo **dvojčinný**, který umožní pracovní pohyb pístnice v obou směrech.

Typy a značky hydromotorů jsou znázorněny na obr. 390.



Obr. 390. Typy a značky hydromotorů)

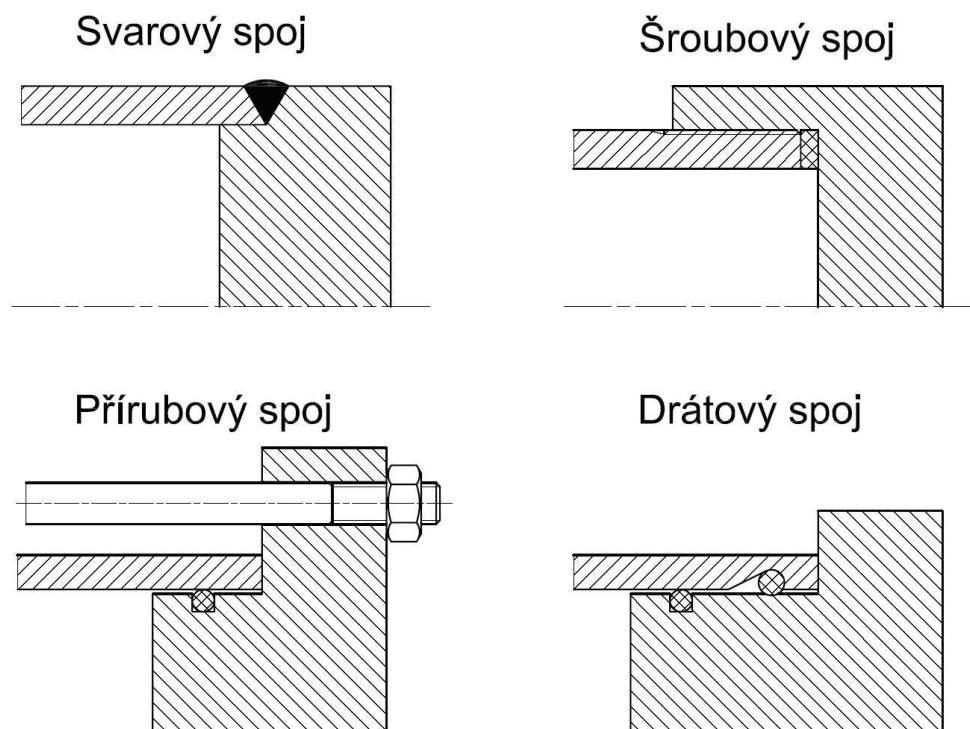
Povedení přímočarého hydromotoru.



Obr. 391. Konstrukční provedení přímočarého hydromotoru

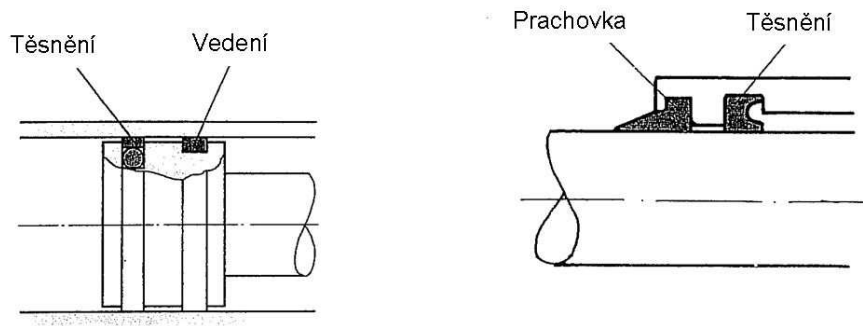
Konstrukční detaily provedení

Spojení válce s víky (hlavami) hydromotoru.



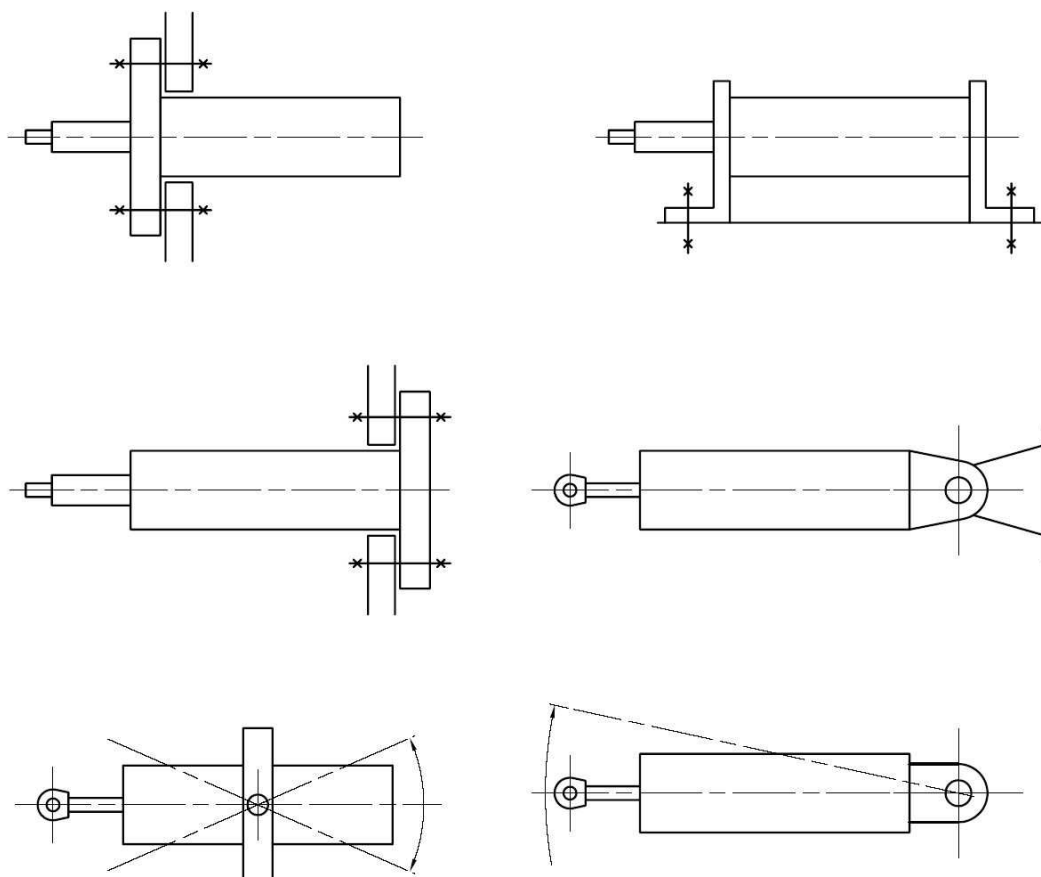
Obr. 392. Spojení válce s víky hydromotoru

Těsnění a vedení pístu a pístnice.



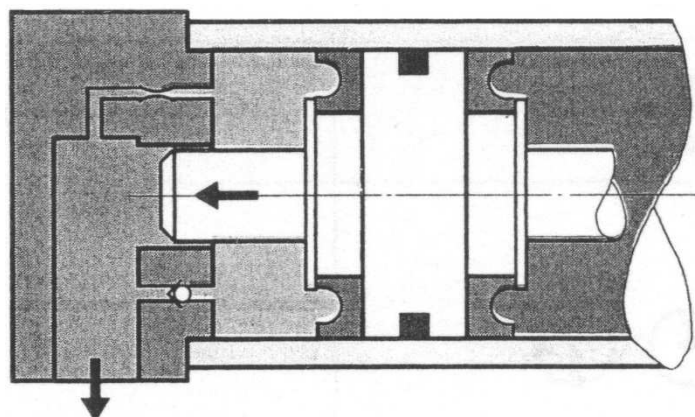
Obr. 393. Těsnění a vedení pístu a pístnice

Upevnění hydromotoru do rámu stroje dle požadované funkce je znázorněno na obr.394.



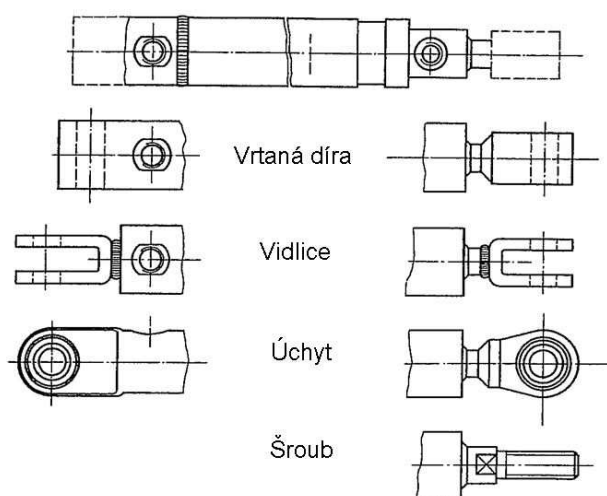
Obr. 395. Způsoby upevnění hydromotoru do rámu stroje

Tlumení rychlosti pístu v krajních polohách pomocí malé vůle mezi tlumícím čepem a víkem je znázorněné na obr. 396.



Obr. 396. Tlumení rychlosti dojezdu pístu v krajních polohách

Připojení výstupního členu přímočarého hydromotoru ke stroji je znázorněno na obr.397.



Obr. 397. Připojení pístnice hydromotoru k poháněné části stroje

b) Rotační hydromotory

Charakteristika

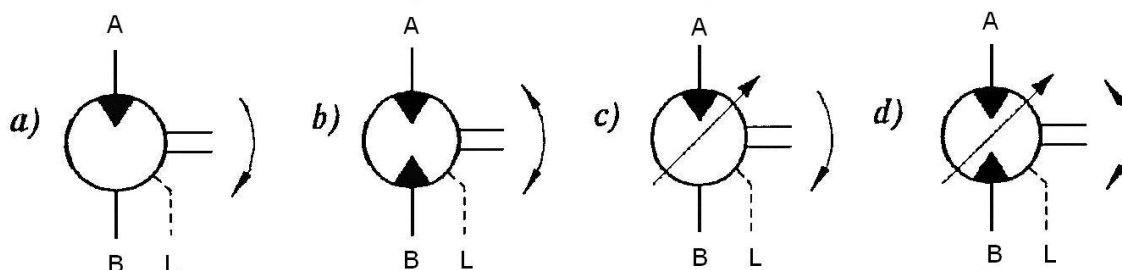
Používají obrácený princip pohonu rotačních hydrogenerátorů. Mění mechanickou tlakovou energii z hydrogenerátoru na mechanickou točivou energii pro pohon strojů.

Typická konstrukční provedení

Typy rotačních hydromotorů:

Konstrukčně jsou rotační hydromotory provedené jako zubové, pístové (axiální, radiální), lamelové, šroubové.

Značky rotačních hydromotorů.



Obr. 398. Značky rotačních hydromotorů

- a) jednosměrný neregulační hydromotor
- b) dvojsměrný neregulační hydromotor
- c) jednosměrný regulační hydromotor
- d) dvojsměrný regulační hydromotor

Kontrolní otázky.

1. Popište základní funkci hydromotoru
2. Vyjmenujte druhy hydromotorů a popište jejich funkci

III. Rozvaděče (prvky pro řízení směru průtoku)

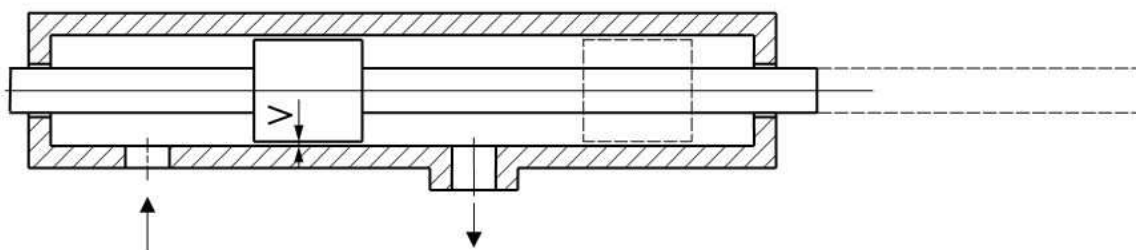
Charakteristika

Pro ovládání směru pohybu hydromotorů nebo k hrazení průtoku kapaliny se v hydraulických obvodech používají **hydraulické rozvaděče**.

Použití a vlastnosti

Podle konstrukčního provedení se rozlišují **rozvaděče šoupátkové** nebo **rozvaděče ventilové**. Těsnění u **šoupátkového rozvaděče** se dosahuje malou vůlí (řád 0,001 mm) mezi šoupátkem a tělesem rozvaděče, která se dosahuje broušením (lapováním).

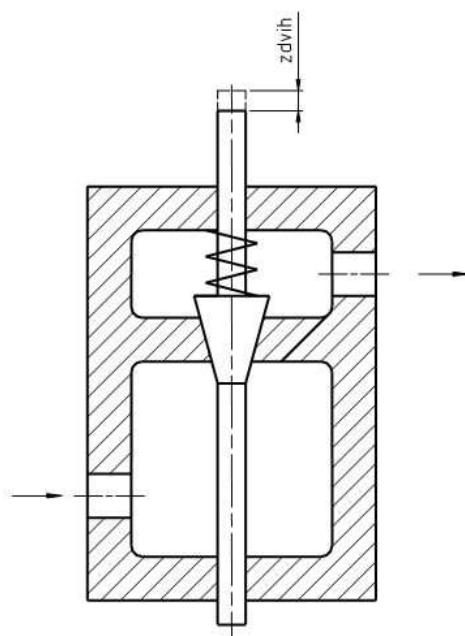
I při malé vůli však dochází k omezenému (tzv. svodovému) průtoku šoupátkem, který závisí na velikosti vůle a viskozitě kapaliny.



Obr. 399. Princip funkce šoupátkového rozvaděče

Z toho je patrné, že šoupátkové rozvaděče se používají obvykle pro kapaliny s **nižší** viskozitou (oleje)

U **ventilového rozvaděče** se těsnění dosahuje pevným dosednutím hradicího tělesa (kuželky, kuličky, talířku) do sedla ventilu.



Obr. 400. Princip funkce ventilového rozvaděče

Z principu je zřejmé, že u ventilových rozvaděčů nedochází k žádnému průsaku kapaliny, svodový průtok je nulový. Ventilový rozvaděč se proto může použít pro hrazení průtoku kapalin s **vyšší** viskozitou, např. voda nebo emulze vody s olejem. Tento rozvaděč nemusí být v těsněné oblasti mazán

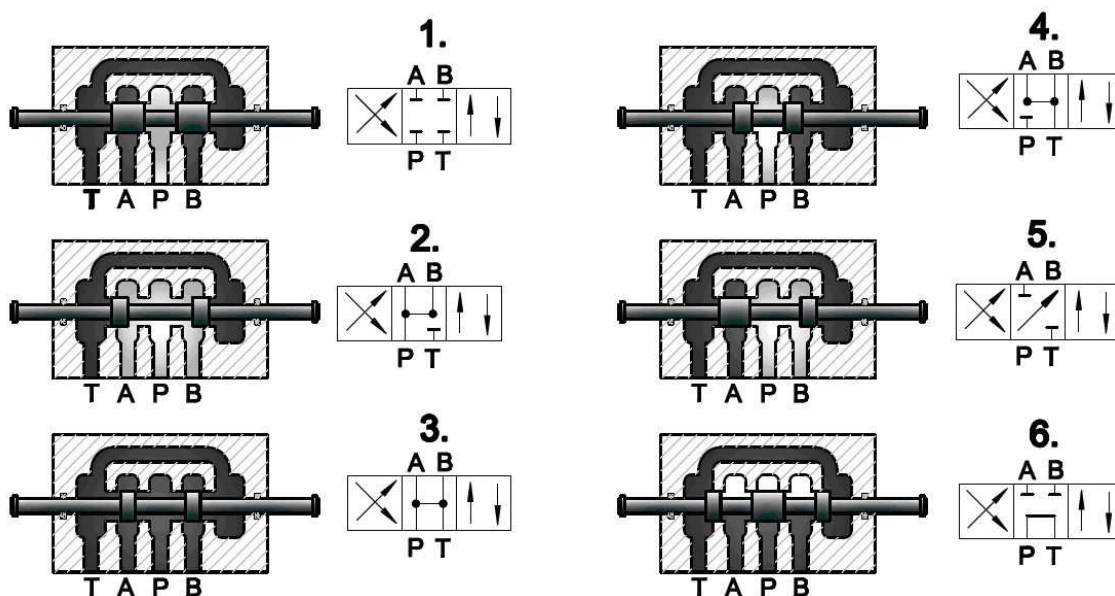
Šoupátkové rozvaděče

Charakteristika

K hrazení průtoku se nejčastěji používají šoupátkové rozvaděče s přímočarým pohybem šoupátka (méně obvyklý je rotační pohyb šoupátka).

Funkce a typická konstrukční provedení

Průtok a pracovní tlak šoupátkového rozvaděče a propojení kanálů (a způsob ovládání rozvaděče) je daná jeho konstrukcí.



Obr. 401. Konstrukční proveden šoupátkových rozvaděčů

Popis funkce rozvaděčů dle obr. 401. – 1.

Jedná se o šoupátka s přímočarým pohybem, které jsou z klidové (střední) polohy vychylována oboustranně nalevo a napravo. Způsob vychýlení šoupátek bude popsán dále.

Označování kanálů (vrtání):

P – přívod oleje do šoupátka od hydrogenerátoru

A, B – odvod oleje k hydromotoru (před a za píst)

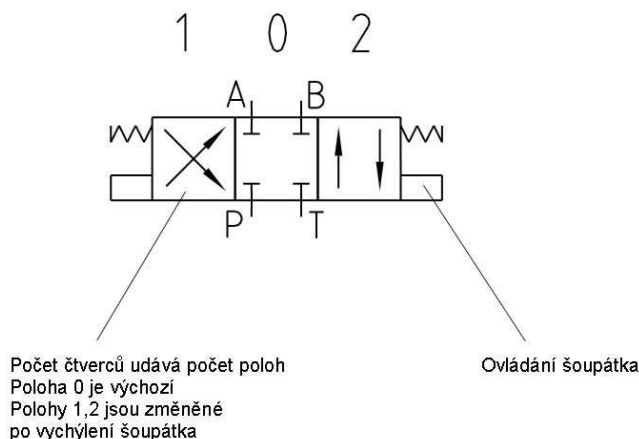
T – odvod oleje do nádrže

Ve střední poloze šoupátko uzavírá všechny kanály. Při vychýlení šoupátka vpravo se propojí kanály P-B a A-T. Při vychýlení šoupátka vlevo se propojí kanály P-A a B-T, čímž je řízen pohyb hydromotoru dle základního schématu na obr.6.

Ostatní alternativy propojení jsou na dalších obrázcích.

Značení šoupátkových rozvaděčů na hydraulických schématech

Podrobnější způsob značení rozvaděčů je znázorněn na obr. 402.



Obr. 402. Značení hydraulických šoupátkových rozvaděčů

Šipky ve čtvercích značí směr proudu v kanálech, příčné čáry čtvercích značí uzavření průtoku.

Činnost rozvaděče je popsána myšleným přestavením čtverce 1 nebo 2 do polohy 0.

Koncové body vedení (šipky) musí splynout s kanály rozvaděče v přestavené poloze

Druh rozvaděče se udává zlomkem. Např. rozvaděč označený R 4/3 je rozvaděč čtyřcestný (4 kanály A,B,P,T) a třípolohový (0, 1, 2).

Provedení šoupátkových rozvaděčů

Způsoby ovládání

Přímočarý (axiální) pohyb šoupátka rozvaděče se docílí následujícími způsoby:

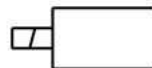
- Ručním ovládáním (tlačítkem, pákou)



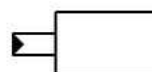
- Mechanickým ovládáním (pružinou, kladkou)



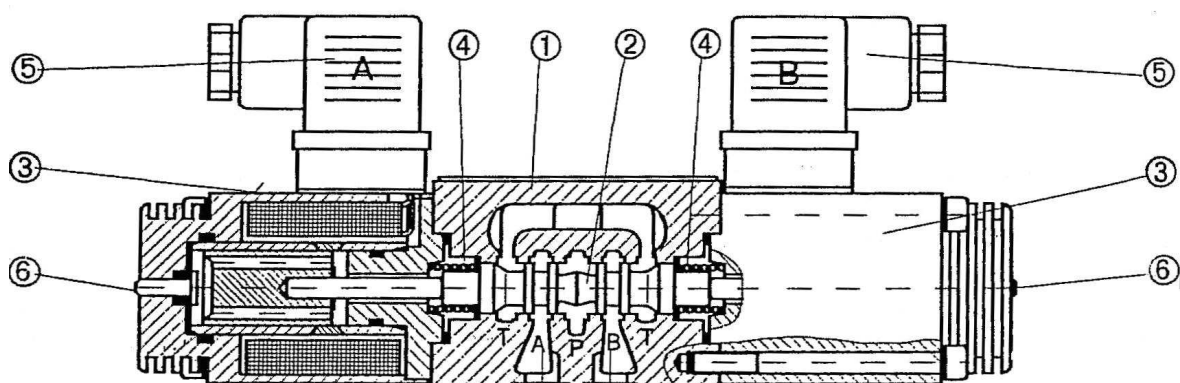
- Elektromagnetickým ovládáním



- Hydraulickým ovládáním



Obr. 403. Ovládání šoupátkových rozvaděčů



Obr. 404. Přímý (elektromagneticky) ovládaný šoupátkový rozvaděč

Rozvaděče mají stavebnicovou konstrukci. Rozváděcí těleso (1) je litinové, válcové šoupátko je ocelové (2). Ovládací část tvoří **tlačné** elektromagnety (3) a vratné pružiny (4). Elektromagnety jsou napájeny střídavým nebo stejnosměrným napětím přivedeným přes konektory (5). Ruční nouzové ovládání (6).

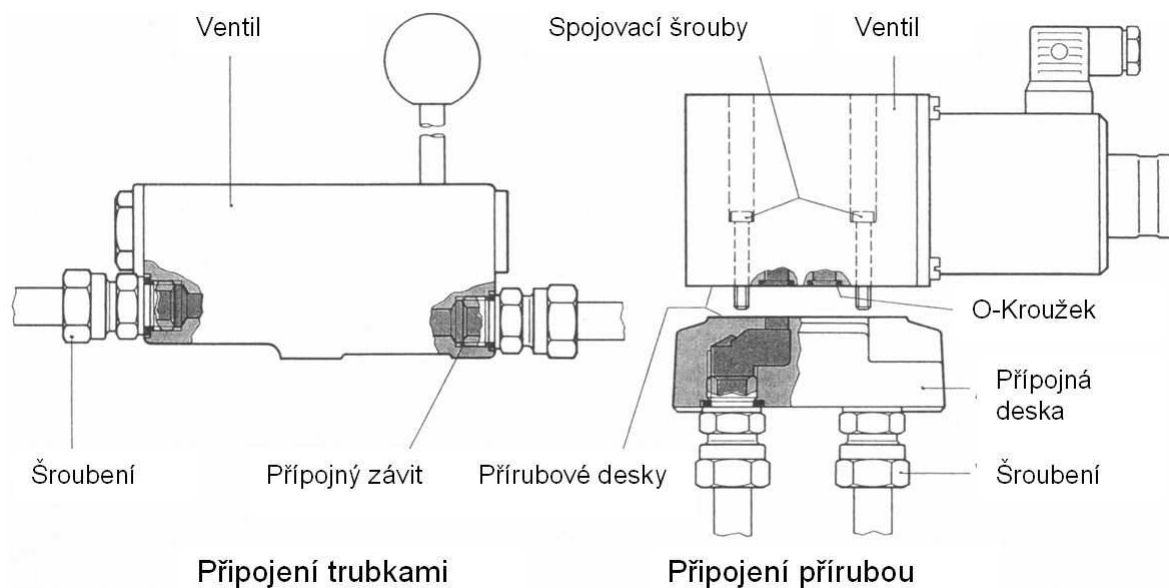
Třípolohové rozvaděče mají dva elektromagnety a dvě středící pružiny.

Dvoupolohové rozvaděče mají jeden elektromagnet a jednu vratnou pružinu.

Použití a vlastnosti

Připojení hydraulických rozvaděčů do hydraulického obvodu

Šoupátkové rozvaděče je možno do okruhu připojit buď přímo do potrubí, nebo na připojovací desku.



Obr. 405. Připojení šoupátkových rozvaděčů

Ventilové rozvaděče

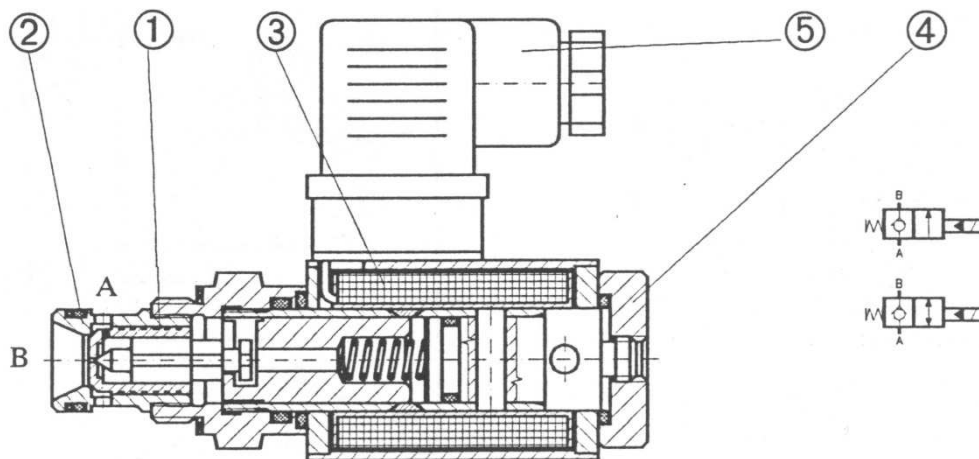
Charakteristika

U ventilových rozvaděčů (tzv. sedlových ventilů) je hrazení průtoku zajišťováno funkčním prvkem (kulička, kuželka), který je přitlačován pružinou do sedla v tělese ventilu. Prvek zvedá ze sedla pomocný pístek, popř. elektromagnet apod.

Sedlové ventily se používají především pro vysoké a nejvyšší tlaky (až 100 MPa). Ventil dokonale uzavírá i pro kapaliny s vysokou viskozitou (voda, emulze vody s olejem).

Funkce a typická konstrukční provedení

Konstrukční řešení ventilu jsou buď speciální sedlové rozvaděče s požadovanou funkcí, nebo ventily sestavené z řízených jednosměrných ventilů.



Obr. 406. Provedení sedlového ventilu

Elektromagneticky ovládané sedlové rozvaděče slouží k rozvodu průtoku tlakové kapaliny.

Ventil se uzavírá (otevírá) pomocí elektrohydraulicky řízené kuželky (1), dosedající do sedla v tělese (2). Kuželka zaručí při uzavření ventilu prakticky absolutní těsnost. Elektrické ovládání je zajištěno elektromagnetem (3). Ručním povolením pojišťovací matice (4) je elektromagnet otočný do jakékoliv polohy v rozsahu 360°. Elektromagnety jsou stejnosměrné a jsou napájeny stejnosměrným nebo střídavým napětím přes zástrčkové konektory (5)

Značky ventilových rozvaděčů

Podle ČSN 01 3624 (Značky pro kreslení hydraulických a pneumatických schém) se nerozlišuje mezi označováním šoupátkových a ventilových rozvaděčů. V praxi je však vhodné pro rychlejší orientaci v hydraulických schématech označit uzavírací prvek jako jednosměrný ventil a rozlišit tak šoupátkový a ventilový rozvaděč.

Vlastnosti a použití

Sedlové ventily se používají pro vysoké tlaky do 100 MPa a kapaliny s vysokou viskozitou.

Kontrolní otázky.

- 1. Popište základní funkci rozvaděčů a popište jejich funkci a určete jejich základní rozdělení*
- 2. Popište funkci a použití rozvaděče šoupátkového a rozvaděče ventilového.*
- 3. Popište značení šoupátkových rozvaděčů na hydraulických schématech.*

Zpětné (jednosměrné) ventily

Charakteristika

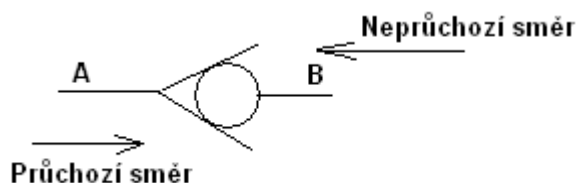
Jednosměrné (zpětné) ventily používáme k hrazení (uzavření) průtoku v jednom směru a umožňují zároveň volný průtok v opačném směru. Uzavření průtoku dosahujeme dosednutím kuželky nebo kuličky do sedla silou pružiny. Uzavření je proto bez průsaku, svodový průtok je nulový.

Používají se také jednosměrné ventily bez pružiny, kde se kuželka vrací do uzavírající polohy vlastní hmotností, zde je však nutné zajistit svislou montážní polohu.

Funkce a typická konstrukční doporučení

Maximální průtok ventilem je dán jeho jmenovitou světlostí. Průtok je umožněn ve směru A => B. Síla nutná ke zvednutí kuželky nebo kuličky je závislá na síle pružiny nebo váze kuželky a velikosti činné plochy kuželky.

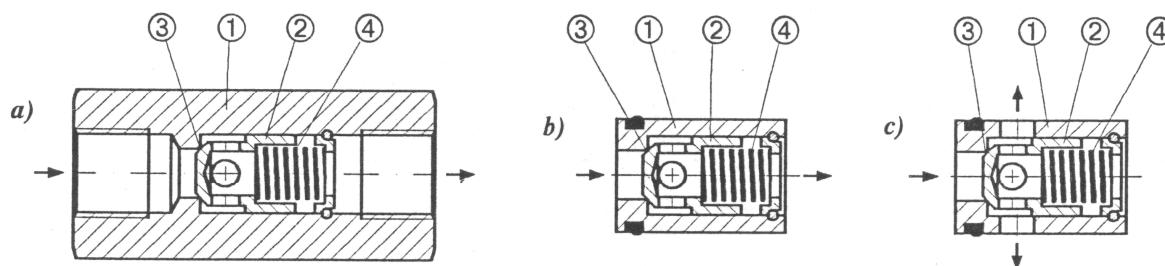
Značky na schématech :



Obr. 407 Značka zpětného ventilu

Sedlo zpětného ventilu 3 je zhotoveno v tělese ventilu 1. Kuželka 2 je do něj zatlačována pružinou 4.

Provedení ventilu – do potrubí (a), vestavné (b), rohové (c)



Obr. 408. Provedení zpětných ventilů

Kontrolní otázky.

1. Popište základní funkci jednosměrných ventilů.
2. Nakreslete schématické značky zpětných ventilů.

IV. Tlakové ventily (prvky pro řízení tlaku v hydraulickém obvodu)

Charakteristika

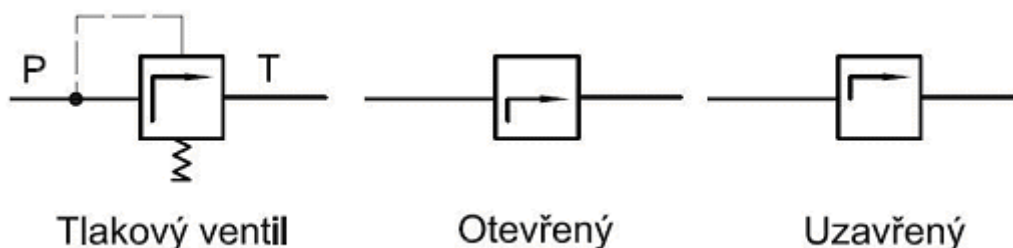
Prvky pro řízení tlaku se dělí na dvě základní skupiny:

- **Tlakové ventily** – jsou určeny pro regulaci tlaku v hydraulickém obvodu a tím řízení velikosti síly nebo točivého momentu hydromotoru.
- **Redukční ventily** – jsou určeny pro odebírání kapaliny s nižším tlakem z hlavní tlakové větve hydraulického potrubí s vyšším tlakem.

Tlakové ventily

Principy, funkce a typická konstrukční doporučení

U tlakových ventilů se vyžaduje, aby tlak na vstupu byl nezávislý na průtoku ventilem. Podle použití se **tlakové ventily** dělí na **ventily pojistné a přepouštěcí**.



Obr. 409. Značení tlakových ventilů

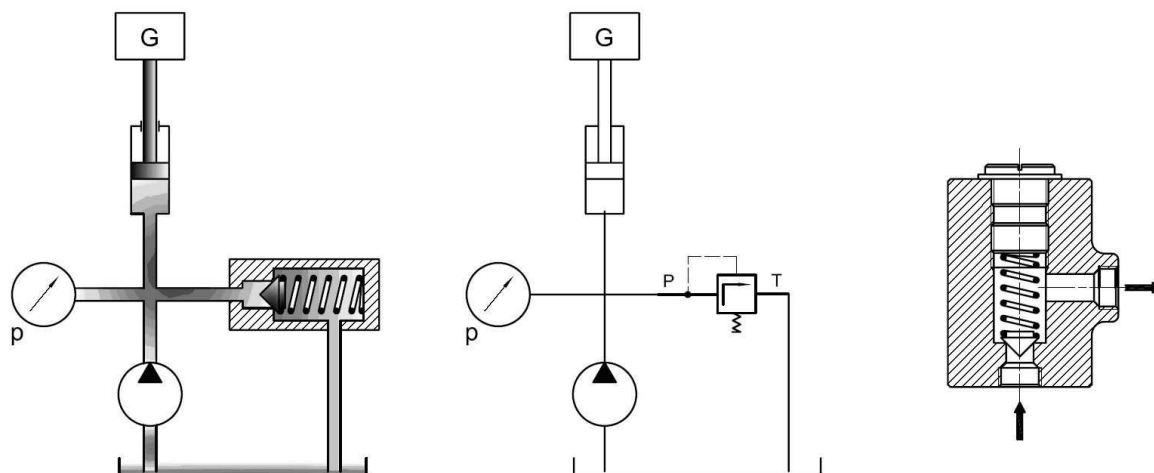
a) Pojistný tlakový ventil

Použití a vlastnosti

Zabraňuje stoupnutí tlaku v hydraulickém obvodu nad stanovenou hodnotu a jistí tím mechanismus proti přetížení - otvírá se při překročení jmenovitého tlaku o 10÷15%.

Funkce a typické konstrukční provedení

Pojistný ventil se zapojuje paralelně s generátorem.



Obr. 410. Provedení a zapojení pojistného ventilu

U tohoto ventilu se vyžaduje rychlá reakce na stoupnutí tlaku a těsnost v uzavřeném stavu, aby nesnižoval účinnost a tuhost hydraulického mechanismu.

b.) Přepouštěcí tlakový ventil

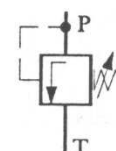
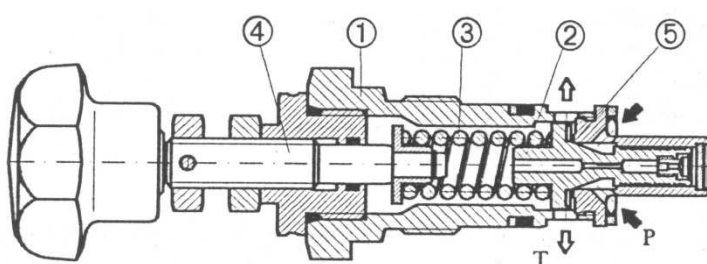
Použití a vlastnosti

Slouží k udržování nastaveného tlaku na konstantní hodnotě. Přiřazuje se rovněž paralelně k hydrogenerátoru a funguje jako proměnný hydraulický odpor, jehož velikost se mění v závislosti na změně vstupního tlaku. Při stoupnutí tlaku se odpor sníží, při poklesu se zvýší. Tím udržuje velikost vstupního tlaku do ventilu (tlak v hydraulickém obvodu) na konstantní hodnotě.

Funkce a typická konstrukční provedení

Provedení pojistného tlakového ventilu je patrné z obr. 411.

Kuželka ventilu (2) se posouvá v pouzdře (1) a je tlačena pružinou (3) do sedla (5). Předpětí pružiny se nastaví šroubem (4). Vzroste-li tlak v kanálu P nad nastavenou hodnotu předpětí, kuželka se nadzvedne a přepustí kapalinu do kanálu T.



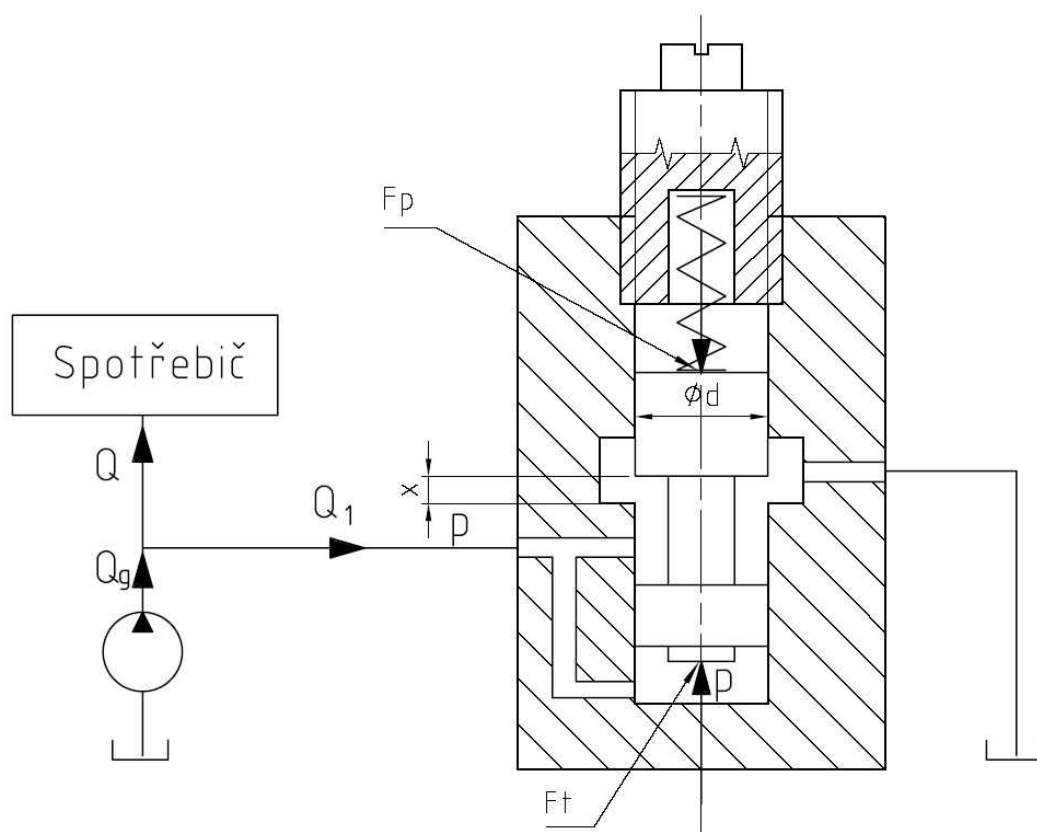
Způsob ovládání:
klíčem, rukojetí, rukojetí se zámekem

Obr. 411. Konstrukční provedení přepouštěcího ventilu

Funkce přepouštěcího ventilu je patrná z obr.412

Šoupátko ventilu je přitlačováno řídicí silou pružiny.

Tlak tekutiny působí proti síle pružiny, vyrovná její sílu a posune šoupátko do nové rovnovážné polohy - otevře odpadní kanál o hodnotu x závislou na velikosti tlaku tekutiny na vstupu .



Obr. 412. Funkční schéma přepouštěcího ventilu

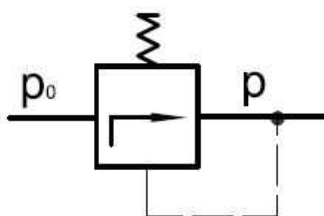
Redukční ventil

Charakteristika

Redukční ventily snižují v hydraulickém obvodu tlak na nastavenou hodnotu. Umožňují odebrat pracovní kapalinu o nižším tlaku než je tlak v hlavní větvi hydraulického obvodu (s hydrogenerátorem).

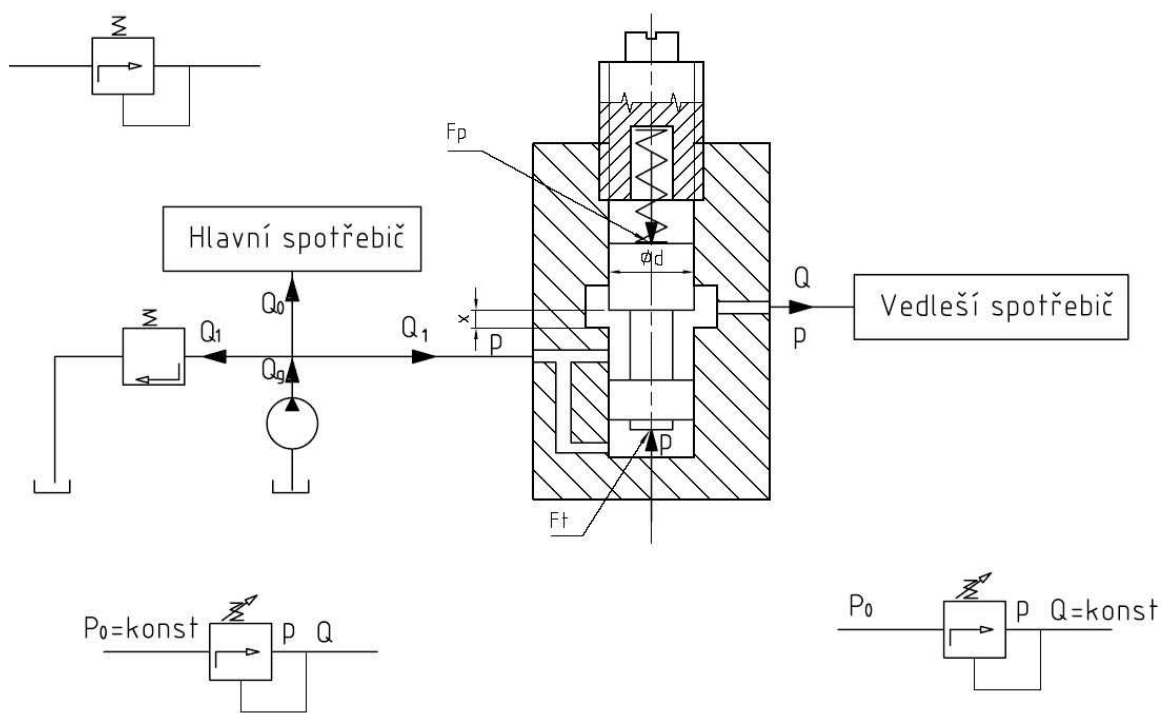
Principy, funkce a typická konstrukční provedení

Redukční ventil snižuje tlak škrcením průtoku. Funguje jako proměnný odpor paralelně zařazený k hlavní větvi hydraulického obvodu, jehož změna probíhá samočinně v závislosti na velikosti výstupního tlaku.



Obr. 413. Značka redukčního ventilu na schématu

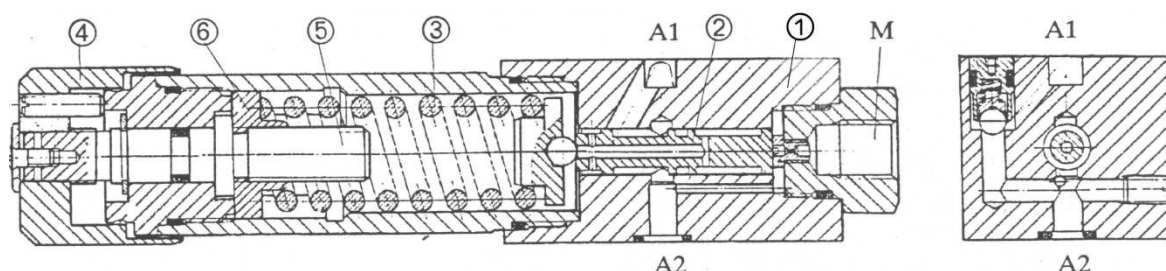
Funkce přímo řízeného (jednostupňového) redukčního ventilu je patrná z obr.414.



Obr. 414. Funkční schéma redukčního ventilu

Na horní plochu šoupátka působí síla F_p vyvozená pružinou. Na spodní plochu šoupátka působí tlak pracovní tekutiny z výstupů ventilů, který vyvodí sílu F_t . Šoupátko se pak nastaví do polohy, ve které dojde v rovnováze sil F_p a F_t . Této poloze odpovídá určitý průtočný průřez daný průměrem šoupátka d a vzdáleností x jeho řídicí hrany od hrany vedení v tělese ventilu. Pokud se změní výstupní tlak p , dojde k změně síly od tlakové tekutiny a šoupátko se nastaví do nové rovnovážné polohy. Jestliže poklesne tlak p , pak se zvětší průtočný průřez a naopak. Odpor proti pohybu se samočinně změní tak, aby tlak p zůstal nastaven na hodnotě, kterou určuje předpětí řídicí pružiny

Funkce a konstrukce jednostupňového redukčního ventilu je patrná z obr. 415



Obr. 415. Konstrukční provedení redukčního ventilu

Ventil se skládá z tělesa (1), řídicího šoupátka (2) a pružiny (3). Pomocí rukojeti (4), šroubu (5) a matice (6) je možné nastavovat tlak. Na šoupátko (2) působí pružina (3) silou zprava (základní otevřená poloha ventilu). Proti síle pružiny působí na pravé čelo šoupátka (2) redukovaný tlak. V rovnovážném stavu (redukovaný tlak odpovídá požadované hodnotě) se nachází šoupátko v určité poloze a průtočný průřez ventilu odpovídá odebíranému průtoku. Při nulovém odběru je ventil uzavřen.

Jestliže dojde ke změně tlaku na výstupu ventilu působením zátěže nebo průtok kapaliny spotřebičem, šoupátko se nastaví do nové rovnovážné polohy (při zvýšení tlaku se ventil přivře, pro zvýšení průtoku se ventil pootevře a opačně). V průběhu funkce ventilu se neustále vyrovnává síla, která působí na čelo šoupátka (úměrná redukovanému tlaku) a síla vyvozená předpětím pružiny a stále je udržován regulovaný tlak na konstantní hodnotě.

Použití a vlastnosti

K redukčnímu ventilu je paralelně připojen jednosměrný ventil, nutný k zajištění průtoku kapaliny z A2 do A1 (při zpětném pohybu hydromotoru). Vývod M je určen pro připojení manometru.

Jednostupňové redukční ventily se používají pro menší průtoky do $60 \text{ dm}^3/\text{min}$, tj do $1 \text{ dm}^3/\text{s}$.

Pro větší průtoky (od $60 - 300 \text{ dm}^3/\text{min}$, tj .od $1 - 5 \text{ dm}^3/\text{s}$) se používají dvoustupňové redukční ventily. Používané vstupní tlaky jsou do velikosti $31,5 \text{ Mpa}$.

Kontrolní otázky.

1. Popište funkci a rozdělení tlakových ventilů.
2. Popište použití jednotlivých typů tlakových ventilů a nakreslete jejich značky.

V. Prvky pro řízení velikosti průtoku

Charakteristika

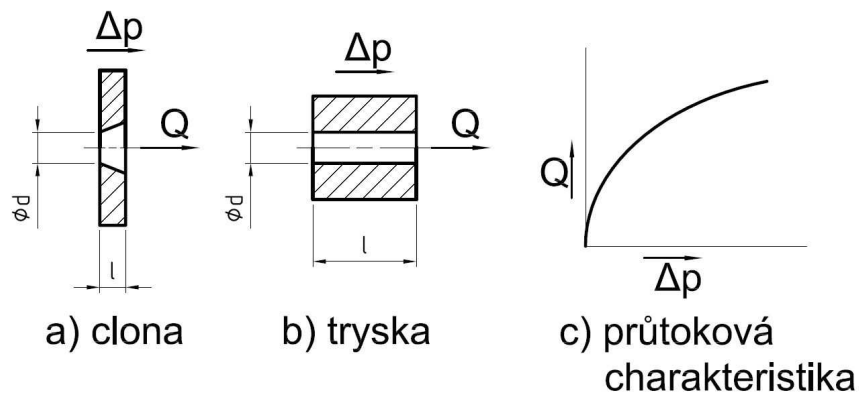
Tyto prvky mění odpor průtoku kapaliny v hydraulickém obvodu a tím velikost průtoku - v důsledku rychlost pohybu lineárního nebo otáček rotačního hydromotoru. Dělí se na prvky s

- konstantním odporem (clony a trysky)
- proměnným odporem (škrticí ventily)

Clony a trysky

Poznatky pro návrh a kontrolu

Velikost průtočného odporu u clony a trysky je konstantní a závislá na průtočném průřezu a délce.



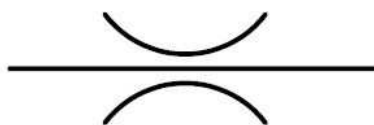
Obr. 416. Provedení clony a trysky

Se zmenšujícím se průtočným průřezem a rostoucí délkou se zvětšuje průtočný odpor.

Clona (a) se od trysky (b) liší provedením (poměrem l/d). Požaduje-li se malá závislost průtočného odporu na viskozitě průtočné kapaliny používají se trysky.

Průtok clonou (tryskou) je závislý na tlakovém spádu (tj. rozdílu tlaku před a za clonou) – průtočná charakteristika je znázorněna na obr. 416. c.

Značka:



Obr. 417. Značka clony (trysky) na schématu

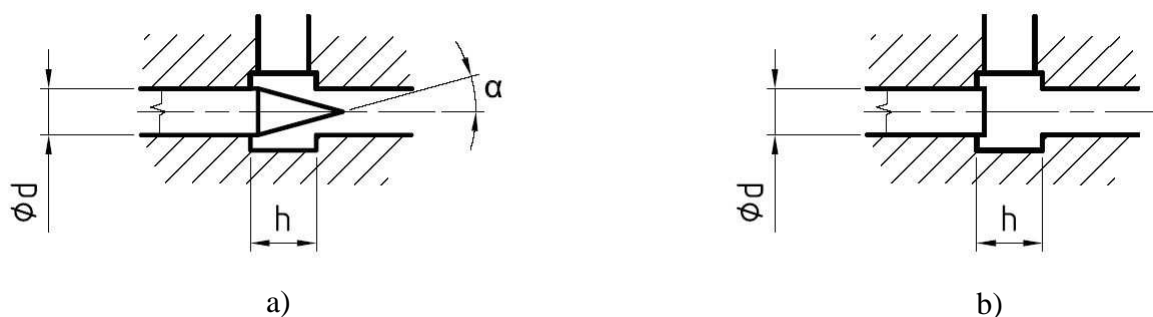
Škrticí ventily

Charakteristika

U škrticích ventilů lze průtočný odpor spojitě měnit – velikost průtoku je závislá na otevření ventilu (průtočné ploše S).

Principy, funkce a typická konstrukční provedení

Na obrázku jsou znázorněny principy škrcení (regulace velikosti průtočné plochy S) průtoku ventilem.



Obr. 418. Škrcení průtoku ventilem

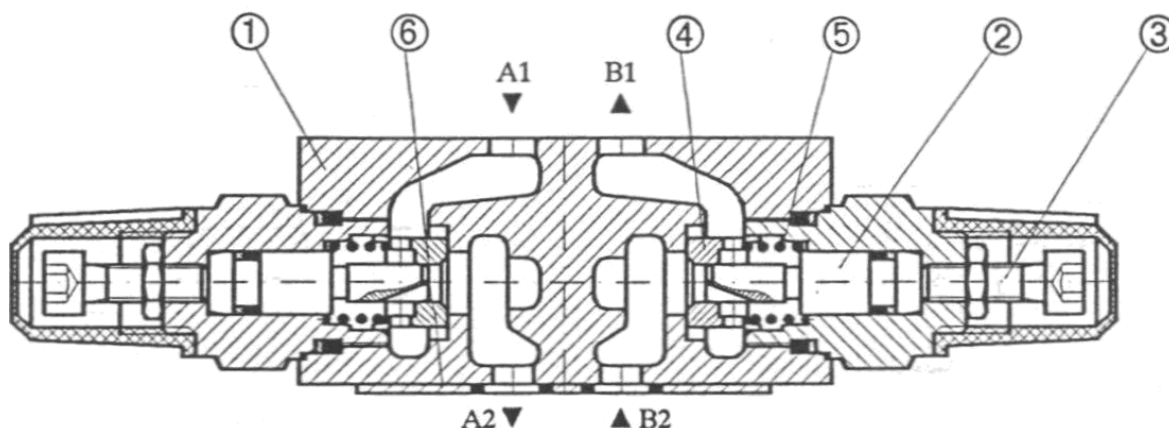
a) regulační prvek je kuželka: $S = \pi \cdot d \cdot h \cdot \sin \alpha$

b) regulační prvek je šoupátko: $S = \pi \cdot d \cdot h$

Průtočná plocha u obou typů regulace je závislá na zdvihu h .

Průtok škrticím ventilem závisí na velikosti otevření a na tlakovém spádu.

Konstrukce a funkce škrticího ventilu je patrná z obr.419.



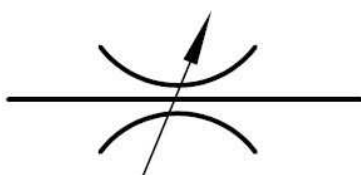
Obr. 419. Konstrukční provedení škrticího ventilu

Jedná se o dvojité škrticí ventil (možnost střídavého zapojení tlak/odpad)

Dvojité škrticí ventily jsou určeny ke škrcení průtoku kapaliny ve dvou oddělených větvích (A,B) v hydraulickém obvodu. Jedná se o modulové uspořádání umožňující tři různá zapojení. Těleso ventilu (1) má předlité kanály a škrticí ventily jsou v kanálech A nebo B nebo A i B. Umožňují volné průtoky v jednom směru a omezují v opačném směru. Škrticí šoupátko (2) je posouváno přestavným šroubem (3). Poloha šoupátka pak odpovídá velikost průtočného průřezu.

Kanálem A1 je přiváděna tlaková kapalina do škrticí drážky a škrticího mezikruží a je odváděna kanálem A2. Přivedením kapaliny do kanálu B2 je přesunuto sedlo (4) proti pružině (5). Tím vznikne průtočný průřez umožňující volný průtok kanálem B1 (funkce jednosměrného ventilu). Mezideska (6) s vloženými O-kroužky ve stykové ploše zajišťuje těsnění. Poloha ventilu určuje zapojení pro škrcení na vstupu nebo výstupu spotřebiče. Změna zapojení ze škrcení na vstupu na škrcení na odpadu je prováděna otočením ventilu o 180° kolem vodorovné osy. Orientace schematické značky na štítku ventilu odpovídá orientaci škrticích ventilů. Přestavný šroub je nastavován klíčem, rukojetí někdy také rukojetí se zámkem.

Značka na schématu:



Obr. 420. Značka škrticího ventilu

Použití a vlastnosti

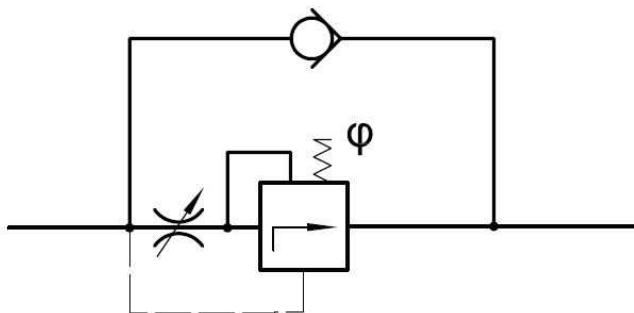
Tyto ventily se používají v obvodech se stálým zatížením hydromotorů (malými změnami tlakového spádu).

- Poznámky:

* Pokud jsou hydromotory **nestejnoměrně zatíženy** (velké změny tlakového spádu) používají se k řízení rychlosti hydromotoru **ventily se stabilizací tlakového spádu**.

* U těchto ventilů je průtok závislý pouze na otevření a málo závisí na změnách tlaku před a za ventilem. (konstrukčně je škrticí ventil spojen s redukčním ventilem).

Značka na schématu:



Obr. 421. Značka škrticího ventilu se stabilizací tlakového spádu

Kontrolní otázky.

1. Popište rozdělení a funkci hydraulických prvků pro řízení průtoku
2. Nakreslete značky jednotlivých prvků pro řízení průtoku

Pneumatické mechanismy

Charakteristika

Pneumatické mechanismy používají jako pracovní médium plyn.

Dělí se na :

- **Mechanismy pneumostatické (ozn.9.1.2)** – využívají pro práci statickou energii stlačeného plynu (obvykle vzduchu). Je u nich výhodný poměr hmotnosti stroje a výkonu. Jejich nevýhodou je vyšší cena – ve srovnání s elektrickým pohonem je pneumostatický pohon několika násobně dražší.

- **Mechanismy pneumodynamické (ozn.9.2.2)** – využívají pro práci kinetickou energii proudění stlačeného plynu nebo páry (parní nebo plynové turbíny)

Pneumostatické mechanismy nacházejí použití v následujících oblastech :

- **Pohon strojů** – energii stlačeného plynu lze přímo přeměnit v práci stroje (lineární pneumomotory)

- **Ovládání strojů a výrobních procesů** - pneumatické řízení může nahradit řízení elektrické (např. ve výbušném prostředí).

- **Přímé výrobní aplikace** – např. provzdušňování, spalování, zkapalňování plynů.

- Poznámka:

* Další text se týká mechanismů pneumostatických.

9.1. 2 Pneumostatické mechanismy

Vybrané fyzikální zákony, definice a konstanty používané pro pneumostatické mechanismy

Při přeměně tepelné energie v energii mechanickou se využívá expanze (zvětšení objemu) plynu spojenou se současným poklesem jeho tlaku a teploty.

Pro výpočet se používá závislostí odvozených pro tzv. **ideální plyn**, tj. plyn mezi jehož molekulami nepůsobí žádné mezimolekulární síly.

Stav ideálního plynu určují tři **stavové veličiny** – **tlak, teplota a objem**. Tyto veličiny jsou mezi sebou svázány tzv. **stavovou rovnicí**

$$p \cdot v = m \cdot R \cdot T$$

kde

p – tlak plynu [Pa]

V – celkový objem plynu [m³]

m – celková hmotnost plynu [kg]

Pneumatický obvod – sestavení a pneumatické prvky

Charakteristika

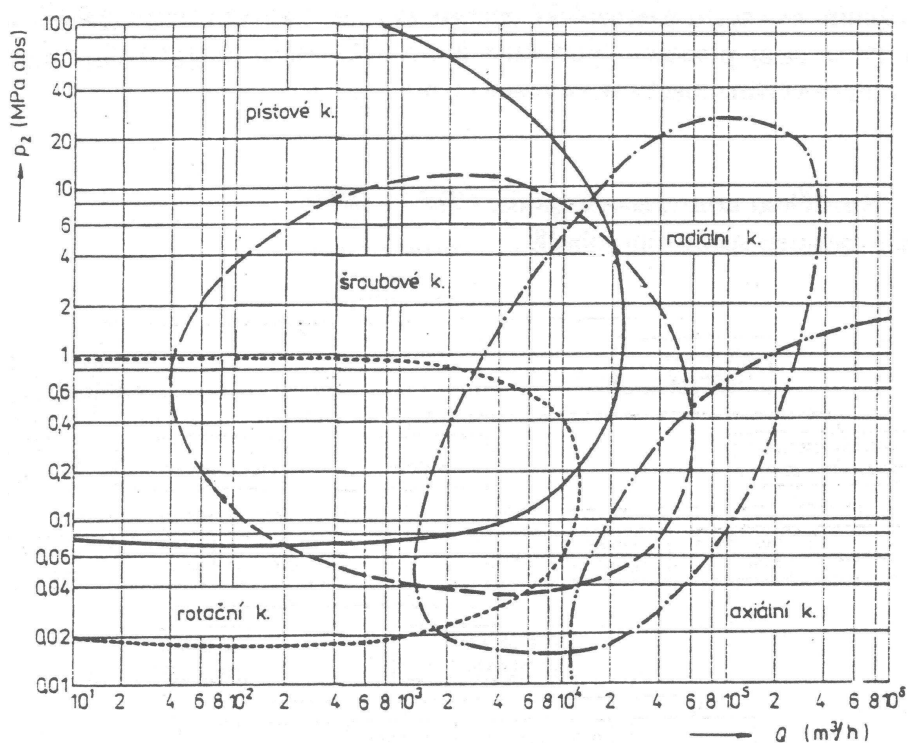
Pneumatický obvod tvoří pneumogenerátory (kompresory), pneumatické motory, řídící a doplňující pneumatické prvky s potrubím. Je obdobný jako obvod hydraulický. Je účelově vytvářen pro výrobu, distribuci a využití stlačeného plynu.

Kompresory (pneumatické generátory)

Jsou to stroje zkonstruované pro stlačování plynů. Vynaložením mechanické energie se zvětšuje tlaková energie nasátého plynu.

Rozlišují se následující druhy zařízení :

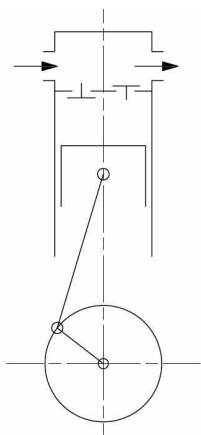
- **Vývěva** – nasává vzduch o tlaku nižším než je tlak atmosférický a stlačuje jej na tlak atmosférický.
- **Dmychadlo** – stlačuje vzduch o atmosférickém tlaku a stlačuje jej na přetlak < 2 bary
- **Kompresor** – stlačuje plyn na přetlak > 2 baru



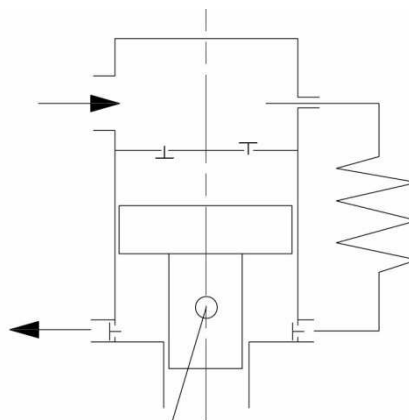
Obr. 439. Pracovní oblasti kompresorů

Typy a konstrukční schémata jednotlivých druhů kompresorů jsou znázorněné na obr. 440.

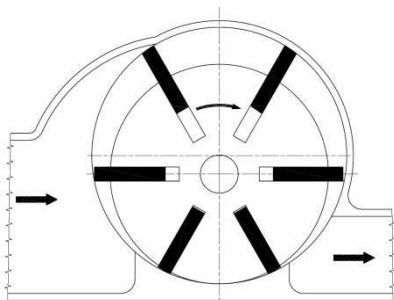
a) Jednočinný jednoválcový, pístový



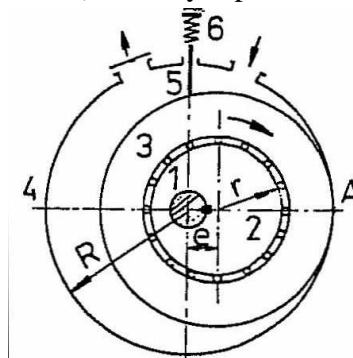
b) dvoustupňový, jednoválcový, pístový



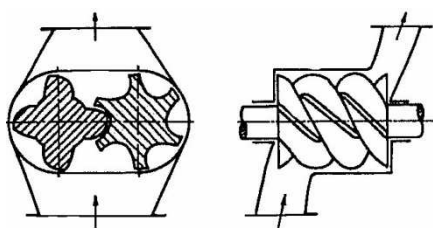
c) Kompresor křídlový



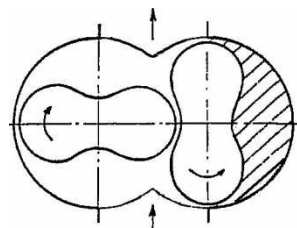
d) s valivým pístem



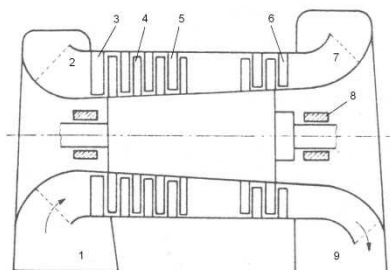
e) Kompresor šroubový



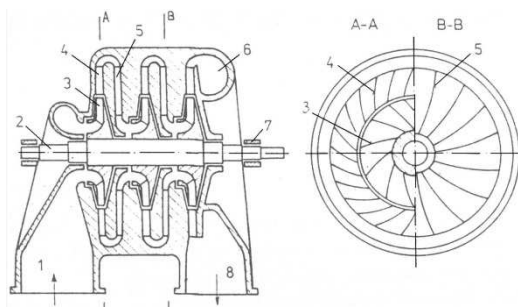
f) Kompresor zubový



g) Turbokompresor axiální



h) Turbokompresor radiální



Obr. 440. Druhy kompresorů

Stanovení příkonu objemového kompresoru

Velikost práce, kterou kompresor vykoná pro jeden pracovní cyklus (nasání plynu, stlačení a výtlač) je znázorněna na pracovním diagramu, který zobrazuje závislost mezi **objemem** a **tlakem** plynu při pracovním cyklu. Diagram zobrazuje ideální stav, kdy se stlačuje ideální plyn, kompresor nemá žádné ztráty a žádný ztrátový škodlivý prostor.



Obr. 441. Pracovní diagram kompresoru

Pro izotermickou kompresi (křivka 1 – 2 je funkcí $p \cdot V = konst$, $T = konst$) je vztah pro **technickou práci** A_t , tj. pro práci vyjádřenou plochou diagramu ohraničenou křivkami 4 -1 sání, 1-2 komprese a 2 – 3 výtlač.

$$A_t = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\text{Pa} \cdot \text{m}^3 = \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot \text{m}^3 = \text{N} \cdot \text{m} = \text{J}]$$

- Poznámka:

* Absolutní práce kompresoru A_a je znázorněna celou plochou pracovního diagramu).

Výkon kompresoru izotermický

$$P_{it} = A_t / t = p_1 \cdot \frac{V_1}{t} \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 \cdot Q \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\frac{\text{J}}{\text{s}} = \text{W}]$$

kde

Q [m³/s] - výkonnost kompresoru

V_1 [m³] – zdvihový objem kompresoru

t [s] – čas

Příkon kompresoru (efektivní)

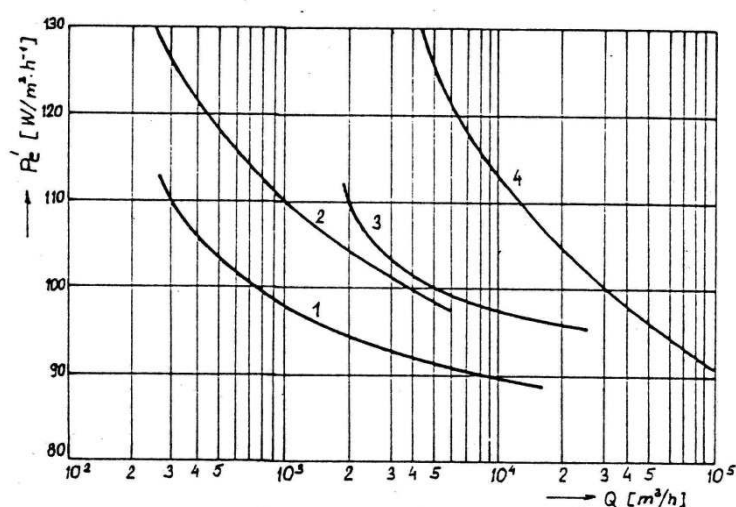
$$P_{ef} = \frac{P_{it}}{\eta}$$

kde η – účinnost kompresoru, tj. $\eta = \frac{P_{it}}{P_{ef}} [\%]$

Měrný efektivní příkon

$$P_{ef}' = \frac{P_{ef}}{Q} \left[\frac{W}{m^3/hod} \right]$$

Měrný efektivní příkon je kritériem pro posouzení kvality kompresoru.



Obr. 442. Závislosti měrného efektivního příkonu na výkonnosti kompresoru pro pracovní tlak 7 barů

- 1) Pístový kompresor
- 2) Křídlový kompresor
- 3) Šroubový kompresor
- 4) Turbokompresor

* Poznámka :

* Při dodávce kompresoru je obvyklé určit jeho velikost dle výkonu elektromotoru. Pro běžné kompresory pro pracovní tlak do 7 barů je měrný efektivní výkon cca

$$P_{ef}' = 0,1 \left[\frac{\text{kW}}{m^3/hod} \right]$$

tzn. že např. pro pohon kompresoru o výkonnosti 50 m³/hod potřebujeme motor o výkonu 5 kW.

Pneumatické motory

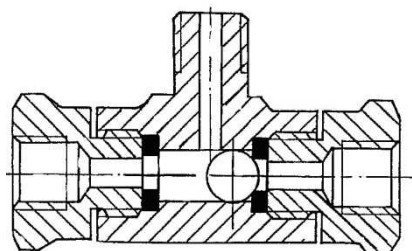
Konstrukčně jsou podobné jako pneumatické generátory, ale jejich funkce je opačná – přeměňují tlakovou energii přiváděného plynu na energii mechanickou – přímočarý pohyb u objemových lineárních motorů a rotační pohyb u motorů rotačních .

Pneumatické řídicí prvky

Tyto prvky tvoří součást pneumatického obvodu. Jsou vloženy do potrubí mezi kompresor a pneumatický motor. Umožňují v pneumatickém obvodu řídit směr průtoku (tj.smysl pohybu motoru), tlak (tj. sílu motoru) a množství plynu (tj. rychlost pohybu motoru).

Pneumatické prvky pro řízení směru průtoku

Dělí se na rozvaděče ventilové nebo šoupátkové. Jejich vlastnosti jsou obdobné jako u rozvaděčů hydraulických, popsanych v kapitole 9.1.1., pouze výfuk plynu je pro vzduch do atmosféry. Ovládané mohou být ručně, elektricky nebo pneumaticky.



Obr.443. Dvojité jednosměrný rozvaděč s kuličkou

Pneumatické prvky pro řízení tlaku

Do této skupiny patří :

Ventily tlakové - pojistné

zabraňují stoupnutí tlaku v pneumatickém obvodu nad stanovenou mez) – při normální funkci pneumatického obvodu je ventil uzavřen, otevírá při překročení jmenovitého tlaku o 10 %.

Ventily tlakové - přepouštěcí

udržují nastavený tlak v pneumatickém obvodu na požadované hodnotě

Ventily redukční

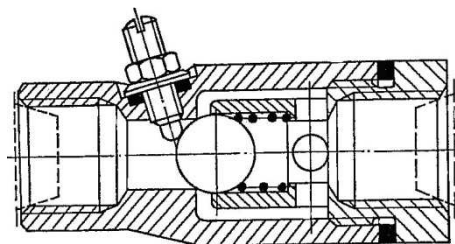
umožňují odběr plynu s redukováným tlakem p z místa o vyšším tlaku p_0 .

Redukovaný tlak p udržují na požadované hodnotě nezávisle na průtoku a vstupním tlaku p_0

Funkční princip pneumatických tlakových ventilů je shodný s tlakovými ventily hydraulickými.

Pneumatické prvky pro řízení množství

Používají se škrťací ventily, které řídí množství (velikost průtoku) plynu škrcením.



Obr. 444. Škrťací ventil

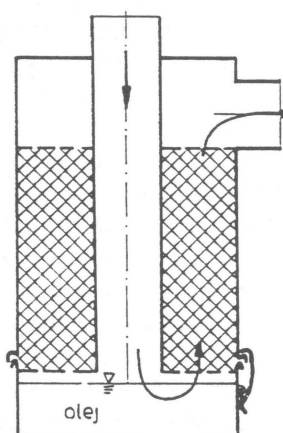
Funkce – velikost průtočné plochy a tím velikost průtočného odporu je dána zašroubováním stavěcího šroubu, který vymezuje polohu kuličky. Při průtoku opačným směrem je průtočný odpor ventilu minimální – kuličku odtlačí proti pružině proud plynu.

Doplňující prvky pneumatického obvodu

Pro normální funkci musí být pneumatický obvod doplněn zařízením, které umožní separovat z pracovního média (vzduchu) pevné a kapalně částice, ochladit stlačený plyn a vyrovnat kolísání tlaku v potrubní síti.

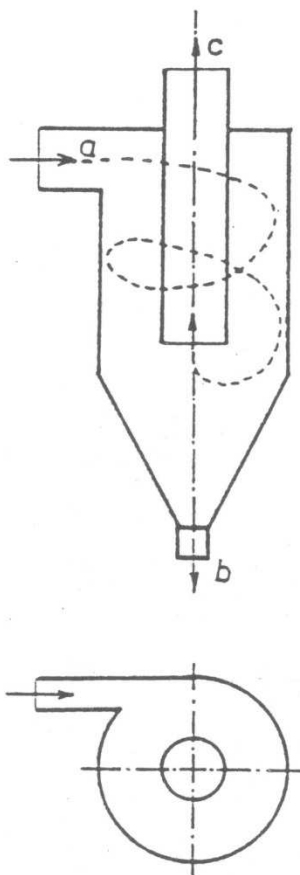
Sací filtry – zachycují prach, který je obsažen v nasátém vzduchu (až $2\text{g} / \text{m}^3$).

Filtry pro stlačený vzduch – zachycují na výtlaku částice rzi z potrubí a kapičky vody a oleje, které stlačený vzduch obsahuje.



Obr. 445. Sací filtr

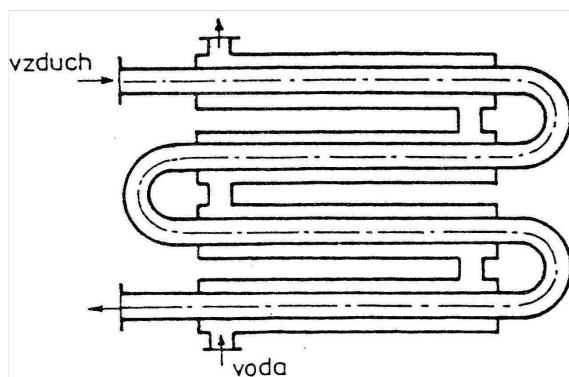
Odlučovače kondenzátu – odstraňují ze stačeného vzduchu zkondenzovanou vodu z nasáté vodní páry. Často používaný je odlučovač odstředivý, tzv. cyklon. Kapky vody ulpívají na stěně odlučovače a stékají dolů.



Obr. 446. Odlučovač kondenzátu

Chladiče vzduchu – používají se pro mezistupňové chlazení při postupném stlačování vzduchu – komprese se tak přibližuje ideální izotermické kompresi.

Provedení chladiče.



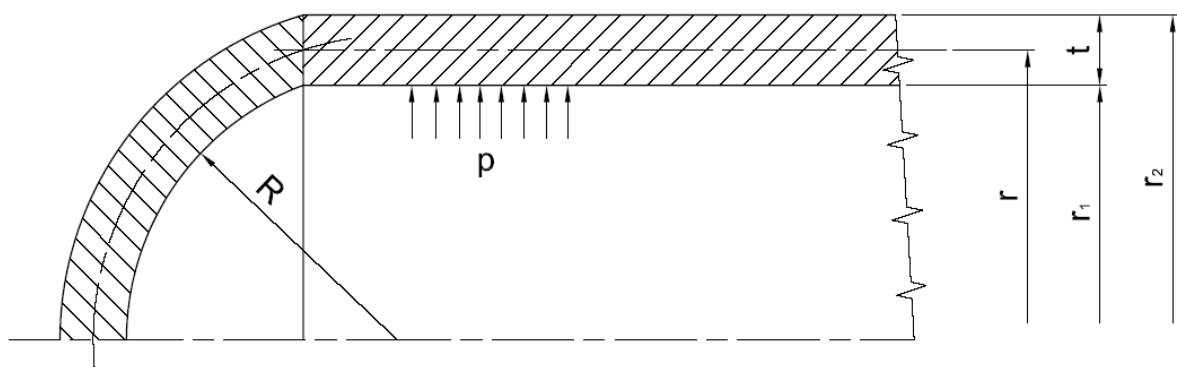
Obr. 447. Chladič vzduchu

Vzdušníky

Vyrovňávají kolísání tlaku v potrubní síti a kryjí krátkodobou spotřebu vzduchu vyšší než je výkonnost kompresoru.

Vzdušník **je tlaková nádoba** (s větším objemem než 10 dm^3 , u níž je součin objemu v dm^3 a tlaku v MPa nejméně 10). Dle ČSN musí být vybavena pojistným ventilem, manometrem, odkalovacím ventilem, průřezem a popisným štítkem.

Rozlišují se dva druhy tlakových nádob :



Obr. 448

a.) **Slabostěnná** (pro poměr $r_2 / r_1 \leq 1,15$)

Rovinná napjatost - určí se napětí : meridiální $\sigma_m = \frac{r \cdot p}{2t}$

tangenciální $\sigma_t = \frac{r \cdot p}{2t} \cdot \left(1 - \frac{r}{2R}\right)$

b.) **Silnostěnná** (pro poměr $r_2 / r_1 > 1,15$)

Prostorová napjatost – určí se napětí : osově $\sigma_o = \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$

radiální $\sigma_{r1} = - p, \sigma_{r2} = 0$

tangenciální $\sigma_{t1} = \sigma_o + p, \sigma_{t2} = 2\sigma_o$

Dále se určí u obou případů redukované napětí $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_o^2 + \sigma_t^2 - \sigma_t \sigma_o - \sigma_t \sigma_r - \sigma_o \sigma_r}$

Musí platit $\sigma_{red} \leq \sigma_k / k$ kde σ_k je mez kluzu materiálu, z něhož je nádoba vyrobena a k koeficient bezpečnosti dle ČSN.

HYDRAULICKÁ TĚSNĚNÍ

Obsah přednášky

1. Charakteristika těsnění
 - 1.1. Rozdělení těsnění
 - 1.2. Hlavní kritéria pro volbu těsnění
 - 1.3. Rozsah obvyklého použití těsnění
2. Vlastnosti a použití hydraulických těsnění
 - 2.1. Dynamická těsnění pro posuvný pohyb
 - 2.1.1. Těsnění pístnicová
 - 2.1.2. Těsnění pístní
 - 2.1.3. Těsnění O-kroužky
 - 2.2. Dynamická těsnění pro rotační pohyb
 - 2.3. Těsnění statická
 - 2.3.1. Těsnění O-kroužky
 - 2.3.2. Plochá statická těsnění
3. Poznatky pro kreslení a konstrukci
 - 3.1. Obecné poznatky
 - 3.2. Vliv nejdůležitějších pracovních podmínek
 - 3.2.1. Vliv jakosti povrchu
 - 3.2.2. Vliv výrobních tolerancí
 - 3.2.3. Vliv kluzné rychlosti
 - 3.3. Doplnující prvky k těsnění
 - 3.3.1. Vodicí kroužky
 - 3.3.2. Stírací kroužky
 - 3.3.3. Opěrné kroužky
 - 3.3.4. Montáž těsnicích a doplňujících prvků
 - 3.3.5. Ostatní druhy těsnění

1. CHARAKTERISTIKA TĚSNĚNÍ

Hydraulická těsnění se používají pro utěsnění tekutin v technických systémech, které používají při své činnosti jako pracovní medium tekutiny (kapaliny nebo plyny).

1.1 Rozdělení těsnění podle použití:

Těsnění dynamická – utěsňují vzájemně se pohybující strojní části, rozlišují se dále na

- a.) Těsnění pro posuvný pohyb
- b.) Těsnění pro pohyb rotační
- c.) Těsnění kombinovaná pro posuvný i rotační pohyb

Těsnění statická – utěsňují strojní části vzájemně nepohyblivé.

1.2 Hlavní kritéria pro volbu těsnění

Při volbě těsnění pro konkrétní pracovní podmínky s je nutno respektovat:

a.) Pracovní tlak - Používané jednotky uváděné v katalogích výrobců:

$$\text{Pa} = \text{N/m}^2, \text{ MPa} = \text{N/mm}^2 = 10 \text{ bar (normy ISO)}$$

$$\text{PSI} = \text{Lb / inch}^2 = 0,07 \text{ MPa, (anglosaské země)}$$

b.) Pracovní teplotu – podle rozsahu pracovní teploty se volí materiál těsnění

c.) Druh pracovního média – podle druhu pracovní kapaliny (chemická reakce, znečištění) se volí tvar a materiál těsnění

d.) Rychlost posuvu – u dynamických těsnění posuvných

Rychlost obvodová - u dynamických těsnění rotačních

Těsnění zvolené podle těchto kritérií musí zaručit :

- a.) Těsnost pro konkrétní pracovní podmínky
- b.) Funkční bezpečnost
- c.) Jednoduchou montáž do konstrukce stroje a přijatelnou cenu

1.3 Rozsahy obvyklého použití hydraulických těsnění:

Pracovní tlak: 0 až 70 Mpa

Pracovní teplota : - 45 až +110 °C

Rychlost posuvného pohybu u dyn. těsnění : do 1 m/s

Obvodová rychlost u rotačních dynamických těsnění: do 40 m/s

Pracovní parametry těsnění závisí na jeho provedení a materiálu, z něhož je těsnění vyrobeno – obvyklé materiály jsou PTFE (polytetrafluoretylén), acetát, kaučuk, teflon a další , které používají jednotliví výrobci.

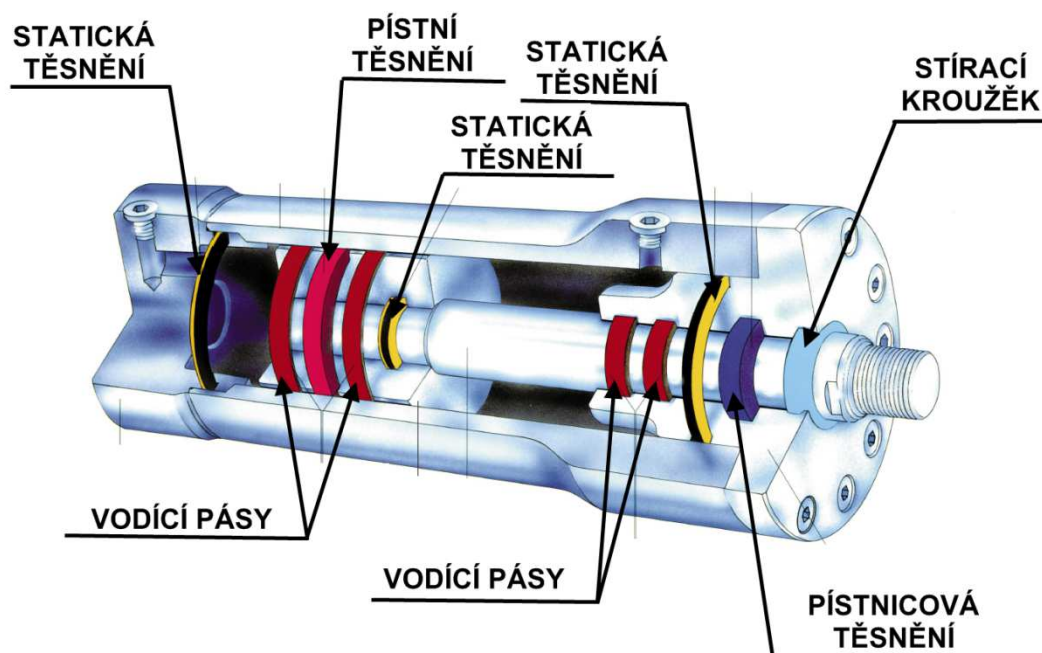
Použitý materiál musí splnit požadavek na :

- a.) Elasticitu těsnění v požadovaném rozsahu prac. teploty (podmínka těsnosti spoje)
- b.) Životnost (minimální otěr a koeficient tření)
- c.) Snášlivost s použitou pracovní kapalinou (plynem)

Při volbě materiálu se řídíme doporučením výrobce uvedeným v katalogu!

2. VLASTNOSTI A POUŽITÍ HYDRAULICKÝCH TĚSNĚNÍ

Použití statických těsnění a těsnění dynamických pro posuvný pohyb (včetně nezbytných doplňujících prvků - stíracích kroužků a vodících pásů) je ukázáno na konstrukci lineárního hydromotoru – viz obr. 1.



Obr. 1 – Těsnění použitá v konstrukci lineárního hydromotoru.

V dalších kapitolách budou popsány jednotlivé typy těsnění. Těsnění dynamická uvedená v kap. 2.1 a 2.2 musí být pro dobrou funkci doplněna pomocnými prvky uvedenými v kap. 3.3, tj. kroužky vodícími, stíracími a opěrnými.

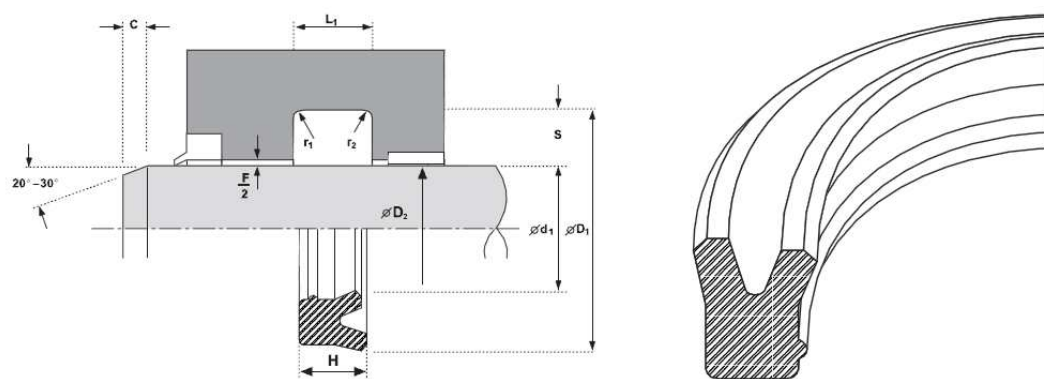
2.1. Těsnění dynamická pro posuvný pohyb

2.1.1 Pístnicová těsnění

Utěšňují prostor mezi pístnicí a víkem hydromotoru.
Základní typy pístnicových těsnění jsou následující:

a.) Pístnicová těsnění s manžetou

Jejich provedení je znázorněno na obr. 2. Manžeta těsní pouze v jednom směru a musí se montovat vždy otevřením proti působícímu tlaku – tlak kapaliny pak manžetu rozevírá a tiskne její vnitřní břit k pístnici a vnější břit k víku, čímž je dosaženo těsnicího efektu. Je proto důležitá volba materiálu manžety podle doporučení výrobce, aby pracovní tlak manžetu dostatečně otevřel, ale nedestruoval.



Obr. 2 – Pístnicové těsnění s manžetou

Tento typ těsnění se používá pro těsnění vody, minerálních olejů a vzduchu pro lehčí provozní podmínky uvedené v tab.1.

MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max	TEPLOTNÍ ROZSAH	
m/s	-45 °C +80 °C	-45 °C +110 °C
0,15	450 bar	400 bar
0,5	280 bar	250 bar

Tab. 1 – Doporučené provozní podmínky pro pístnicové těsnění s manžetou

Tolerance průměru pístnice je obvykle f 9, její drsnost $R_a = 0,1 - 0,4$.

Poznámka 1 : Pro snadnění montáže manžety je nutné na pístnici provést sražení 20-30° o šířce c.

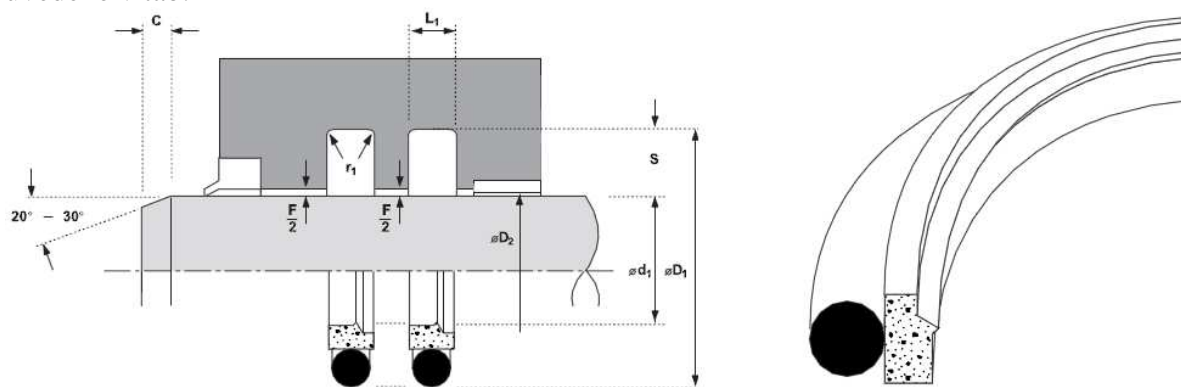
Vlastní manžeta neumožní vedení pístnice. Pístnice proto musí být vedena vodícími pásy, vloženými do víka hydromotoru. Ve víku hydromotoru musí být vložen stírací kroužek, který setře nečistoty z povrchu pístnice a zabráni jejich proniknutí do vnitřního prostoru válce.

b.) Pístnicové těsnění složené

Těsnění sestává z profilového kroužku z PTFE a pryžového O-kroužku. – viz obr. 3.

O – kroužek zajišťuje statické těsnění v prostoru drážky a profilový kroužek zajišťuje dynamické těsnění pístnice

Výhodou tohoto systému je použitelnost pro oboustranný tlak a malé tření na pístnici -snížené nároky na mazání. Podle požadavku na těsnost mohou být použity 1 nebo 2 těsnicí sady. Používá se pro těsnění kapalin (vody, minerálních olejů a glykolu) pro provozní podmínky uvedené v tab. 2



Obr. 3 – Pístnicové těsnění složené

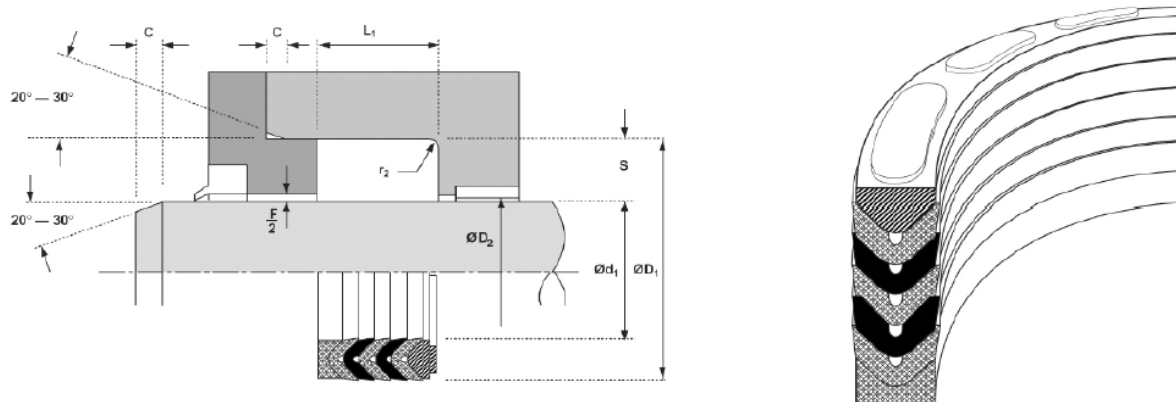
MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max	TEPLOTNÍ ROZSAHY	
m/s	-30 °C +80 °C	-30 °C +100 °C
4	200 bar	160 bar
0,5	400 bar	320 bar

Tab. 2 - Doporučené provozní podmínky pro složené pístnicové těsnění

c.) Pístnicové těsnění se sadou manžet

Těsnění je složeno ze sady manžet (viz obr. 4) s opěrnými kroužky na okrajích, které zajišťují přemostění větších těsnicích spár. Počet vložených manžet se navrhuje podle velikosti průměru pístnice dle doporučení výrobce.

Těsnění se používá pro nejtěžší provozní podmínky (tlakové rázy, rozměrové nepřesnosti) pro těsnění vody a minerálních olejů pro provozní podmínky uvedené v tab. 3.



Obr. 4 – Pístnicové těsnění se sadou manžet

MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max	TEPLOTNÍ ROZSAHY	
m/s	-30 °C +80 °C	-30 °C +100 °C
0,5	250 bar	250 bar
0,15	400 bar	400 bar

Tab. 3 – Doporučené provozní podmínky pro těsnění se sadou manžet

2.1.2 Pístní těsnění

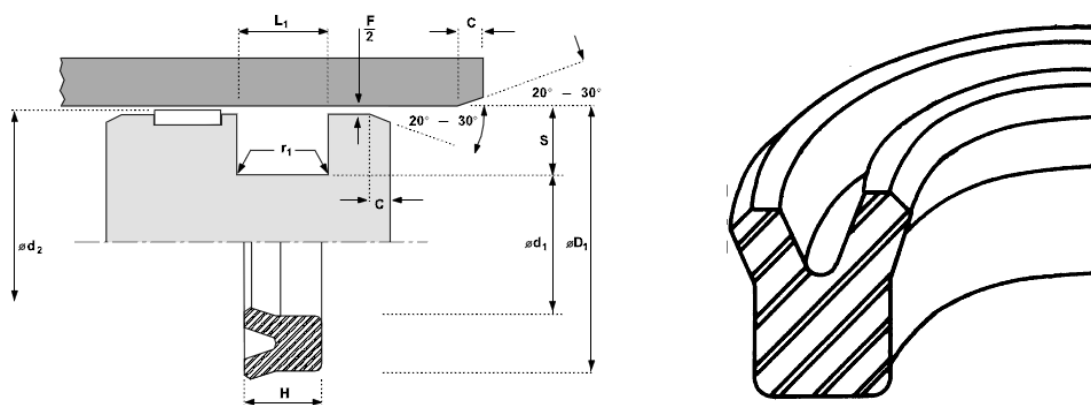
Utěšňují prostor mezi pístem a válcem hydromotoru. Rozlišují se, hydromotory jednočinné (síla působí pouze při dopředném pohybu) a dvojčinné (pracovní síla působí při dopředném i zpětném pohybu) u nichž musí pístní těsnění zamezit průsaku oleje mezi prostorem před a za pístem.

Základní typy pístních těsnění jsou následující :

a.) Manžetová pístní těsnění

Používají se pro těsnění jednočinných válců pro lehké zatížení. Manžety (viz obr. č.5) jsou robustní, což zabraňuje překlopení manžety při zpětném pohybu – manžeta se montuje otevřením proti působícímu tlaku. Píst musí být opatřen vodícím pásem.

Manžety jsou vhodné pro těsnění tekutin (vody, minerálních olejů i vzduchu) pro provozní podmínky uvedené v tab. 4. Požadovaná drsnost kluzných ploch válce je $R_a = 0,1$ až $0,4$



Obr. 5 – Manžetové pístní těsnění

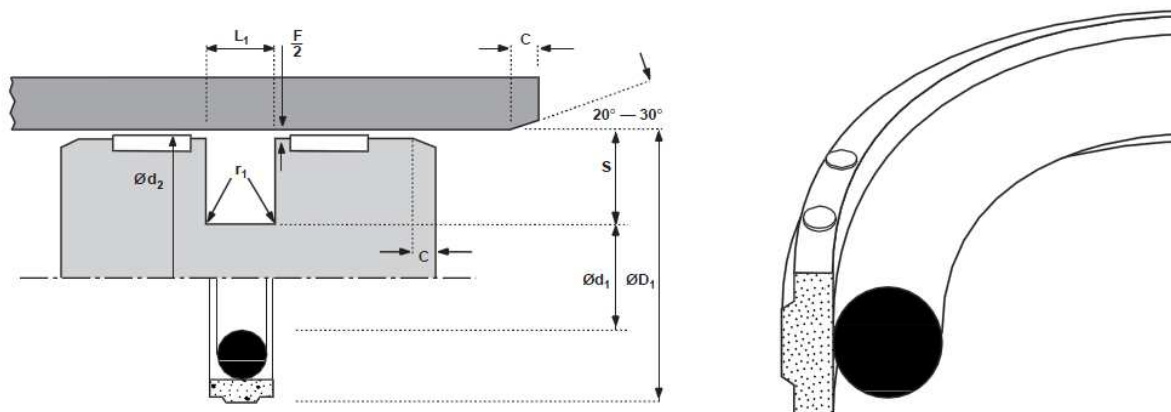
MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max.	TEPLOTNÍ ROZSAH	TEPLOTNÍ ROZSAH
m/s	-45 °C +80 °C	-45 °C +110 °C
0,5	280 bar	250 bar
0,15	400 bar	350 bar

Tab. 4 – Doporučené provozní podmínky pro manžetové pístní těsnění

b.) Pístní těsnění složené

Těsnění je vhodné pro jednočinné i dvojčinné hydromotory pro středně těžké zatížení. Těsnění se skládá (viz obr. 6) z pryžového O-kroužku (těsní drážku) a profilového kroužku (těsní plochu). Píst musí být opatřen dvěma vodícími pásy.

Toto těsnění je vhodné pro vodu, minerální oleje a speciální tlakové kapaliny při provozních podmínkách uvedených v tab 5. Je použitelné i pohyb spirálový (kombinované těsnění pro pohyb posuvný a rotační).



Obr. 6 – Pístní těsnění složené

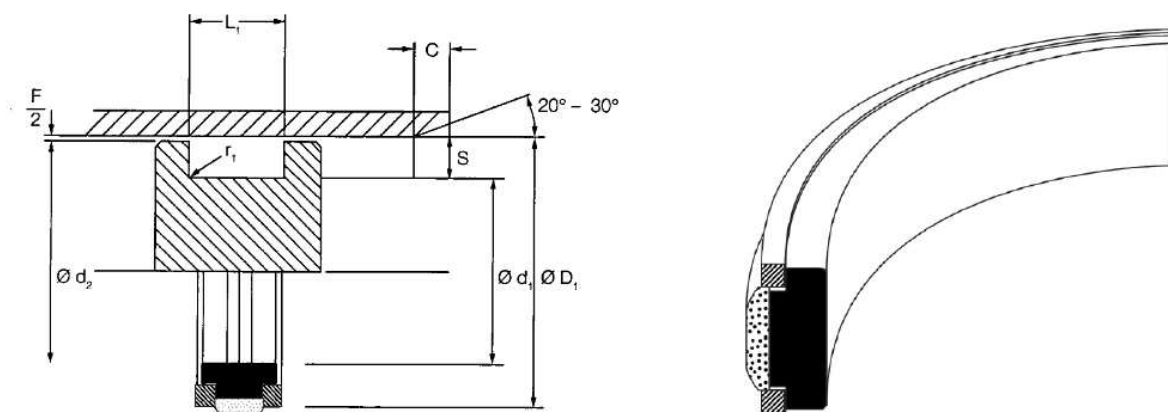
MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max.	TEPLOTNÍ ROZSAH	TEPLOTNÍ ROZSAH
m/s	-40 °C +80 °C	-40 °C +100 °C
1	250 bar	200 bar
0,5	350 bar	250 bar
0,3	400 bar	315 bar

Tab. 5 – Doporučené provozní podmínky pro pístní těsnění složené

c.) Pístní těsnění s vodícími kroužky

Těsnění je vhodné pro těžké zatížení. Lze jej použít pro jednočinné i dvojčinné válce. Skládá se z vnějšího kluzného kroužku z TPE odolného proti opotřebení, vnitřního přítlačného kroužku a bočních vodících kroužků – viz obr. 7

Používá se pro těsnění kapalin (minerálních olejů, tlakových a hořlavých kapalin) pro provozní podmínky uvedené v tab. 6.



Obr. 7 – Pístní těsnění s vodícími kroužky

MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST		
v max.	TEPLOTNÍ ROZSAH	TEPLOTNÍ ROZSAH
m/s	0 °C +60 °C	-30 °C +100 °C
0,5	315 bar	250 bar
0,3	500 bar	315 bar
0,15	700 bar	500 bar
STATICKY	800 bar	600 bar

Tab. 6 – Doporučené provozní podmínky pro pístní těsnění s vodícími kroužky

2.1.3 Dynamická těsnění s O–kroužky (pístnicová i pístní)

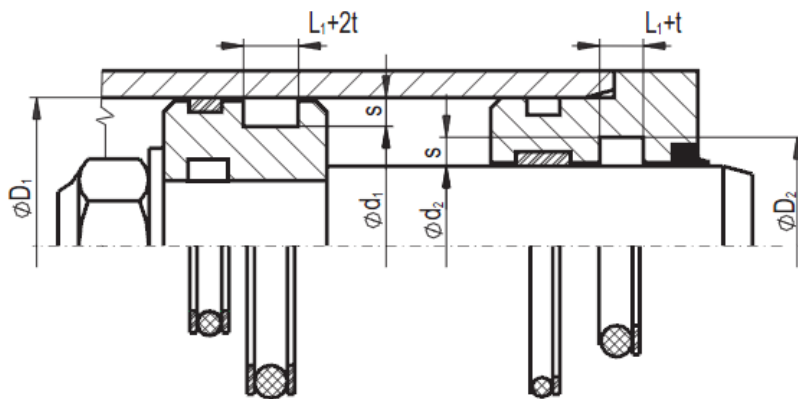
Pro těsnění pístnice i pístu v hydromotoru lze použít O–kroužky (viz obr. 8.)

Podrobněji je použití O–kroužků popsáno v kap.2.3 - statická těsnění.

Jejich použití pro dynamická těsnění je omezeno kluznou rychlostí do 0, 3 m/s a tlakem do 10 Mpa .

Pozn. 2: Pro konstrukci hydromotorů se obvykle používají dynamická těsnění uvedená v kap. 2.1.1 a 2.1.2. Těsnění s O-kroužky se používá obvykle pro hydromotory menších rozměrů, kde se vyžaduje malý zástavbový prostor pro těsnicí prvky.

Podmínkou jejich použití je existence mazacího filmu, který spolu s tlakem, kluznou rychlostí, teplotou, druhem pracovní kapaliny a drsností kluzných ploch ($R_a = 0,1$ až $0,4$) rozhoduje o životnosti těsnění.



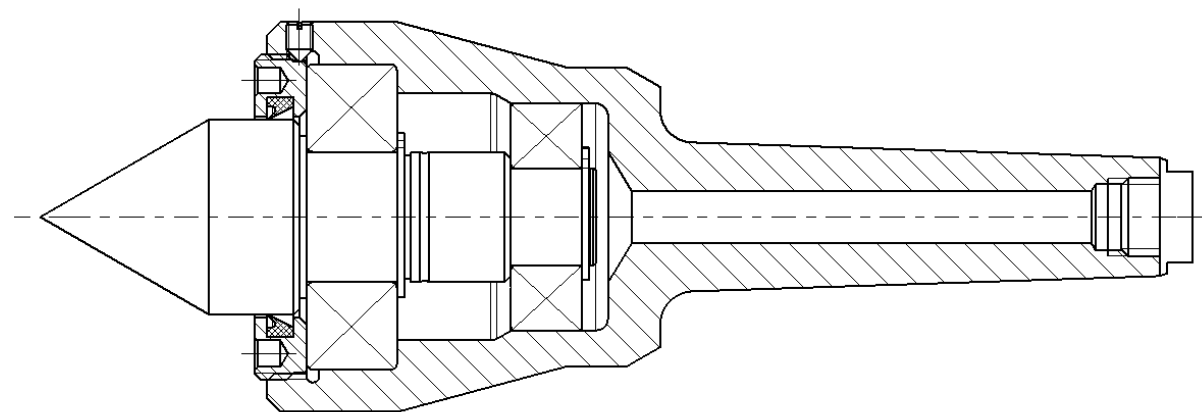
Obr. 8 – Dynamická těsnění O-kroužky

Pro konstrukci hydromotorů se obvykle používají dynamická těsnění uvedená v kap. 2.1.1 a 2.1.2. Těsnění s O-kroužky se používá obvykle pro hydromotory menších rozměrů, kde se vyžaduje malý zástavbový prostor pro těsnicí prvky.

2.2. Těsnění dynamická pro rotační pohyb

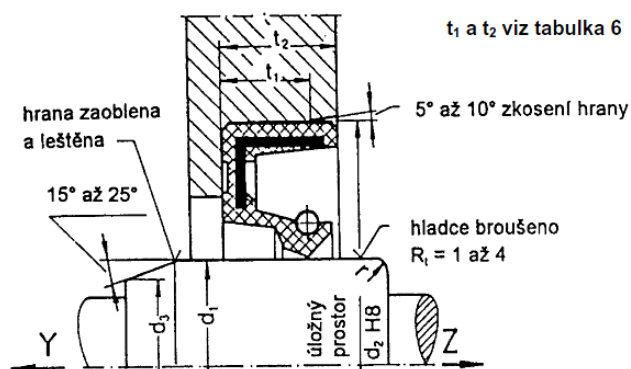
a.) Těsnění pro malé tlakové spády

Pro utěsnění rotujících hřídelí (viz otočný hrot na obr. 9) se používají radiální hřídelové těsnicí kroužky tzv. gufera. Funkčně oddělují dvě média s malým tlakovým spádem - u otočného hrotu vnitřní mazaný prostor (tuk, olej) od vnějšího prostředí (vzduch)



Obr. 9 – Otočný hrot

Provedení hřídelového těsnění je zřejmé z obr. 10 a doporučené provozní podmínky jsou uvedeny v tab. 7.



Obr.10 – Hřídelové těsnění GUFERO

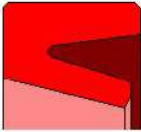
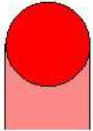
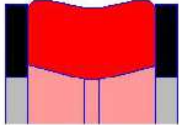
Poznámka 3: Pro zajištění těsnosti musí být povrch hřídele v oblasti hrotu gufera opracován na drsnost $R_a = 0,1$. Pro zajištění požadované životnosti těsnění musí být tvrdost povrchu hřídele 45 – 55 HRC (kaleno, nitrlováno). Rovněž musí být zaručeno obvodové házení hřídele dle doporučení výrobce. Při montáži musí těsnicí břit směřovat k utěšňované straně.

TLAKOVÝ ROZDÍL bar max.	POČET OTÁČEK HŘÍDELE	
	min ⁻¹	při obvodové rychlosti m/s max.
0,5	do 1 000	2,8
0,35	do 2 000	3,15
0,2	do 3 000	5,6

Tab. 7 – Provozní podmínky pro gufero

b.) Rotační těsnění pro velké tlak spády

Používají se pro těsnění prac. prostorů vysokotlakých čerpadel, rotačních hydromotorů a v parních turbinách. Jejich provedení a základní parametry jsou zřejmé z obr.11.

Profil	Popis	Materiál	Teplota (°C)	Tlak (bar)	Rychlost (m/s)
	Lze použít jako stírací kroužek pro rotační pohyb.	H-PU	- 30 +110		
		NBR	- 30 +100		
		H-NBR	- 20 +130		
		FPM	- 20 +200		
		EPDM	- 40 +150		
	O-kroužek, široká škála rozměrů bez nutnosti výroby forem.	H-PU	- 30 +110	600	
		NBR	- 30 +100	160	
		H-NBR	- 20 +130	160	
		FPM	- 20 +200	160	
		EPDM	- 40 +150	160	
		PTFE I	- 200 +260	160	
	Oboustranně těsnicí profil s opěrnými kroužky zabraňujícími extruzi. Vhodné pro otočné převaděče.	H-PU/POM	- 30 +100	400	0,2
		NBR/POM	- 30 +100	250	0,2
		H-NBR/POM	- 20 +100	250	0,2
		FPM/PTFE I	- 20 +200	250	0,2

Obr. 11 – Provedení rotačních těsnění

2.3. Těsnění statická

Statická těsnění utěsňují vzájemně nepohyblivé strojní části.

Obvyklým typem statického těsnění jsou O- kroužky, které splní většinu požadavků na statické těsnění.

Dalším používaným statickým těsněním jsou plochá těsnění pro šroubení a příruby.

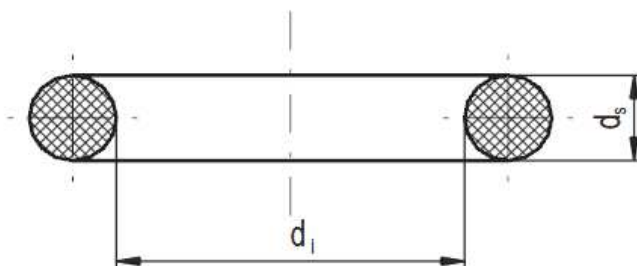
2.3.1. O- kroužky

a.) Princip těsnění O-kroužky

O–kroužky jsou těsnicí prvky s kruhovým průřezem ve tvaru prstence (viz obr. 12), které umožňují jednoduchou, relativně levnou a prostorově úspornou konstrukci . Rozměry O-kroužku se udávají jako $d_i \times d_s$ (vnitřní průměr krát tloušťka kroužku), vyrábějí se z materiálu NBR (nitri-butadien-ruber) s potřebnou tvrdostí.

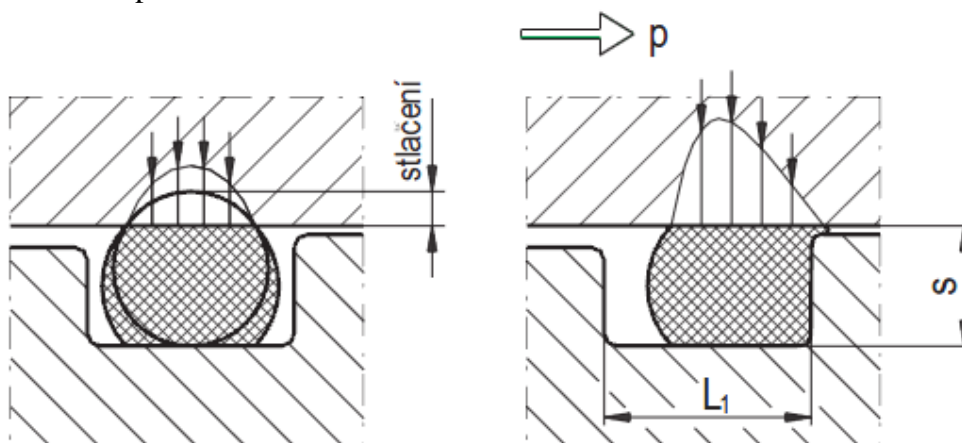
Používají se v hydraulice a pneumatice jako těsnění statická (ve speciálních případech uvedených v kap.2.1.3 i jako těsnění dynamická).

Umožňují jednoduchou, relativně levnou a prostorově úspornou konstrukci.



Obr. 12 – Rozměry O-kroužku

Těsnicího účinku se dosáhne deformací kruhového profilu O-kroužku, která je určena hloubkou drážky s – viz obr.13. Přítlačná síla vzniklá touto deformací se nazývá „předpětí“, a dále se zvětšuje působením pracovního tlaku.



Obr. 13 – Funkční princip těsnění O-kroužkem

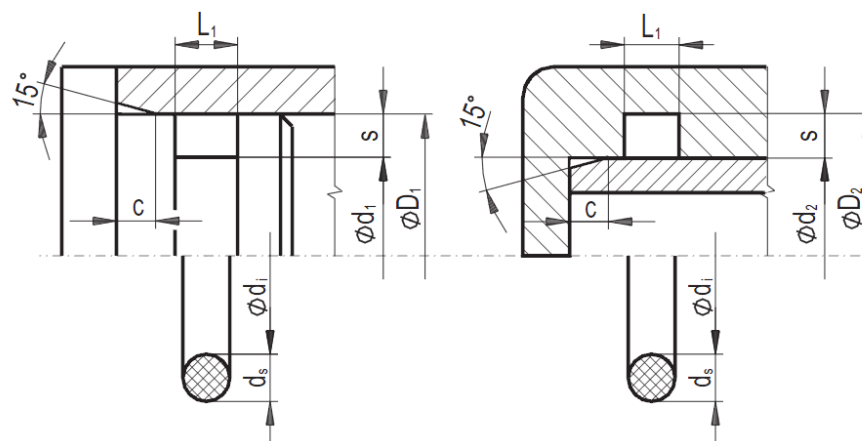
Tlakem je O-kroužek přitlačován k protilehlému boku drážky (viz obr. 14) a je nebezpečí jeho vmáčknutí do těsnicí spáry a jeho zničení. Tloušťka spáry F proto musí být co nejmenší (obvyklá tolerance průměrů H8/f8), tloušťka kroužku d_s co největší a tvrdost materiálu kroužku odpovídající pracovnímu tlaku – volba těchto parametrů dle doporučení výrobce.

			Rozsah d_i	Doporučení d_s
			do 25 mm	1,0 – 3,0
			20 – 50 mm	1,78 – 4,5
			40 – 80 mm	2,5 – 6,0
			70 – 160 mm	3,5 – 7,0
			přes 160 mm	větší než 5
			Tvrdost	Maximální tlak
			70 Shore A	< 100 bar
			80 Shore A	< 200 bar
			90 Shore A	< 500 bar

Obr.14 – Těsnicí spára a orientační parametry pro volbu O- kroužku

b.) Konstrukční aplikace O-kroužků

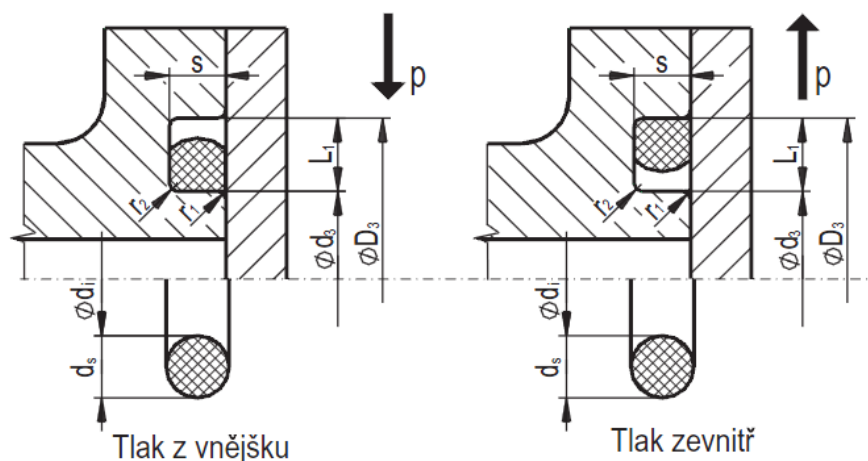
Statické těsnění v axiálním směru (radiální stlačení) – např. těsnění lineárních hydromotorů, ventilů a armatur – viz obr. 15.



Obr. 15 – Těsnění s radiálním stlačením O-kroužku

Poznámka 4 : Pro umožnění montáže O – kroužku bez poškození a jeho dobrou funkci je nutné zhotovit náběhová 15 ° sražení na vnitřních i vnějších plochách.

Statické těsnění pro radiální směr (axiální stlačení) – např. těsnění vík a přírub – viz obr. 16.



Obr. 16 – Těsnění s axiálním stlačením O-kroužku

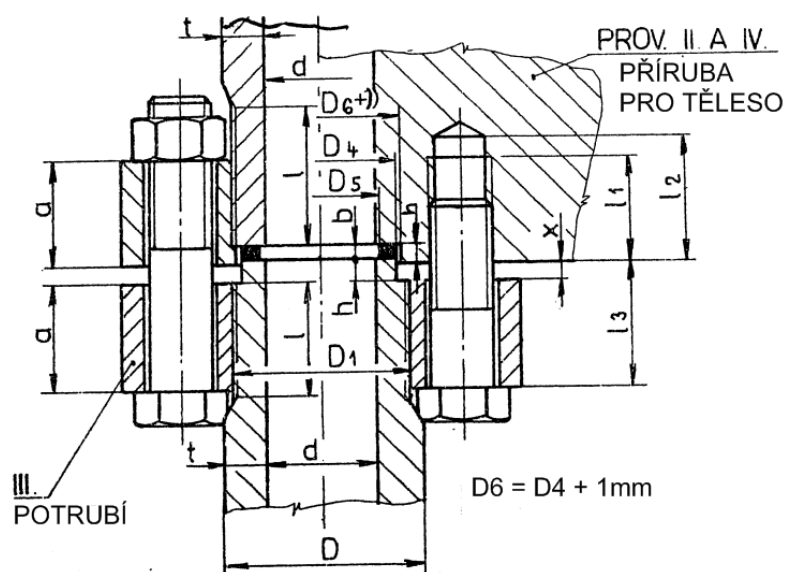
2.3.2 Plochá statická těsnění

mají tvar plochých těsnicích kroužků, používají se pro utěsnění přírubových spojů (viz obr. 17) a utěsnění šroubení (viz obr.18) pro vodu, minerální oleje a vzduch pro tlak až 1000 barů, teplotu -30 až +100°C.

Určující rozměry jsou vnější průměr D_5 / vnitřním průměrem D_4 – tloušťka b . Pro zabránění roztržení kroužku pracovním tlakem, musí být vloženy do vybrání o průměru $D_6 = D_4 + 1\text{mm}$ a hloubce b .

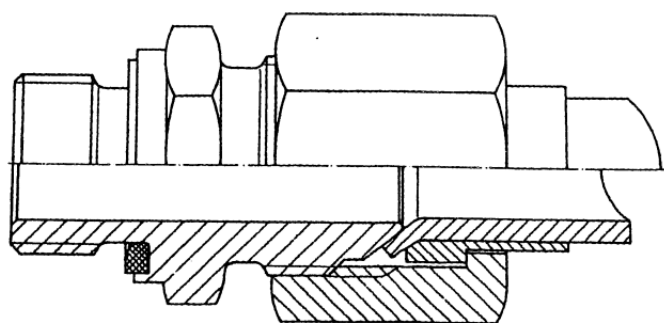
Vyrábějí se z mědi nebo polyamidů . Kroužky vyrobené z mědi mají delší životnost, ale nevýhodu, že při použití v ocelovém potrubí mohou vytvořit el. článek a vzniklá elektrochemická koroze naleptá těsnicí plochu, čímž způsobí netěsnost spoje.

Drsnost těsnicích ploch se předepisuje $R_a = 6,3 - 12,5$ (kroužek se zamáčkne do výstupků drsností a tím těsní -nejde však použít opakovaně).



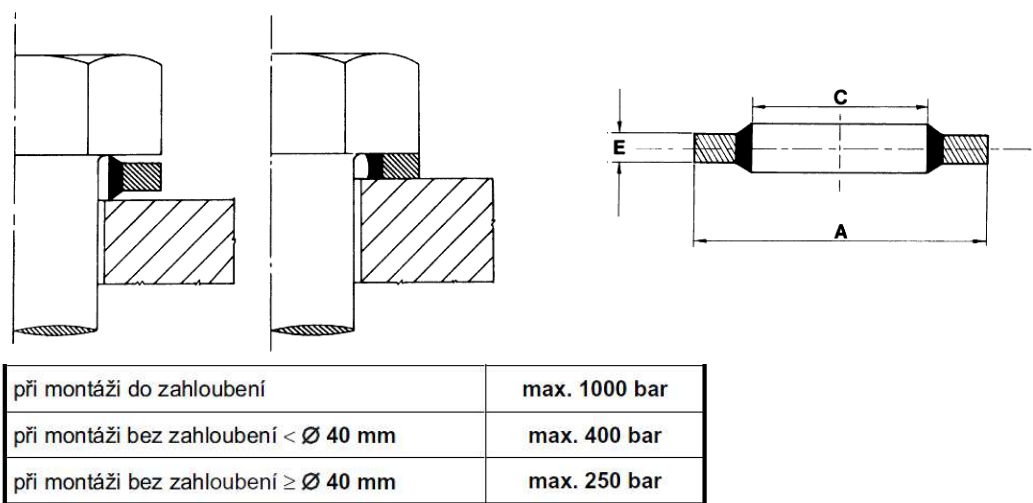
DN	D_4	D_5	b
20	30,5	23	2
25	39,5	30	3
32	47	37	
40	55	42	
50	72	59	
70	84	68	
80	* 100	83	4
100	* 120	102	
125	* 142	122	

Obr. 17 - Přírubové těsnění



Obr. 18 – Plochá těsnění pro šroubení

Použití plochých těsnění bez nutnosti vytvoření vybrání umožní tzv. **Usit - kroužky** složené z vnějšího kovového kruhu (zabezpečí silový styk) a navulkanizovaného pryžového vnitřního břitu (zabezpečí utěsnění). Provedení a parametry použití – viz obr. 19



Obr. 19 – Usit – kroužky

3. POZNATKY PRO KONSTRUKCI A KRESLENÍ HYDRAULICKÝCH TĚSNĚNÍ.

3.1. Obecné poznatky

Těsnění musí splnit základní požadavek těsnosti pro dané parametry a životnosti.

Dynamická těsnost (pro dynamické těsnění) znamená, že veškerá pracovní kapalina, která ulpěla na povrchu kluzné plochy je vrácena zpět do pracovního prostoru. Povrchová vrstva pracovní kapaliny nebo mazacího oleje vytvoří film o tloušťce několika mikrometrů, který oddělí těsnění a kluznou plochu, umožní těsnit plochy i s reálnými parametry povrchu a požadovanou životností pro dané pracovní podmínky.

Tloušťka mazací vrstvy je podmíněna materiálem a jakostí (drsností a geometrickými tolerancemi) opracování ocelových částí, tvarem a materiálem těsnění, a pracovními parametry těsnění (tlak, teplota, druh kapaliny, kluzná rychlost). Všechny tyto parametry je nutno uvažovat při volbě těsnění, protože ovlivňují tření a tím opotřebení těsnění.

3.2. Vliv nejdůležitějších pracovních podmínek:

3.2.1.) Vliv jakosti povrchu.

a.) Vliv drsnosti a tvrdosti povrchu

Drsnost povrchu těsněné plochy ovlivňuje tření mezi kluznými plochami. Je nutno usilovat o zvýšení nosného podílu povrchu na 50 až 70 % tj. volit opracování takové, aby byl zaručen vysoký nosný podíl drsnosti s oblým obrysem povrchu bez ostrých hran (viz obr. 20).



Vysoký nosný podíl R_p s oblým obrysem povrchu bez ostrých hrotů, např. válečkováním.



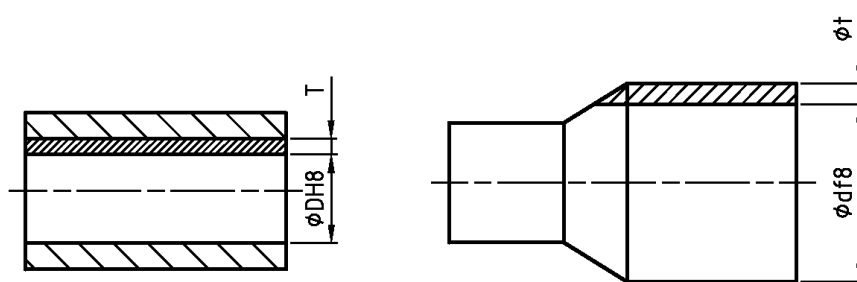
R_t největší jednotková hloubka drsnosti vyskytující se na celkové měřené délce. R_a aritmetický průměr všech absolutních svislých odchylek od střední (průměrné) čáry v celé měřené délce.

Obr. 20 – Požadovaná drsnost povrchu

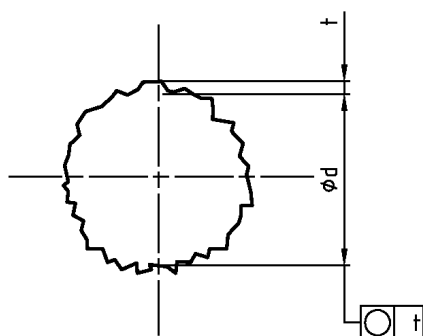
Tvrdost povrchu ovlivňuje životnost strojních částí (např. pístnice). Protože na strojních částech ulpívají při provozu stroje abrazivní částice, které se mohou dostat na styčné plochy (např. pod stírací kroužek), dochází k jejich zvýšenému otěru. Proto je nutné na těchto částech zhotovit povrchovou vrstvu s tvrdostí 55 až 60 HRC.

3.2.2.) Vliv výrobních tolerancí

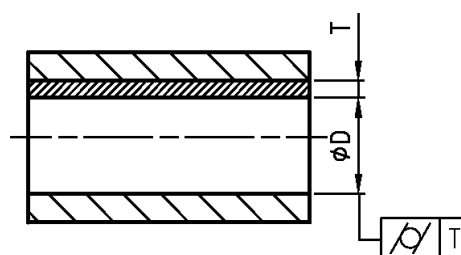
Válec i pístnice musí být vyrobena v takové třídě přesnosti, aby maximální úchylinky jmenovitých rozměrů (viz obr. 21) a vliv geometrických tolerancí kruhovitosti (viz obr. 22) a válcovitosti (viz obr. 23) u pístu i pístnice byly eliminovány tloušťkou olejového filmu a tvarovou přizpůsobivostí těsnění. Tvarová přizpůsobivost těsnění je dána vloženým předpětím do těsnění při montáži – viz montáž O-kroužků, kap.2.3.1.b.



Obr. 21 - Tolerance jmenovitých rozměrů



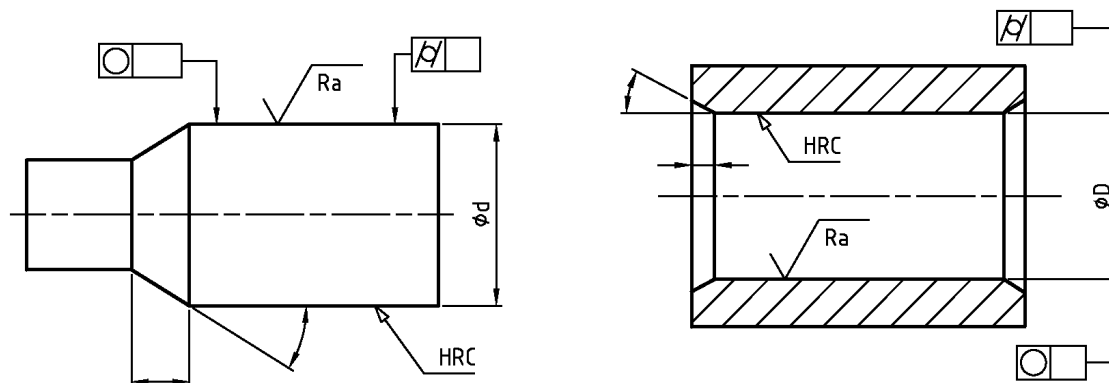
Obr. 22- Tolerance kruhovitosti



Obr. 23 – Tolerance válcovitosti

Poznámka 5: Tolerance kruhovitosti a válcovitosti musí být rozdílná – tolerance válcovitosti musí být větší, protože to zlevní výrobu. V některých případech je vhodné toleranci válcovitosti nahradit válcovitost obvodovým házením ve středních dĺžkách.

Pro dobrou funkci těsnění musí být všechny tolerance, drsnosti i tvrdosti předepsány současně (po tepelném zpracování) – viz obr. 24, včetně náběhů potřebných pro montáž těsnění.

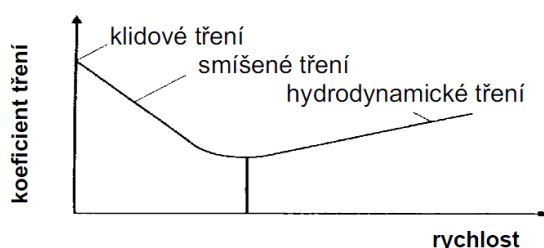


Obr. 24 – Údaje na výrobním výkresu pístu a pístnice

Požadované konečné opracování se u pístnice dosahuje broušením a leštěním, u válce honováním a válečkováním. Požadovaná tvrdost se dosáhne např. kalením, nitridováním, tvrdým chromováním.

3.2.3.) Vliv kluzné rychlosti

Protože je klidové (rozběhové) tření větší než tření pohybové (hydrodynamické), může v některých případech dojít u dynamických těsnění k proměnlivým třecím poměrům – viz obr. 25. Velikost tření je závislá na kluzné rychlosti a tvorbě mazacího filmu mezi těsněním a povrchem. Při nevhodné rychlosti a špatných třecích poměrech se může tvorba mazacího filmu přerušit a dojít k zadření kluzných ploch.



Klidové tření: těsnící manžety přiléhají na protilehlé plochy.

Smíšené (polosuché těsnění): pohybem těsnících ploch vzniká mazací film.

Hydrodynamické tření: při vyšších rychlostech se těsnící manžety zcela nadzdvihnou. Tření vzniká výhradně smykovým napětím v kapalině.

Obr. 25 – Tření u dynamických těsnění

Dynamické těsnění má pracovat v oblasti smíšeného tření. Dosáhne se toho volbou vhodného materiálu těsnění pro danou pracovní kapalinu a dané pracovní parametry.

Závěr: Při volbě těsnění je nutno určit všechny pracovní parametry, pro které je těsnění navrhováno, pro tyto parametry vyhledat v katalogu výrobce vhodné těsnění a zabudovat je do konstrukce dle pokynů výrobce, tj. dodržet předepsané rozměry těsnících prostorů, drsnost a tvrdost povrchu těsněných ploch, materiál těsnění a podmínky montáže. Pokud jsou tyto podmínky uvedené v katalogu výrobce těsnění dodrženy, nese dodavatel těsnění odpovědnost za jeho dobrou funkci a životnost. Pokud nejsou dodrženy, přebírá odpovědnost za aplikaci těsnění výrobce zařízení – obvykle konstruktér stroje. Je proto vhodné ve sporných případech volbu těsnění konzultovat s výrobcem a respektovat jeho doporučení.

2 KRESLENÍ SCHÉMAT HYDRAULICKÝCH OBVODŮ

Schéma musí jednoznačně vyjadřovat funkci obvodu. Kreslí se ve výchozí (základní) poloze cyklu: u hydraulických prvků je základní poloha určena jejich přestavením silou pružin, u elektrických prvků stavem bez napětí, u koncových spínačů stavem před započetím cyklu.

Doporučuje se:

- a) rozmístění prvků ve schématech provádět jen s ohledem na srozumitelnost a přehlednost, tj. nikoliv podle skutečného rozmístění na stroji
- b) válce a rozvaděče kreslit ve vodorovné poloze
- c) do schémat uvádět:
 - skutečné průtoky hydrogenerátorů
 - výkony a otáčky motorů
 - průměry pístů, pístnic, zdvihy přímočarých hydromotorů
 - geometrický objem a rozsah otáček rotačních hydromotorů
 - hodnoty nastavení tlakových a redukčních ventilů
 - označení a typy všech použitých prvků
 - světlosti vedení (vnější průměry, síly stěn potrubí, světlosti a délky hadic)

– světlosti vývodů




- d) při elektrickém řízení hydraulických obvodů (včetně ovládacích elektromagnetů) kreslit elektrické a hydraulické schéma zvlášť, společné prvky (elektromagnety, tlakové spínače, koncové spínače atd.) značit v obou schématech stejně

2.1 NÁZVOSLOVÍ A GRAFICKÉ ZNAČKY PRVKŮ VE SCHÉMATECH HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

(Výběr z ČSN 119000 a ČSN 013722)

1. VEDENÍ – prvek sloužící k vedení proudu kapaliny.

Potrubí - vedení, které nedovoluje vzájemný pohyb jím spojených prvků.

	hlavní, vedlejší, zpětné
	řídící, sloužící k přenosu informace
	svodové – výstupní vedení, jímž proudí kapalina, unikající vlivem propustnosti prvku

2. SMĚR PRŮTOKU kapaliny.



3. PRVEK



prvek řízený (ventily, rozvaděče)



prvek pro úpravu tekutiny

4. ODPOR

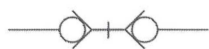


závislý na viskozitě

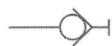


nezávislý na viskozitě

5. **RYCHLOSPOJKA** – část vedení, umožňující rychlé spojení a rozpojení dvou částí vedení bez pomůcek nebo nářadí; v rozpojeném stavu je zabráněno výtoku kapaliny.



spojená



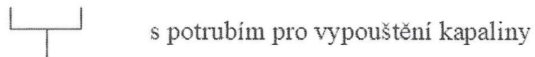
rozpojená

6. A) **KŘÍŽENÍ VZÁJEMNĚ NEPROPOJENÉHO VEDENÍ** (potrubí, kanály uvnitř prvku)

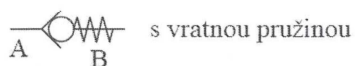
B) **SPOJENÍ NĚKOLIKA VEDENÍ**



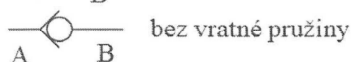
7. **NÁDRŽ** – zásobník kapaliny, která je pod atmosférickým tlakem



8. **JEDNOSMĚRNÝ VENTIL** (zpětný ventil) – prvek, umožňující průtok pouze jedním směrem

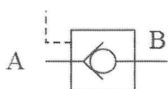


A – vstupní vedení

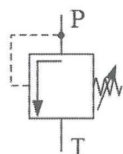


B – výstupní vedení

9. **ŘÍZENÝ JEDNOSMĚRNÝ VENTIL** jednosměrný ventil, umožňující vnějším signálem řídit průtok i druhým směrem (od B k A)



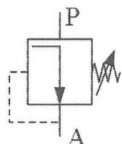
10. **TLAKOVÝ VENTIL** – prvek, u něhož tlak na vstupu je téměř nezávislý na průtoku; přímo řízený



P – vstupní vedení

T – zpětné vedení

11. **REDUKČNÍ VENTIL** – prvek, u něhož je tlak na výstupu téměř nezávislý na vstupním tlaku; přímo řízený



P – vstupní vedení

A – výstupní vedení

12. **ŠKRTÍCÍ VENTIL** – prvek umožňující spojitě měnit odpor proti pohybu

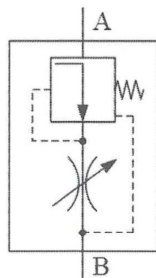


citlivý ke změnám viskozity

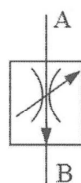


necitlivý ke změnám viskozity

13. **ŠKRTÍCÍ VENTIL SE STABILIZACÍ DVOUCESTNÝ** – zařízení, jehož průtok je téměř nezávislý na vstupním tlaku

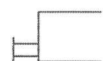


podrobná značka

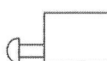


zjednodušená značka

14. **ZPŮSOBY OVLÁDÁNÍ ROZVADĚČŮ**



obecný znak



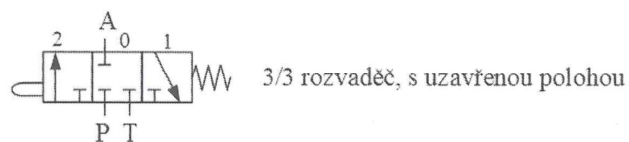
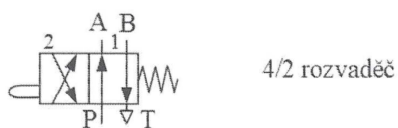
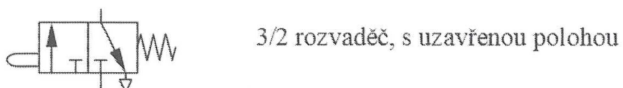
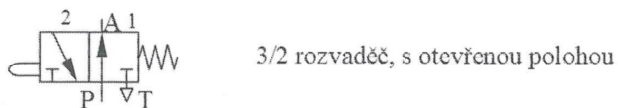
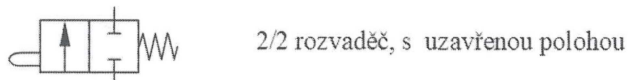
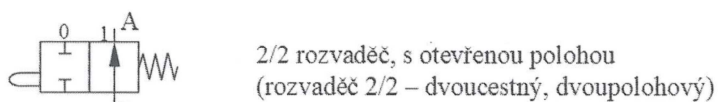
ovládání knoflíkem

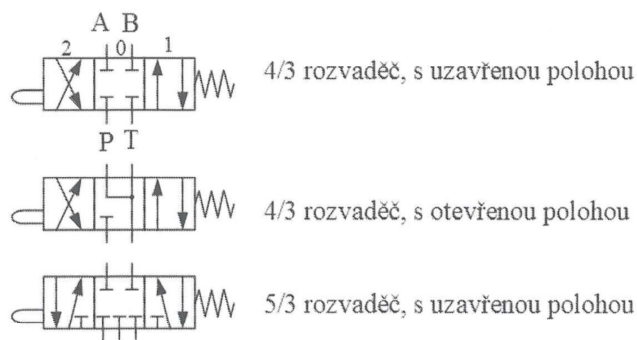
	ovládání nožní pákou
	ovládání pákou
	ovládání kladičkou
	ovládání pružinou
	ovládání elektromagnetem
	ovládání pneumatické

15. ŠOUPÁTKOVÉ ROZVADĚČE – se zajištěním poloh – prvky určené k rozvádění kapaliny a k hrazení průtoku, jejíž funkční část tvoří šoupátko

P – vstupní vedení A, B – výstupní vedení

T – zpětné vedení 0, 1, 2 – poloha šoupátka

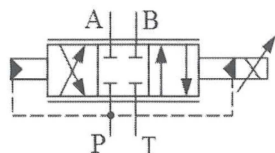




16. **HYDRAULICKÝ ZESILOVAČ** – prvek, řídící průtok nebo tlak kapaliny, jehož charakteristickým znakem je řízení výstupního výkonu vstupní veličinou o menším výkonu.

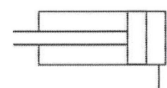
HYDRAULICKÝ SERVOVENTIL – vícestupňový hydraulický zesilovač

ELEKTROHYDRAULICKÝ SERVOVENTIL – hydraulický servoventil, jehož vstupním signálem je elektrický proud

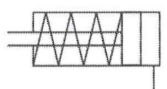


P – vstupní vedení A,B – výstupní vedení
T – zpětné vedení

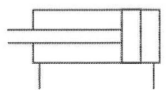
17. PŘÍMOČARÉ MOTORY – VÁLCE



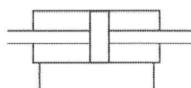
přímočarý motor (válec) jednočinný
zpětný pohyb je vyvozen vnější silou



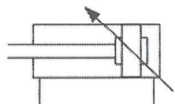
přímočarý motor (válec) jednočinný
zpětný pohyb je vyvozen pružinou



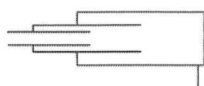
přímočarý motor (válec) dvojčinný



přímočarý motor (válec) dvojčinný s průběžnou pístnicí



přímočarý motor (válec) dvojčinný s oboustranným tlumením



přímočarý motor (válec) jednočinný s teleskopickým pístem
zpětný pohyb vyvozen vnější silou

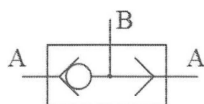
18. UZAVÍRACÍ VENTIL



A – vstupní vedení

B – výstupní vedení

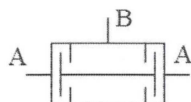
19. DVOUPOLOHOVÝ JEDNOSMĚRNÝ VENTIL



A – vstupní vedení

B – výstupní vedení

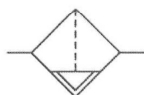
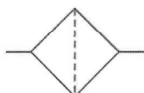
20. DVOJTILAKOVÝ VENTIL



A – vstupní vedení

B – výstupní vedení

21. PRŮTOKOVÝ ČISTIČ (FILTR) – čistič kapaliny v němž jsou zachycovány nečistoty při průtoku kapaliny propustnou stěnou (dle konstrukce: síťový, štěrbinový, průlinčitý, magnetický)



čistič s automatickým vypouštěním

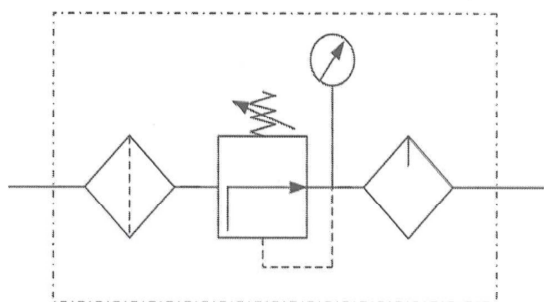
22. MANOMETR



23. JEDNOTKA PRO ÚPRAVU VZDUCHU

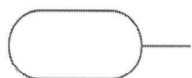


zjednodušená značka



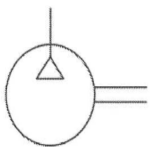
podrobná značka

24. **AKUMULÁTOR** zásobník kapaliny pod tlakem vyšším než atmosférickým, slouží převážně k akumulaci tlakové energie.

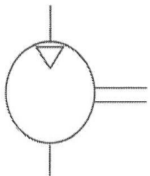


Podle konstrukce: plynový, závažový, pružinový

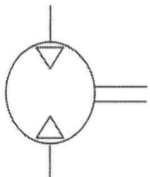
25. PŘEVADĚČE ENERGIE – MOTORY



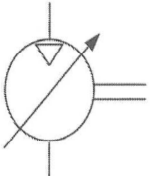
kompresor



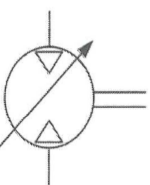
pneumatický motor s otáčivým pohybem (rotační)
s konstantním základní objemem jednosměrný



pneumatický motor s otáčivým pohybem (rotační)
s konstantním základní objemem obousměrný



pneumatický motor s otáčivým pohybem (rotační)
s proměnným základní objemem jednosměrný



pneumatický motor s otáčivým pohybem (rotační)
s proměnným základní objemem obousměrný

Důležitost pracovní kapaliny ve vztahu k poruchovosti strojů



HYDAC INTERNATIONAL

Několik základních úvah úvodem

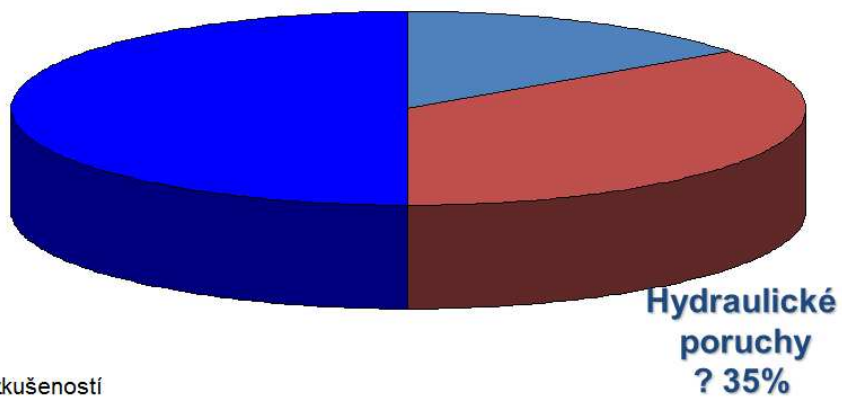
- Pracovní kapalina hydraulických systémů je nosičem energie – výkonu (na rozdíl od mazacích systémů a pod)
- Vyznačuje se vysokou koncentrací energie *?? PROČ ??*
- Přenášený hydraulický výkon je součinem průtoku a tlaku $P = Q \times p$
- Abychom zmenšili zařízení pro přenos energie, (tedy snížili Q) musíme zvýšit p
- Pro zvyšující se pracovní tlaky je nutno (pro udržení funkčnosti a udržení účinnosti) snižovat vůle na možné výrobní minimum
- Pohybujeme se tedy v rozumně výrobitelných tolerancích vůlí $4 - 12 \mu m$, (u standardních komponentů)
- Proto i u pracovní kapaliny se bavíme o těchto velikostech částic
- Pracovní kapalina propojuje celý systém
- Lokální problém v jednom místě systému se tak může stát globálním problémem díky pracovní kapalině
- Na druhou stranu lze na základě stavu pracovní kapaliny usuzovat na celkový stav systému ale i podrobnější analýzou a sledováním trendů odhalovat i lokální problémy
- Obdobně jako v medicíně lze na základě diagnostiky pracovní kapaliny predikovat „ zdraví „ či „nemoc“, případně neodvratnou „smrt“ hydraulického systému.



Rozdělení příčin poruch strojů

**Elektrické
poruchy
? 45%**

**Mechanické
poruchy
? 20 %**

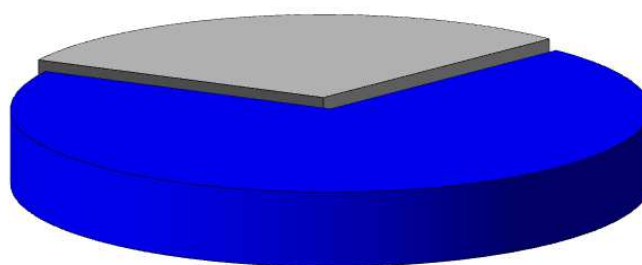


? = odhady % vychází z :

- Historických zkušeností
- Dat výrobců strojů
- Dat provozovatelů strojů

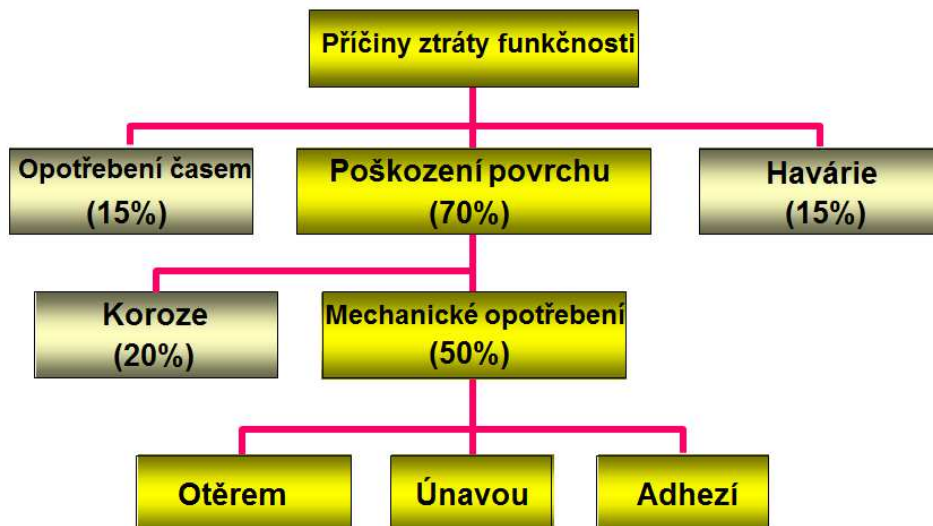
Rozhodující hydraulické příčiny

**Ostatní
30%**



**Příčiny na
straně
pracovní
kapaliny
70%**

Faktory životnosti hydraulických systémů



Velmi těžko se hodnotí, nikdy není jen jeden vliv.

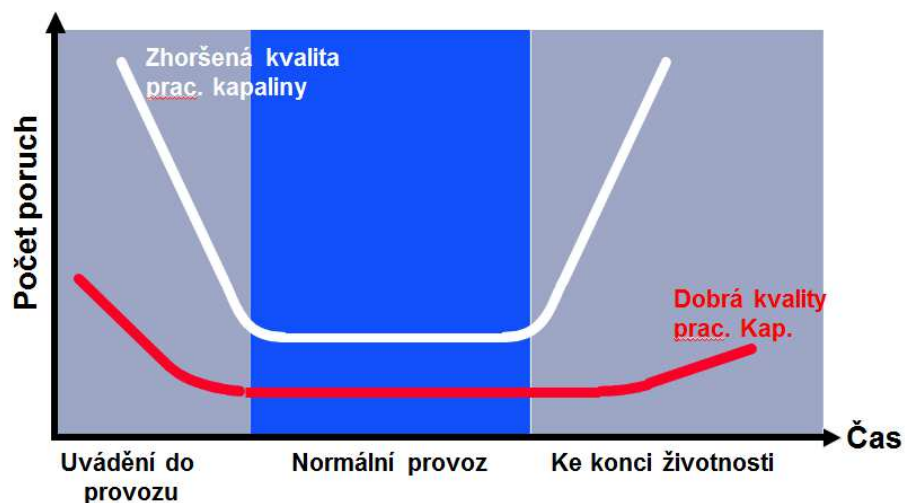
Ref: Dr. E. Rabinowicz, 1981

Shrnutí

Čistota pracovní kapaliny je indikátorem spolehlivosti systému

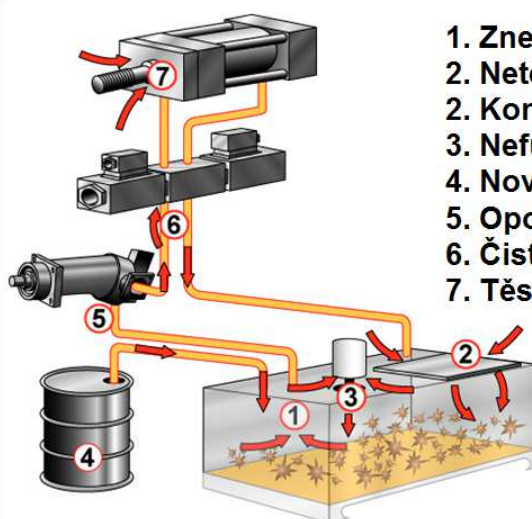
- 70 - 80 % poruch hydraulických mechanismů má příčinu v špatné kvalitě pracovní kapaliny
- Špatná pracovní kapalina vede k únikům a opotřebení systému = zkrácení času mezi poruchami a zkrácení životnosti
- Degradace vlastní pracovní kapaliny má také příčinu v kontaminaci kapaliny
- Moderní prostředky diagnostiky mohou většinu těchto příčin eliminovat.

Závislost výskytu poruch na délce „života“ stroje a na kvalitě pracovní kapaliny



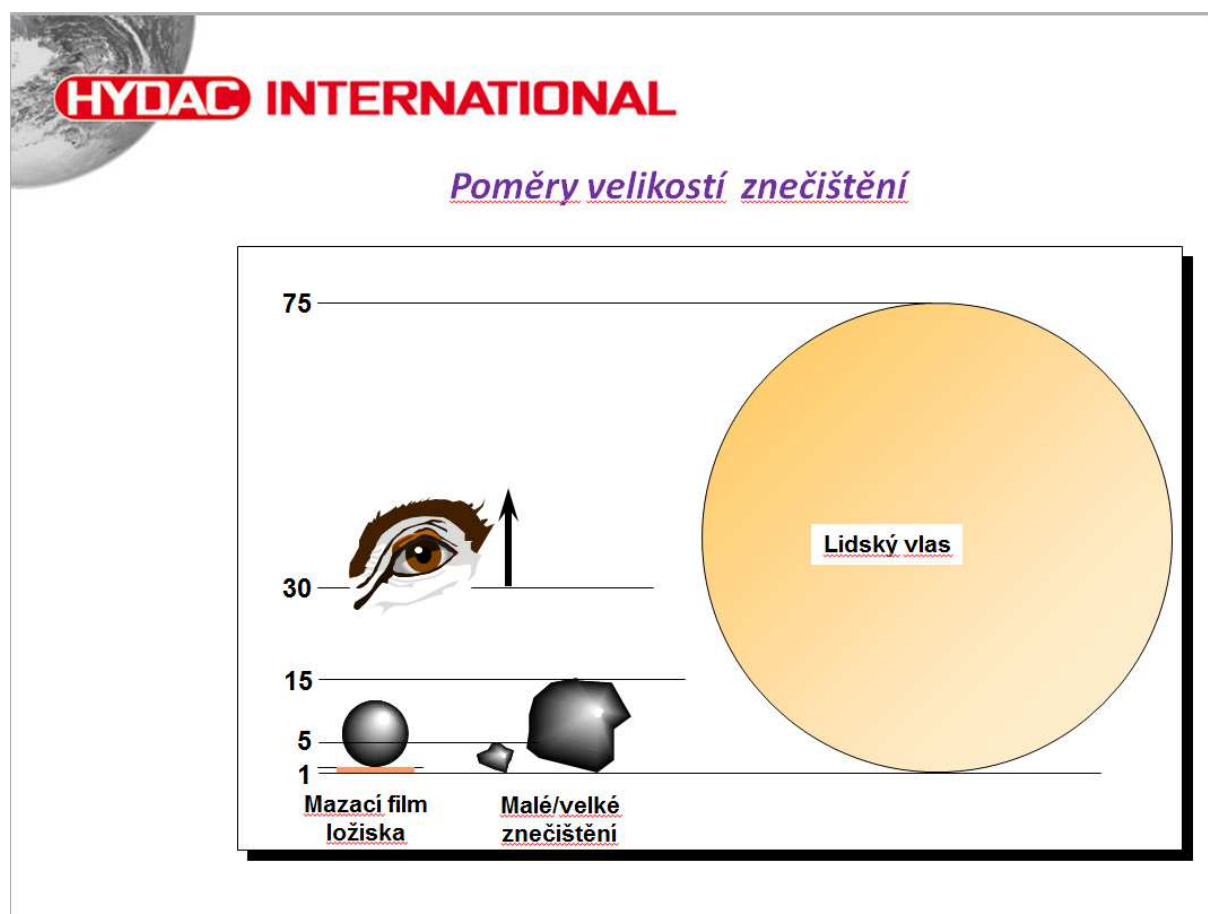
Jak nejčastěji dochází ke kontaminaci systému

Příčiny kontaminace



1. Znečištění při montáži
2. Netěsnost nádrže proti okolí
2. Kondenzace vody v nádrži
3. Nefunkční vzduchový filtr
4. Nový olej ≠ čistý olej
5. Opotřebení komponentů
6. Čistota potrubí a hadic
7. Těsnění pístnic

Měřítko kontaminace pracovní kapaliny mechanickými částicemi



HYDAC INTERNATIONAL

Mechanické nečistoty : třídy čistoty ISO, NAS, SAE

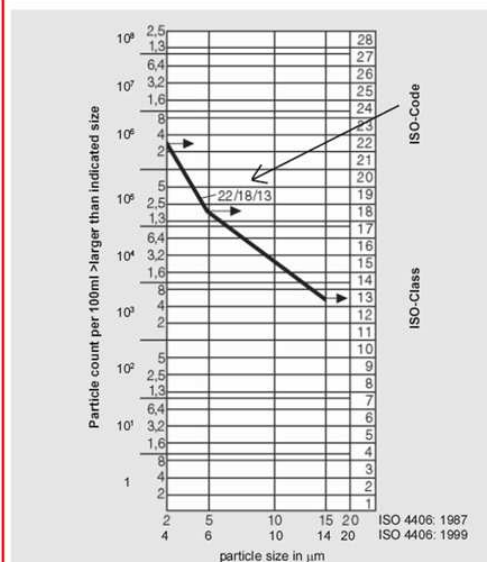
Verschmutzungs-klassifikation nach ISO 4406:1987/1999
Contamination classification in accordance with ISO 4406: 1987/1999
Classification de pollution suivant ISO 4406 : 1987/1999

ISO-Class	Partikelzahl/100 ml Number of particles/100 ml Nombre de particules/100 ml	Schmutzgehalt (ACFTD) Amount of contam. (ACFTD) Teneur en polluant (ACFTD) [mg/l]
	mehr als more than plus que	bis einschl. up to and incl. inclus
0	0,5	1
1	1	2
2	2	4
3	4	8
4	8	16
5	16	32
6	32	64
7	64	130
8	130	250
9	250	500
10	500	1.000
11	1.000	2.000
12	2.000	4.000
13	4.000	8.000
14	8.000	16.000
15	16.000	32.000
16	32.000	64.000
17	64.000	130.000
18	130.000	250.000
19	250.000	500.000
20	500.000	1.000.000
21	1.000.000	2.000.000
22	2.000.000	4.000.000
23	4.000.000	8.000.000
24	8.000.000	16.000.000
25	16.000.000	32.000.000
26	32.000.000	64.000.000
27	64.000.000	130.000.000
28	130.000.000	250.000.000

6

HYDAC

Verschmutzungs-klassifikation nach ISO 4406 - 1987/1999 Bestimmung des ISO-Codes
Contamination classification according to ISO 4406 - 1987/1999 determination of ISO code
Classification de pollution suivant ISO 4406 - 1987/1999 détermination du code ISO



HYDAC

HYDAC INTERNATIONAL

Mechanické nečistoty : třídy čistoty ISO, NAS, SAE

Vergleichsfoto für
Verschmutzungs-klasse:

NAS 1638
ISO 4406: 1999
SAE AS 4059

Klasse 6
Klasse 17/15/12
Klasse 7

Vergrößerung: 100-fach
1 Skalenstrich = 10 µm

Comparison photograph for
fluid contamination class

NAS 1638
ISO 4406: 1999
SAE AS 4059

Class 6
Class 17/15/12
Class 7

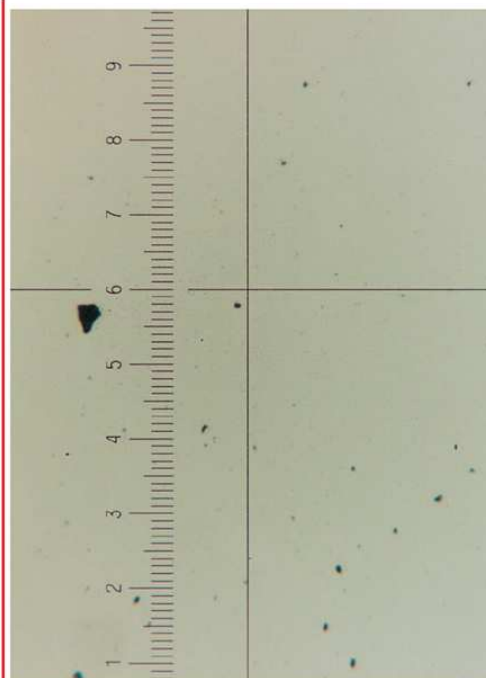
Magnification: x100
1 scale mark = 10 µm

Photo pour comparaison,
classe de pollution:

NAS 1638
ISO 4406: 1999
SAE AS 4059

Classe 6
Classe 17/15/12
Classe 7

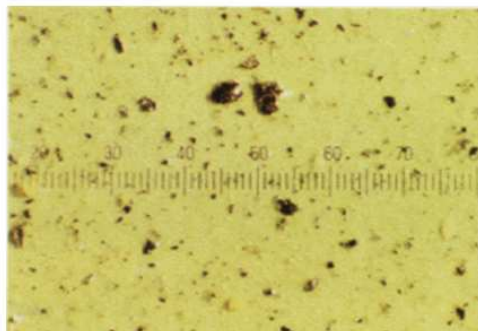
Agrandissement: 100 fois
1 Graduation = 10 µm



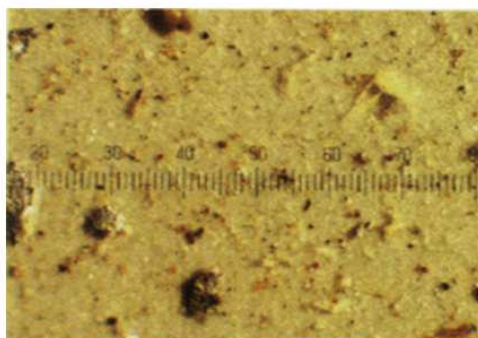
HYDAC

HYDAC

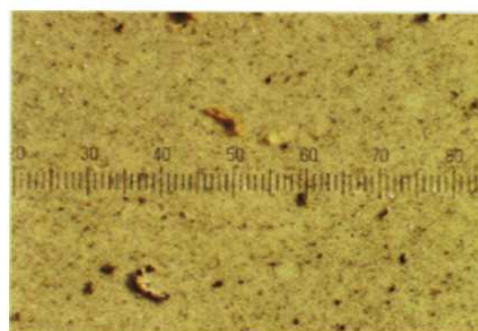
Nový olej ze
sudu
22/20/18



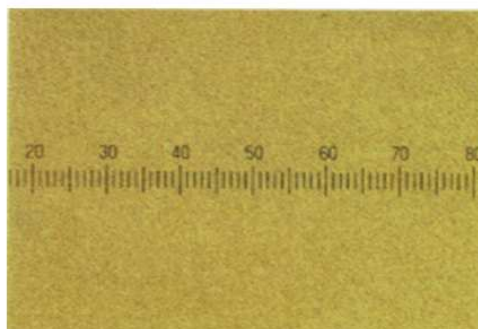
Nový systém
po spuštění
23/22/20



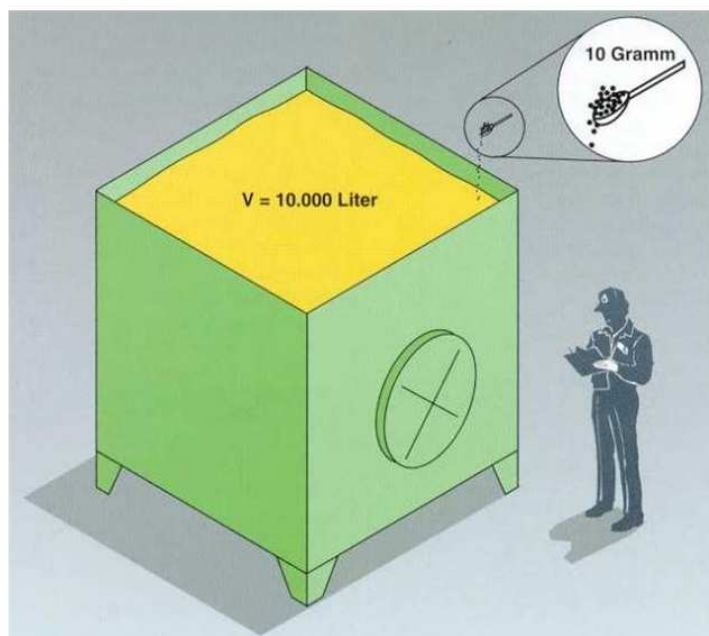
Systém s
nekvalitní
nebo
neudržovanou
filtrací
20/18/16



Kvalitní filtrační
systém s
absolutní
filtrací 3 μm
 $\beta_3 > 200$
14/13/11



Úroveň znečištění NAS 6 - ISO 17/15/12



Kontaminace pracovní vodou



INTERNATIONAL

Co umíme a je vhodné hlídat On Line ?

KONTAMINACE OLEJE VODOU

obsah vody se zpravidla udává v jednotkách ppm

(parts per milion)

je často praktičtější neudávat obsah vody v ppm, ale nasycení v %.

Výsledné číslo v % udává, kolik procent maximálního možného množství vody je momentálně rozpuštěno v oleji.

0% znamená olej bez vody, 100% znamená, že je olej zcela nasycený vodou.

$$100\text{ppm} = 0,01\%$$

Orientační hranice obsahu vody v oleji

	Obsah vody v ppm	%-Nasycení oleje při °C
Minerální hydraulický olej	100 ppm	15-30% při 40°C
Mazací minerální olej	100 -200 ppm	20-35% při 40°C
Polyglykol	2000 - 4000 ppm	20-35% při 40°C
Biologicky odb. (HEES/HETG)	800 - 1000 ppm	20-35% při 40°C

100ppm = 0,01%**POŠKOZENÍ SYSTÉMU VODOU V OLEJI**

- *kavitační poškození*
 - čerpadla, ventily, ..
- *koroze všech kovových částí systému*
 - poškození činných částí (ventily, pístnice, ..)
 - uvolňování částic z korodovaných povrchů = zanášení nečistot do systému
- *poškození oleje – změna viskosity*
 - blokování filtrace
 - vytváření emulzí a sraženin
 - možnost množení bakterií
 - výrazně rychlejší stárnutí oleje

Hydraulické akumulátory

jsou membránové hydraulicko-pneumatické přístroje sloužící jako zdroj tlakové kapaliny v případě jejího náhlého úbytku nebo jako tlumič rázů v hydraulickém systému.

Pružícím prostředím je technický dusík, uzavřený pod tlakem v gumovém vaku akumulátoru. Velikost plnicího tlaku plynu se seřizuje pomocí plnicího zařízení PP 8.

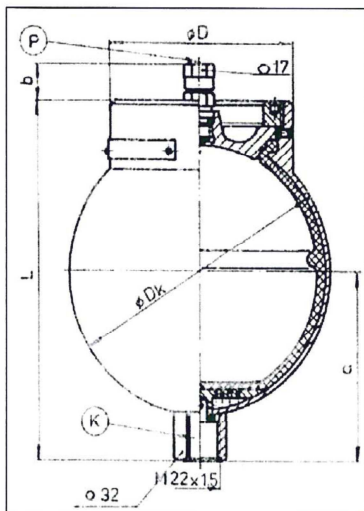


Technické údaje:

Jmenovitý objem Vn	dm3	0,4	1,0 / 2,5
Jmenovitý tlak pn	MPa	16	20
Plnicí tlak plynu	MPa	max. 8	
Pracovní kapalina		minerální oleje, např. OT - H3	
Teplota okolního prostředí	°C	- 20 až 55	
Teplota kapaliny	°C	- 20 až 80	
Jmenovitá filtrace kapaliny	µm	min. 40	
Připustný rozsah viskozity	mm ² .s ⁻¹	3 až 1500	
Pracovní poloha		svislá (výstup.hrdlo "K" směrem dolů)	
Plnicí plyn		technický dusík dle ČSN 65 4335-N 40-	
Minimální střední technický život	cyklů	5. 10 ⁵	
Minimální střední doba do poruchy	cyklů	3. 10 ⁵	
Poměr jmenovitého tlaku a plnicího tlaku plynu ve vaku nesmí přesáhnout hodnotu 4			
Nejkratší doba plnění a vyprazdňování	0,5s	pro Vn 1,0	
	1,0s	pro Vn 2,5	
Klimatická odolnost		N 1 dle ČSN 03 8805	

Akumulátory dodáváme ve třech objemových modifikacích:

Označení přístroje	Objednací číslo	a (mm)	b (mm)	L (mm)	D (mm)	Dk (mm)	Max. objem plynu (dm ³)	Hmotnost (kg)
A - 16 - 0,4	051 801	72,5	24	150	90	100	0,3	2,1
A - 20 - 1,0	052 810	104	24	200	120	160	1,5	4,6
A - 20 - 2,5	053 803	120	24	225	138	190	2,7	6,8

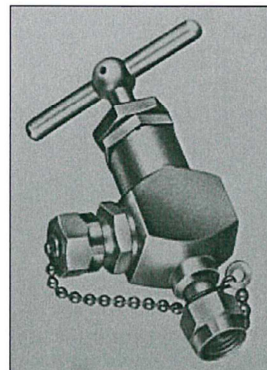


Plnicí přípojka HP 3232

Plnicí přípojka k plnění hydraulických akumulátorů A16-04, A20-1 a A20-2,5 technickým dusíkem.

Technické údaje:

Plnicí tlak	do 10 MPa
Pracovní prostředí	technický dusík
Provozní teplota	-55°C až +60°C
Hmotnost	0,35 kg
Plnicí armatura je dodávána podle technických podmínek TP 0017-15-57.	

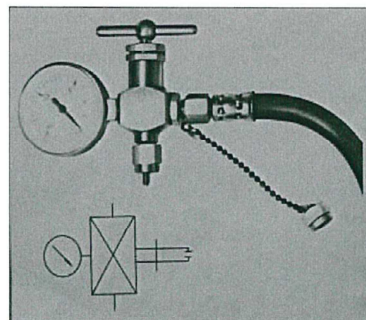


Plnicí přípojka PP 8

Plnicí přípojka slouží pro plnění, vyprázdnění a měření tlaku dusíku v hydraulických akumulátorech A16-04, A20-1 a A20-2,5. Skládá se z vlastní přípojky, hadice se šroubením na tlakovou láhev a manometru A 60 (0 až 16 MPa).

Technické údaje:

Plnicí tlak	max. 8 MPa
Plnicí plyn	technický dusík
Teplota okolního prostředí	-20°C až +55°C
Hmotnost	1 kg

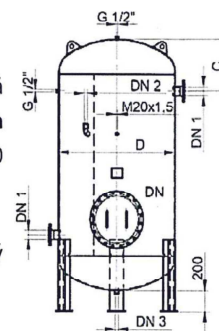


Legislativa tlakových nádob

Tlakové nádoby stabilní, netopené

Tlakovou nádobou stabilní, netopenou se podle ČSN EN 286-1 a ČSN 690010 rozumí každá tlaková nádoba kruhového průřezu o **objemu větším než 10 litrů (V)** s **provozním přetlakem vyšším než 0,07 MPa (p)**, u níž je hodnota bezpečnostního součinu **$p.V \geq 10$** , (dříve 100 "barlitrů").

Dle dosud platné ČSN 690010 musí být tyto nádoby doloženy platným pasportem, který vystavuje výrobce, dovozce tlakových nádob nebo osoba s příslušným oprávněním.



Povinná výbava tlakových nádob stabilních:

Podle Vyhlášky Českého úřadu bezpečnosti práce a Českého báňského úřadu **č.18/1979 Sb.** a zákona **č.174/1968 Sb.** v platných zněních musí být každá tlaková nádoba – vyhrazené zařízení- opatřena:

1. uzavírací a vypouštěcí armaturou
2. tlakoměrem
3. pojistným zařízením
4. odvětrávacím zařízením
5. příslušnou dokumentací prokazující způsobilost tlakové nádoby k provozu v rozsahu dle ČSN 690010-7.2

Vybavení tlakoměrem a pojistným zařízením není třeba, je-li dovolený konstrukční tlak nádoby vyšší než nejvýše dosažitelný tlak zdroje a je-li zároveň vyloučena jakákoliv možnost jiného zvýšení tlaku v nádobě.

Dokumentace –Každá tlaková nádoba musí mít **revizní knihu** ("pasport") dle ČSN 690010. Nedílnou součástí pasportu je zpráva o výchozí a provozní revizi. Po vyzbrojení tlakové nádoby zákonnou bezpečnostní a měřicí armaturou (pojistný ventil a tlakoměr) a uzavírací armaturou, provádí montážní organizace zkoušku provozním tlakem a zamontovanou armaturou zapisuje do pasportu. Pověřený revizní technik tl. nádob vypracovává výchozí revizní zprávu dle ČSN 690012 a tato se stává nedílnou součástí pasportu.

Tzv. "Prohlášení o shodě" tlakové nádoby je především součástí výrobní dokumentace nádoby. Nesouvisí však s nezbytným provozním předpisem tlakové nádoby.

Tlakoměry jsou dováženy se závitem 1/4", M20x1,5 apod. a se stupnicí v barech.Podle ČSN 690010-5.2 jsou na vzdušníky osazovány tlakoměry s takovým rozsahem stupnice, aby podle čl. 3.3 uvedené ČSN se měřený pracovní tlak pohyboval ve druhé třetině rozsahu stupnice. Dle článku 3.4. je nejvýše přípustný pracovní tlak z hlediska bezpečnosti nádoby vyznačen na stupnici červenou značkou.

Pojistné ventily musí být voleny tak,aby se otevíraly při dosažení nejvyššího pracovního tlaku,který je pro danou tlakovou nádobu povolen. U přímočinných pojistných ventilů je podle čl.5.1.2 při otevírání pojistného ventilu povoleno krátkodobé překročení nejvyššího pracovního tlaku o10%.

Obsluha tlakových nádob

Tlakovou nádobu smí obsluhovat pouze osoba starší 18-ti let, která byla řádně proškolená a protokolárně přezkoušena.

Proškolení a prozkoušení obsluhy provádí revizní technik tlakových nádob.

Provoz tlakových nádob se řídí normou ČSN 690012 a návodem na obsluhu a údržbu vystaveným výrobcem případně dovozcem. Provozovatel nádoby je podle této normy povinen **do 14-ti dnů od uvedení nádoby do provozu** zajistit provedení první provozní prohlídky, která se potom pravidelně opakuje po každém roce provozu.

Nejdéle po 5-ti letech provozu je povinností provozovatele zajistit vnitřní revizi tlakové nádoby a **po 9-ti letech** provozu novou tlakovou zkoušku zkušebním tlakem. Tyto revize zajišťuje revizní technik tlakových nádob stabilních. Je-li nádoba odstavena z provozu na dobu delší než 6 měsíců, nebo došlo-li k přemístění stabilní tlakové nádoby, je nutno před jejím opětovným uvedením do provozu zajistit novou revizi, zpravidla vnější i vnitřní a to nezávisle na době, která uplynula od poslední revize.

Kontrola tlakoměrů a pojistných ventilů

Tlakoměry umístěné na nádobě se kontrolují vynulováním nejméně **1x za tři měsíce**, přičemž vynulování se provádí pomocí trojcestného zkušebního kohoutu, namontovaného pod tlakoměrem nebo úplným vypuštěním tlaku z nádoby. Nejpozději **1x za dva roky** se provádí kontrolní porovnání provozního tlakoměru se zkušebním kontrolním ocejchovaným tlakoměrem zkušebního tech., nebo na zkušební stolici. Neklesne-li při vynulování ručka tlakoměru pod prvý dílek stupnice, nebo je-li diference při kontrolní tlakové zkoušce vyšší než 5 % rozsahu stupnice kontrolovaného tlakoměru, musí být tlakoměr vyměněn.

Pojistné ventily se zkouší při provozním tlaku nadlehčením kuželky ventilu.

Pružinové pojistné ventily se takto zkouší nejméně **1x za měsíc**. (platí pro nádoby s pracovním přetlakem do 40 bar tj. 4 MPa a s teplotou pracovního média do 300°C).

O prováděných zkouškách tlakoměrů a pojistných ventilů je provozovatel (pověřená a přezkoušená obsluha) povinen vést pravidelné kontrolní zápisy do provozního deníku tl. nádoby.

Druhy revizí a zkoušení nádob.

Výchozí revize se provádí před uvedením nádoby do provozu. O výsledku musí být sepsána revizní zpráva, která je přílohou pasportu.

Provozní revize – první provozní revize se provádí do dvou týdnů po zahájení provozu tlakové nádoby a další pravidelně nejpozději vždy po roce od předchozí provozní prohlídky.

Zajišťovat pravidelné provozní revize je povinností provozovatele tlakové nádoby.

Provozní revizí se kontroluje zejména:

- celkový stav nádoby, bezpečnostní výstroje, regulačních uzavíracích a blokovacích zařízení, měřících přístrojů a pod.
- zda zařízení dle bodu a) jsou udržovány, kontrolovány a zda je vedena předepsaná dokumentace
- způsob provozu
- čistota a pořádek v okolí nádoby a bezpečný přístup k nádobám
- zda jsou výrobní štítky čitelné a nepoškozené
- zda obsluha splňuje podmínky čl.6 Přílohy

Vnitřní revize - posuzuje se stav nádoby na zevní a vnitřní straně včetně všech výstupů výstroje. Vnitřní revize se provádí ve lhůtě ne delší než 5 let s přihlédnutím ke konstrukci, stavu a stáří nádoby, provoznímu mediu a zvláštním provozním podmínkám.

Zkouška těsnosti se provádí po každé vnitřní revizi a to provozním přetlakem. Provádí se zpravidla hydraulicky nebo

pneumaticky.

Tlaková zkouška se provádí nejpozději 1x za devět let od předchozí tlakové zkoušky zkušebním přetlakem. Provádí se zpravidla vodou nebo jinou nehořlavou kapalinou a to:

- po každé opravě nebo rekonstrukci
- po provozní přestávce delší než 2 roky, pokud je to na základě vnitřní revize shledáno nutným
- po přemístění nádoby, pokud je to podle vnitřní revize nutné po překročení nejvyššího provozního tlaku, nebo teploty, při kterých mohlo dojít ke zhoršení jakosti, nebo mechanických vlastností materiálu stěn nádoby.

Nejdůležitější normy vztahující se k tlakovým nádobám:

ČSN-EN 286-1 jednoduché tlakové nádoby netopené pro vzduch a dusík

Část 1 obsahuje konstrukci, výrobu a zkoušení (typové zkoušky) tlak. nádob

ČSN 690010 a ČSN 690012 platí podpůrně k harmonizované normě ČSN-EN 286.1 do doby jejich oficiálního zrušení.

ČSN 690010-1 Všeobecná ustanovení a terminologie

ČSN 690010-2 Kategorizace nádob námi používané tlakové nádoby pro vzduch jsou zařazeny do kategorie č.4

ČSN 690010-3 Materiál pro výrobu tlakových nádob

ČSN 690010-4.1 Výpočet pevnosti tlakových nádob

ČSN 69 0010-5 Výstroj tlakových nádob

Důležité :

ČSN 690010-5.3 Tlakoměry odstavec 3.6

Doslovný text: Tlakoměr musí být vybaven armaturou umožňující jeho kontrolu za provozu (např. trojcestný kohout), přičemž trojcestný kohout nesmí být použit pro nádoby 1. kategorie

ČSN 690010-5.2 článek 3.6 odstavec 2

Doslovný text: Armaturou umožňující kontrolu nebo výměnu tlakoměru za provozu nemusí být vybaveny nádoby u kterých lze provádět kontrolu tlakoměru po vypuštění tlaku z nádoby.

Pozn. Jelikož všechny námi dodávané vzdušníky jsou vybaveny na spodním dně nebo spodní části pláště ventilem, nebo kohoutem na odpouštění kondenzátu, lze tímto ventilem nebo kohoutem a pojistným ventilem ze vzdušníku vypustit veškerý tlak a tak překontrolovat správné nulování tlakoměru. Nutnost osazení trojcestného kohoutu pod tlakoměrem tudíž odpadá. Mezi tlakoměrem a nádobou nesmí být umístěna žádná uzavírací armatura s výjimkou zkušebního trojcestného kohoutu (odst.3.9).

ČSN 690010-5.4-Pojistné ventily

Odst.4.2.3.-Pojistné ventily musí být namontovány tak, aby osa ventilové kuželky byla svislá. Pokud se umístí do jiné polohy, musí být pro tuto polohu konstruovány a tato možnost doložena potvrzením výrobce.

Školení je koncipováno v rozsahu schválené osnovy uvedené v příloze č. 1 a je rozvrženo do 4 kapitol.

V kap. I jsou obecně definovány druhy údržby a uveden přehled dokumentace potřebné pro údržbu.

V kap. II je téma rozpracováno pro mechanické stroje a zařízení.

V kap. III je téma rozpracováno pro hydraulická zařízení.

V kap. IV je téma rozpracováno pro zařízení pneumatická.

Ad. I ÚDRŽBA VE VÝROBNÍCH ORGANIZACÍCH OBECNĚ

I.1 Význam údržby

Oddělení řízení údržby je ve většině podniků považováno za útvar, který spotřebovává velké náklady, ale jehož práce není příliš vidět. Málokdo si však uvědomuje, že správně fungující údržba dokáže výrazně ovlivnit hospodaření podniku jak z pohledu nákladů tak příjmů. Statistiky ukazují, že zavedení systému pro řízení údržby nejen že pomáhá k snížení nákladů, ale díky zlepšené práci údržby se zvyšuje produktivita práce, kvalita výrobků, doba životnosti strojů, dochází k snížení objemu zásob, neplánovaných odstávek atd. Ve výrobních podnicích jsou tyto výsledky nejvýraznější.

Před nasazením nového systému u zákazníka existovala pouze rámcová představa o nákladech spojených s údržbou. Požadavky na servisní zásahy byly zapisovány do několika sešitů. Existovaly pochybnosti, zda jsou řešeny jednotlivé požadavky s odpovídající prioritou. O tom kde, kdy a co jednotliví pracovníci dělali, bylo pouze povědomí (vykazovaly se pouze odpracované hodiny).

Jinými slovy neexistoval přehled, co je potřeba udělat, jakou má tato činnost prioritu a kdo by ji měl udělat.

Mezi další typické problémy, spojené s řízením údržby, patří:

- Velký podíl reaktivní údržby na úkor proaktivní (kvůli operativě není čas na prevenci)
- Výpadky a odstávky ve výrobě
- Špatné nebo žádné řízení zdrojů (málo lidí – moc práce)
- Nekvalitní opravy (hlavně rychle, často ve stresu a pod tlakem z výroby)
- Špatné vedení skladu (chybí to, co je potřeba a naopak sklad je plný dílů, které potřeba nejsou)

Pozn : Po statistickém vyčíslení celkových nákladů na údržbu dosahují v rámci SRN tyto náklady 135 miliard Euro/rok, což je cca 10% celkového obrátu. Má tedy smysl analyzovat tyto náklady s cílem je omezit.

Přínosy této analýzy jsou následující:

- Změna struktury nákladů.
 - Díky informacím o počtu a typu poruch na jednotlivých zařízeních je možné činit adekvátní opatření a těmto poruchám předcházet.
 - Zvyšuje se % preventivních zásahů na úkor havarijních, čímž se zvyšuje životnost zařízení a snižují neplánované odstávky.
 - Management má podklady pro plánování nákladů na další období.
- Management má informace o vývoji nákladů na jednotlivých zařízeních, a má tak podklady k rozhodnutí, kdy je vhodné dané zařízení nahradit.
- Je přehled o všech požadavcích na údržbu, kdy vznikl, kdy a kdo daný požadavek zrealizoval, jakou to mělo prioritu.
- Odstranění administrativní zátěže při tvorbě výkazů o nákladech na oblastech spravovaných pro jiné subjekty (okolní města). Tyto a další sestavy jsou generovány systémem.

I.2.Druhy údržby

Údržbu je možno dělit podle následujících kritérií :

I.2.1 – podle organizace

Interní údržba je prováděná vlastními pracovníky organizace (vlastní oddělení údržby)

Externí údržba je prováděná za úplatu najatou opravárenskou organizací.

I.2.2 – podle oboru

Údržba ve výrobních organizacích bývá strukturována dle oborů. Důvodem je specializace a kvalifikace pracovníků, požadavky na nářadí, měřicí přístroje atd.

Obvyklé dělení údržby dle oboru je dělení na údržbu strojní, elektro a npř. přístrojovou (počítače, spojovací a kancelářská zařízení, měřidla atd.)

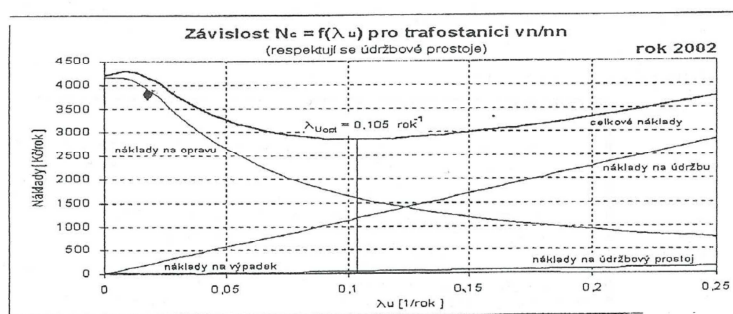
I.2.3 – podle způsobu provádění údržby

Způsob provádění údržby je volen podle analýzy celkových provozních nákladů na údržbu, které jsou určeny následující tzv. **nákladovou rovnicí** :

$$N_C = N_U + N_O + N_V + N_D \quad [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (1)$$

N_C	celkové náklady $[\text{Kč.rok}^{-1}]$
N_U	náklady na údržbu $[\text{Kč.rok}^{-1}]$
N_O	náklady na opravu $[\text{Kč.rok}^{-1}]$
N_V	náklady na výpadek $[\text{Kč.rok}^{-1}]$
N_D	další náklady $[\text{Kč.rok}^{-1}]$ (náklady na vlastní spotřebu elektrické energie, náklady na ztráty v zařízení, podnikové režie apod.)

Graf nákladové rovnice je znázorněn na následujícím obrázku a vypracuje se pro každý konkrétní případ. Určí se z něho minimum nákladové funkce.



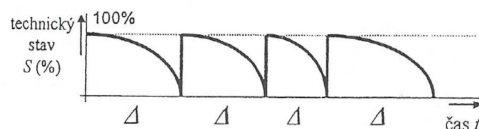
Pro uvedený případ je patrné, že optimální intenzita údržby je cca 0,105/rok, tj. musí se provést celková údržba zařízení jednou za cca 9,5 roku. Tato hodnota se porovná s periodou stávající údržby a zvolí se optimální druh údržby z následujících možností.

Rozlišují se následující druhy údržby :

a.) Reaktivní (korektivní) údržba

Zařízení provozujeme tak dlouho, až dojde k poruše. Poté následuje buď jeho oprava nebo výměna za funkční kus. Pojem „technický stav“ je zde brán zcela obecně konkrétně se pak vyjadřuje u jednotlivých prvků.

$$\Delta t_1, \Delta t_2, \dots \neq \text{konst.}, S_1 = S_2 = \dots = 0 \quad (2)$$



Reakceschopná údržba

Výhoda:

- "Jízda až do zničení" - tato koncepce znamená malé náklady na údržbu - až do výpadku stroje.

Nevýhoda:

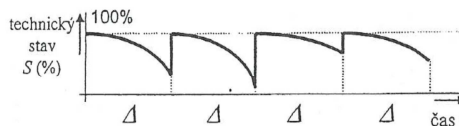
- Zvýšené náklady v důsledku neplánovaných prostojů. Zvýšené výdaje pro personál, zvláště při pracích, které vyžadují přesčasové hodiny.



b.) Preventivní (periodická) údržba

Na základě zkušeností z provozu, informací výrobce, případně optimalizačního výpočtu se stanoví termíny pravidelných prohlídek, údržby, oprav a generálních oprav zařízení bez ohledu na jeho skutečný stav.

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \text{konst.}, S_1, S_2, \dots \neq \text{konst.} \quad (3)$$



Výhoda:

- Pevně stanovené intervaly snižují prostoje strojů (doby výpadku).
- Vůči reaktivní údržbě může být dosaženo úspor na nákladech až 12%.

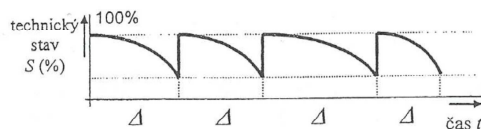
Nevýhoda:

- Údržba založená na časových intervalech vede ke zvýšenému nároku na personál a k vysokým nákladům na náhradní díly, protože komponenty se zbytkovou životností musí být eventuálně vyměněny.
- Neplánované prostoje není možno vyloučit.

c.) Prediktivní (stavově orientovaná) údržba

Pomocí monitorovacích systémů a různých diagnostických metod se zjišťuje stav zařízení. Na jeho základě se usoudí, jak dlouho bude zařízení pravděpodobně schopné normálního provozu do vzniku funkční poruchy. Uplatnění nalezne u důležitých zařízení: například transformátory VVN, VN apod.

$$\Delta t_1, \Delta t_2, \dots \neq \text{konst.}, S_1 = S_2 = \dots = \text{konst.} \quad (4)$$



Výhoda:

- Trvalé hlídání rozpozná poškození komponent při jejich vzniku.
- Údržbářské práce jsou prováděny pouze podle potřeby a mohou být naplánovány v pravý čas
- Oproti preventivní údržbě může být dosaženo dalších cca 18% úspor.
- Náklady na prostoje strojů a procesů jsou tímto sníženy.
- Náklady na personál a náhradní díly budou rovněž sníženy.

Nevýhoda:

- Pořizovací náklady na stávající hlídací systémy, jako je termografie a vibrační analýza mohou být velmi vysoké.

d.) Obchodní cíle zavedení systému údržby

Cílem bylo vytvořit informační systém, který bude managementu poskytovat informace pro efektivnější řízení společnosti a lidem v údržbě nástroj pro podporu jejich činností.

Především se jednalo o následující:

- Zprůhlédnit náklady, které do údržby tečou. Zajistit informace o struktuře nákladů na jednotlivých oblastech a zařízeních.
- Poskytnout nástroj pro jednotné zadávání požadavků, naplánování realizace a její vykazání.
- Postupné vytváření know-how jak a co opravovat, v jakých intervalech vykonávat preventivní údržbu atp.
- Poskytnout informace o struktuře poruch na jednotlivých zařízeních a struktuře činností jednotlivých pracovníků.

I.3. Dokumentace potřebná pro údržbu

- Správa zařízení – spravuje veškeré evidenční informace týkající se jednotlivých zařízení, jejich umístění v technologickém stromě, sleduje historii jejich umístění, apod.
- Bilance a reporty – slouží k získávání a sledování informací o nákladech, počtech a typech poruch, struktuře činností atd.
- Správa servisních zásahů – umožňuje vytvářet a modifikovat servisní zásahy a vykazovat k nim realizované činnosti.
- Modul výměny dat – jeho hlavní úlohou je napojení na externí systémy, většinou jde o řídicí systémy podniku.