

UČEBNÍ TEXTY VYSOKÝCH ŠKOL

Vysoké učení technické v Brně VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a pneum. a hydraul. zařízení

Ing. Jaroslav Vaďura, CSc.

Hydraulické a pneumatické mechanismy

ZAPISATELSTVO

045781



1706

Ediční středisko VUT Brno

Úvod

Předmět Hydraulické a pneumatické mechanismy **pojedenává o tekutinových mechanizmech,** které jsou využívány k mechanizaci a automatizaci výrobních strojů a zařízení, v některých případech i k automatizaci celých výrobních procesů. Nositelem energie v těchto mechanismech je obecně tekutina, tedy látka buď kapalná nebo plynná.

Energie tekutiny v každém systému je dána součtem tří složek dle Bernoulliho rovnice:

složky polohové

kinetické energie pohybující se proudem

tlakové složky

Tekutinové mechanismy dělíme do dvou základních skupin podle převažující energetické složky využívané k přenosu v mechanismu:

1. Obor hydraulických strojů využívá převážně kinetické energie tekutinového proudu, který působí např. na lopatky oběžných kol vodních turbin. Energetický potenciál kapaliny je obvykle dán polohovou energií kapaliny. Mezi stroje pracující na tomto principu s kapalným nositelem energie počítáme turbíny a odstředivá čerpadla. Odstředivá čerpadla jsou v tomto případě mechanicko-hydraulickým převodníkem pracujícím rovněž na hydrodynamickém principu. Jsou používána k získání polohové výšky kapaliny, případně přetlaku. Na stejném principu pracují ventilátory, dmychadla a pneumatické či plynové turbíny využívající plynného nositele energie.

2. Druhou skupinu strojů a zařízení tvoří mechanismy, pracující na hydrostatickém principu. K pohonu motorů a přenosu energie se využívá převážně tlakové složky energie tekutinového proudu.

První skupina mechanismů je používána převážně v energetice, ve vodním hospodářství a v trakčních pohonech. V posledních desetiletích též jako hydraulické spojky a momentové měniče.

Hydrostatické mechanismy, mající vysokou tuhost a poměrně vysokou koncentraci energie na jednotku objemu, jsou využívány v rozsáhlé oblasti výrobních strojů a zařízení, v oblasti manipulace s materiálem a obrobky, ve stavebních, zemních a důlních strojích a dokonce v hydrostatických trakčních pohonech. Pokud budeme brát obráběcí stroje jako představitele výrobních strojů, můžeme se snadno přesvědčit, že nejméně 80 % současných moderních obráběcích strojů je vybaveno více či méně hydraulickými nebo pneumatickými mechanismy. Bývají v některých případech použity i v hlavních pohonech (např. posuvové mechanismy, kopírovací zařízení), ale velmi často se používají pro upínání obrobků, pro jejich vkládání a vyjímání z pracovního prostoru, pro výměnu nástrojů a v dalších pomocných a automatizačních zařízeních. Podobně najdeme hydraulické a pneumatické mechanismy u lisů, válcovacích stolic a u všech mechanizovaných nebo automatizovaných výrobních zařízení.

Pneumatické přístroje se také uplatňují v regulační technice. Pneumatické

regulační systémy se s výhodou používají v prostředích výbušných, v horkých pro-
vozech a v prostředích ovlivněných zářením.

Hydraulická a pneumatická zařízení jsou neodmyslitelnou součástí všech auto-
matizovaných výrobních strojů a zařízení. Mají své důležité místo v automatizaci
a mechanizaci manipulace s materiálem, obrobky a nástroji. Bez jejich použití by
nebyla uskutečnitelná vědeckotechnická revoluce ve smyslu odstranění lidské ná-
mahy a dřiny. Jako jeden z důležitých programů pro uskutečňování automatizace byl
obor výroby hydraulických zařízení vybrán mezi 14 státních cílových programů pro
7. pětiletý plán.

V současné době, která je charakterisovaná prudkým rozvojem elektrických po-
honnů a elektronických automatizačních prvků na kvalitativně vyšší bázi, neustupuje
význam hydraulických a pneumatických zařízení do pozadí. V daleko větší míře než
dosud je třeba zvažovat použití různých systémů, nacházet nejvhodnější obory
nasazení a uplatnění, možnosti pro vzájemné kombinování různých systémů, aby by-
lo v tom kterém oboru plně využito všech výhod elektronického, hydraulického i
pneumatického řízení a pohonů.

I . E L E K T R O H Y D R A U L I C K Á A N A L O G I E

I.1. Ú v o d ě

Statické i dynamické jevy, které probíhají v elektrických, hydraulických
i v pneumatických systémech je možné popsat navzájem podobnými diferenciálními
rovnícemi, které se vyznačují stejnou strukturou nepřehlídíme-li ke specifickým
vlastnostem nositele energie, t. j. proudícího fluida .

Lze tedy nalézt určité základní vlastnosti fluidních obvodů, které jsou ana-
logické vlastnostem obvodů elektrických a z toho vyplývající podobnost některých
veličin:

1. elektrický odpor R analogický odporu protipohybu nositele energie (hydraulický
odpor) R_H
2. indukčnost L analogická odporu proti zrychlení nositele energie (hydraulická
indukčnost) L_H
3. kapacita C analogická hydraulické kapacitě C_H (což je jinak převrtná hodnota
odporu proti deformaci $D = \frac{1}{C_H}$)

Analogie vzniklá na základě těchto podobností umožňuje řešit zejména dyna-
mické poměry v hydraulickém obvodu a v servomechanizmech. Je třeba se zmínit
o některých těžkostech a rozdílech při uplatňování elektrohydraulické analogie,
které spočívají v těžko postižitelném zachycení některých vlivů: změny teploty
ovlivňující změny viskozity a hustoty oleje, přítomnost vzduchu v kapalině, zne-
čišťování kapaliny za provozu a rozdíly ve srovnání elektrického a hydraulického
odporu R_H .

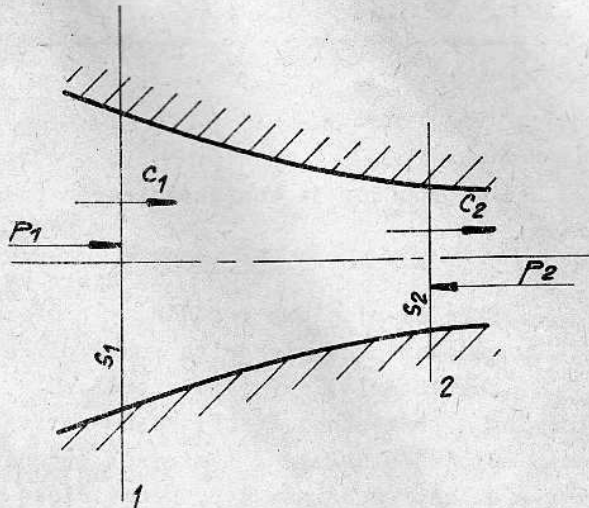
I.2. Odpor proti pohybu

Vytkneme-li v jakémkoliv potrubí nebo profilu, kterým proudí hydraulická kapalina, dva průřezy (obr. 1), lze snadno i pokusem zjistit, že žádné ani ustálené proudění neprobíhá bez energetických ztrát, které jsou způsobeny jednak třením kapaliny o stěny proudového kanálu a vnitřním třením částic kapaliny o sebe navzájem.

Pokud považujeme Bernoulliho rovnici za vyjádření zákona zachování energie podél toku kapaliny při ustáleném proudění bez uvažování ztrát, pak tedy součet měrných energií vztažených na 1 kg hmotnosti kapaliny jest

$$h \cdot g + \frac{c^2}{2} + \frac{P}{\rho} = \text{konst, kde}$$

$$\begin{array}{l} h \cdot g \quad \dots \text{ polohová e.} \\ \frac{c^2}{2} \quad \dots \text{ rychlostní e.} \\ \frac{P}{\rho} \quad \dots \text{ tlaková e.} \end{array}$$



obr. 1

U hydrostatických mechanismů, které se zpravidla nerozkládají na příliš velké ploše s výrazným převýšením, lze složku polohové energie proti oběma ostatním složkám bez újmy na přesnosti zanedbat:

$$P + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \text{konst.}$$

a při uvažování ztrát přičteme energetickou ztrátu ve formě ztráty tlakové energie kapaliny, která vlastně tvoří energetický potenciál kapaliny. Při proudění dvěma následnými průřezy viz (obr. 1) tedy můžeme psát

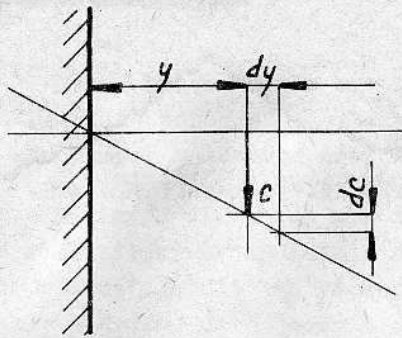
$$P_1 + \frac{\rho}{2} \cdot c_1^2 = P_2 + \frac{\rho}{2} \cdot c_2^2 + P_z$$

Hodnota a způsob vyjádření tlakové ztráty P_z závisí: 1. na druhu hydraulického odporu (místní, v armatuře, v trubkách) 2. na režimu proudění (laminární, turbulentní)

Laminární a turbulentní režim proudění se od sebe ostře odlišuje:

laminární - je charakterisován rovnoběžným pohybem částic sousedících kapalinových vláken, které se neprolínají ani nemísí. U stěny je rychlost kapaliny nulová, uprostřed průřezu nejvyšší. Vrstvy kapaliny vzdálenější od stěny jsou brzděny třecí silou úměrnou koeficientu dynamické viskozity a příčnému gradientu rychlosti. (obr. 2) Ztráty vzniklé tímto třením jsou úměrné první mocnině rychlosti.

turbulentní - je charakterisován naprosto neuspořádaným pohybem částic kapaliny. Kinetická energie, úměrná čtverci rychlosti tohoto neuspořádaného pohybu se mění v teplo a tvoří tedy hodnotu ztrát. Turbulentní vzruchy lehce vznikají v různých



obr. 2

místních odporů (náhlá změna průřezu, ohyb proudů kapaliny) a rovněž u stěn potrubí v důsledku jejich drsnosti. Tlaková ztráta turbulentního proudění jen nepatrně závisí na koeficientu viskozity, ale je úměrná druhé mocnině průtočného množství kapaliny a je závislá na tvaru a drsnosti stěn kanálu.

Režim proudění je charakterisován podobnostním bezrozměrným Reynoldsovým číslem

$$Re = \frac{c_s \cdot L}{\nu}, \text{ které uvádí do vzájemného vztahu:}$$

- c_s ... střední rychlost proudění v průřezu,
- ν ... kinematickou viskozitu proudící kapaliny
- L ... charakteristický rozměr průřezu

Pokusy bylo prokázáno, že při zachování všech ostatních podmínek proudění konstantních přejde ustálené laminární proudění v turbulentní, když buď budeme zvětšovat rychlost proudění, nebo geometrický rozměr proudového kanálu a nebo naopak budeme-li snižovat viskozitu protékající kapaliny.

Charakteristický rozměr průtočného průřezu L závisí na tvaru průřezu:
 pro kruhový průřez $L = D$ (průměr kruh. průřezu)
 pro nekruhové pravidelné průřezy $L = D_H$, kde D_H je hydraulický průměr, který vypočteme ze vztahu

$$D_H = \frac{4 \cdot S}{\sigma}$$

- S - plocha průtočného průřezu
- σ - smáčený obvod průtočného průřezu

V literatuře někdy užívaný termín: hydraulický poloměr r_H k vyjádření charakteristického rozměru průtočného průřezu je

$$r_H = \frac{D_H}{4}$$

Kriteriem přechodu laminárního proudění v turbulentní je tedy kritické Reynoldsovo číslo Re_{KR} , které se pro proudění v trubkách všeobecně udává

$Re_{KR} \cong 2300$. Čhajmovič udává pro různé druhy hydraulických odporů hodnoty

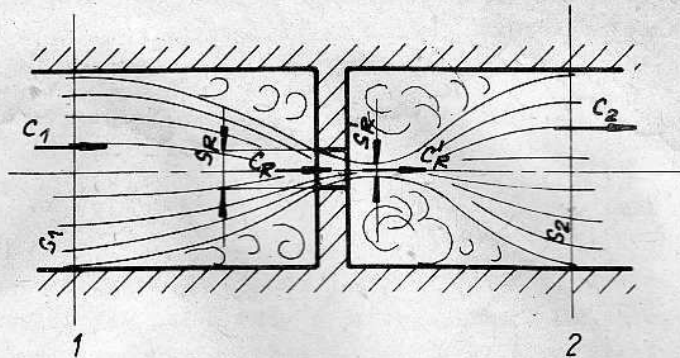
kulaté hladké trubky	$Re_{KR} = 2000 - 2300$
soustředné hladké štěrby	$Re_{KR} = 1100$
excentrické štěrby hladké	$Re_{KR} = 1000$
soustředné štěrby s rozevřením	$Re_{KR} = 700$
excentrické štěrby s rozevřením	$Re_{KR} = 400$

Podle jiných autorů může ležet Re_{KR} u vrubů, drážek a spár ještě níže i pod hodnotou 200.

Odvození vztahu pro výpočet tlakové ztráty, tak jak se s ním v literatuře setkáváme nejčastěji

$$\Delta P_z = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (1.1)$$

lze nejlépe ukázat na příkladu turbulentního průtoku otvorem v tenké stěně (obr. 3), jejíž tloušťka je řádově srovnatelná s průměrem otvoru. Na vstupu do otvoru se rychlost kapaliny v soulase se zákonem kontinuity zvětšuje a současně se zmenšuje statický tlak. Při průchodu kapalinou otvorem dochází k následné



obr. 3

další kontrakci kapalinového paprsku a rychlost tedy dosahuje maximální hodnoty c_R' v nějakém průřezu za otvorem. Tento proces přeměny tlakové energie v kinetickou je charakterisován dosti vysokou účinností blížíící se 1. Ve zvětšujícím se průřezu za škrťicím otvorem se potom rychlost opět zmenšuje a v soulase s tím by se měl zvětšovat tlak. Účinnost zpětného procesu přeměny energie závisí ve značné míře na tvaru výstupní části otvoru. Pokud škrťicí otvor není protažen ve válcový ani kuželový nástavec, pak účinnost zpětné přeměny energie je blízká nule. Za tohoto předpokladu je celková ztráta tlaku dána kinetickou energií kapalinového paprsku v nejužším jeho průřezu (pokud uvažujeme, že hodnota c_2' je zanedbatelná vůči $c_R'^2$).

$$\Delta P_z = \frac{\rho}{2} \cdot c_R'^2$$

Jestliže vstup do škrťicího otvoru má ostré hrany, paprsek kapaliny má ve svém nejužším průřezu menší plochu než je plocha škrťicího otvoru. (Poměr těchto průřezů nazýváme koeficientem stlačení - kontrakce ψ)

$$\psi = \frac{S_R'}{S_R}$$

Chceme-li tlakovou ztrátu vztáhnout k reálnému průřezu škrťicího otvoru S_R , pak za použití rovnice kontinuity

$$\Delta P_z = \left(\frac{S_R}{S_R'} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_R'^2$$

$$\Delta P_z = \frac{1}{\psi^2} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_R'^2$$

kde výraz $\frac{1}{\psi^2}$ můžeme srovnat se součinitelem odporu ξ ze vztahu $\Delta P_z = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_R'^2$. Součinitel ψ , který zde nazýváme součinitelem kontrakce kapalinového paprsku, má přibližně stejnou hodnotu i význam jako v literatuře uváděný průtokový součinitel ve vztazích pro stanovení průtoku hydraulickým odporem.

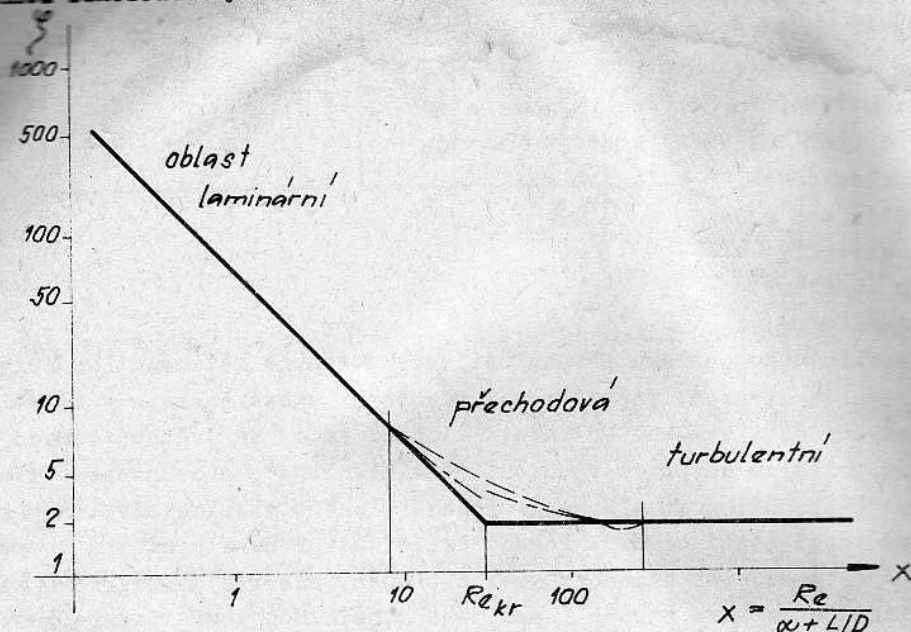
Pro otvory v tenké stěně s ostrou vstupní hranou, u nichž dochází ke kontrakci kapalinového paprsku, součinitel odporu ξ bývá větší než jedna. Zpravidla se hodnota ξ pohybuje mezi $\xi = 1,7 - 1,9$.

Pro otvory, které mají kuželově sraženou, nebo zaoblenou vstupní hranu je $S_R' \approx S_R$ a tedy součinitel ψ se blíží hodnotě $\psi = 1$.

U otvorů s provedeným sražením i na výstupní hraně součinitel ξ klesá dokonce pod hodnotu $\xi = 1$, protože sražením výstupní hrany je vytvořen difuzor, který zvyšuje účinnost zpětné přeměny energie (je vyšší než nulová).

Proces přeměny turbulentního režimu proudění na laminární u tohoto typu hydraulického odporu. Budeme-li zmenšovat rychlost průtoku ve škrťicím průřezu,

ztráty úměrné druhé mocnině rychlosti se budou zmenšovat rychleji, nežli ztráty způsobené třením, úměrné první mocnině rychlosti a od určité hodnoty rychlosti se stanou zanedbatelnými vůči ztrátám způsobeným laminárním třením.



závislost $\zeta = f\left(\frac{Re}{\alpha + L/D}\right)$ pro kruhové otvory s ostrou hranou
v log. souřadnicích

obr. 4

Součinitel odporu ζ se ve vztahu pro tlakovou ztrátu (rov. 1.1) při přechodu z turbulentního režimu na laminární stane závislým na průtokové rychlosti a proto i na Reynoldsově čísle (obr. 4).

Na základě četných pokusů byla zjištěna tato obecná závislost $\zeta(Re)$ pro místní hydraulické odpory. Pokusy rovněž prokázaly, že proces přechodu z jednoho režimu proudění do druhého není okamžitý, ale probíhá postupně a nepřetržitě v širokém rozsahu přechodové oblasti $Re \approx 15 - 300$. V přechodové oblasti nelze jednoznačně vyjádřit hodnotu součinitele odporu jako funkci Re . Tato veličina závisí na četných faktorech, jako na tvaru a velikosti průřezu, na viskozitě a teplotě oleje a jiných.

Laminární průtok kruhovým otvorem lze velmi přesně vyjádřit na základě obecných Navier-Stokesových diferenciálních rovnic proudění, ze kterých po integraci obdržíme Hagen-Poiseillov zákon, vyjadřující závislost průtoku na tlakovém spádu. Souhlas tohoto zákona s praxí byl ověřen četnými pokusy (platí pro dokonale vytvořené laminární proudění v kruhovém průřezu malého průměru).

teoretická Hagen-Poiseillova rovnice

$$\Delta P = \frac{8 \cdot \mu \cdot L}{r^2} \cdot c_s, \text{ kde} \quad (2.1)$$

- μ ... koeficient dynamické viskozity
- L ... délka škrťacího průřezu
- r ... poloměr kruhového škrťacího průřezu
- c_s ... střední rychlost proudění v průřezu

Z rovnice (2.1) je patrná závislost tlakové ztráty na koeficientu viskozity a na první mocnině průtokové rychlosti, což někteří autoři zdůrazňují. Úpravou této rovnice lze ale prokázat souvislost mezi obecným vztahem pro tlakovou ztrátu (rov. 1.1) a teoretickou rovnicí (2.1) Hagen-Poiseillova zákona.

Desadíme za

koeficient dynamicky viskozity

$$\mu = \nu \cdot \rho; \quad r = \frac{D}{2}$$

$$\Delta P = \frac{8 \cdot \nu \cdot \rho \cdot L}{D^2} \cdot C_S \left| \cdot \frac{C_S}{C_S} \cdot \frac{2}{2} \right.$$

$$\left[\Delta P = \frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_S^2 \right] (3.1); \quad Re = \frac{C_S \cdot D}{\nu}$$

Jestliže výraz $\frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{D}$ srovnáme se součinitelem odporu ξ , pak vidíme naprostou shodu mezi oběma rovnicemi pro výpočet tlakové ztráty a je objasněna i závislost ξ na Reynoldsově čísle při laminárním proudění. Výraz $\frac{64}{Re}$ nazýváme koeficientem odporu tření λ . Součinitel odporu ξ je tedy funkcí λ a je i závislý na bezrozměrném poměru $\frac{L}{D}$, který vyjadřuje vliv délky škrťacího průřezu, nebo potrubí.

Vyjádření ztrát v trubkách nebo potrubí souvisí úzce s předchozím výpočtem tlakové ztráty při laminárním proudění v kruhovém průřezu. Součinitel odporu je v tomto případě

$$\xi = \lambda \cdot \frac{L}{D}$$

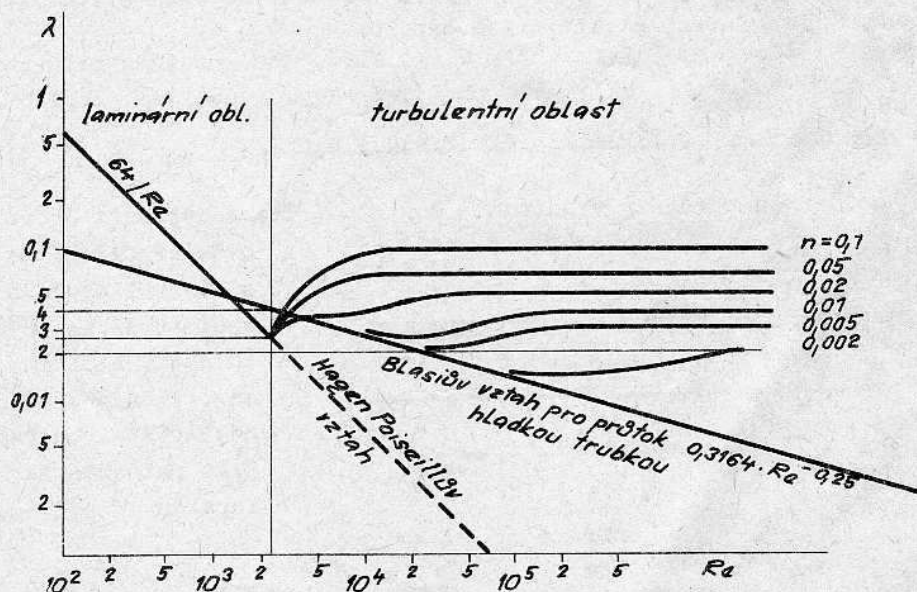
λ = koeficient odporu odporu trubky

a vztah pro výpočet tlakové ztráty má tvar

$$\Delta P_z = \left[\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot C_S^2 \right] (4.1)$$

Analýza ztrát v potrubí vede k analýze koeficientu λ . Koeficient λ závisí na řadě parametrů, ale v první řadě na Reynoldsově čísle (tedy na režimu proudění) a

na drsnosti stěn potrubí. Všechny tyto závislosti jsou shrnuty v Nikuradzeho diagramu (obr. 5). Praktická připomínka: pro hladké ocelové bezešvé trubky hydraulických systémů letadel, vozidel a obráběcích strojů lze brát pro oblast turbulentního proudění ($Re > 2500$) koeficient $\lambda \approx 0,025$.



obr. 5

Armatury tvoří, pokud se týká výpočtu ztrát, přechod mezi místními odpory a potrubím. Kritické Reynoldsovo číslo leží v oblasti mezi Re_{KR} potrubí a míst-

ních hydraulických odporů ($R_{zkr} = 1000 - 3000$). Pro četné druhy armatur byly experimentálně stanoveny závislosti $\xi(Rz)$ a jsou uváděny v různých literárních pracích. Přesnost výpočtu ztrát závisí do značné míry na přesném zjištění režimu proudění. Podle proudění v místním hydraulickém odporu nebo v armatuře se řídí režim průtoku i v připojeném potrubí. (Turbulentní vzruchy se lehce přenášejí z místa zdroje i do přilehlých částí potrubí). [2, 10, 11]

Vrátíme-li se nyní k úvodu této kapitoly, můžeme nyní na základě vyvozených vztahů pro ΔP_z vyjádřit analogicky k Ohmovu zákonu $U = R \cdot I$

$$\Delta P_z = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{S^2}$$

Jestliže srovnáme U a ΔP_z a I a Q pak odpor proti pohybu kapaliny

$$\frac{\Delta P_z}{Q^2} = \frac{U}{I^2} R_H = \xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S^2}$$

$$\frac{\Delta P_z}{Q^2} = R_H = \xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot S^2}$$

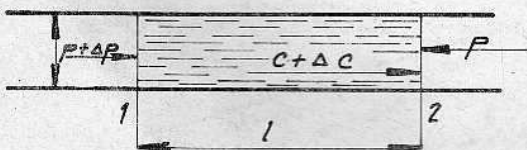
$$\Delta P_z = R_H \cdot Q^2 \quad (5.1)$$

Nejčastěji se setkáváme s touto "kvadratickou formou Ohmova zákona" v hydraulice, tak jak to odpovídá nejobvyklejšímu způsobu vyjádření tlakové ztráty. Linearizace se provádí pokud se jedná jen o případ laminárního průtoku a za zjednodušujících a omezujících předpokladů při řešení diferenciálních rovnic.

Seriové a paralelní řazení odporů v sítích se řídí stejnými pravidly a zákonitostmi jako řazení elektrických odporů.

I.3 Odpor proti zrychlení

Mezi dvěma průřezy v potrubí (obr. 6), které vytínají určitou hmotu kapaliny



bude zapotřebí ke změně průtoku jistého tlakového spádu (který se spotřebuje na zrychlení právě této hmoty kapaliny). Předpokládáme přitom, že se jedná o ideální nestlačitelnou kapalinu. [10, 11]

Síla potřebná ke zrychlení sloupce kapaliny

obr. 6

$$F = m \cdot a, \text{ kde } F = \Delta P \cdot S, \quad m = S \cdot l \cdot \rho$$

$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad c = Q \cdot S = \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt}$$

po dosazení

$$\Delta P = \frac{S \cdot l \cdot \rho}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (6.1)$$

a analogicky k elektrickým veličinám

$$\Delta P = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot a}{S} = \frac{\rho \cdot l \cdot S}{S} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad U = L_H \cdot \frac{dI}{dt}$$

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot l}{S} \cdot \frac{dQ}{dt}$$

označujeme výraz odporu proti zrychlení

$$L_H = \frac{L \cdot \rho}{s} = \frac{m}{s^2}$$

jako hydraulickou indukčnost

$$\Delta P = L_H \cdot \frac{dQ}{dt} \quad L_H [Nm^{-5} \cdot s^2] \quad (7.1)$$

Poznámka k použití: Při výpočtu indukčnosti celého obvodu musíme do hmoty m zahrnout i všechny připojené ostatní setrvačné hmoty (píst hydraulického válce, rotační hmoty hydromotorů i hmoty vnějších zátěží.)

Pro rotační pohyb nositele energie kolem pevné osy je hodnota odporu proti zrychlení

$$L_H = \left(\frac{2\pi}{V} \right)^2 \cdot \bar{I} \quad \text{rotacný pohyb nositele energie dole pevné osy:}$$

kde \bar{I} ... hmot. moment setrvačnosti

V ... objem nositele energie uzavřený v rotující části.

Pro řazení indukčnosti platí obdobné vztahy jako v elektronice:

seriové řazení

$$L_{Hc} = \sum L_{Hi}$$

paralelní

$$\frac{dQ}{dt} \cdot c = \Delta P \frac{1}{L_{Hc}} = \Delta P \cdot \sum \frac{1}{L_{Hi}}$$

1.4 Hydraulická kapacita

Hydraulická kapacita zahrnuje vliv stlačitelnosti skutečné hydraulické kapaliny. Můžeme si ji odvodit ze změny objemu kapaliny při změně tlakového spádu.

Počítáme nejen se stlačitelností vlastní kapaliny, ale i s roztažností stěn hydraulického systému. (obr. 7)
Celková změna objemu

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2$$

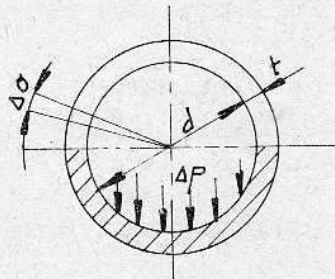
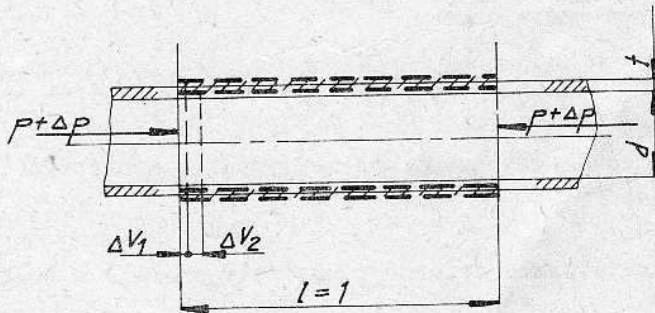
ΔV_1 ... dána stlačitelností kapaliny

ΔV_2 ... dána roztažností stěn potrubí

$$\Delta V_1 = V_0 \cdot \beta_K \cdot \Delta P$$

V_0 ... původní objem kapaliny uzavřených potrubí mezi dvěma vytknutými průřezy

β_K ... součinitel objemové stlačitelnosti (analogicky k hodnotám mechanických částí lze psát $\beta_K = \frac{1}{E_K}$, kde E_K je modul pružnosti kapaliny)



obr. 7

tedy $\Delta V_1 = V_0 \cdot \frac{\Delta P}{E_K}$

Z Hookova zákona lze stanovit změnu obvodu potrubí v závislosti na působící síle od tlaku kapaliny.

Na jednotkové délce potrubí platí

$$\frac{\Delta \sigma}{\sigma} = \frac{\sigma}{E_P} \quad \text{a napětí} \quad \sigma = \frac{F}{2t} = \frac{d \cdot \Delta P}{2t}$$

Vyjádření vztahu mezi obvodovou a objemovou roztažností

$$\Delta V_2 = \frac{\pi(d+\Delta d)^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi[2d \cdot \Delta d + (\Delta d)^2]}{4}$$

, kde druhý výraz proti
prvému je řádově menší

a tedy zanedbatelný

$$\Delta V_2 = \frac{\pi d \cdot \Delta d}{2} \quad ; \quad \Delta \sigma = \pi \cdot \Delta d$$

$$\frac{\Delta V_2}{\Delta \sigma} = \frac{d}{2}$$

$$\frac{V_0}{\sigma} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\pi \cdot d} = \frac{d}{4}$$

Dosažením do

$$\frac{\Delta \sigma}{\sigma} = \frac{\Delta P \cdot d}{2 \cdot t \cdot E_P}$$

$$\frac{\Delta V_2}{V_0} = \frac{\Delta P \cdot d}{t \cdot E_P}$$

Celková změna objemu

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{1}{E_K} + \frac{d}{t \cdot E_P} \right) \cdot \Delta P$$

Tuto změnu objemu si můžeme vyjádřit součtovým integrálem přítékajícího množství v čase t

$$\Delta V = \int Q dt$$

Změna vyvolaná deformací nositele energie a systému bude

$$\Delta P = \frac{1}{V_0 \left(\frac{1}{E_K} + \frac{d}{t \cdot E_P} \right)} \cdot \int Q \cdot dt \quad (8.1)$$

Při srovnání s obdobným vztahem z elektrotechniky je veličina $V_0 \left(\frac{1}{E_K} + \frac{d}{t \cdot E_P} \right)$ podobná kapacitě a nazýváme ji hydraulickou kapacitou C_H . Převratná hodnota se nazývá odporem proti deformaci D .

$$\Delta P = \frac{1}{C_H} \int Q \cdot dt = D \cdot \int Q \cdot dt \quad (9.1)$$

Pro řazení kapacit platí opět analogie s elektrickými obvody. [10,11]

1.5 Příklady použití

5.1 Rychlost šíření tlakových vln

Z fyziky známý vztah pro rychlost zvuku v jakémkoliv prostředí

$$u = \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot \beta}} \quad ?$$

si můžeme upravit dosazením za $\rho = \frac{m}{V}$, kde $V = s \cdot l$ a rozšířením poměrem $\frac{s \cdot l}{s \cdot l}$

$$u = \frac{1}{\sqrt{\frac{m}{s \cdot l} \cdot \beta \frac{s \cdot l}{s \cdot l}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{m}{s^2 \cdot l} \cdot \frac{\beta \cdot V}{l}}}$$

$$u = \frac{1}{\sqrt{\frac{L_H}{l} \cdot \frac{C_H}{l}}}$$

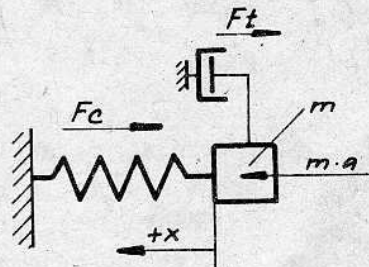
kde C_H je pouze hydraulická kapacita nositele energie. Indukčnost i kapacita jsou vztaheny na jednotku délky.

5.2 Vlastní frekvence a dekrement tlumení kmitajícího sloupce kapaliny

Představíme-li si sloupec kapaliny (např. v potrubí) jako pružinu a hmotu tohoto sloupce si redukuje do jednoho bodu na který rovněž necháme působit třecí sílu vyvozenou hydraulickým odporem průtočného průřezu, dostáváme analogii s mechanickým případem tlumeného kmitání. (obr. 8). Síla pružného sloupce $F_c = c_p \cdot x$, kde $c_p = \frac{F}{\Delta l}$

$$c_p = \frac{\Delta P \cdot s}{\frac{\Delta V}{s}}$$

$$c_p = \frac{\Delta P \cdot s^2}{s \cdot l \cdot \beta \cdot \Delta P}$$



obr. 8

Třecí síla s ohledem na výpočet bude uvažovaná jako úměrná první mocnině rychlosti $F_t = k \cdot \dot{x}$,
z toho

$$k = \frac{F_t}{\dot{x}} = \frac{P \cdot s}{c} = \frac{P}{Q} \cdot s^2 = R_{HUN} \cdot s^2$$

Diferenciální rovnice, která bere v úvahu jak pružné vlastnosti kapaliny, její deformaci a tlumení odpovídá rovnici druhého řádu pro tlumené kmitání

$$m \ddot{x} + k \dot{x} + c_p x = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m} \dot{x} + \frac{c_p}{m} x = 0$$

kde $\sqrt{\frac{c_F}{m}} = \omega$ je vlastní frekvence netlumeného kmitání a po dosazení za c_F
 a $m = \rho \cdot V$

$$\omega = \sqrt{\frac{s}{\beta \cdot l} \cdot \frac{1}{\rho \cdot V}} = \sqrt{\frac{s}{l \cdot \rho} \cdot \frac{1}{\beta \cdot V}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{L_H} \cdot \frac{1}{C_H}}$$

a $\frac{k}{m} = 2\delta$, kde δ je konstanta útlumu (dekrement tlumení)

$$\delta = \frac{k}{2m} = \frac{1}{2} \frac{R_{HLIN} \cdot s^2}{\rho \cdot s \cdot l}$$

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_{HLIN}}{L_H}$$

Řešení se hledá ve tvaru $x = e^{\alpha t} \neq 0$
 Dosazením do diferenciální rovnice

$$e^{\alpha t} (\alpha^2 + 2\delta + \omega^2) = 0$$

obdržíme charakteristickou rovnici $\alpha^2 + 2\delta + \omega^2 = 0$
 s kořeny

$$\alpha_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega^2}$$

Poznámka: Lze dokázat, že na indukčnostech a kapacitách se průtok a tlak chovají stejně jako proud a napětí v elektrotechnice, to znamená, že jsou fázově posunuté o $\frac{\pi}{2}$. Na indukčnosti, t. j. na odporu proti zrychlení tlak předbíhá průtok o $\frac{\pi}{2}$, na deformačním odporu - kapacitě průtok předbíhá tlak o $\frac{\pi}{2}$. (Viz Prokeš: Hydraulika v mechanizaci a automatizaci.) [11,2]

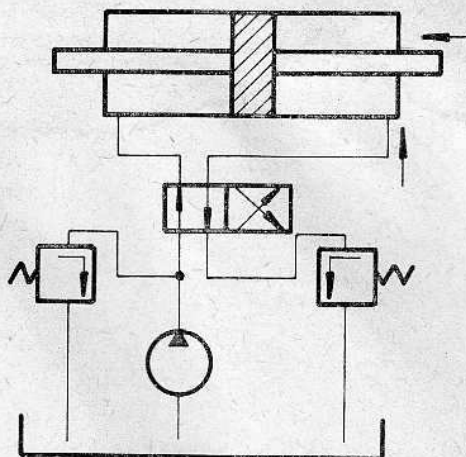
5.3 Výpočet rozběhu hydraulického válce

V této části je na základě dříve odvozených vztahů naznačen postup výpočtu dynamických poměrů při rozběhu přímočarého hydraulického motoru. Podobně lze provést výpočet i pro brzdění hydromotoru. Je třeba upozornit, že řešení je provedeno za zjednodušujících předpokladů (soustředění hmot do jednoho bodu, linearizace všech třecích odporů apod.) Dnes, kdy je možné provádět tyto výpočty na samostatných počítačích, si můžeme dovolit pokud je to potřebí, modelovat skutečné poměry.

Na obr. 9 je základní schéma hydraulického obvodu pohánějícího dvojitý hydraulický válec, pro který budeme odvozovat výpočtové vztahy pro rozběh.

Předpoklady a zjednodušení:

1. Dá se vyslovit předpoklad, že ođ okamžiku spuštění čerpadla se rozběh hydromotoru děje ve dvou fázích:
 - a) píst je v klidu. Zapnutím čerpadla vzrůstá tlak v systému tak dlouho, až překročí klidové odpory, t. j. do začátku pohybu pístu
 - b) vlastní rozběh pístu od začátku pohybu, až k dosažení ustálené konstantní rychlosti pohybu.
2. Všechny pohyblivé hmoty si redukuje do pístu
3. Objemové ztráty v krátkém časovém úseku zanedbáváme
4. Různé odpory tření (píst, pístnice) soustředíme spolu s hydraulickými odpory obvodu do konstanty tlumení K .
Odpory uvažujeme linearisované.



obr. 9

Náhradní schema obvodu je na obr. 10

- x_1 ... fiktivní dráha odpovídající dodávanému množství čerpadlem
- x ... skutečná dráha pístu
- Síla deformace pružných částí (kapalina, potrubí, válec) $C(x_1 - x)$

Síla tlumící, úměrná rychlosti pohybu

$$K \cdot \dot{x}$$

Zátěžná síla vnější $S \cdot P_P$

Diferenciální rovnice pro rozběh

$$m\ddot{x} + k\dot{x} - c(x_1 - x) + S \cdot P_P = 0 \quad (10.1)$$

Dále je nutné stanovit:

- a) pružinovou konstantu: pružnost kapalinového sloupce a potrubí si lze představit jako fiktivní pružiny řazené za sebou (obr. 11)
- celkové stlačení takto řazených pružin

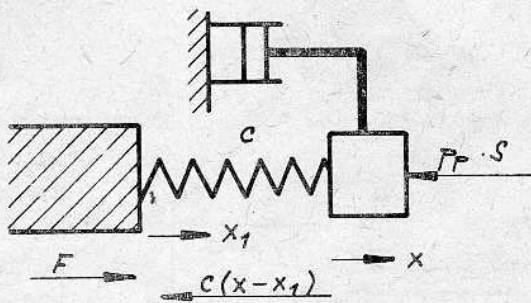
$$\Delta x = \Delta x_0 + \Delta x_R$$

$$\frac{\Delta F}{C_P} = \frac{\Delta F}{C_0} + \frac{\Delta F}{C_R}$$

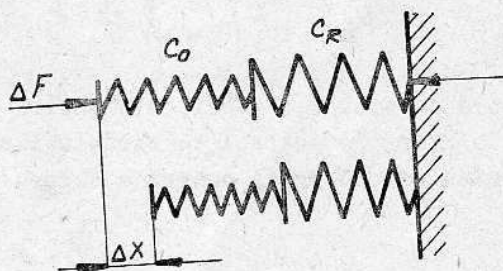
výsledná tuhost

$$C_P = \frac{C_R \cdot C_0}{C_0 + C_R}$$

Vztahy pro výpočet pružinové konstanty oleje a potrubí:



obr. 10



obr. 11

potrubí (změna vnitřního objemu potrubí daná jeho pružností)

$$c_R = \frac{F}{x} ; \quad F = \Delta P \cdot S$$

$$x = \frac{\Delta V}{S}$$

$$c_R = \frac{\Delta P \cdot S^2}{\Delta V}$$

$$c_R = \frac{4 \cdot E_P \cdot t \cdot S^2}{\pi d^3 \cdot l}$$

F ... síla
 x ... posunutí pístu stlačení
 sloupce kapaliny
 S ... plocha pístu
 ΔV ... změna objemu (z pružnosti
 potrubí)
 $\Delta V = V_0 \frac{\Delta P \cdot d}{E_P \cdot t}$
 V_0 ... původní objem potrubí
 $V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l$

olej (změna objemu kapaliny, která zahrnuje vliv změny objemu kapaliny i v pracovním válci, obr. 12.)

$$c_O = \frac{F}{x} ; \quad F = S \cdot \Delta P$$

$$x = \frac{\Delta V_K}{S}$$

$$c_O = \frac{F \cdot S}{\Delta V_K}$$

$$c_O = \frac{S \cdot E_K}{l_V + \frac{S}{s} \cdot l_P}$$

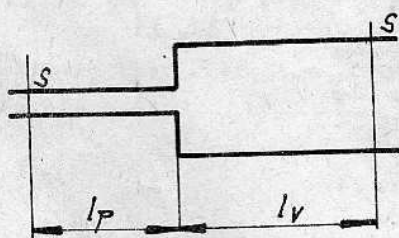
ΔV_K ... změna objemu oleje

$$\Delta V_K = V_0 \cdot \frac{\Delta P}{E_K}$$

V_0 ... původní objem

$$V_0 = s \cdot l_P + S \cdot l_V$$

b) Rozdíl $(x_1 - x) = x_F$, který nazýváme stlačení fiktivní pružiny (pozůstává ze stlačení objemu oleje mezi hydrogenerátorem a pístem hydraulického válce)



kde x_1 ... fiktivní dráha (stlačování pružiny), od okamžiku připojení tlakového zdroje k obvodu hydraulického válce

x ... skutečná dráha pístu. Od okamžiku, kdy se píst začne pohybovat zůstává dráhová diference mezi x_1 a x :

Dráhu x_1 lze vyjádřit ze vztahu, který existuje mezi dopravovaným množstvím hydrogenerátoru, prů-

obr. 12

řezem válce a časem

$$x_1 = \int_0^{t'} \frac{Q}{S} \cdot dt = \frac{Q}{S} \cdot t' = \frac{Q}{S} (t_0 + t)$$

Časová pořadnice t' běží od okamžiku připojení tlakového zdroje. Skládá se z času t_0 , který je potřebí ke vzrůstu tlaku na hodnotu nutnou pro překonání statických odporů proti pohybu a z času t , který je měřen od začátku pohybu pístu.

$$t' = t_0 + t$$

Za těchto předpokladů bude řešení diferenciální rovnice (10.1) vypadat následovně

$$m \ddot{x} + kx - c_P (x_1 - x) + P_P \cdot S = 0$$

$$\ddot{x}(t) + \frac{k}{m} \dot{x}(t) + \frac{c_P}{m} x(t) = \frac{c_P}{m} x_1 - \frac{F_P \cdot S}{m}$$

$$\ddot{x}(t) + \frac{k}{m} \dot{x}(t) + \frac{c_P}{m} x(t) = \frac{c_P}{m} \cdot \frac{Q}{S} (t_0 + t) - \frac{F_P \cdot S}{m} \quad (11.1)$$

obecné řešení hledáme ve tvaru $x = e^{\lambda t}$

charakteristická rovnice

$$\lambda^2 + \frac{k}{m} \lambda + \frac{c_P}{m} = 0$$

$$\lambda_{1,2} = -\frac{k}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{k}{2m}\right)^2 - \frac{c_P}{m}}$$

řešení má tvar $x = c_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + c_2 \cdot e^{\lambda_2 t}$

$$x = e^{-\frac{k}{2m} t} \cdot c_1 e^{+it \sqrt{\frac{c_P}{m} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}} + e^{-\frac{k}{2m} t} \cdot c_2 e^{-it \sqrt{\frac{c_P}{m} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}}$$

jestliže $\sqrt{\frac{c_P}{m} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2} = q$

$$x = e^{-\frac{k}{2m} t} \cdot (c_1 e^{iqt} + c_2 e^{-iqt})$$

jinak

$$x = e^{-\frac{k}{2m} t} [(c_1 + c_2) \cdot \cos qt + (c_1 - c_2) \cdot \sin qt] \quad (12.1)$$

což je obecné řešení diferenciální rovnice (11.1).

Nazveme $(c_1 + c_2) = c_A$ a $(c_1 - c_2) = c_B$

Partikulární řešení pro pravou stranu rovnice (11.1) hledáme ve tvaru

$$\bar{x} = At + B$$

$$\dot{\bar{x}} = A$$

$$\ddot{\bar{x}} = 0$$

porovnáním levé a pravé strany rovnice po dosazení obdržíme konstanty A, B

$$0 + \frac{k}{m} \cdot A + \frac{c_P}{m} (A \cdot t + B) = \frac{c_P}{m} \cdot \frac{Q}{S} \cdot t + \frac{c_P}{m} \cdot \frac{Q}{S} \cdot t_0 - \frac{F_P \cdot S}{m}$$

$$A = \frac{Q}{S} ; \quad B = \frac{Q}{S} \left(t_0 - \frac{k}{c_P} \right) - \frac{F_P \cdot S}{c_P}$$

$$\bar{x} = \frac{Q}{S} \left(t + t_0 - \frac{k}{c_P} \right) - \frac{F_P \cdot S}{c_P} \quad (13.1)$$

čímž je vyjádřeno ustálené posunutí pístu.
Jestliže v čase t_0 je $\bar{x} = 0$ (pak i $t = 0$)

$$t_0 = \frac{F_P \cdot S}{c_P} \cdot \frac{S}{Q} + \frac{k}{c_P}$$

$$t_0 = \frac{F_P \cdot S^2}{c_P \cdot Q} + \frac{k}{c_P} \quad (14.1)$$

Výpočet konstant celkového zvláštního řešení diferenciální rovnice (11.1):
konstanty C_A a C_B stanovíme z počátečních podmínek

v čase $t = 0$ je $x = 0$, $\dot{x} = 0$

$$x = e^{-\frac{k}{2m}t} [c_A \cdot \cos \rho t + c_B \cdot \sin \rho t] + \frac{Q}{S} \left(t + t_0 - \frac{k}{c} \right) - \frac{F_P \cdot S}{c} \quad (15.1)$$

$$\dot{x} = -\frac{k}{2m} e^{-\frac{k}{2m}t} [c_A \cdot \cos \rho t + c_B \cdot \sin \rho t] + e^{-\frac{k}{2m}t} [\rho (c_B \cdot \cos \rho t - c_A \cdot \sin \rho t)] + \frac{Q}{S}$$

po dosazení

$$0 = 1 \cdot [c_A \cdot \cos 0] + \frac{Q}{S} \left(t_0 - \frac{k}{c} \right) - \frac{F_P \cdot S}{c}$$

$$0 = -\frac{k}{2m} \cdot 1 [c_A \cdot \cos 0] + 1 [\rho (c_B \cdot \cos 0)] + \frac{Q}{S}$$

$$c_A = 0 ; \quad c_B = -\frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\rho}$$

dosazením do rovnice (15.1):

$$x = -e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \frac{Q}{s} \cdot \frac{1}{q} \sin qt + \frac{Q}{s} \left(t + \frac{F_P \cdot s^2}{c \cdot Q} + \frac{k}{c} - \frac{k}{c} \right) - \frac{F_P \cdot s}{c}$$

$$x = \frac{Q}{s} \cdot t - \frac{Q}{s \cdot q} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin qt \quad (16.1)$$

dosazením konstant do vztahu pro x a podobnou úpravou obdržíme

$$\dot{x} = \frac{Q}{s} - \frac{Q}{s} \left[\frac{k}{2m} \cdot \frac{1}{q} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin qt - e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cos qt \right] \quad (17.1)$$

kde $\frac{Q}{s}$ je stacionární složka rychlosti \dot{x}_0

další zjednodušení vztahu (17.1) dosáhneme zavedením úhlu fázového posunutí φ

$$\frac{k}{2m} \cdot \frac{1}{q} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} = c \cdot \cos \varphi; \quad -e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} = c \cdot \sin \varphi$$

použitím $c^2(\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi) = c^2$ můžeme vypočítat c

$$c = \sqrt{e^{-\frac{k}{m} \cdot t} \left(\frac{k^2}{4m^2 \cdot q^2} + 1 \right)}$$

$$\tan \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = -\frac{1}{\frac{k}{2mq}} = -\frac{2mq}{k}$$

Výraz pro rychlost můžeme napsat ve tvaru

$$\dot{x} = \frac{Q}{s} \left[1 + c \cdot \sin(qt + \varphi) \right] \quad (18.1)$$

Úpravou vztahu pro c dospějeme k vyjádření

$$c = e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \frac{w}{q}$$

Naznačení této úpravy

$$c = \sqrt{e^{-\frac{k}{m} \cdot t} \cdot \left(\frac{k^2}{4m^2 \cdot q^2} + 1 \right)}$$

$$\begin{aligned}
&= e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sqrt{\frac{k^2}{4m^2 \left(\frac{c_p}{m} - \frac{k^2}{4m^2} \right)} + 1} \\
&= e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sqrt{\frac{k^2 + 4m c_p - k^2}{4m c_p - k^2}} \\
&= e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{4m c_p - k^2}{4m c_p}}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{c_p}{m}}}{\sqrt{\frac{c_p}{m}}} \\
&= e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \frac{\sqrt{\frac{c_p}{m}}}{\sqrt{\frac{c_p}{m} - \frac{k^2}{4m^2}}}
\end{aligned}$$

Po dosazení za c do rovnice (18.1) bude rychlost

$$\dot{x} = \frac{Q}{S} \left[1 + e^{-\frac{k}{2m} t} + \frac{\omega}{\rho} \cdot \sin(\rho t + \varphi) \right] \quad (19.1)$$

Rozběhový čas hydraulického válce t_A bude ukončený, když rychlost pístu dosáhne konečné hodnoty rychlosti v ustáleném stavu

$$\dot{x} = \frac{Q}{S}$$

Tento čas se skládá z času t_0 pro překonání klidových odporů (stoupnutí tlaku v systému) a z času t_B pro vlastní rozběh hydraulického válce, definovaného z podmínky, že v čase t_B dosáhne rychlost \dot{x} právě hodnoty

$$\dot{x} = \frac{Q}{S}$$

Pro t_B musí tedy vztah (19.1) splňovat podmínku

$$\dot{x} = \frac{Q}{S}$$

z toho plyne

$$e^{-\frac{k}{2m} t_B} \cdot \frac{\omega}{\rho} \cdot \sin(\rho t_B + \varphi) = 0$$

$$e^{-\frac{k}{2m} t_B} \cdot \frac{\omega}{\rho} \neq 0 \text{ pro jakékoliv } t$$

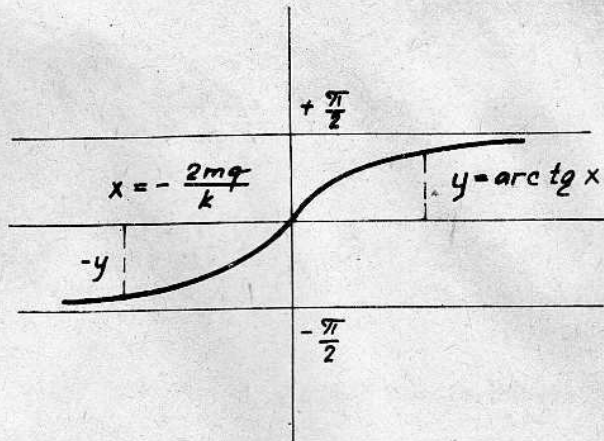
pak $\rho \cdot t_B + \varphi = 0$

$$t_B = -\frac{\varphi}{\rho} = \frac{\arctg \frac{2m\rho}{k}}{\rho}$$

znaménko $-\varphi$ viz obr. 13

Celkový čas rozběhu bude

$$t_A = t_0 + t_B = \frac{k}{c_P} + \frac{P_P \cdot S^2}{Q \cdot c_P} + \frac{\arctg \frac{2mq}{k}}{q} \quad (20.1)$$

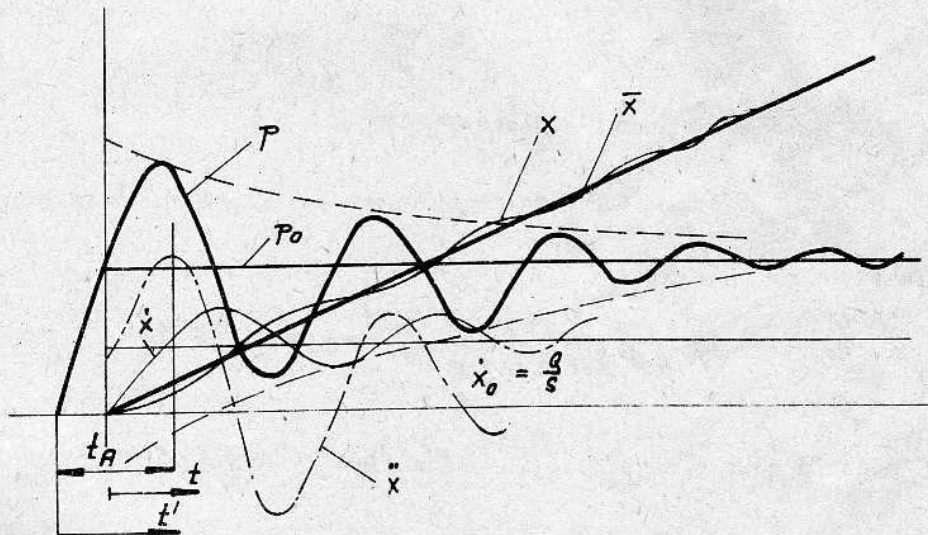


obr. 13

Rozběhový čas je tedy závislý na pružnosti systému (c_P), na dodávaném množství (Q), pracovním protitlaku (P_P), na velikosti hmot (m) a tlumení (k).

Průběh tlaku při rozběhu

má nestacionární charakter. Kmitající tlak (obr. 14) má špičkové hodnoty, které namáhají dynamicky celý obvod i jeho jednotlivé prvky.



obr. 14

Pohonná síla redukována na píst:

$$F = c_P (x_1 - x)$$

$$P \cdot S = c_P (x_1 - x)$$

po dosazení za x_1 a z rovnice (16.1)

$$P = \frac{c_P}{S} \left[\frac{Q}{S} (t_0 + t) - \frac{Q}{S} t + \frac{Q}{S \cdot q} \cdot e^{-\frac{k}{2m} t} \cdot \sin q t \right]$$

dosadíme za t_0 :

$$P = \frac{c}{s} \left[\frac{Q}{s} \left(\frac{k}{c_P} + \frac{F_P \cdot s^2}{c_P \cdot Q} + t \right) - \frac{Q}{s} \cdot t + \frac{Q}{s \cdot \varrho} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin \varrho t \right]$$

$$P = F_P + \frac{Q}{s^2} \cdot k + \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_P}{\varrho} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin \varrho t \quad (21.1)$$

statická složka tlaku

$$P_{st} = F_P + \frac{Q}{s^2} \cdot k$$

dynamická složka tlaku

$$P_d = \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_P}{\varrho} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin \varrho t \quad (22.1)$$

Dále hledáme extrémní hodnotu P_d

$$\frac{\partial P_d}{\partial t} = 0$$

$$\frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_P}{\varrho} \cdot \varrho \left[\left(-\frac{k}{2m\varrho} \right) \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin \varrho t + e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \cos \varrho t \right] = 0$$

podobně jako v rovnici (17.1) dosadíme $c \cdot \cos \varphi$ a $c \cdot \sin \varphi$

$$\frac{Q}{s^2} \cdot c_P \left[e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \frac{\omega}{\varrho} \cdot \sin(\varrho t + \varphi) \right] = 0$$

z toho musí být: $\sin(\varrho t + \varphi) = 0$

P_{dmax} je pro $\varphi = -\varrho t$

$$P_{dmax} = \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_P}{\varrho} \cdot e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sin(-\varphi) \quad (23.1)$$

vyjádření $\sin \varphi$

$$\sin \varphi = \frac{c \cdot \sin \varphi}{c} = \frac{-e^{-\frac{k}{2m} \cdot t}}{e^{-\frac{k}{2m} \cdot t} \cdot \sqrt{\frac{k^2}{4m^2 \varrho^2} + 1}} = \frac{-2m\varrho}{\sqrt{k^2 + 4m^2 \varrho^2}}$$

$$\sin(-\varphi) = -\sin\varphi$$

dosažením do rovnice (23.1)

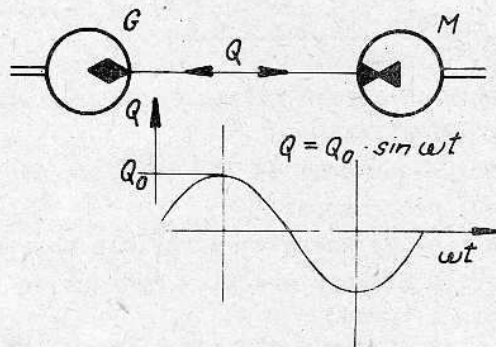
$$P_{dmax} = \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_F}{q} \cdot e^{-\frac{k}{2m}t} \cdot \frac{2mq}{\sqrt{k^2 + 4m^2 \cdot q^2}} \quad (24.1)$$

Pro stanovení největší možné tlakové špičky vyloučíme vliv tlumení (položíme $k=0$)

$$P_{dmax} = \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_F}{q} = \frac{Q}{s^2} \cdot \frac{c_F}{\sqrt{\frac{c_F}{m} - \frac{k^2}{4m^2}}}$$

$$P_{dmax} = \frac{Q}{s^2} \cdot \sqrt{c_F \cdot m} \quad (25.1)$$

což je hodnota největší možné maximální dynamické složky tlaku.



obr. 15

II. HYDRAULICKÉ OBVODY

II.1 Rozdělení

Hydraulické obvody rozdělujeme jednak dle charakteru proudu nositele energie na obvody: a) se stejnosměrným proudem - kapalina protéká v ustáleném stavu větvi obvodu jen v jednom směru

b) se střídavým proudem nositele energie - kapalina proudí střídavě stejným vodičem od generátoru k hydromotoru a zpět.

Hodnota proudu i jeho směr se v ustáleném stavu mění (obr. 15)

Dle toho, zda přenášený výkon hydraulickým obvodem se používá k vykonávání mechanické práce, či je tento výkon využit pouze k řízení ovládacích prvků zapojených do výkonového obvodu, rozdělujeme obvody na:

a) výkonové hydraulické obvody - slouží k přeměně hydraulické energie nositele v mechanickou. Výstupní veličinou jsou poloha nebo rychlost pístnice přímočarého hydraulického motoru (hydraulického válce) nebo hřídele rotačního hydromotoru.

b) řídicí obvody - jsou takové, v nichž se zpracovávají vstupní signály (přicházející od různých čidel a snímačů umístěných na zařízení) ve výstupní povely automatizačního řídicího systému tohoto zařízení (výstupní veličinou např. může být poloha řídicího rozvaděče výkonového obvodu).

II.2 Hlavní části a druhy schémat

hydraulických obvodů

Hlavní části hydraulických obvodů můžeme rozdělit zhruba do čtyř skupin (viz tab. 1: Výpis z normy ČSN 013722)

a) hydrostatické převodníky - nazýváme je dle toho, že mění hydraulickou energii kapaliny na mechanickou, nebo naopak

dále dělíme na: zdroje tlakové energie (zpravidla objemové hydrogenerátory)
spotřebiče tlakové energie (hydromotory objemové - přímočaré, rotační a kyvné)

b) řídicí prvky - slouží k řízení tlaku, průtoku a k hrazení průtoku, případně mají speciální funkci. Řídicí prvky bývají u automatizovaných systémů řízeny výstupními signály řídicích obvodů.

- prvky pro řízení tlaku: jsou to převážně tlakové ventily buď jednostupňové (přímo řízené), nebo dvou - i více - stupňové. Podle funkce a odpovídajícího provedení nejdůležitější z nich nazýváme:

- pojišťovací
- přepouštěcí
- předepínací
- redukční
- odlehčovací

- prvky pro hrazení průtoku: jsou to buď:

TŘÍDĚNÍ, NÁZEV

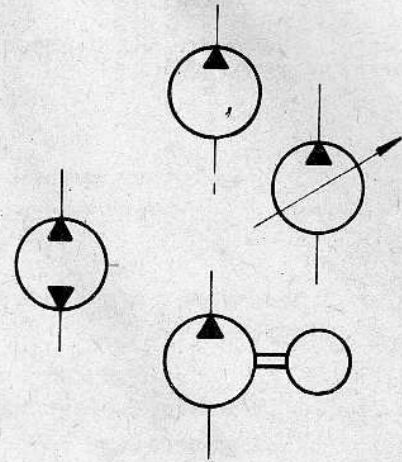
ZNAČKA DLE REVIZE
ČSN 013722

I. Hydrostatické převodníky

1. Hydrogenerátory

- s konstantním proudem
- regulační
- s možností změny smyslu průtoku

znázornění druhu pohonu - el. motor



2. Hydromotory

2.1 Hydromotory přímočaré

- jednočinné - zpětný pohyb účinkem vnější síly
- zpětný pohyb pružinou

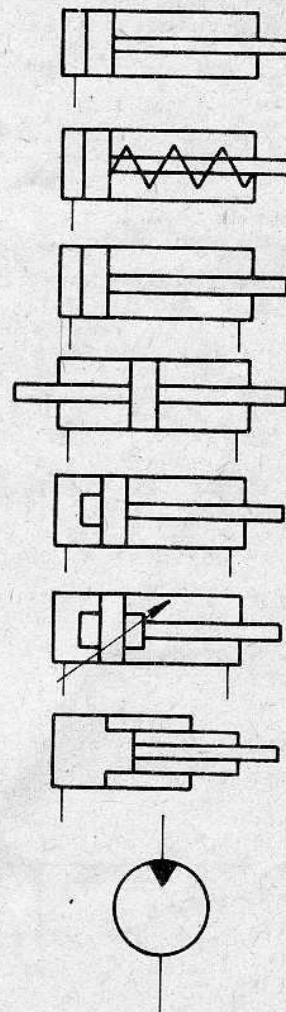
- dvočinné - s jednostrannou pístnicí

- s oboustrannou pístnicí

s jednostranným neregulovatelným tlumením

s oboustranným regulovatelným tlumením

teleskopický dvočinný, jednostranný

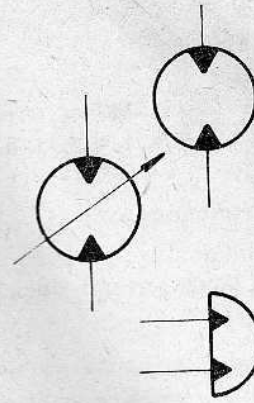


2.2 Hydromotory rotační

- se stejnosměrným průtokem

TŘÍDENÍ, NÁZEV

- s možností změny směru průtoku
- regulační hydromotor (s proměnnou hltností)



2.3 Hydromotory kyvné
(pootočení hřídele <math>< 360^\circ</math>)

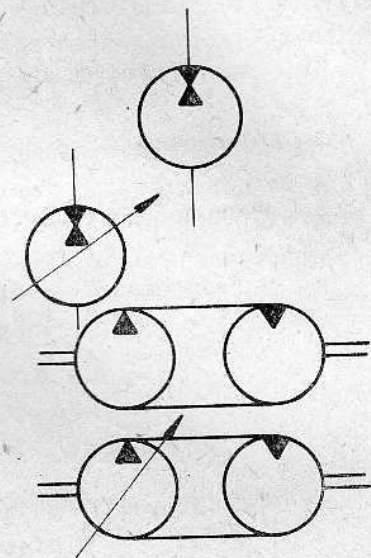
3. Obousměrné převodníky a hydrostatické převodovky

3.1 Obousměrný převodník, který může plnit funkci generátoru nebo motoru

3.2 Obousměrný převodník regulační

3.3 Hydrostatická převodovka regulační

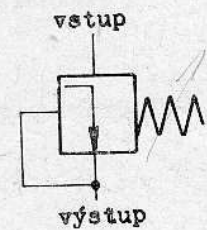
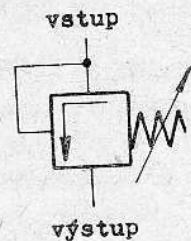
3.4 Hydrostatická převodovka s regulačním hydrogenerátorem



II. Prvky řídicí

1. Prvky pro řízení tlaku

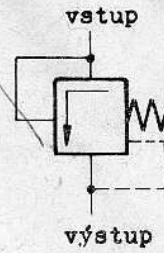
- pojistné n. přepouštěcí ventily
- předepínací
- redukční



TŘÍDĚNÍ, NÁZEV

ZNAČKA DLE REVIZE
ČSN 013722

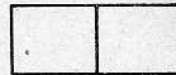
- ventil stálého tlakového spádu
stálý rozdíl mezi vstupním
a výstupním tlakem



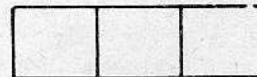
2. Prvky hradící průtok

2.1 Rozváděče

- obecná značka rozváděče má tolik polí,
kolik má rozvaděč poloh

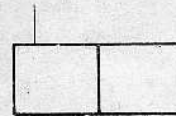


2-polohový

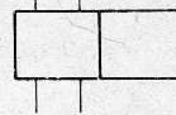


3-polohový

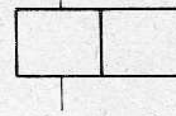
- počet cest rozváděče je dán počtem
připojených vedení na základní polohu
rozvaděče



3-cestný

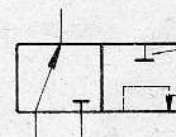


4-cestný



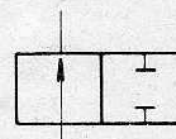
2-cestný

- propojení cest v každé poloze
rozváděče

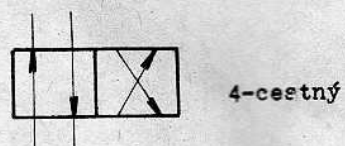


hrazení
cesty

propojení
2 cest



2-cestný



2.1.1 - řízení rozváděčů

ruční - tlačítkem



- pákou

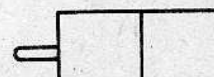


pedálem



mechanické

narážka nebo
snímací dotyk



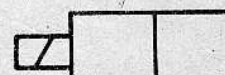
kladkou např.
od vačky



pružinou



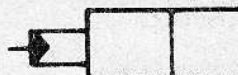
- elektrické (pomocí
elektromagnetů)
- tlačné



- tažné

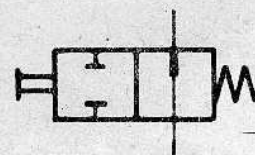


- hydraulické (tlakem řídicí
kapaliny)

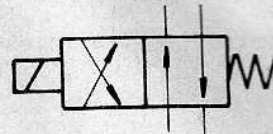


- kombinované

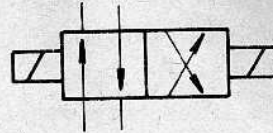
a) rozváděč ruční vracený
do základ. polohy pružinou



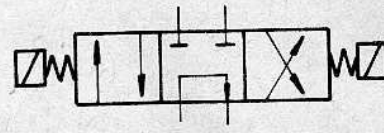
b) rozváděč dvoupolohový řízený elektromagnetem a pružinou



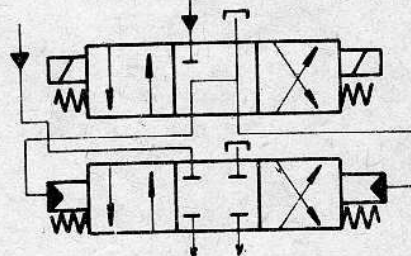
c) rozváděč řízený dvěma elektromagnety



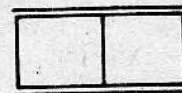
d) rozváděč 3-polohový řízený elektromagnety a vrácený do střední polohy pružinami



e) elektrohydraulický řízený 3-polohový rozváděč

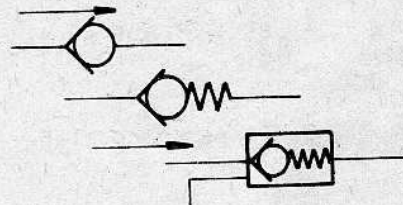


2.1.2 Rozváděče s plynulou regulací (libovolný počet přechodových poloh mezi 2 krajními)



se 2 krajními polohami

2.2 Jednosměrné ventily



- řízený jednosměrný ventil

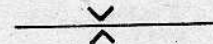
3. Prvky pro řízení průtoku škrcením

3.1 Škrticí ventil s konstantním průtočným průřezem

- citlivý ke změně viskozity



- necitlivý ke změně viskozity

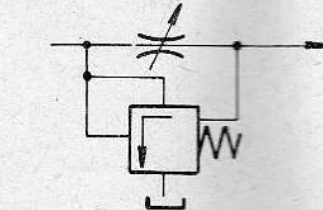


3.2 Škrťací ventil regulační

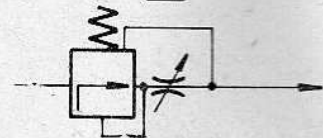


3.3 Regulátory množství (škrťací ventil se stabilizátorem tlak. spádu)

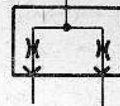
- s třífázným stabilizátorem



- s dvoucestným stabilizátorem



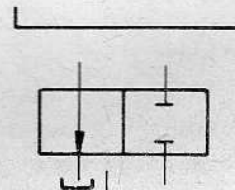
3.4 Dělič průtoku



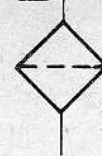
III. P o m o c n é p r v k y

1. nádrž - hlavní značka

- pomocná značka

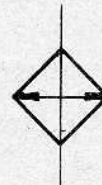


2. olejový čistič



3. temperování oleje

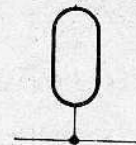
- chladič



- tepelný regulátor
(ohřev i chlazení oleje)



4. hydraulické akumulátory



TŘÍDĚNÍ, NÁZEV

IV. Spojovací materiál

potrubí - hlavní tlakové, ssací a odpadní

- řízení

- odpadní pomocné

- křížení potrubí

- spojení potrubí, nebo cest uvnitř prvku

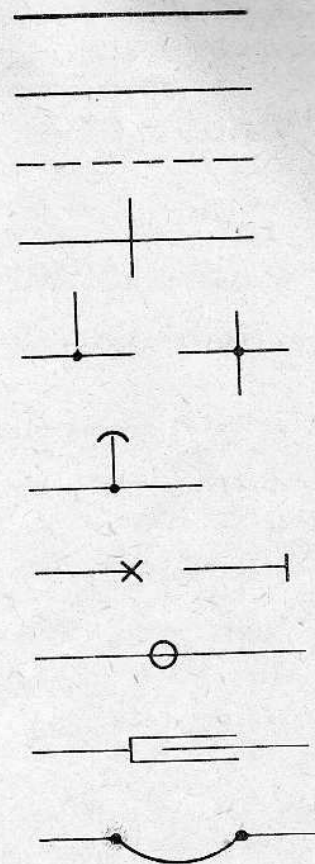
- místo odvodu vzduchu z hydraulického systému

- uzavřený kanál nebo cesta

- kloubové spojení

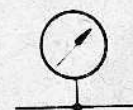
- teleskopické spojení

hadice



V. Měřicí přístroje

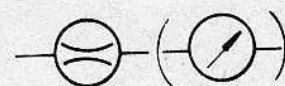
manometr



diferenciální manometr



průtokoměr



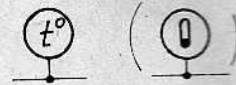
součtový průtokoměr



TŘÍDĚNÍ, NÁZEV

ZNAČKA DLE REVIZE
ČSN 013722

teploměr



elektrické snímání



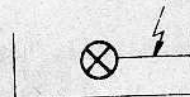
kontaktní n. elektrický teploměr



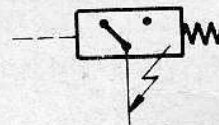
ukazatel úrovně hladiny



elektrický ukazatel úrovně hladiny



tlakové relé



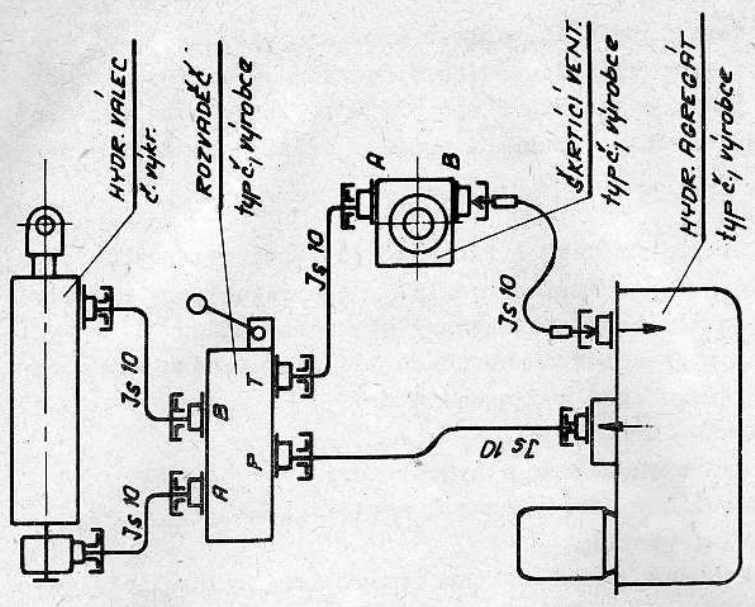
- rozváděče ventilové a šoupátkové s přímočarým, nebo rotačním pohybem šoupátka. Rozváděče šoupátkové dělíme podle počtu poloh, počtu cest, které spojují a podle způsobu ovládní.
- jednosměrné ventily (dovolují hrazení průtoků pouze v jednom směru)
- prvky pro řízení průtoku:
 - v hydraulických obvodech a řízením rychlosti výkonového členu škrcením jsou to škrtící ventily nebo regulátory množství (škrtící ventily se stabilizátory tlakového spádu)
 - v ostatních hydraulických obvodech lze do této skupiny počítat i např. regulační hydrogenerátory
- prvky pro automatizaci pracovního cyklu:
 - regulační hydrogenerátory a hydromotory
 - elektrohydraulické servopohony a servoventily
 - proporcionální ventily
 - tlakové relé, časové relé, koncové spínače, hydraulický zámek
 - logické prvky řídicích obvodů
- c) pomocné prvky - v některých případech si neuvědomujeme, že jsou součástí hydraulického pracovního obvodu, ale hydraulický systém nemůže bez nich pracovat. Patří mezi ně: nádrže, chladiče, filtry, manometry a akumulátory
- d) spojovací materiál: trubky, hadice, šroubení, fitinky, rozváděcí kostky, sandwichové desky, vertikální řazení hydraulických prvků.

Druhy hydraulických schemat

Při návrhu hydraulického obvodu, při diskusi týkající se jeho funkce, při skreslování dokumentace zařízení i při popisu funkce se neobejdeme bez zakreslení schéma.

V dnešní době nejužívanějším druhem hydraulického schéma je schéma základní, neboli funkční (obr. 16a). Je to základní pomůcka konstruktéra, nebo jiného tvůrčího pracovníka při sestavování hydraulických obvodů stroje. Znázorňuje pomocí jednoznačné symboliky zapojení jednotlivých prvků v obvodu tak, aby celý obvod konal požadovanou činnost v příslušném sledu a výkonové členy tomu odpovídající pohyby. Symboly, jimiž jsou kresleny všechny prvky obvodu odpovídají jejich funkci, způsobu přestavování i způsobu řízení. Symbolika funkčních schemat byla sjednocena normou ČSN 013722, která v nejpodstatnějším přebírala způsob značení dle DIN, podle kterého se řídí největší světoví výrobci hydrauliky. Z funkčního schéma nemůže ovšem být patrná konstrukční úprava elementů a jejich uspořádání na stroji.

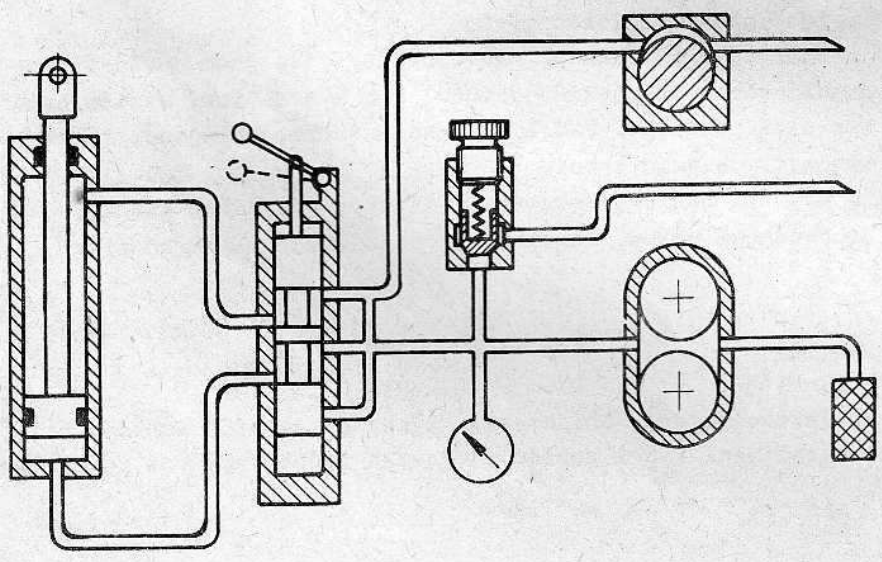
Montážní hydraulické schéma (obr. 16c) je určeno jako pomůcka pro montáž hydrauliky na stroji v případě výroby prototypu nebo malé série, abychom se vyhnuli rozkreslování detailních výkresů ohybů trubek, řešení tvarových a prostorových problémů uspořádání. Montážní hydraulické schéma udává způsob montáže a spojení



LEGENDA:

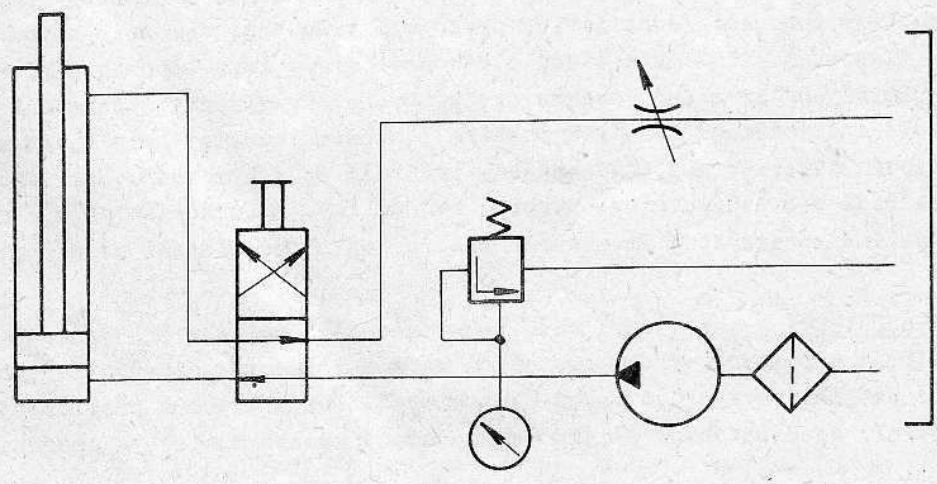
- Hrdlo trub. přípojky přímé ČSN 137880
- Přesuvná matice ČSN 137950
- Těsnicí prsten ČSN 137921
- Výsobotl. hadice s koncovkami ČSN
- Oko trub. přípojky stavitelné ČSN 137970

Montážní
schéma



pasportové s. b)

obr. 16



a)
funkční schéma

Jednotlivých elementů a bloků, jmenovitou světlost a druh použitého spojovacího materiálu.

Na schématu jsou jednotlivé prvky, či skupiny zakresleny formou bloků, které jsou označeny typovým označením výrobce, či číslem výkresu sestavení u vyráběných částí. Mají označené vývodní kanály písmeny nebo čísly ve shodě s vyraženým označením na skutečných elementech (tím se zabrání záměně v připojení prvků do obvodu). Pokud je použita pro spojovací materiál symbolika, musí být uvedena v připojené legendě. Tato schéma může usnadnit práci montérů při montáži hydraulického zařízení, které není podrobněji rozkresleno.

Pasportové hydraulické schéma (obr. 16 b) dnes bylo téměř vytlačeno funkčním schématem. Toto schéma tvořilo zpravidla součást předávané dokumentace stroje. Spolu s popisem obvodu a jeho funkce mělo dávat jasný a zřetelný obraz o použité hydraulice i pro méně obeznalé uživatele zařízení a pro jeho údržbu. Hydraulické prvky jsou kresleny poloschematicky v řezu tak, aby z nich bylo patrné vnitřní konstrukční provedení. To je ovšem příčinou komplikovanosti a nepřehlednosti pasportových schémat. Funkce obvodu bez dalšího popisu zpravidla není zřejmá. V současné době se většinou připojuje k dokumentaci funkční schéma hydraulického obvodu.

II.3 V ý k o n o v é h y d r a u l i c k é o b v o d y

Výkonové hydraulické obvody si můžeme rozdělit na základní a složené.

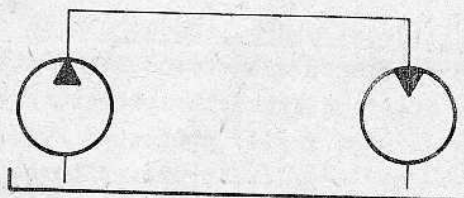
Základní hydraulické obvody se vyznačují tím, že je v nich zařazen pouze jeden hydromotor s příslušnými řídicími a pomocnými prvky. O základním hydraulickém obvodu lze hovořit i v případě, když je v hydraulickém obvodu zařazeno více motorů, ale paralelně připojených na společné řídicí prvky.

Složené hydraulické obvody sestávají alespoň ze dvou základních obvodů. Hydraulické motory těchto obvodů pracují zpravidla v určitém cyklu a vykonávají jistý počet operací výrobního stroje. Zpravidla je nutné řešit vazby mezi pohyby výkonových členů hydraulických motorů.

II.3.1 Z á k l a d n í h y d r a u l i c k é o b v o d y

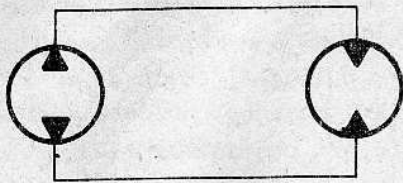
Tyto obvody lze dále dle vzájemného zapojení hydrogenerátoru a hydromotoru rozdělit na hydraulické obvody otevřené a uzavřené. U hydraulických obvodů otevřených (obr. 17) se pracovní kapalina vrací po každém pracovním cyklu zpět do nádrže.

Výhodou je lepší chlazení kapaliny, její menší namáhání tlakem a teplotou, nevýhodou je hydraulická nádrž, která má minimálně obsah dvou - až čtyřnásobek minutového průtoku čerpadla. Při používání vyšších pracovních tlaků v obvodech ($P > 10 \text{ MPa}$) je nutné i v otevřených obvodech chladit pracovní kapalinu



Zjednodušené schéma otevřeného hydraulického obvodu
obr. 17

ve zvláštních chladičích. Zvětšování objemu nádrže nevede k žádanému výsledku, ale zvětšuje tepelnou setrvačnost hydraulického obvodu.



Zjednodušené schéma uzavřeného hydraulického obvodu

obr. 18

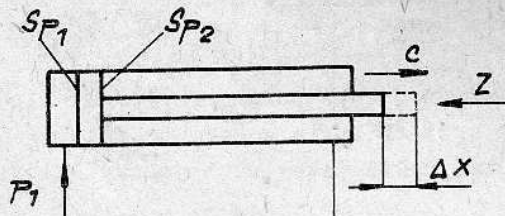
V hydraulických obvodech uzavřených (obr. 18) obíhá jistý objem pracovní kapaliny v uzavřeném okruhu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem aniž se vrací zpět do nádrže. Tyto obvody potřebují rovněž (jen malou) pomocnou nádrž na doplňování obvodu a ztrátové množství. Kapaliny, která je v neustálém oběhu v obvodu se více zahřívá a je více namáhána (nároky na její kvalitu jsou vyšší.) Celý obvod je menší a lehčí, proto se uzavřené obvody často používají u vozidel a letadel.

II.3.1.1 Hlavní parametry hydraulických obvodů

Tyto veličiny slouží jako určité kritérium funkce hydraulických obvodů a lze dle nich srovnávat různá provedení obvodů.

- Jsou to: a) poddajnost hydraulického mechanismu
 b) citlivost
 c) regulační rozsah

Poddajnost 1. řádu udává změnu dráhy motoru (posunutí pístnice, úhel pootočení hřídele) v závislosti na změně vnějšího zatížení působícího na výkonovou část hydromotoru



obr. 19

přímočarý hydromotor $\bar{z} = \frac{\partial c}{\partial Z}$ (2.2)

rotační hydromotor $\bar{z} = \frac{\partial \omega}{\partial M}$

přímočarý hydromotor $Z = \frac{\partial x}{\partial z}$ (1.2)
 rotační hydromotor $Z = \frac{\partial \varphi}{\partial M}$ (viz. obr. 19)

Poddajnost 2. řádu (dynamická) udává závislost změny rychlosti motoru na změně vnějšího zatížení:

Citlivost hydraulického obvodu je dána změnou rychlosti výkonového členu motoru vyvolanou změnou charakteristické veličiny prvku řídicího průtok (jinak: změnou otevření škrtícího průřezu prvku řídicího průtok). Škrtící průřez $S_g' = b \cdot \varphi$ kde b ... průřezová konstanta

φ ... proměnný parametr závislý na otevření ventilu (viz obr. 20)

citlivost $\bar{c} = \frac{\partial c}{\partial \varphi} = \frac{1}{S_p} \cdot \frac{\partial Q}{\partial \varphi}$

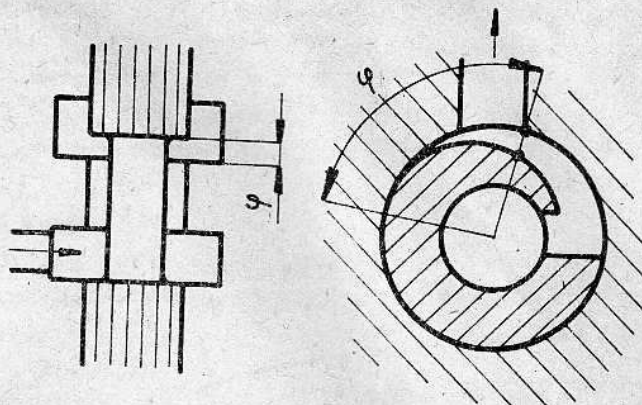
citlivost = změna rychlosti, ale je závislá na objemu (obojímme nádobu a změnu) (3.2)

kde Q ... průtek
 S_p ... plocha pístu (u přímočarého hydromotoru)

Regulační rozsah je poměr maximální a minimální nastavitelné rychlosti výkonového členu obvodu

$$R_V = \frac{C_{max}}{C_{min}} \quad (4.2)$$

= poměr rychlosti

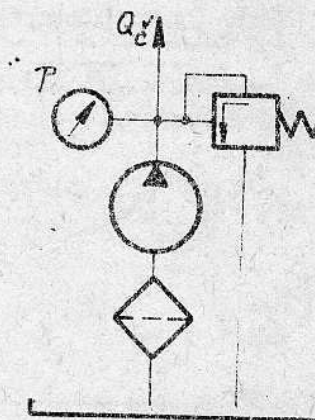


obr. 20

II.3.1.2 Hydraulické obvody otevřené

3.1.2.1 Zdroj tlakové kapaliny

Jako přímý zdroj tlakové kapaliny se v otevřených obvodech nejčastěji užívá objemových hydrogenerátorů s konstantním průtokem (jen zřídka se užívá hydrogenerátor regulační). Hydrogenerátor s konstantním průtokem nemůže nikdy pracovat bez prvku omezujícího maximální tlak v obvodu. Při zastavení mechanismu, nebo zahrazení proudů v tlakové větvi by došlo k havarii v důsledku trvalé dočávky kapaliny hydrogenerátorem a tedy stoupenutí tlaku ve výtlačné větvi. (Viz plochá charakteristika hydrogenerátoru v diagramu na obr. 22) Prvek, kterým nastavujeme maximální tlak bývá buď pojišťovací nebo přepouštěcí ventil.



obr. 21

3.1.2.2 Výkonový prvek

Nejčastěji bývá výkonovým prvkem těchto obvodů přímočarý hydromotor, pro který si odvodíme základní vlastnosti obvodu. U obvodů s rotačním hydromotorem jde pouze o aplikaci vztahů na rotační pohyb hřídele hydromotoru, na který místo vnější zátěžné síly působí zátěžný moment.

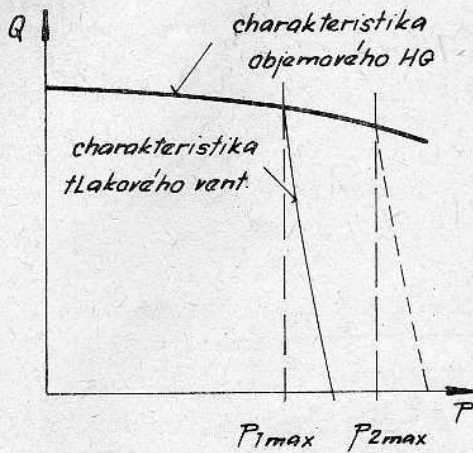
Na zjednodušeném obvodu (schema obr. 23) si můžeme odvodit základní rovnice určující pohyb přímočarého hydromotoru:

vnější zátěžná síla

$$Z = P_1 \cdot S_{P1} - P_2 \cdot S_{P2}$$

rychlost pístnice $c = \frac{Q_C' - Q_Z}{S_{P_1}}$

kde Q_C' ... skutečný průtok tlakového zdroje
 Q_Z ... ztrátové množství (objemové ztráty v obvodu)

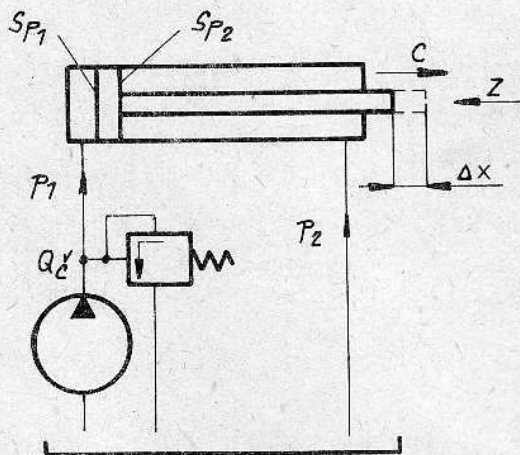


Tlak v obvodu vždy závisí na zatěžující síle Z a přidavných pasivních odporech. Ochranou proti přetížení je pojistný ventil, kterým nastavíme maximální tlak v obvodu (P_{1max}).

Změna zatížení na pístnici způsobí přidavné posunutí pístu vlivem rozeptnutí či stlačení kapaliny a působení pružnosti stěn válce a potrubí:

$$\Delta X = \frac{\Delta V}{S_{P_1}} = \frac{\sum C_i}{S_{P_1}} \cdot \Delta P = \frac{\sum C_i}{S_{P_1}^2} \cdot \Delta Z \quad (5.2)$$

obr. 22



Při náhlém poklesu zatížení se uvolní energie akumulovaná v systému a dojde ke zrychlení pístu, které se projeví poskokem. Tento proces je charakterisován poddajností 1. řádu, která je rovna:

$$Z = \frac{\Delta X}{\Delta Z} = \frac{\sum C_i}{S_{P_1}^2}$$

Malá poddajnost 1. řádu vyžaduje malou hydraulickou kapacitu systému (to zn. málo pružný a krátký válec a potrubí). Je také závislá na obsahu vzduchu v ka-

palině. Jeho vliv může do jisté míry být kompenzován předpětím systému vyvozeným protitlakem na motoru (snižuje účinnost obvodu).

3.1.2.3 Řazení rozváděčů v otevřených obvodech

Vhodný typ rozváděče pro určitý hydraulický obvod navrhujeme podle požadované funkce hydromotoru, mezi které nejčastěji patří

- reversace, to zn. pohyb výkonového členu v obou směrech, či smyslech otáčení (u rotačního hydromotoru)

mezi další požadované funkce patří

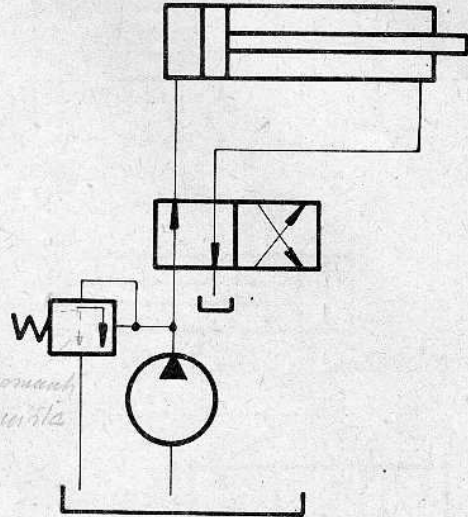
- zastavení pohybu v požadované poloze i mimo úvratě
- zablokování hydromotoru (znemožnění pohybu výkonového členu vlivem působící vnější zátěže) při odpojeném hydraulickém obvodu (tlakovém zdroji)
- volný pohyb výkonového členu hydromotoru působením vnější zátěžné síly (opak předcházejícího požadavku)

Mezi další požadavky na funkci rozvaděče v otevřených hydraulických obvodech patří např.: beztlakový chod hydrogenerátoru naprázdno, pokud jeho dočívka není v obvodu potřebí

obtok, nebo zkratování, jiného řídicího prvku zařazeného v obvodu.

Podle těchto a dalších požadavků vybíráme rozvaděč s potřebným počtem spojovaných cest a s příslušným počtem poloh.

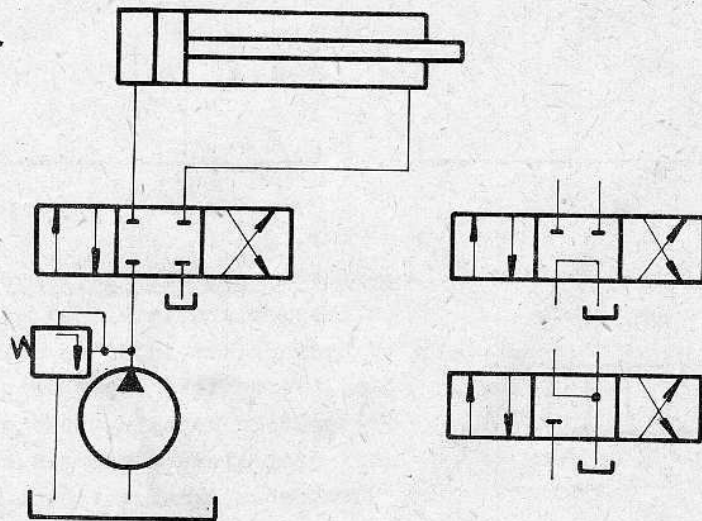
Je-li jako hydromotor použit dvojitý hydraulický válec, je požadovanou základní funkcí zpravidla reverzace pohybu pístnice. Pokud stačí pouze výkon této funkce, používá se dvoupolohový čtyřcestný (reversační) rozvaděč. Řadíme ho mezi zdroj tlakové kapaliny a hydromotor (obr. 24).



obr. 24

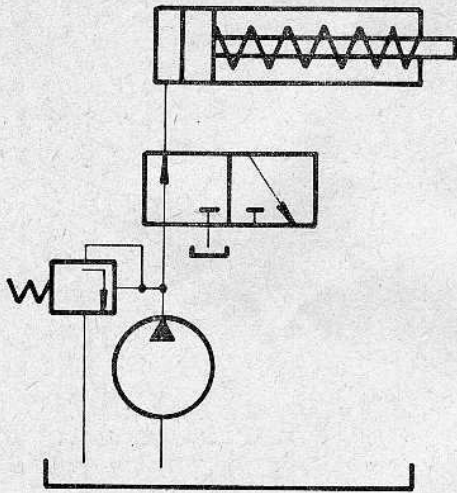
Pokud se k požadavku reverzace připojují další požadavky na funkci obvodu (pokud hydromotor není pohybován tlakovou kapalinou z obvodu) což např. může být blokování hydromotoru, odlehčení hydrogenerátoru, postačí zpravidla volit třípolohový reversační rozvaděč, u kterého je propojení čtyř cest ve střední, klidové poloze upraveno dle požadované funkce (obr. 25).

Je-li výkonovým prvkem obvodu přímočarý hydromotor jednočinný, jehož pístnice je vracena zpět buď silou pružiny, nebo vnější silou, stačí k reverzaci pohybu pístnice tohoto hydraulického válce použít třícestný, dvoupolohový rozvaděč (obr. 26).

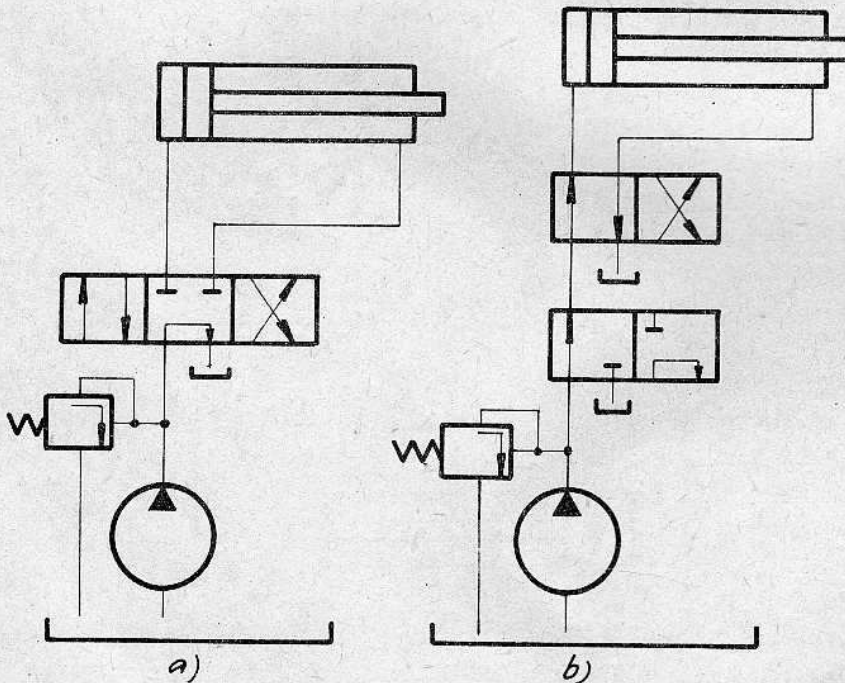


obr. 25

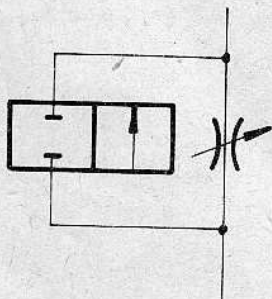
K odlehčení čerpadla (beztlakový chod naprázdno) používáme někdy zvláštní



obr. 26



obr. 27



obr. 28

dvoupolohový třícestný rozváděč, který zařazujeme mezi zdroj tlakové kapaliny a čtyřcestný reversační rozváděč (obr. 27 b).

Kromě těchto nejčastějších použití rozváděčů, jsou používány v hydraulických obvodech i rozváděče dvoucestné k blokování proudu kapaliny (ke zkratování jiného řídicího prvku, nebo hydromotoru v hydraulickém obvodu). (Obr. 28).

Je-li výkonovým prvkem obvodu rotační hydromotor, nemusí být vždy jedinou požadovanou funkcí reverzace jeho pohybu. Mezi další často patří i volné protáčení hřídele hydromotoru v klidovém stavu obvodu (obr. 29 a),

nebo pomalé dobrždění hydromotoru v okamžiku odpojení tlakové větve, aby se zabránilo vzniku tlakových špiček (obr. 29 b).

3.1.2.4 Řízení rychlosti hydromotoru v otevřených hydraulických obvodech

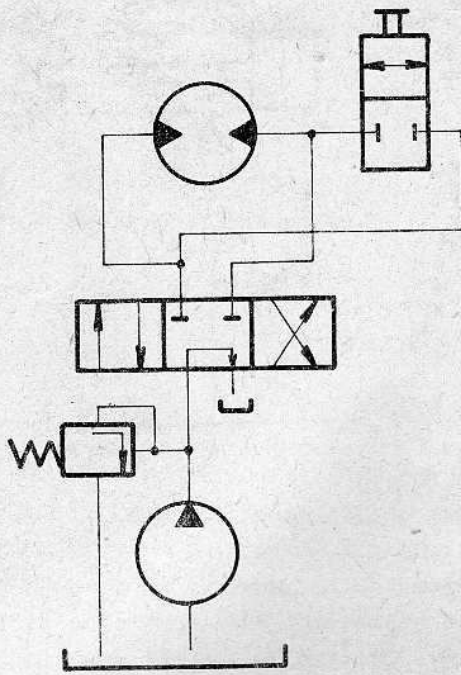
a) Plynulá změna rychlosti - škrcením

Tento způsob řízení rychlosti se také nazývá řízení větvením toku kapaliny.

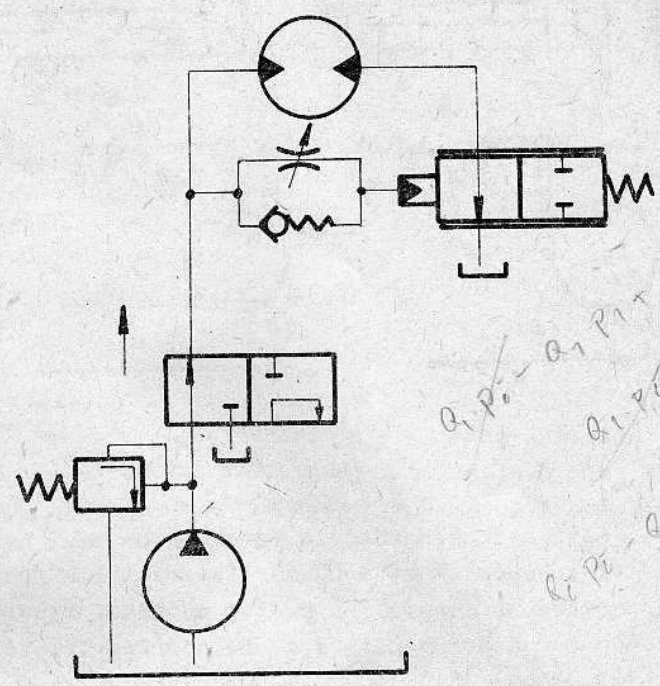
Průtok kapaliny se větví na část, která vstupuje (nebo vystupuje) přes proměnlivý hydraulický odpor do motoru a na část, která se přes jiný hydraulický odpor vrací zpět do nádrže (obr. 30). Při průtoku kapaliny přes vložené hydraulické odpory se maří část tlakové energie kapaliny a mění se v teplo:

průtok přes škrticí ventil je charakterizován vztahem "Ohmova zákona" $P_c = R_H \cdot Q^2$ (pokud $p_1 = 0$)

$$Q_1 = \sqrt{\frac{P_c}{R_H}}$$



a)



b)

Zařízení k dobrždování hydromotorů bez tlakových rázů

obr. 29

hodnota hydraulického odporu je kromě ostatních závislostí úměrná $\frac{1}{S_R}$

Zmařená energie na škrtícím ventilu

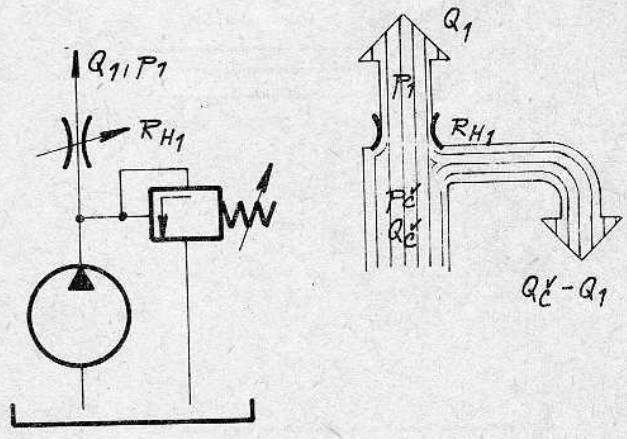
$$P_{Z1} = (P_c - P_1) \cdot Q_1 \quad \text{Energie?}$$

a zmařená energie na přepouštěcím ventilu

$$P_{Z2} = (Q_c - Q_1) \cdot P_c$$

Celková zmařená energie

$$\sqrt{\Sigma P_Z = Q_c \cdot P_c - Q_1 P_1}$$



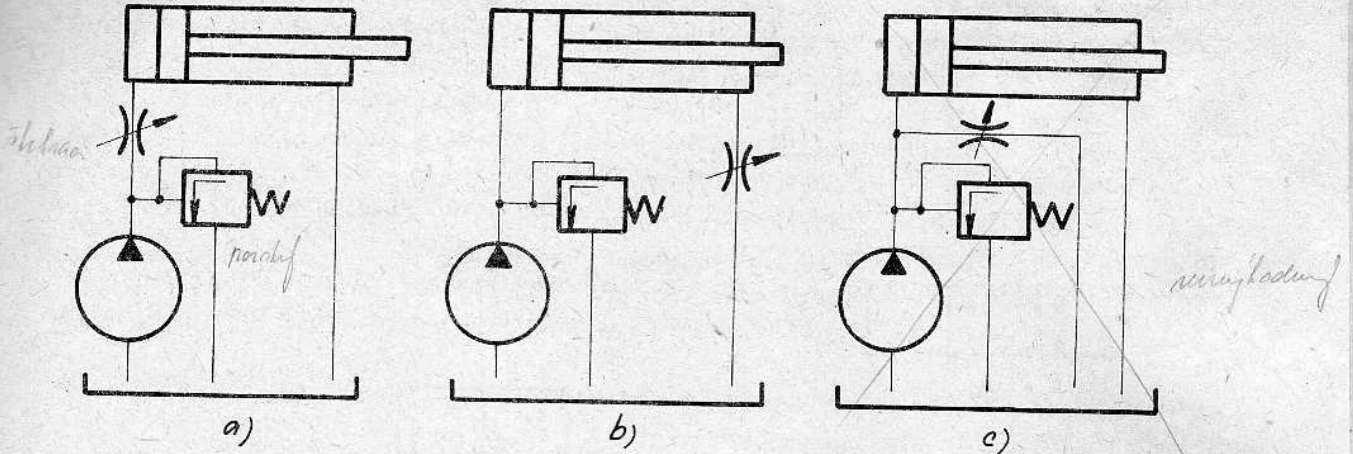
obr. 30

Přes nevýhody poněkud menší účinnosti tohoto hydraulického obvodu je tento způsob plynulé regulace rychlosti stále často používaný pro svoji zřejmou jednodušost.

základní prvky

*Průtok jako regulační
složka*

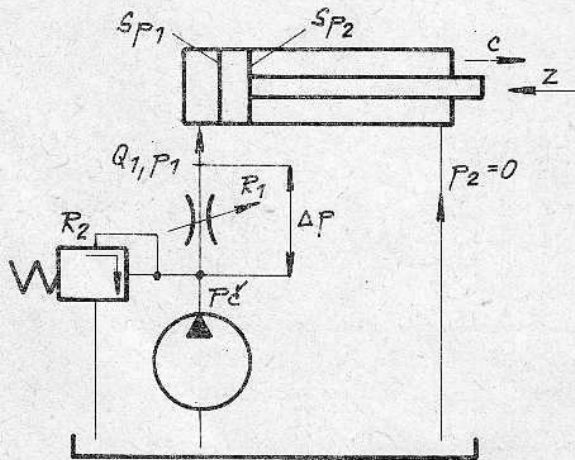
*Tlakový rozdíl p. rozdíly celky
podmíněně p₁*



obr. 31

Mezi hydrogenerátor a motor, nebo mezi hydromotor a odpad je zařazen jedním ze tří základních způsobů škrtící ventil a podle nastavení jeho škrtícího průřezu protéká do motoru jen určité množství kapaliny. Ostatní se vrací, zpravidla přes přepouštěcí ventil zpět do nádrže. Tři základní způsoby řazení škrtícího ventilu jsou:

- a) seriově zařazený v tlakové větvi (obr. 31a)
- b) seriově zařazený v odpadní větvi (obr. 31 b)
- c) paralelně řazený k tlakové větvi (obr. 31 c)



obr. 32

Na prvním z uvedených případů, t. j. na zjednodušeném obvodu pro pohon dvoučinného přímočarého hydromotoru (bez rozvaděčů) se škrtícím ventilem seriově zařazeným do tlakové větve (obr. 32) si ukážeme způsoby výpočtu rychlosti, poddajnosti a citlivosti otevřeného hydraulického obvodu. Dle obr. 32 je rychlost pístnice hydraulického válce

$$c = (Q_1 - Q_z) \cdot \frac{1}{S_{P1}}$$

objemové straty?

kde Q_1 ... množství kapaliny vstupující do hydromotoru

Množství vstupující do hydromotoru vypočteme z tlakového spádu na škrtícím ventilu

$$Q_1 = \left(\frac{\Delta P}{R_1} \right)^{0,5}$$

ohmův zákon

$$\Delta P_0 = R_1 \cdot Q_1^2 \Rightarrow Q_1$$

a tlakový spád na škrtícím ventilu

$$\Delta P = P_2 - P_1$$

tlak za škrtícím ventilem, t. j. na vstupu do hydraulického válce, závisí na velikosti vnější zátěžné síly

záporná síla

$$P_1 = \frac{Z}{S_{P1}} \quad , \text{ v případě že } P_2 = 0$$

Objemové ztráty Q_Z udávají množství kapaliny uniklé z pracovního prostoru válce vlivem netěsností. Poněvadž průtok úzkými štěrbinami lze považovat za laminární, můžeme uvažovat lineární vztah mezi tlakovým spádem a ztrátovým průtočným množstvím

$$Q_Z = \alpha \cdot \Delta P_V$$

α ... součinitel objemových ztrát závislý na velikostech vůlí a na viskozitě a na hustotě kapaliny

častěji používáme vyjádření ve formě vnitřního odporu $R_V = \frac{1}{\alpha}$

ΔP_V ... tlakový spád na vůlích způsobujících ztrátový průtok; na hydraulickém válci bude $\Delta P_V = P_1$

$$Q_Z = \frac{P_1}{R_V}$$

Po dosazení bude:

$$Q_Z = \frac{P_1}{R_V} = \frac{\frac{Z}{S_{P1}}}{R_V} = \frac{S_{P1}}{Z \cdot R_V}$$

$$C = \frac{1}{S_{P1}} \left[\frac{(P_2 - \frac{Z}{S_{P1}})^{0,5}}{R_1^{0,5}} - \frac{Z}{S_{P1} \cdot R_V} \right] \quad (6.2)$$

obrátené v usměrňovací desce

Vidíme, že úbytek rychlosti, způsobený objemovými ztrátami je úměrný užitečnému zatížení. Zatížení má další přímý vliv na rychlost: se změnou zatížení bude kolísat tlak za škrtícím ventilem P_1 , což nepříznivě ovlivní stabilitu rychlosti výkonového členu (bude sledovat nepřímo průběh zatížení).

Dynamická poddajnost této soustavy se získá derivací vztahu (6.2) podle zatížení

$$\bar{z} = \frac{\partial C}{\partial z} = - \frac{1}{S_{F_1}^2} \left(\frac{1}{2 \cdot Q_1 \cdot R_1} + \frac{1}{R_V} \right) \quad (7.2)$$

záťaženie

objemové straty

Výhodné, zejména pro posuvové mechanismy je, když poddajnost \bar{z} je co nejmenší. Toho lze dosáhnout:

- zvětšování plochy pístu hydraulického motoru
(nevýhodné z hlediska rozměrů)
- zvětšování tlakového spádu na odporu R_1
(nejčastější způsob řešení)
- snižování objemových ztrát

Na základě zvolené poddajnosti lze vypočítat potřebný tlakový spád na škrtkicím ventilu. Kolísání vnější zátěžné síly Z můžeme stanovit z pracovního cyklu hydromotoru a připojeného mechanického pohonu. K tomu si zvolíme přípustné kolísání rychlosti hydromotoru ΔC . Pak dynamická poddajnost, kterou vyžadujeme je

$$\bar{z} = \frac{\Delta C}{\Delta Z}$$

Hodnotu objemových ztrát zanedbáme ($R_V \rightarrow \infty$). Ze zjednodušeného vztahu pro dynamickou poddajnost

$$|\bar{z}| = \frac{1}{S_{F_1}^2} \cdot \frac{1}{2 \cdot Q_1 \cdot R_1}$$

odpor ztlakového ventilu
vypočítáme R_1

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot Q_1 \cdot S_{F_1}^2} \cdot \frac{1}{|\bar{z}|}$$

a tlakový spád na škrtkicím ventilu bude

$$\Delta P = R_1 \cdot Q_1^2 \quad \text{ohľad na to}$$

po dosazení

$$\Delta P_{\bar{z}} = \frac{Q_1}{2 \cdot S_{F_1}^2 \cdot |\bar{z}|} \quad \text{tlakový spád} \quad (8.2)$$

Další charakteristickou veličinou hydraulických obvodů je citlivost. Hodnota citlivosti určuje, jak přesně a stabilně lze řídicím prvkem nastavit rychlost

ok 36

akurát rýchlosť obvodu je daná zmenou rýchlosti hydraulického obvodu motora vyvolanou zmenou tlakového spádu nastavovaným prvkom (napríklad parancchi)

$$\frac{\partial C}{\partial P} = \frac{1}{S_F} \cdot \frac{\partial Q}{\partial P}$$

hydromotoru. U běžných řídicích prvků s ručním nastavováním je tato přesnost tím větší, čím je menší citlivost.

Citlivost

$$\bar{c} = \frac{\partial c}{\partial \varphi}$$

Víme, že $\partial \varphi$ je změna parametru škrtícího ventilu a že škrtící průřez

$S_R = \varphi \cdot b$, kde b je průřezová konstanta.

Ze vzorce pro tlakovou ztrátu na škrtícím ventilu

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_1^2}{S_R^2} \quad \text{[oh. 6]}$$

po dosazení za $Q_1 = c \cdot S_{P1}$ a za $S_R = \varphi \cdot b$ obdržíme

$$c = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \cdot \frac{\varphi \cdot b}{S_{P1}}$$

a citlivost

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\xi \cdot \rho}} \cdot \frac{b}{S_{P1}}$$

Jestliže si hodnotu

$$\frac{\rho \cdot \xi}{2 \cdot b^2} = \Omega \quad \text{= měrný odpor}$$

nazveme měrným odporem, pak citlivost

$$\bar{c} = \frac{1}{S_{P1}} \cdot \left(\frac{\Delta P}{\Omega} \right)^{0,5} \quad (9.2)$$

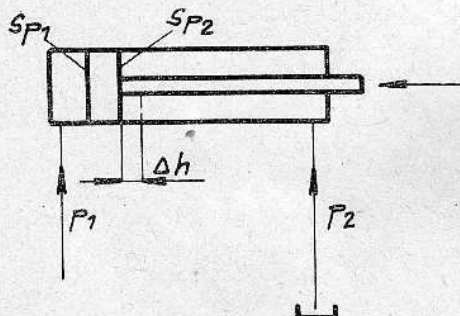
Pokud je požadovaná malá citlivost, je třeba

- zvětšovat průřez pístu hydraulického motoru
- zmenšovat tlakový spád na škrtícím ventilu

Druhý z požadavků je protichůdný k podmínce malé dynamické poddajnosti. Výsledkem řešení je tedy zpravidla kompromisní volba velikosti tlakového spádu na škrtícím ventilu. Je zřejmé, že přímými prostředky nelze zaručit konstantní a přesnou rychlost výkonového členu.

Z hlediska samotné citlivosti se jeví jako nejméně vhodný obvod s paralelním řazením škrtícího ventilu. (Tlakový spád je přímo roven celé hodnotě P_1). Pro přesné řízení rychlosti jsou vhodnější obvody se seriovým zapojením škrtícího ventilu v tlakové nebo odpadní větvi.

Obvody se škrtícím ventilem v tlakové nebo odpadní větvi se z hlediska dynamické poddajnosti a citlivosti od sebe příliš neliší. U obou typů je výrazná závislost protékajícího množství a tedy i rychlosti hydromotoru na velikosti vnějšího zatížení.



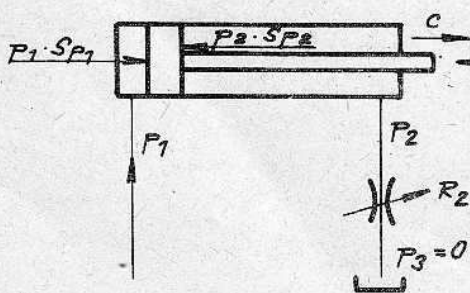
$$\Delta h = \frac{\Delta V}{S_{P1}} = \frac{\sum C_i}{S_{P1}} \cdot \Delta P_1$$

$$P_1 \cdot S_{P1} = P_2 \cdot S_{P2} + Z$$

$$P_1 = \frac{Z}{S_{P1}} + P_2 \frac{S_{P2}}{S_{P1}}$$

$$\Delta h = \frac{\sum C_i}{S_{P1}} \cdot \Delta \left(\frac{Z}{S_{P1}} + P_2 \frac{S_{P2}}{S_{P1}} \right)$$

obr. 33



obr. 34

že $P_3 = 0$) a jeho vyvolané zvětšení je ΔP

$$P_2 + \Delta P = R_2 (Q + \Delta Q)^2$$

Obvody se škrtícím ventilem v tlakové větvi mají ale menší tuhost (větší poddajnost 1. řádu). Při náhlém poklesu zatížení, nebo změni-li se smysl zatížení (tak, že působí ve směru pohybu pístnice) dochází k poskoku pístu hydraulického válce, způsobenému expanzí kapaliny v tlakové větvi a uvolněním pružících mechanických částí (válec, potrubí, hadice) (obr. 33). V hydraulických obvodech se škrtícím ventilem v tlakové větvi nepůsobí z druhé strany pístu žádný protitlak, celá změna zatížení pístu se projeví přímo v náhlé změně rychlosti jeho pohybu (poskok). Rovněž se tento obvod nehodí pro sousledný směr zatížení, kdy by mohlo působením vnější síly dojít až k odtržení pístu od sloupce kapaliny v tlakové větvi.

Proto je vhodnější řadit škrtící ventil do odpadní větve (obr. 34), kdy při odlehčení pístu působí proti skokové změně rychlosti protitlak P_2 , vytvořený tlakovým spádem na škrtícím ventilu. Ten je daný průtokem, který odpovídá rychlosti pístu při ustáleném pohybu. Pokud by vlivem odlehčení pístu mělo dojít k náhlé změně jeho rychlosti, muselo by dojít i ke změně průtoku škrtícím ventilem a tedy ke zvětšení tlakového spádu v něm. Tlakový spád je F_2 (v případě

O přírůstek tlaku ΔP se zvětší i brzdicí síla $S_{P_2} \cdot (P_2 + \Delta P)$, která působí proti zrychlení pohybu pístu hydromotoru. Škrtkící ventil zařazený v odpadní větvi pracuje jako regulátor zrychlení.

Jestliže je v hydraulickém obvodu škrtkící ventil řazený v tlakové větvi, pak abychom zabránili nežádoucím účinkům expanze zvyšujeme protitlak P_2 na určitou konstantní hodnotu přidavnými hydraulickými odpory v odpadní větvi (pevně nastavený škrtkící ventil, předepínací ventil).

Tato zařízení, jak již bylo uvedeno, poněkud snižují účinnost hydraulického obvodu.

Stabilizace tlakového spádu na škrtkícím ventilu

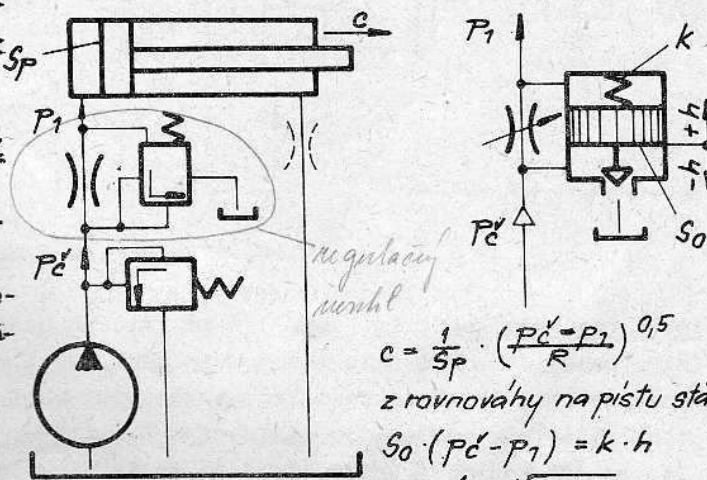
Z předchozího vyplývá, že v obvodech s regulací rychlosti hydromotoru škrtkícím je rychlost do značné míry závislá na vnějším zatížení hydromotoru.

Moderní posuvové mechanismy mají mít následující vlastnosti:

- co nejmenší podajnost
- malou citlivost v požadovaném regulačním rozsahu
- co nejrovnoměrnější pohyb strojních částí
- nesmí docházet ke kmitání mechanismu
- oteplení má být co nejmenší a nemá mít vliv na rychlost hydromotoru, či její změny

Splnění těchto požadavků je tím obtížnější, čím menší je požadovaná regulovaná rychlost. Podajnost těchto obvodů při udržení malé citlivosti snižujeme přidavnými zařízeními, kterým říkáme stabilizátory tlakového spádu. Stabilizátory udržují na řídicím škrtkícím ventilu konstantní tlakový spád, nezávislý na zatížení hydromotoru. Pak ani protékající množství kapaliny škrtkícím ventilem nezávisí na změnách zatížení hydromotoru. Dle uspořádání a zapojení v obvodu se škrtkícím ventilem mohou být stabilizátory třícestné nebo dvoucestné. Spojení stabilizátoru s příslušným řídicím škrtkícím ventilem do jednoho bloku se nazývá regulační ventil.

Třícestné regulační ventily se nejčastěji užívají zařazené do tlakové větve hydromotoru. Průtoková rychlost je nezávislá na zatížení a závisí pouze na charakteristických parametrech stabilizačního ventilu (obr. 35). Změny rychlosti v závislosti na změně zatížení budou



$$c = \frac{1}{S_P} \cdot \left(\frac{P_c - P_1}{R} \right)^{0,5}$$

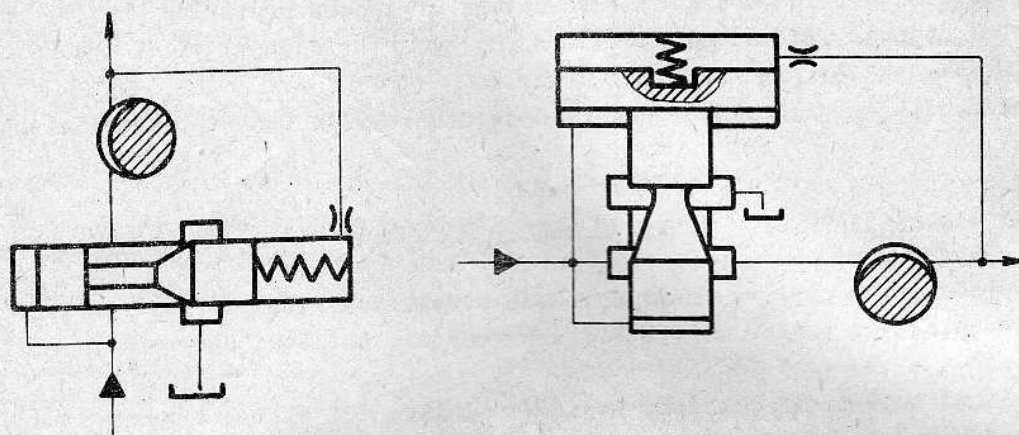
z rovnováhy na pístu stabilizátoru

$$S_0 \cdot (P_c - P_1) = k \cdot h$$

$$c = \frac{1}{S_P} \cdot \sqrt{\frac{k \cdot h}{S_0 \cdot R}}$$

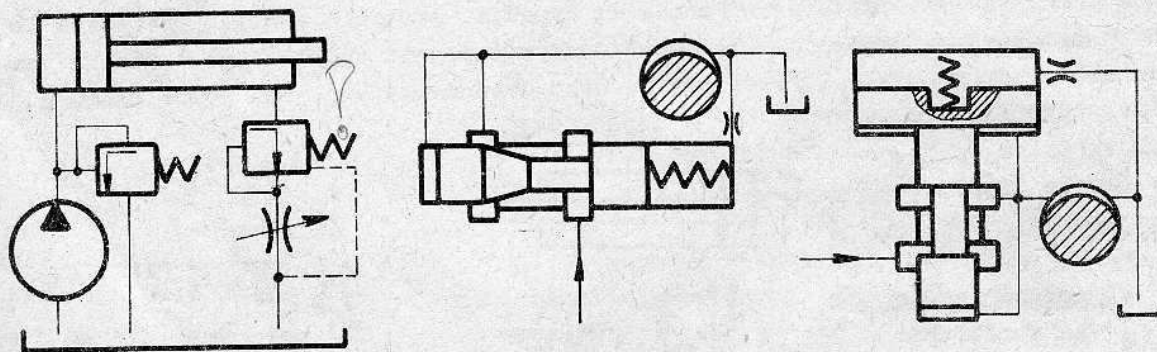
obr. 35

tím menší, čím větší bude hydraulický odpor škrťacího ventilu R , nebo plocha pístu stabilizačního ventilu S_0 . Rovněž i z hlediska dodržení malé citlivosti je vhodné, aby pružinová konstanta C_F byla co nejmenší, což vyžaduje dlouhou a pořádnou pružinu.



obr. 36

Konstrukčně jsou třicestné stabilizátory řešeny buď jako šoupátka jednoho průměru (obr. 36) nebo jako šoupátka s diferenciálním pístem. Šoupátka jednoho průměru jsou výrobně jednodušší, ale mají vždy malou plochu S_0 . Proto u přesnějších regulátorů průtoku se častěji objevují konstrukční provedení s diferenciálními písty. Regulační ventily s třicestným stabilizátorem se staví pro regulační rozsahy $R_V = 1:20 - 1:100$. Nejmenší říditelný průtok je asi $160 \text{ cm}^3/\text{min}$. Tlakový spád na škrťacím ventilu bývá kolem $0,3 \text{ MPa}$.



obr. 37

Dvoucestné regulační ventily (obr. 37) se výlučně používají při zapojení v odpadní větvi hydrometaru. Podstatu tohoto zapojení tvoří redukční ventil, který je zapojen v serii před škrťacím ventilem, takže před škrťacím ventilem udržuje konstantní tlak nezávislý na změnách zatížení hydrometaru. Hlavní rozdíl proti třicestným stabilizátorům tkví v tom, že celé množství kapaliny protéká jak redukčním, tak i škrťacím ventilem.

Regulační ventily v odpadní větvi rovněž omezují poskoky hydrometaru při změnách

zatížení.

Regulační ventily v tomto uspořádání devalují řídit nejmenší průtok kapaliny do cca $70 \text{ cm}^3/\text{min}$ při tlakovém spádu na škrticím ventilu $0,05 - 0,1 \text{ MPa}$.

Teplná kompenzace

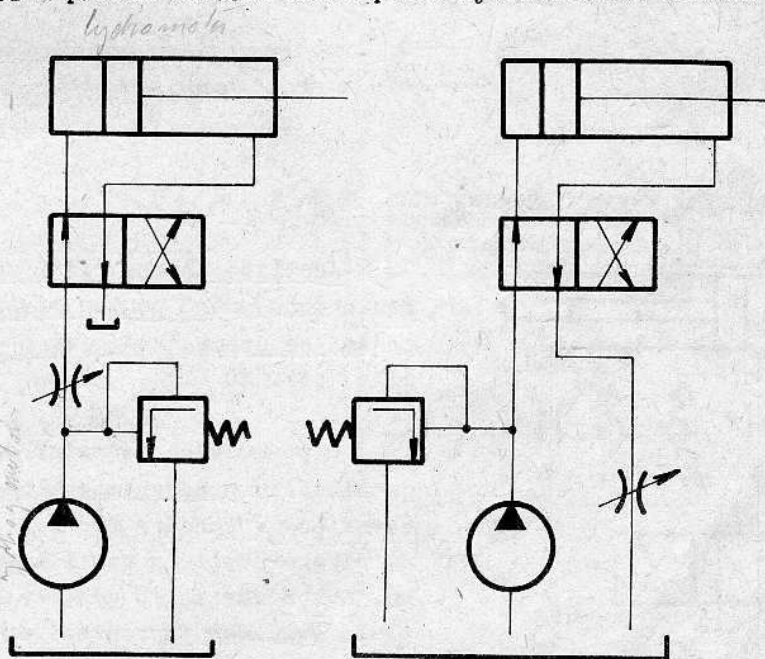
S oteplením oleje během provozu klesá jeho viskozita a v důsledku toho se zvětšuje jeho průtačná rychlost škrticím ventilem, nezávisle na ostatních podmínkách průtoku. Chceme-li udržet konstantní rychlost, musíme nějakým způsobem vyloučit vliv změny teploty (částečně pomáhá i snaha stabilizovat teplotu hydraulického obvodu během provozu).

Obvyklý způsob provedení využívá mechanického dilatačního členu ve škrticím ventilu, který tvoří převodovou část řídicího mechanismu ventilu. Současně s ohřevem kapaliny předává tato dilatačnímu členu teplo, ten se prodlužuje a přivírá škrticí průřez ventilu.

Řazení škrticích ventilů v obvodu

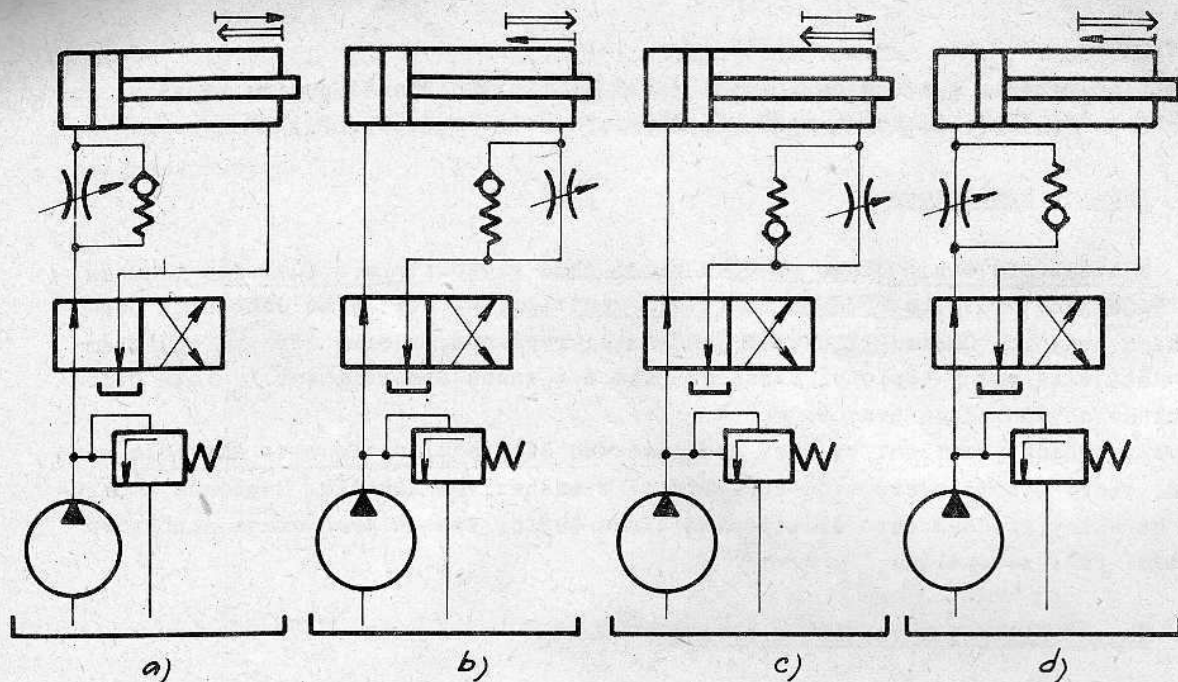
Dle požadavků na funkci a průběh škrcení během práce hydraulického obvodu kombinujeme řazení škrticích ventilů a rozváděčů s dalšími řídicími prvky v obvodu.

Řazení škrticího ventilu mezi reversační rozváděč a hydrogenerátor, nebo mezi rozváděč a nádrž (obr. 38) volíme, pokud požadujeme zhruba stejnou rychlost pístnice přímočarého hydromotoru v obou směrech pohybu, nastavitelnou jediným ovládacím prvkem. (Rozdíl rychlosti je pouze úměrný rozdílu ploch přední a zadní strany pístu). Reversační rozváděč je svým výstupem bezprostředně připojený na ovládaný hydromotor.



obr. 38

Pokud chceme řídit rychlost škrticím ventilem pouze v jednom smyslu pohybu pístnice hydromotoru, řadíme škrticí ventil mezi hydromotor a reversační rozváděč v paralelním zapojení s jednosměrným ventilem, který v jednom směru dovoluje obtok škrticího ventilu. Tím máme možnost současně ovlivnit směr pohybu pístnice, ve kterém bude rychlost řízena škrticím ventilem a zařazení ventilu do tlakové



a) Škrticí ventil v tlakové větvi

b)

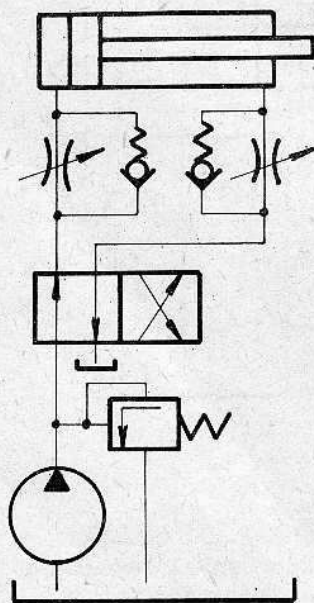
c) Škrticí ventil v odpadní větvi

d)

⇨ nerízený směr pohybu
 ⇨ řízený směr pohybu

obr. 39

či odpadní větve (srovnej obr. 39 a, b, c, d).



obr. 40

Jestliže chceme řídit samostatně rychlost v každém z obou směrů pohybu pístnice h. m. použijeme zapojení se dvěma škrticími a dvěma jednosměrnými ventily (obr. 40).

U posuvových jednotek je nejčastějším a nej-jednodušším pracovním cyklem rychloposuv vpřed, pracovní posuv vpřed a rychloposuv vzad. Tedy rychlost je řízena škrticím ventilem jen v určité části zdvihu. Obvod škrticího ventilu bývá v tomto případě doplněn dvoucestným rozváděčem, který po určitou část zdvihu motoru (rychloposuv) zkratuje škrticí ventil. Rozváděč bývá řízený mechanicky, hydraulicky nebo elektricky od pohybu pístnice hydromotoru (obr. 41).

b) Stupňová změna rychlosti hydromotoru

Obvody s jedním hydrogenerátorem

Využívá se působení kapaliny na rozdílnou veli-

*madenou rychlosti pohybu
 h.m. v obou směrech pohybu
 pístnice h.m.*

kost ploch pístu přímočarých hydromotorů, buď s diferenciálním uspořádáním pístů nebo s rozdílnou velikostí přední a zadní plochy pístu dvojčinného hydromotoru s jednostrannou pístnicí. Tato uspořádání pracují na principu zachování konstantního výkonu hydromotoru: se zvětšováním rychlosti klesá síla na pístnici a naopak. Na obr. 42, 43 jsou zjednodušená schemata obvodů bez reversace pohybu hydromotoru. Dle obr. 42 lze dosáhnout tří rychlostních stupňů s regulačním rozsahem

$$R = \frac{c_1}{c_3} = \frac{d^2}{D^2}$$

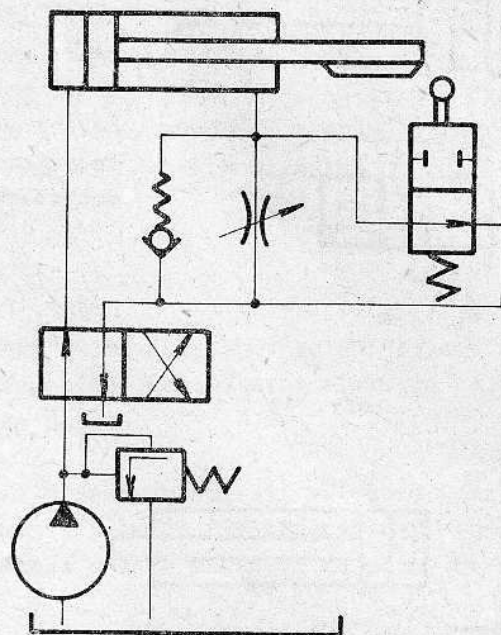
Na obr. 43 je jednodušší uspořádání se dvoustupňovou změnou rychlosti. Možnosti těchto uspořádání jsou omezené a nedovolují řídit rychlost ve větším počtu stupňů ani s větším regulačním rozsahem.

Obvody s několika hydrogenerátory

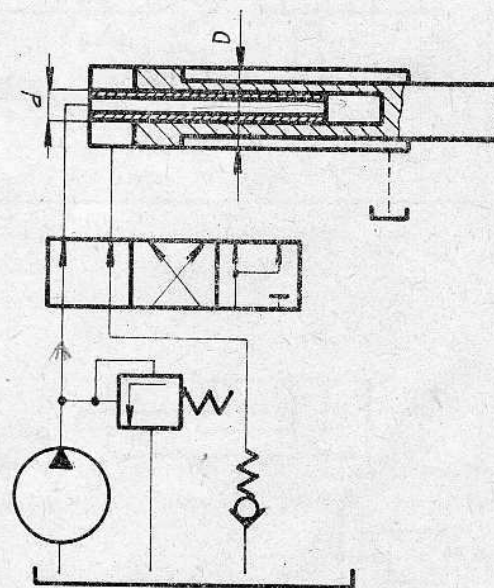
Obvykleji se ke stupňové regulaci rychlosti používá paralelního řazení několika hydrogenerátorů s konstantním průtokem a jejich postupné připojování na společnou výtlačnou větev. Většinou jsou hydrogenerátory připojovány k obvodu přes třicestné vypínací rozváděče, kterými lze samostatně vypínat a zapínat počet hydrogenerátorů pracujících do společné tlakové větve.

Uspořádáním se dvěma hydrogenerátory (obr. 44) lze dosáhnout 3 rychlostních stupňů. Čerpadlo, nebo čerpadla, jejichž proud v určitém okamžiku pro práci obvodu nepotřebujeme jsou vypínacím rozváděčem odpojena a jejich výtlač je v rozváděči přímo spojený s odpadem pracují naprázdno.

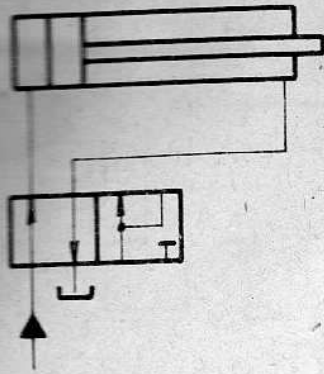
V případech, kdy vyžadujeme, aby rychlost hydromotoru byla závislá na vnějším zatížení (např. upínače: rychlý přísuv k upínané součástce, držení v upnutém stavu jen malým množstvím kapaliny udržujícím tlak v obvodu) je možné



obr. 41



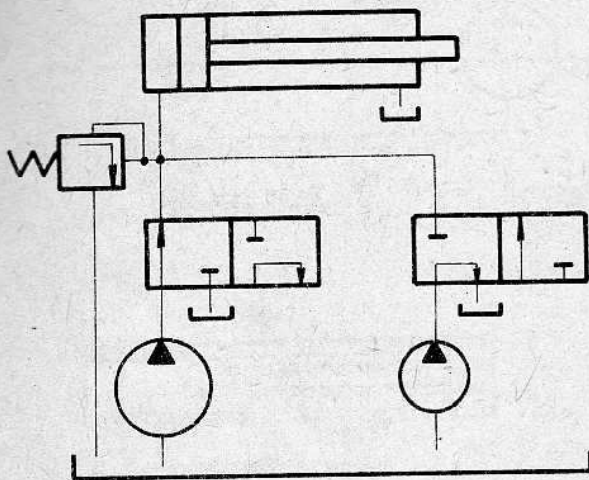
obr. 42



obr. 43

řídít vypínací rozváděč druhého hydrogenerátoru přímo tlakem ze společné tlakové větve hydromotoru (obr. 45). Ječten z hydrogenerátorů pracuje přímo do obvodu a udržuje maximální tlak. Poklesne-li v obvodu tlak (za pohybu pístnice hydromotoru) připojí vypínací rozváděč i druhý hydrogenerátor, který je jinak zkratován do odpadu

Výkonově je tento způsob regulace velmi výhodný. Poddajnost 2. řádu se stupňovitě zvětšuje s počtem připojených hydrogenerátorů.

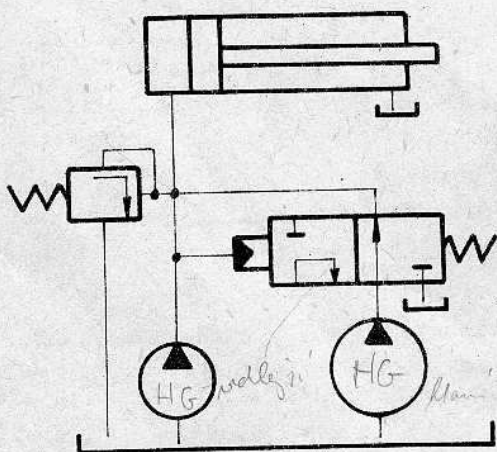


obr. 44

c) Plynulá změna rychlosti regulačním hydrogenerátorem

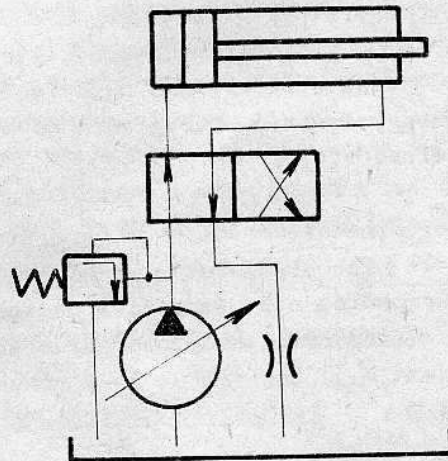
Regulační rozsah je daný rozsahem regulace hydrogenerátoru. Obvody s touto regulací jsou vhodné pro přenos velkých výkonů a značné regulační rozsahy. Mají lepší účinnost a menší poddajnost 2. řádu než obvody s větvením toku. Užití není příliš časté vzhledem ke značně vyšším cenám regulačních hydrogenerátorů.

Vlastnosti těchto hydrogenerátorů nelze v otevřených obvodech plně využít (obr. 46).



obr. 45

*řídění rychlosti HM
vzávislost na natisku 2 HG*



obr. 46

*změna rychlosti HM plynulá
regulacími HG*

3.1.2.5 Řízení tlaku

Společným principem funkce všech tlakových ventilů používaných k řízení tlaku v obvodu je porovnávání síly od tlaku kapaliny působící na jednu stranu pístu ventilu se silou (předpětím) regulovatelné pružiny působící z druhé strany. Místo síly pružiny působí v některých případech síla elektromagnetu (u proporcionálních ventilů).

a) omezení a udržování tlaku na konstantní hodnotě

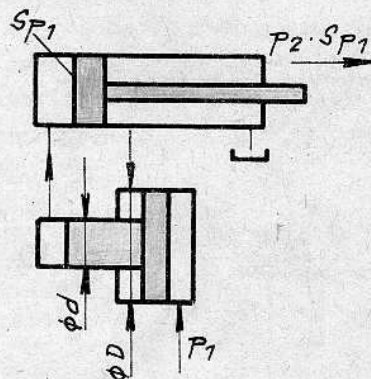
Pojišťovací ventil omezuje maximální tlak v obvodu. Jeho úkolem je, aby za normálních podmínek dokonale těsnil a při překročení maximálního tlaku co nejrychleji reagoval otevřením průtočného průřezu do odpadu.

Přepouštěcí ventil se užívá v obvodech s řízením rychlosti větvením toku. Tlak ve větvi od hydrogenerátoru ke škrticímu ventilu má být konstantní. Je udržován přepouštěcím ventilem, kterým proudí stále určité množství kapaliny do nádrže.

V současné době rozdíly v konstrukčním provedení obou druhů ventilů se stírají a používá se převážně jediný typ, který může mít obě funkce.

b) krátkodobé zvýšení tlaku v určité části obvodu

Proti hodnotě nastavené na pojišťovacím nebo přepouštěcím ventilu lze v určité části obvodu krátkodobě zvýšit tlak zařízením pracujícím na principu diferenciálního pístu, nazývaným multiplikátor (dle nového názvosloví "transformátor") (obr. 47).

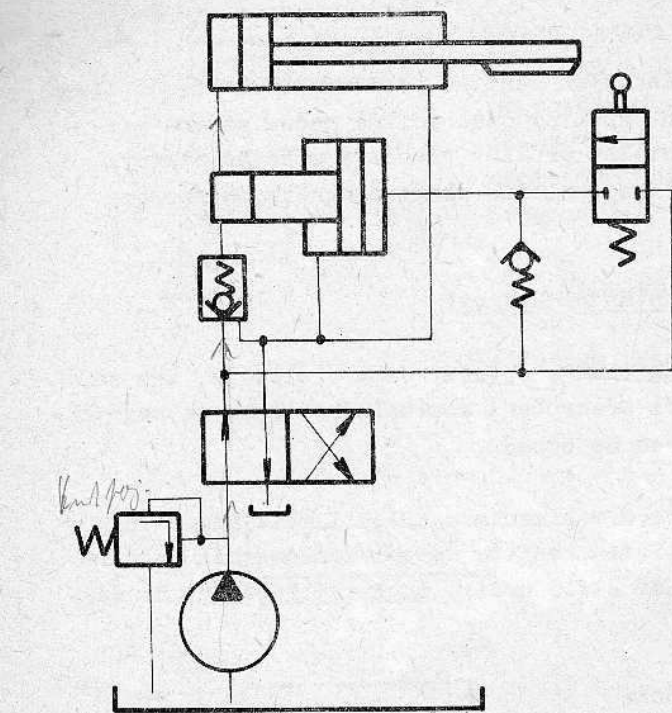


$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot P_1 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P_2$$
$$i = \frac{P_2}{P_1} = \frac{D^2}{d^2}$$

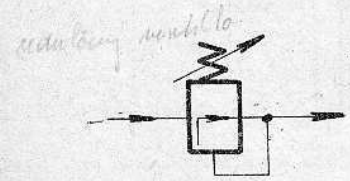
obr. 47

Kapalina o tlaku obvodu je přiváděna do prostoru pod velký píst multiplikátoru, který je spojen s pístem menšího průměru. Menší píst vytlačuje kapalinu o vyšším tlaku do motoru.

Příklad zapojení multiplikátoru v obvodu hydraulického válce je na obr. 48. Činnost multiplikátoru je řízena dvoucestným, blokovacím rozváděčem. Pokud je blokovací rozváděč uzavřen, protéká kapalina od tlakového zdroje přes jednosměrný řízený ventil a přes multiplikátor do hydromotoru. Jakmile narážka spojená s pohybem výkonového členu motoru přesune blokovací rozváděč, uvolní se kapalině průtok pod velký píst multiplikátoru. Multiplikátor začne pracovat, tlak ve válci stoupne a uzavře se jednosměrný ventil v tlakové větvi. Přestavením reversačního rozváděče se vrátí i multiplikátor do výchozí polohy. Kapalina z hydraulického



Příklad napojení multiplikátoru v obvodu HM
obr. 48



obr. 49

kého válce může odtékat přes řízený jednosměrný ventil, který je tlakem v řídicí větvi otevřen, zpět do nádrže.

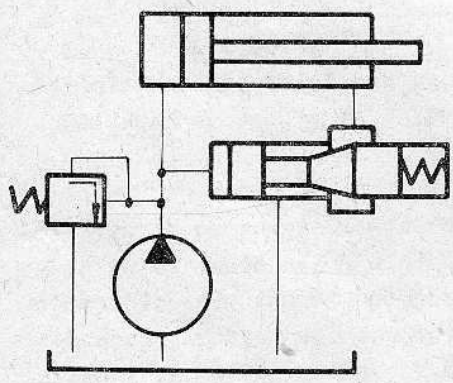
Multiplikátory jsou vhodné v obvodech, kde se jedná o vyvolání značných tlaků při potřebě malého průtokového množství kapaliny (krátkozdvihové lisy, upínače apod.). Tlakový převod zpravidla bývá 1:3 - 1:5.

c) trvalé snížení tlaku v určité části obvodu

K tomuto účelu se užívají redukční ventily. Jsou to v podstatě hydraulické odpory, které se samočinně nastavují tak, aby se tlak za ventilem udržoval na konstantní hodnotě (obr. 49.) Po konstrukční stránce jsou to opět tlakové ventily v nichž se tlak kapaliny porovnává se silou pružiny. Tlakový převod se pohybuje v širokých mezích. Užívají se v obvodech upínačů tenkostěnných součástí, nebo v pomocných hydraulických větvích, nebo jako součást dříve vzpomínaných regulačních ventilů.

d) řízení protitlaku

V obvodech, v nichž chceme docílit přibližně konstantního protitlaku nezávislého na rychlosti hydromotoru se vkládá předepínací ventil



obr. 50

do odpadní větve hydromotoru. Jedná se o konstrukční úpravu přepouštěcího ventilu. Při častých změnách rychlosti je výhodnější použití protitlakého ventilu (obr. 50), který udržuje zatížení pístu na konstantní hodnotě. Tlak kapaliny přiváděné do motoru působí současně na protitlaký ventil. Podle velikosti tohoto tlaku, závislého na vnějším zatížení motoru se přivírá nebo otvírá v protitlakém ventilu průtok do odpadního potrubí a tím se mění protitlak v hydromotoru.

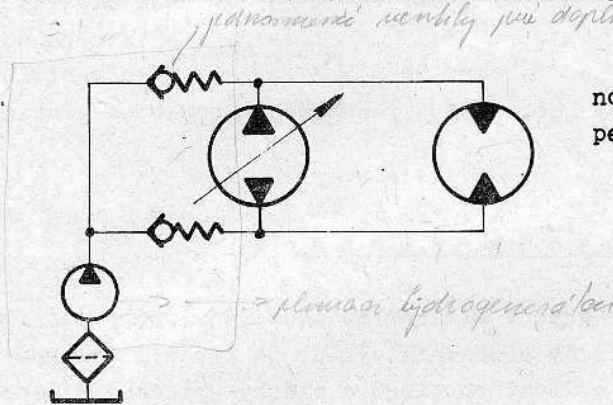
II.3.1.3 Hydraulické obvody uzavřené

Uzavřené hydraulické obvody tvoří uzavřený systém oběhu kapaliny mezi hy-

drognerátorem a hydromotorem. Protože se často používají u těžkých zemních strojů, u trakčních pohonů těžkých mechanismů, jedná se téměř vždy o přenos velkých výkonů. Jako zdroje tlakové kapaliny se často používá regulační hydrogenerátor. U uzavřených obvodů v nichž je hydrogenerátor spojen s hydromotorem nejen tlakovou větví, ale i vratnou větví obvodu, lze využít všech vlastností regulačních hydrogenerátorů.

Umožňují plynulou regulaci rychlosti hydromotoru, jeho brzdění i reversaci bez dalších řídicích prvků. Tím nahrazují škrtící ventily, reversační rozváděče a některé z dalších používaných ventilů.

Hydraulicko-mechanickým převodníkem často bývá rotační hydromotor.

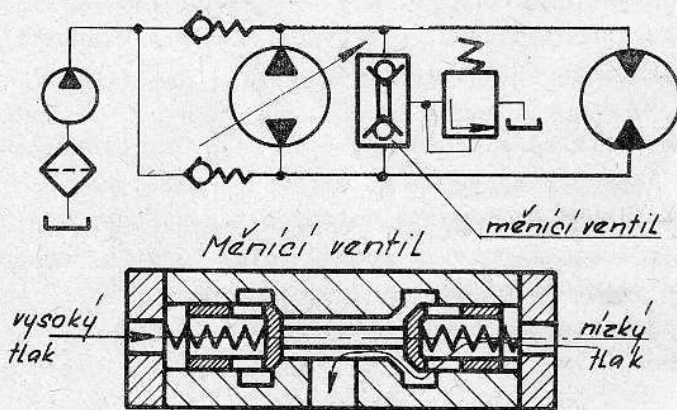


obr. 51

Uzavřené obvody mají svoje zvláštnosti, které je třeba při návrhu respektovat:

- 1) doplňování kapaliny uniklé netěsnostmi uzavřeného obvodu se nejčastěji provádí malým plnicím hydrogenerátorem s konstantním průtokem připojeným přes jednosměrné ventily na uzavřený obvod (obr. 51.)

- 2) obě větve uzavřeného obvodu mění svoji funkci při reversaci hydromotoru. Jedna z větví je vždy vysokotlaká (která právě spojuje výtlač hydrogenerátoru s hydromotorem.)
- 3) doplňování kapaliny do obvodu se děje nízkým přetlakem (0,2 - 0,4 MPa), takže je doplňovací hydrogenerátor vždy přes příslušný jednosměrný ventil připojen na nízkotlakou větev uzavřeného obvodu (viz obr. 51). Vysokotlaká větev je jednosměrným ventilem uzavřena.



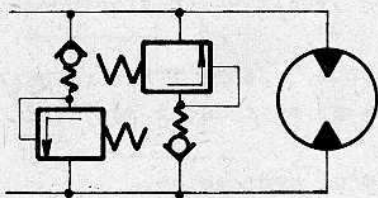
obr. 52

- 4) jištění tlaku v nízkotlaké větvi se nejčastěji provádí pojišťovacím ventilem seřízeným na požadovaný přetlak (0,2 - 0,4 MPa) připojeným přes měnicí ventil k oběma větvím uzavřeného obvodu. Měnicí ventil zaručuje vždy spojení nízkotlaké větve uzavřeného obvodu s pojistným ventilem. Přebytečná kapalina se vrací zpět do zásobní nádrže (obr. 52).

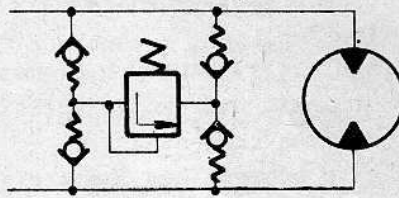
- 5) jištění tlaku v hlavní (nebo vysokotlaké) větvi uzavřeného obvodu tvoří

opět ochranu proti přetížení. Vzhledem k tomu, že obě větve mění svoji funkci, musí jištění umožňovat střídavé připojování pojistného ventilu. Kapalina přepouštěná pojistným ventilem neteče do nádrže, ale do nízkotlaké větve, aby v uzavřeném obvodu ne-

znikaly náhle větší úbytky kapaliny. K jištění tlaku v hlavní tlakové větvi slouží buď dvojice překřížených pojistných ventilů,



obr. 53



obr. 54

kombinovaných s jednosměrnými ventily (obr. 53), nebo jeden pojistný ventil se čtyřmi jednosměrnými ventily (obr. 54).

II.3.2 Hydraulické obvody složené

Vzhledem k tomu, že hydraulické obvody složené se používají pro pohon dvou i více hydromotorů pracujících v určitém pracovním cyklu, je zpravidla nutné řešit vazby mezi pohyby jednotlivých výkonových členů a otázky vytížení a kapacity tlakového zdroje.

Vazby, které se zpravidla používají mezi výkonovými členy jsou:

- a) polohová vazba
- b) rychlostní vazba
- c) tlaková vazba

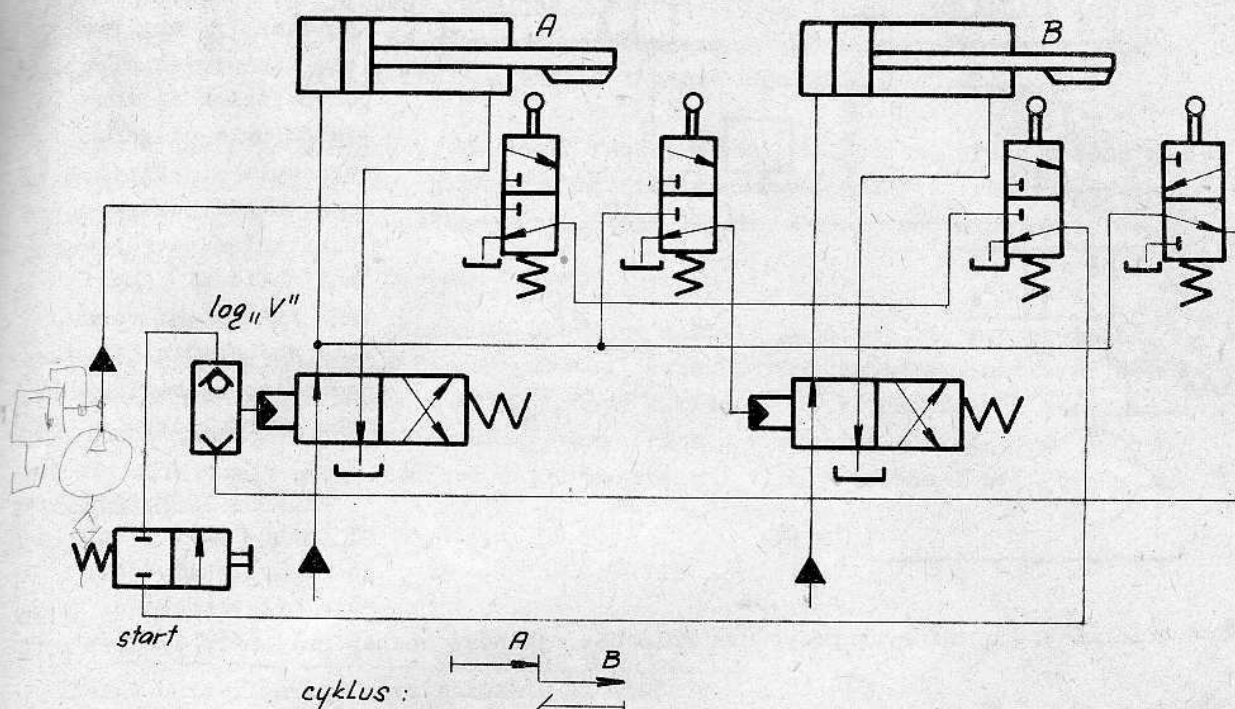
3.2.1 Polohová vazba

Koncové spínače signalizují ukončení předchozí operace (dojezd výkonového členu do koncové polohy) a uvádějí přes diskretní řídicí obvod (logický obvod) v činnost další obvod či obvody složeného systému. Blokování vzájemné činnosti může být buď hydraulické, nebo elektrické či pneumatické.

Na obr. 55 je velmi jednoduchý příklad složeného obvodu se dvěma hydraulickými válci, které mají pracovat v naznačeném cyklu: po stisknutí tlačítka "start" nejprve pohyb válce "A" z výchozí do koncové polohy a tam zůstává. Po dojezdu válce "A" do koncové polohy dostává povel k pohybu válec "B". Po dojezdu válce "B" do koncové polohy se oba válce vrací současně do výchozí polohy. Cyklus se zastaví, dokud opět není stisknuto tlačítko "start". Celé řízení cyklu, včetně blokování je provedeno hydraulicky.

Polohová vazba se vyznačuje poměrnou složitostí obvodu, jak je vidět i z jednoduchého příkladu. Na druhé straně poskytuje téměř dokonalé zajištění před havárií zařízení. Další část pracovního cyklu se nerozběhne, dokud není dokonče-

na předcházející.



obr. 55

II.3.2.2 Tlaková vazba

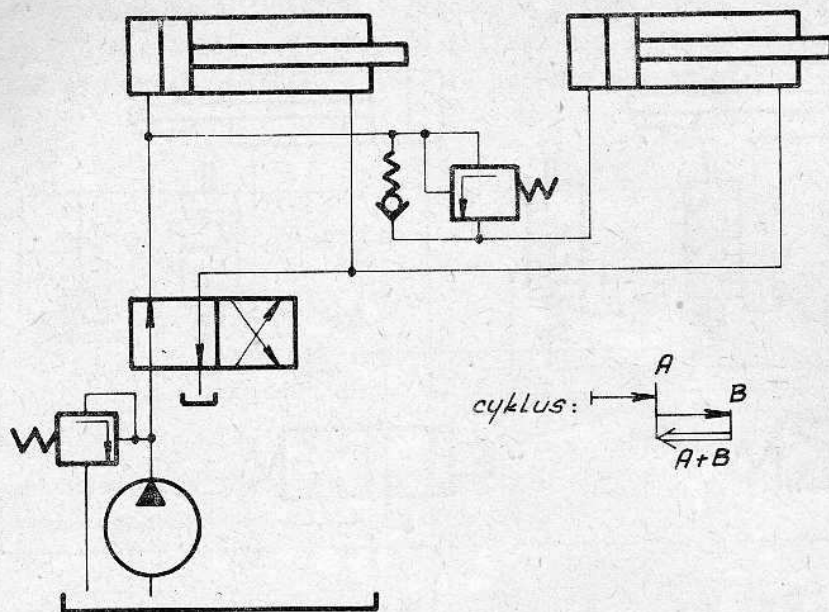
Tlaková vazba se užívá rovněž k řízení posloupnosti pohybů hydromotorů. Ukončení první operace není signalisováno koncovými spinači, ale stoupnutím tlaku ve společné tlakové větvi při dojezdu výkonového členu prvního motoru na tvrdý dorez. Stoupnutí tlaku způsobí, že předepínací ventil, který obvody odděluje se otevře a připojí i obvod druhého motoru na tlakovou větev. Schema tlakové vazby u obvodu se stejným pracovním cyklem jako v předcházejícím příkladu je na obr. 56.

V některých případech bylo využito k odvození tlakové vazby kolísání tlaku ve společné odpadní větvi hydromotorů způsobeného prouděním kapaliny.

Tlakovou vazbu, která je velmi jednoduchá, lze použít jen v pracovních obvodech u nichž je výrazný rozdíl mezi tlakem potřebným ke konání zadaných pohybů a maximálním tlakem nastaveným pojišťovacími ventilem společného tlakového zdroje. Nelze ji použít u posuvných zařízení obráběcích strojů (zvláště s regulací rychlostí škrcením) a u jiných zařízení, která musí překonávat během pohybů značně proměnlivý a velký odpor.

II.3.2.3 Rychlostní vazba

Rychlostní vazba se užívá u složených hydraulických obvodů, které jsou napájeny ze společného zdroje tlakové kapaliny, jehož výkonové členy mají být sou-

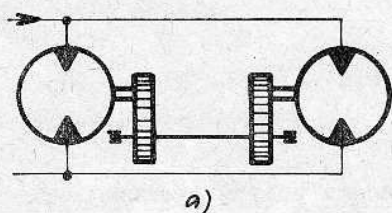


obr. 56

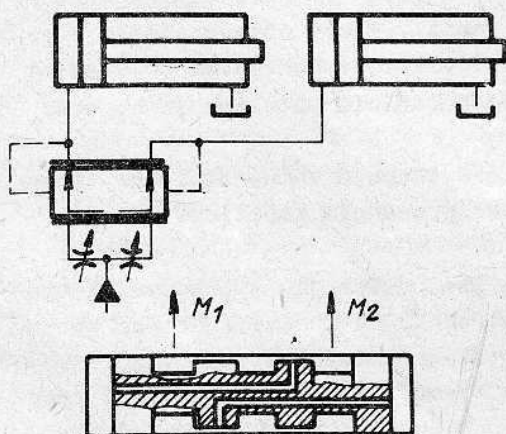
buď hřídelí spojující přes převodová kola oba výkonové mechanismy, nebo třmenem spojujícím pístnice dvou hydraulických válců.

časně v činnosti. Vyžadujeme-li, aby rychlost výkonových členů, pohybujících se současně, byla stejná, nebo byla v určitém konstantním poměru (nezávislém na rozdělení zatížení) používáme rychlostní vazbu. Tato vazba může být provedena mechanicky nebo hydraulicky.

Mechanická rychlostní vazba (obr. 57 a) je nejspolehlivější. Může být provedena



a)



b)

obr. 57

Hydraulicky lzeázat rychlosti současně se pohybujících hydromotorů různým způsobem. Tam, kde velmi záleží na dodržení vzájemného poměru rychlostí (dveusměrné kopírování, nebo NC řízení ve dvou osách) se téměř výhradně používá elektrohydraulických servopohonů. V jednodušších případech lze použít hydraulický můstek (obr. 57 b). Ten rovněž rozděluje proud kapaliny nezávisle na vnějším zatížení hydromotorů. Vzájemný poměr rychlostí lze regulovat. Nevýhodou tohoto zařízení je velká pořadajnost 2. řádu. Poměrně přesnější regulace rychlostí lze dosáhnout zařazením regulátorů rychlostí do obvodů jednotlivých hydromotorů.

II.3.2.4 Kapacita zdroje tlakové kapaliny

Jestliže pro složený hydraulický obvod navrhujeme společný zdroj tlakové kapaliny, musíme mít na paměti, že současné otevření cest do několika různých spotřebičů může mít za následek pokles tlaku v hlavní tlakové větvi. Funkce současně připojených spotřebičů

se mohou dít v pořadí dle velikosti vnějších odporů. Proto funkce u nichž požadujeme přesnou časovou závislost kanání, nepřipojujeme nikdy tímto způsobem na

zdroj tlakové kapaliny. Rovněž nelze připustit, aby např. v upínači, jenž je držen v upnutém stavu tlakovou kapalinou, vlivem připojení dalších spotřebičů poklesl tlak. Tyto obvody od ostatních oddělujeme a doplňujeme případně i akumulátory, které vyrovnávají náhlé a krátké tlakové úbytky.

Na druhé straně snaha po dokonalé funkci složeného hydraulického obvodu nesmí vést do druhého extrému, jímž by bylo předimenzování hydrogenerátoru, špatná účinnost obvodu a ohřev kapaliny přepouštěné většinu času pracovního cyklu do odpadu přes pojistný ventil.

V obvodech se značným kolísáním spotřeby tlakové kapaliny během pracovního cyklu se snažíme vyhnout oběma krajnostem jednak připojováním akumulátorů, použitím několika hydrogenerátorů, připojovaných k tlakové větvi dle odběru kapaliny a případně i připojením regulačního hydrogenerátoru pracujícího s některým druhem automatické regulace zajišťující např. konstantní tlak v obvodu i při různém odběru kapaliny.

III.4 Řídící fluidové obvody

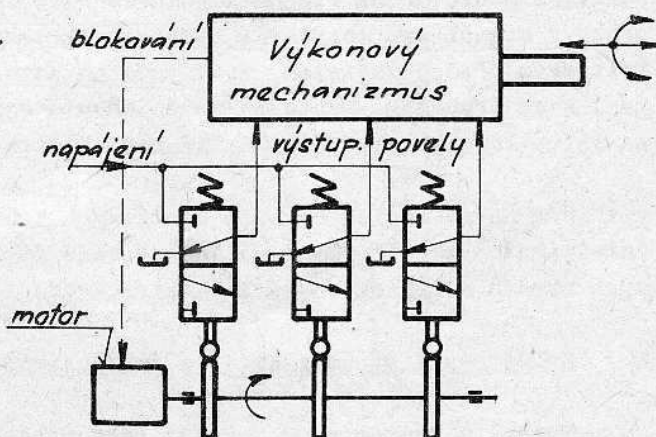
Při popisu řídicích obvodů mějme na paměti, že médiem zpracovávaným v těchto obvodech nemusí být jen hydraulická kapalina, ale i tlakový vzduch nebo jiný plyn. Obvody, pracující se stlačeným vzduchem se svojí funkční podstatou ve většině případů neliší od hydraulických.

Řídící obvody lze rozdělit na:

- a) obvody s časově tuhcou vazbou
- b) obvody s časově pružnou vazbou pracující jako
 - diskrétní řídicí systémy (konečné automaty)
 - servomechanizmy (s plynulým řízením v ýstupní veličiny)

4.1 Řídící obvody s časově tuhcou vazbou

Příkladem může být řídicí obvod, jehož výstupní signály jsou dány průtokem média přes ventily řízené vačkami (obr. 58). Řídící povel je zakódován do tvaru vaček nebo výstupků řídicího bubnu. Změna polchy těchto vaček vzhledem k ventilům se děje pouze v závislosti na čase. Pokud dojde k poruše během operace (zastavení mechanismu vlivem náhlého zvýšení vnějších odporů, neúspěšné pohybu např. zlomením nástroje, vzpříčením obráběné nebo přenášené součásti) stroj pokračuje dál v činnosti a



obr. 58.

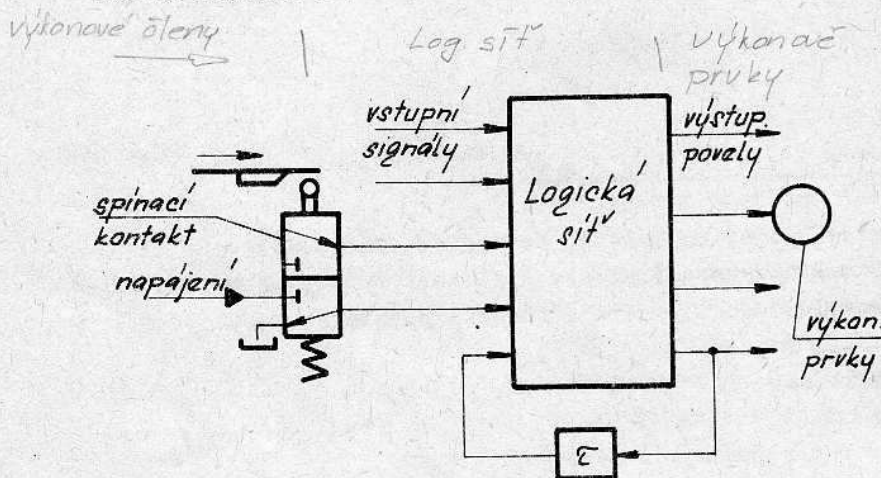
může dojít i k havarii, pokud není provedeno blokování, nebo zpětná vazba.

II.4.2 Rídící obvody s časově pružnou vazbou

4.2.1 Diskretní systémy (konečné automaty)

Povel k následující operaci je vázán na splnění operací předchozích. Pracovní děj i v tohoto systému řízení probíhá v uzavřeném cyklu, který je rozdělen na jednotlivé úseky dle pracovních činností navazujících na sebe a vykonávaných tedy i v určité časové posloupnosti. Tyto úseky se nazývají taktů pracovního cyklu.

Vstupním signálem těchto řídicích obvodů je zpravidla informace o dosažení požadované konečné polohy nějakého výkonového členu, případně nastavení ručních ovládacích prvků. Diskretní řídicí obvody pracují pouze se dvěma velikostmi řídicího signálu buď 0 nebo 1. Řídicí signály jsou přenášeny do řídicího systému



obr. 59

od spínacích ventilů ovládaných výkonovými členy na př. pomocí vaček a narážek nebo ručně řízených. Tok řídicího média (vzduchu nebo kapaliny) se dále zpracovává v logické síti ve výstupní povelů ovládacích výkonových prvků (obr. 59).

Logická síť může být buď kombinační nebo sekvenční: v kombinační síti určité kombinaci vstupních signálů odpovídá jednoznačně přiřazená kombinace výstupních povelů, v sekvenční logické síti nejméně dvěma různými kombinacemi výstupních povelů, tak jak jsou požadovány pro řízení pracovních operací v různých pracovních taktů cyklu, odpovídá pouze jedna stejná kombinace řídicích signálů. Scházející řídicí doplňkový signál pro rozlišení těchto dvou taktů, získáváme z taktů těmito dvěma kritickým předcházejících, z výstupního povelu, který má v jednom případě hodnotu 1 a ve druhém 0. Tento je veden přes časově zpožďující prvek (paměťový člen) na vstup logické sítě jako další řídicí signál.

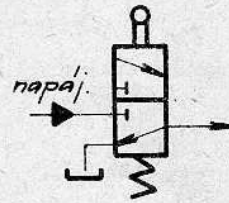
Pro návrh logických sítí fluidových konečných automatů lze kromě postupu intuitivního využít různé metody syntézy či minimalizace, známé z teorie relových obvodů a logických sítí elektrických.

Zvláštnosti pneumatických a hydraulických logických obvodů:

Spínacím kontaktem v obvodu, tedy prvkem měnícím vstupní signál z jedné do druhé hodnoty (0,1) bývá nejčastěji dvupolohový třicestný rozváděč, nebo ventil s větví napájecí a odpadní či odvětrávací (obr. 60). Řídicím signálem postupují-

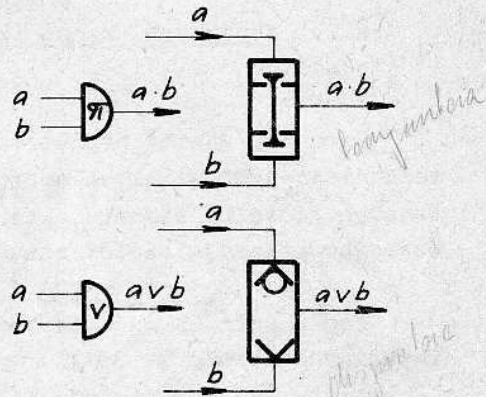
cím dále od tohoto prvku je buď tlaková kapalina, nebo vzduch o tlaku buď napájecím, či atmosferickém v druhé poloze rozváděče. Řízení rozváděče závisí na požadovaném způsobu ovládní (elektrické, mechanické, ruční).

Zvláštní logické prvky bez vlastního napájení jsou prvky pro konjunkci a disjunkci dvou signálů (obr. 61). Velmi jednoduchým bistabilním prvkem s vlastním napájením, který lze použít i jako prvek paměťový, je dvoupolohový rozváděč s jištěním polohy (obr. 62.)



obr. 60

Pneumatické, nebo hydraulické spínací ventily mohou být propojeny do dvou paralelních větví pouze v místě dělení těchto větví. Na straně opětovného styku těchto větví jen přes element disjunkce (obr. 63).



obr. 61

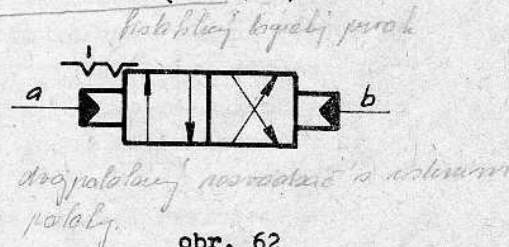
Uskutečnění operace konjunkce (logického součinu) pouhým seriovým řazením spínacích ventilů je možné pouze v případě, že jsou řazeny pouze v jedné větvi výstupního signálu (obr. 64).

V případě, že řídicí signál uskutečňovaný sepnutím některého z těchto ventilů má být logicky násoben s řídicími signály i druhé povolové větve obvodu, musí být buď této, ale i první větvi předřazen (obr. 65) nebo připojen přes element konjunkce (obr. 66).

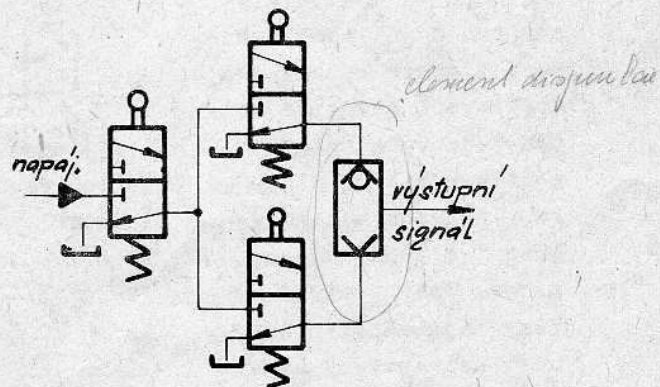
4.2.2 Servomechanizmy

Servomechanizmy se od diskretního způsobu řízení liší plynulým řízením výstupní veličiny, kterou může být poloha, nebo rychlost výkonového členu. Servomechanizmy bývají zapojeny buď v otevřené (obr. 67 b), nebo v uzavřené řídicí smyčce (obr. 67 a).

Servomechanismus s otevřenou řídicí smyčkou lze použít, jestliže stačí s požadovanou přesností sledovat změny řídicího signálu bez zpětné vazby. Servomechanizmy s uzavřenou řídicí smyčkou jsou korigovány zpětnou vazbou a na vstup vlastního servomechanismu jde řídicí signál daný odchylkou skutečné rychlosti, či polohy výkonového členu od rychlosti, či polohy zadané řídicím systémem.



obr. 62



obr. 63

Servomechanizmy dle druhu použitého přenosu můžeme rozdělit na:

- a) mechanicko-hydraulické - běžná mechanicko-hydraulická kopírovací zařízení

- b) elektro-hydraulické - elektrohydraulické zesilovače - servoventily a servopohon
 - elektrohydraulická kopírovací zařízení
- c) pneumo-hydraulické - řídká kombinace řídicích systémů pneumatických a hydraulických

Dle požadovaného výkonu na výstupu a dle požadovaného zesílení se používají servomechanizmy jedno- i více-stupňové.

4.2.2.1 Kopírovací mechanismy (jednostupňové)

Jsou základními představiteli mechanicko-hydraulických servomechanizmů. Zesilovačem řídicího signálu, kterým je pohyb kopírovacího palce je řídicí rozváděč (šoupátko).

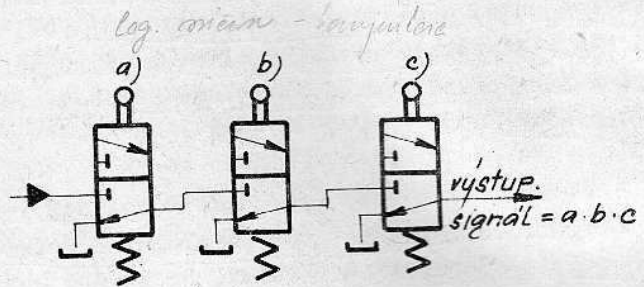
Podle počtu hran, kterými rozváděč řídí tok kapaliny do motoru se tyto systémy dělí na:

1. systémy se čtyřhranovým řídicím rozváděčem
2. systémy s dvouhranovým řídicím rozváděčem
3. systémy s jednohranovým řídicím rozváděčem

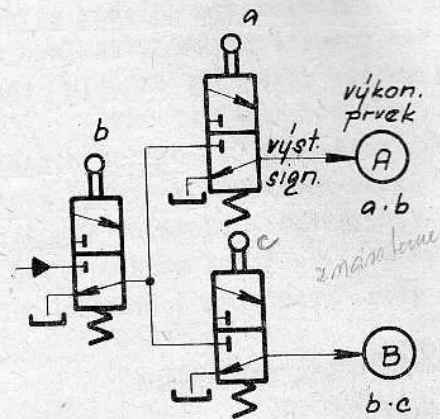
Čtyřhranový systém je symetrický (obr. 68 a), dvouhranový systém může dle provedení šoupátka být buď symetrický (obr. 68 b), nebo nesymetrický (obr. 68 c) a jednohranový systém je vždy nesymetrický (obr. 68 d).

Nesymetrické systémy se vyznačují tím, že menší plocha pístu připojeného hydraulického motoru (obr. 68 c, d) je trvale spojena s přívozem napájecí tlakové kapaliny a kopírovací jednotka se pohybuje vpřed pouze rozdílem sil od tlaku kapaliny působícího na přední a zadní plochu pístu. Nesymetrické systémy mají větší poddajnost než systémy symetrické.

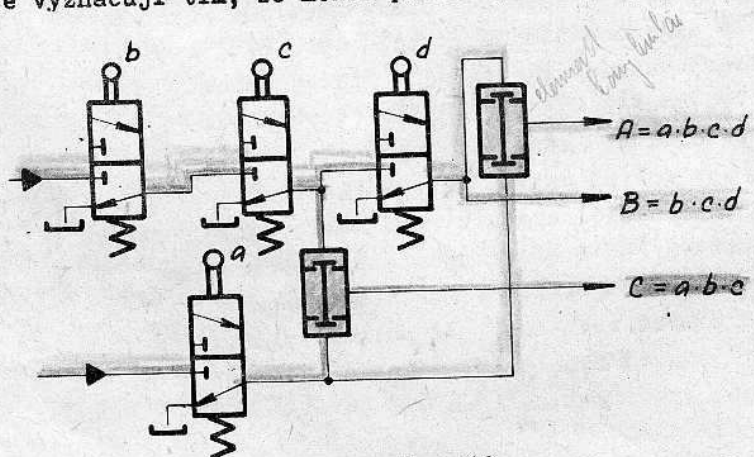
U řídicích rozváděčů servomechanizmů není rozpor mezi požadavky na poddajnost a citlivost a tlakový spád může být co největší.



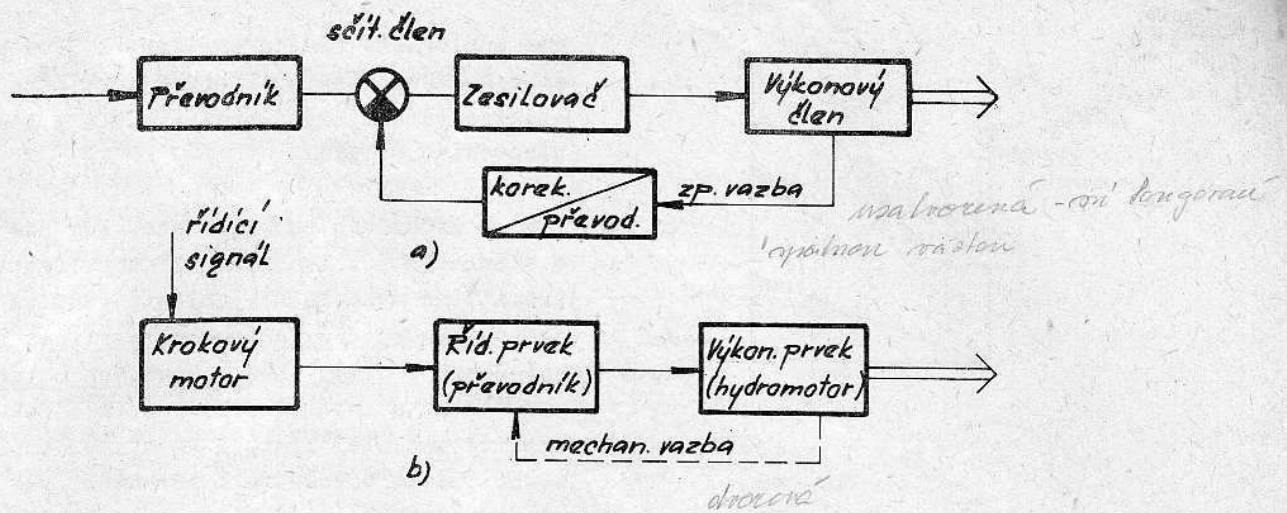
obr. 64



obr. 65



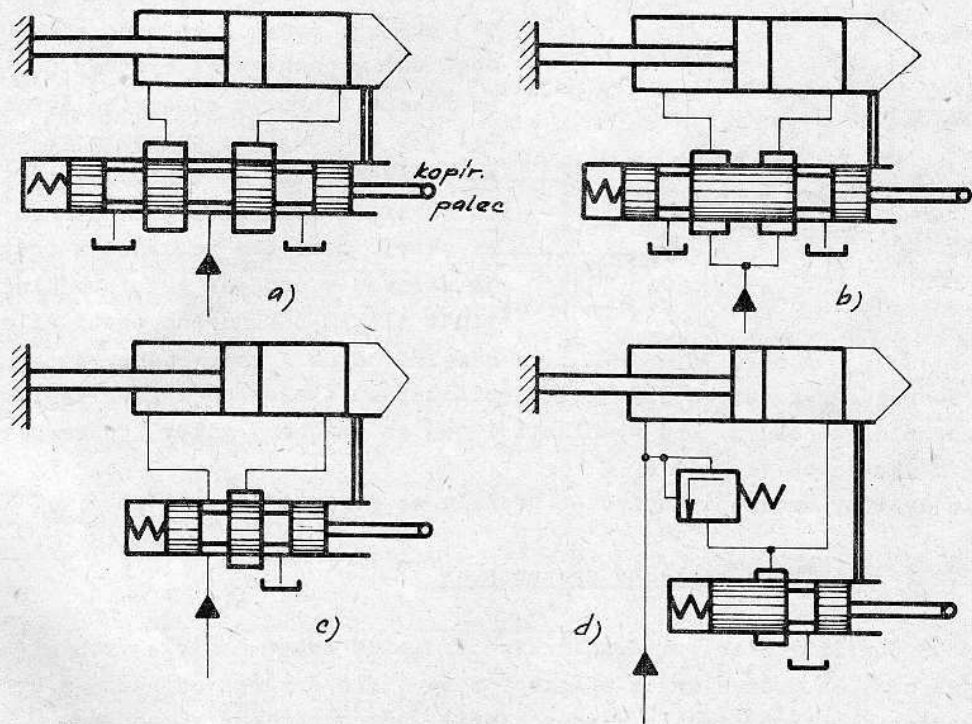
obr. 66



obr. 67

Jednosouřadnicová kopírovací zařízení jsou systémy u nichž se řízený pohyb

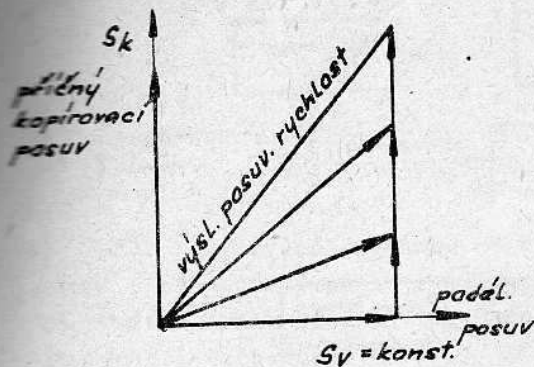
děje pouze ve směru jedné souřadné osy, zatím co podélný posuv podél šablony probíhá konstantní rychlostí (obr. 69). Nevýhodou je proměnná hodnota výsledné rychlosti posuvu při kopírování strmých profilů. Při kopírování 90° úhlu by výsledná rych-



obr. 68

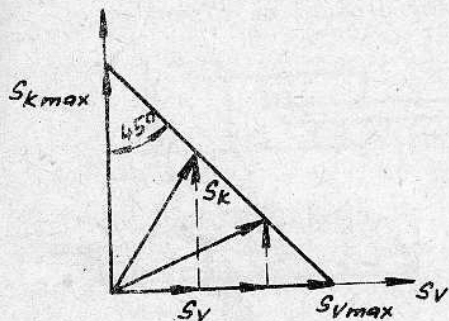
lost dosáhla nekonečných hodnot. Tato okolnost dovoluje použít jednosouřadnicová kopírovací zařízení jen pro úhly stoupání $\pm 45^\circ$. Proto se naklání osa dotyku (a celého kopírovacího suportu) vůči šabloně asi o 38° , což dovoluje obrábět i kolmé jednostranné zápichy. Tato úprava neodstraňuje proměnlivost výsledné rychlosti, která má nepříznivý vliv na nástroj i na jakost obráběného povrchu.

Kde je třeba kopírovat tvary se stoupáním $\pm 90^\circ$, pa případě i uzavřené profily, je nutné použít dvousouřadnicové kopírovací zařízení. Tato zařízení mají



obr. 69

za předpokladu stejných ploch pístů obou posuvových motorů je i součet rychlostí



obr. 70

má šoupátko regulátoru i funkci stabilizátoru tlakového spádu regulátoru rychlosti podélného posuvu. Obě rychlosti i jejich vzájemný poměr lze regulovat nastavením škrtnicích ventilů \check{s}_1 a \check{s}_2 . Tyto systémy umožňují kopírovat profily se strmostí $0 - 90^\circ$.

4.2.2.2 Elektrohydraulické servopohony

S použitím elektrohydraulických řídicích systémů a elektronického řízení v nejrůznějších průmyslových aplikacích se stále častěji objevuje v hydraulických obvodech elektrohydraulický servoventil, případně celý servopohon.

Elektrohydraulický servoventil je vlastně elektrohydraulickým převodníkem (výstupním prvkem elektronického řídicího systému) převádějícím elektrický spojitý signál na modulaci proudu tlakové kapaliny.

Elektrohydraulický servopohon vznikne spojením elektrohydraulického servoventilu a převodníku hydraulicko-mechanického, t. j. hydromotoru, který je schopen pohánět mechanické části strojů rychlostí úměrnou elektrickému řídicímu signálu.

dva analogické řídicí systémy ve dvou na sebe kolmých osách. Používají většinou elektrohydraulický přenos signálu z kopírovacího dotyku.

V jednodušších případech, kdy jde o eliminování vlivu strmosti kopírovaného profilu na výslednou rychlost, používá se jednosouřadnicové kopírovací zařízení se zpřaženým pohybem obou posuvových motorů (podélného a kopírovacího posuvu). Pokud celkové množství tlakové kapaliny dodávané do tohoto obvodu je konstantní, pak

v obou posuvových směrech stále konstantní (obr. 70). Minimální výsledná rychlost je asi o 30 % menší než její maximální hodnoty. Schema zařízení s vázanými rychlostmi posuvů (obr. 71) ukazuje jeden z možných způsobů zapojení. Mezi oběma posuvovými systémy je tlaková vazba řízená tlakovým spádem na škrtnicím ventilu \check{s}_1 . Čím rychleji se pohybuje válec kopírovacího zařízení, tím se vytváří větší tlakový spád na škrtnicím ventilu \check{s}_1 , zařazeném v jeho odpadní větvi. Šoupátko regulátoru průtoku, který je zařazen v odpadní větvi podélného posuvu je tímto tlakem posunováno proti síle pružiny a uzavírá odtok z posuvového válce. Kromě toho

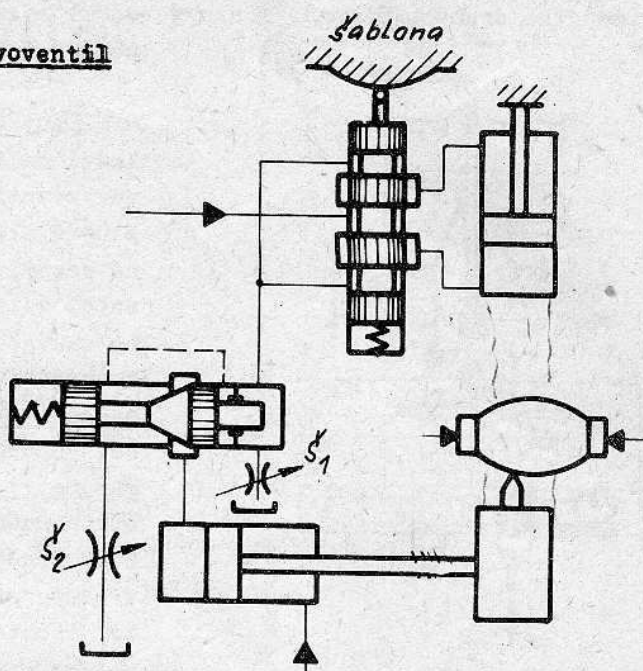
4.2.2.2.1 Elektrohydraulický servoventil

Rozšíření aplikací elektronického řízení hydraulického výkonu z letectví a raketové techniky (počínaje koncem 2. světové války) do ostatních průmyslových oborů vedle k vytvoření mnoha konstrukčních principů a alternativ servoventilu. Postupným vývojem se většina konstrukcí pro náročnější typy řízení ustálila na dvoustupeňovém provedení, sestávajícím z elektromechanického převodníku a dvoustupeňového hydraulického zesilovače.

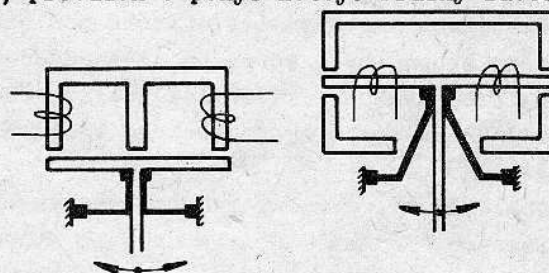
Elektrický proud je v elektromechanickém převodníku, tvořeném elektromagnetem a kotvou na pružném závěsu, převáděn v pohyb kotvy. Pružný závěs vrací kotvu do základní polohy, pokud cívkami elektromagnetu neprochází proud (obr. 72)

První stupeň hydraulického zesilovače bývá tvořen systémem tryska - klapka v můstkovém zapojení (obr. 73), nebo méně často systémem s přestavitelnou proudovou trubicí (obr. 74).

U prvního systému tlakový rozdíl v obou větvích můstku působí na čela čtyřhranného řídicího šoupátka druhého stupně zesilovače, kdežto v druhém případě (zesilovač Askania) se využívá zachycené kinetické energie volného kapalinového paprsku, vystupujícího z proudové trubice, která je působením elektrického proudu vychylovaná proti dvěma snímacím otvorům. V nich se kinetická energie mění zpět na tlakovou a tlaky v obou snímacích kanálech opět působí na čela řídicí-

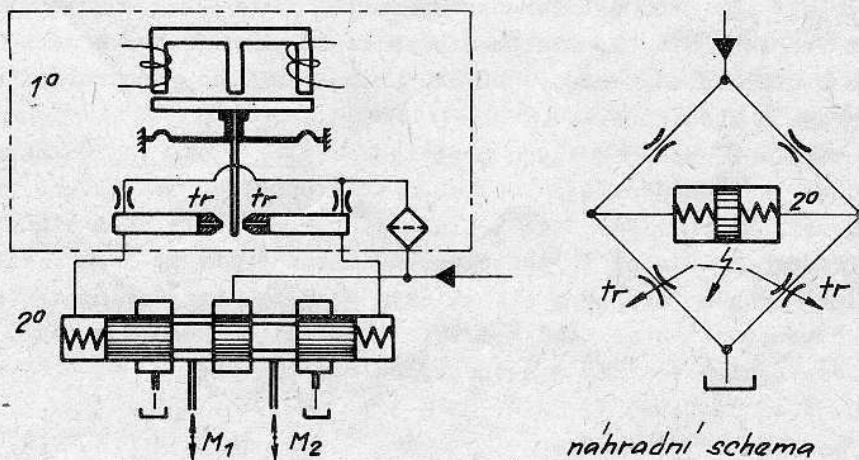


obr. 71



Elektromechanické převodníky elektromagnet ve spojení s pružným uchycením - "torque motor"

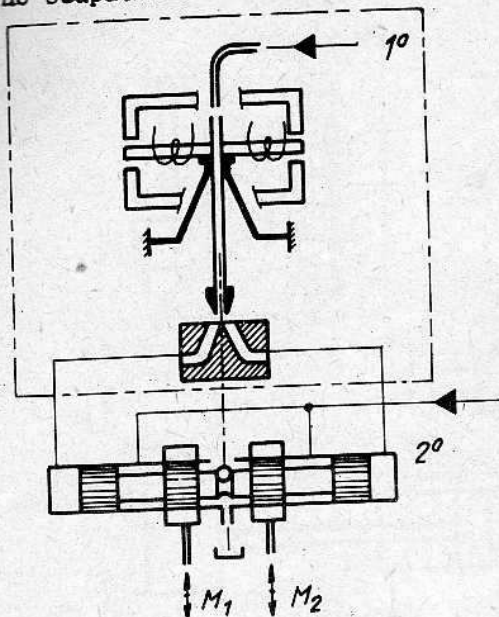
obr. 72



obr. 73

náhradní schema

cího šoupátka druhého stupně. Tlakový rozdíl se při výchylce proudové trubice nemění tak lineárně, jako u řízení klapkou.



obr. 74

prvního stupně a výchylkou šoupátka druhého stupně.

Jednodušší typ hydraulické zpětné vazby (obr. 75) byl použit u staršího provedení vrchlabského servoventilu známého pod označením JHRMt u něhož s pohybem šoupátka druhého stupně byla spřažena změna dvou hydraulických odporů uzavírajících a vyvažujících hydraulický můstek zesilovače prvního stupně. V podstatě je to pouze zdokonalená vazba hydraulického výstupu prvního stupně s pohybem šoupátka druhého stupně.

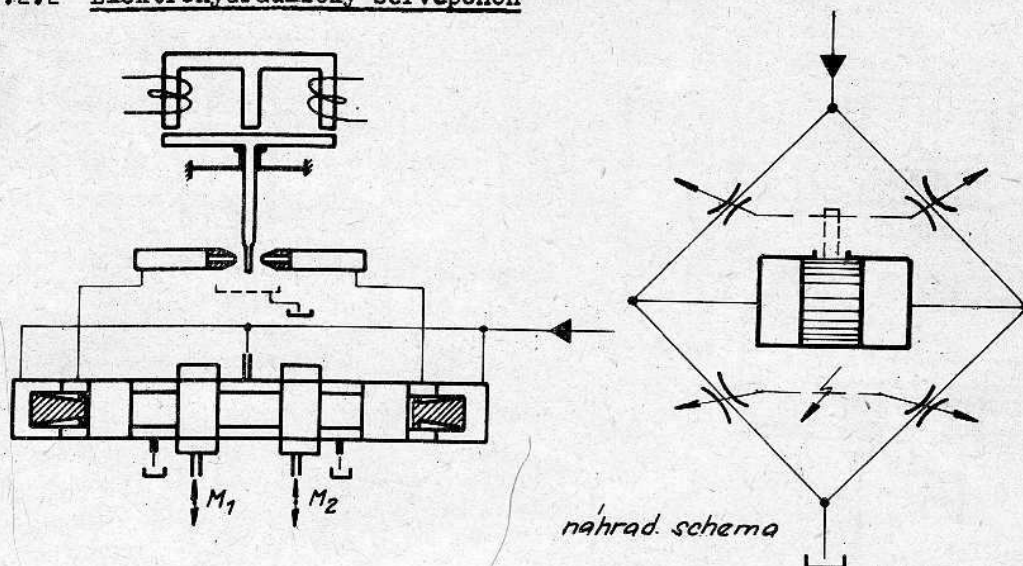
Dokonalejší typ vnitřní hydraulické vazby (obr. 76), známý z provedení servoventilu Pegasus. Poloha šoupátka druhého stupně zpětně ovlivňuje propustnost řídicích trysek prvního stupně proti jazýčku elektromechanického převodníku (klapce). Trysky jsou zabudovány přímo do šoupátka druhého stupně.

U většiny v současné době používaných dvoustupňových ventilů se využívá mechanické vazby (viz obr. 74 a 77) mezi pohybem šoupátka druhého stupně a klapkou tryskového zesilovače prvního stupně (to zn. výchylkou kotvy elektromagnetu.) V tomto případě, stejně jako u vnitřní hydraulické vazby je zpětná vazba uzavřena mezi pohybem šoupátka druhého stupně a mezi pohybem kotvy elektromagnetu. Na principu mechanické vazby jsou založeny servoventily firmy Moog i nově vyvinuté servoventily v TOS Vrchlabí SV - 4. Slabým místem konstrukce je právě mechanické spojení šoupátka s prodlouženým perem jazýčku prvního stupně. Opatřebením způsobuje zvětšení hysterese a třecích sil.

Nejdokonalejší zpětnou vazbu představuje elektrická vazba (obr. 78), která se zatím dnes ještě nejčastěji používá u třístupňových zesilovačů, aby byl uzavřen okruh mezi pohybem šoupátka třetího stupně a elektrickým signálem přiváděným na elektromagnet. Stejně je touto vazbou možné vytvořit přesný vztah mezi pohybem šoupátka druhého stupně a elektrickým řídicím signálem přiváděným na zesilovač. Časová konstanta u ventilů s elektrickou vazbou dosahuje asi 0,0015 s (1,5 ms), při porovnání s ventily s mechanickou vazbou, kde $\tau = 0,01$ s a hysterese se zmenšuje až na 0,005 %. [1,3,13,8]

Aby bylo dosaženo jednoznačné závislosti mezi řídicím proudem a průtokem na servoventilu, musí být šoupátko druhého stupně stabilizováno některým druhem zpětné vazby. Zpětná vazba zaručuje vždy konstantní vztah mezi výchylkou šoupátka druhého stupně a proukem proudem na elektromagnetu. Provádí se jako manometrická, hydraulická, mechanická, nebo elektrická. Nejjednodušší a ovšem i nejméně účinná je manometrická vazba (viz obr. 73). Z obou stran na šoupátko druhého stupně působí síla předepjatých pružin a rozdíl tlaků z výstupu prvního stupně se porovnává se silou těchto pružin. V tomto případě je vazba uzavřena pouze mezi tlakovým výstupem

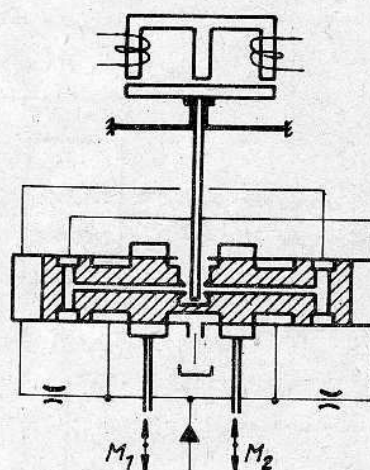
4.2.2.2.2 Elektrohydraulický servopohon



obr. 75

Elektrohydraulický servopohon vzniká bezprostředním spojením elektrohydraulického servoventilu a hydromotoru buď přímočarého, nebo častěji rotačního.

Celý servopohon pak pracuje buď s rychlostní (obr. 79) nebo s polohovou vazbou (obr. 80), podle toho, chceme-li servoventilem řídit rychlost, nebo i polohu mechanické části stroje spojené s výkonovým členem. Dle toho se pak liší provedení a zapojení zpětnovazebních smyček vedených z výstupu výkonového členu, nebo z polohového odměřovacího zařízení.



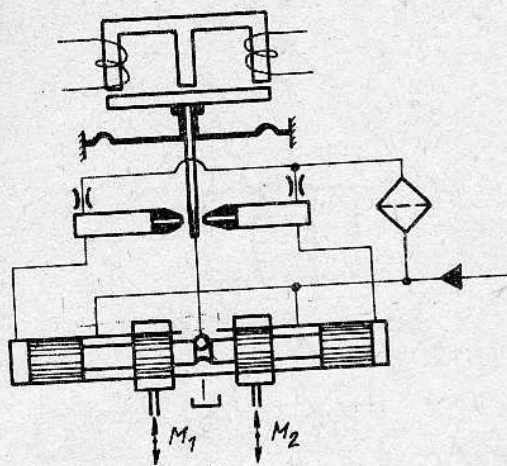
obr. 76

Způsob řízení hydromotoru v obvodu servopohonu může být v zásadě dvojitý, dle toho, která ze vstupujících veličin je nezávisle proměnná: Proudové řízení. Jestliže si hydromotor řízený proudem vstupující kapaliny (obr. 81) představíme jako člen blokového schématu, pak do bloku hydromotoru vstupuje nezávisle proměnná veličina - proud (závislou je v tomto případě tlak). Řízeným parametrem je úhlová rychlost. Moment na hřídeli hydromotoru vstupuje jako poruchová veličina. Základní statickou charakteristikou takto řízeného hydromotoru je otáčková charakteristika (obr. 82 a) vyjadřující závislost

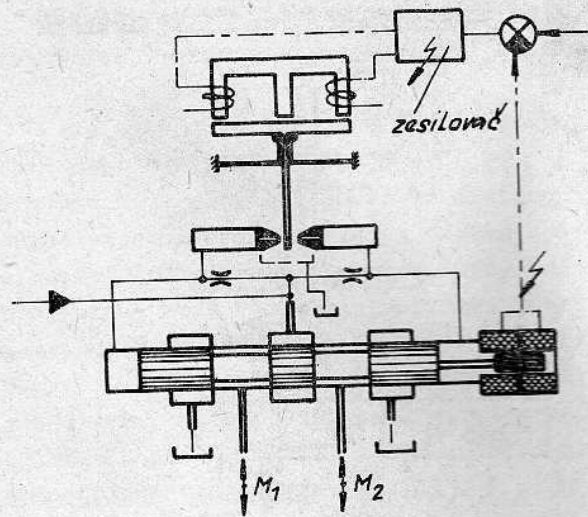
$$n = f(M_M)_{Q = konst.}$$

Jednou z veličin ovlivňujících jak statické, tak i dynamické chování je svodová propustnost hydromotoru

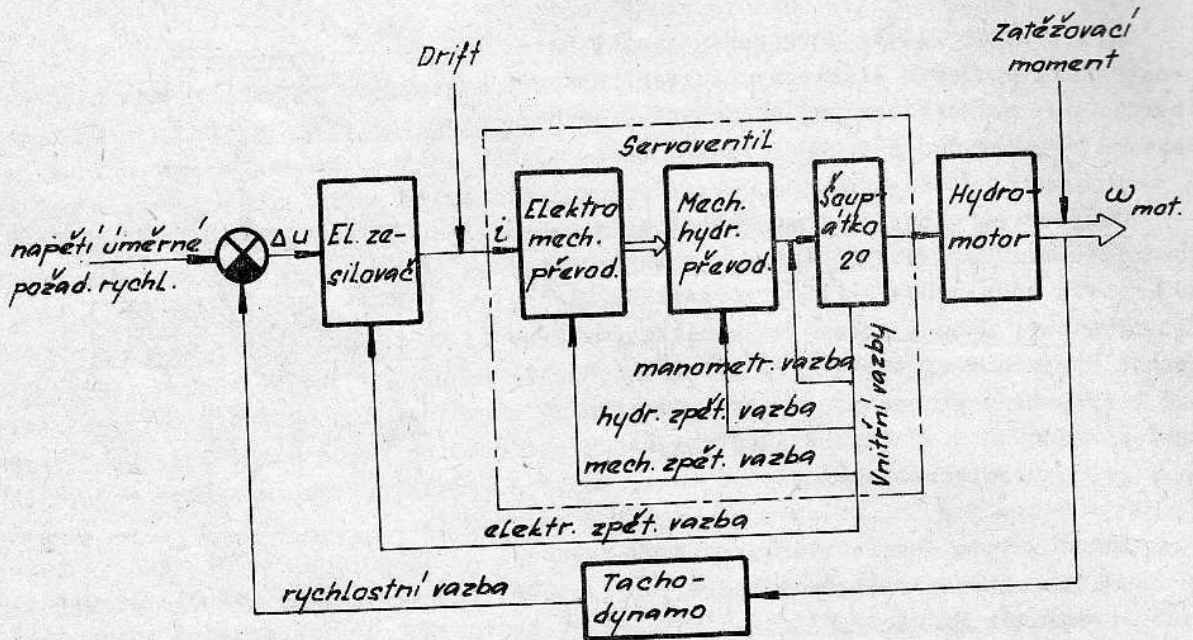
$$G_{PM} = \left(\frac{\partial Q}{\partial P} \right)_{\Omega = konst.}$$



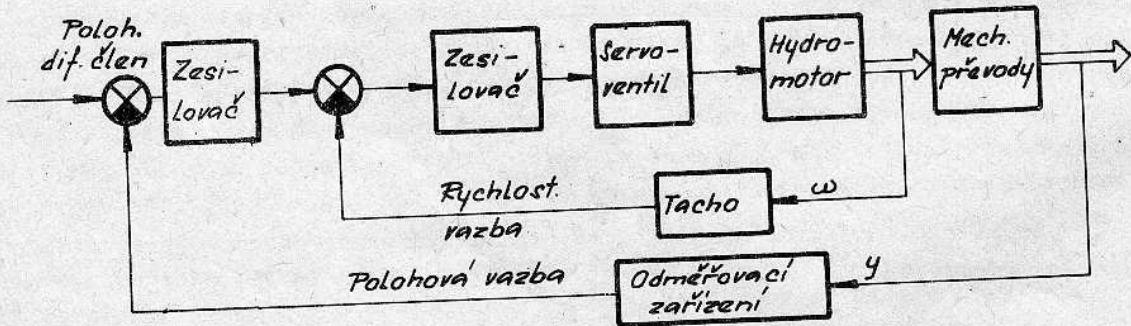
obr. 77



obr. 78



obr. 79



obr. 80

Svořovou propustnost lze odečíst z diagramu průtokové charakteristiky (obr. 82 b), kterou obdržíme transformací otáčkové charakteristiky do souřadného systému Q-p. Ideální hydromotor by měl mít nulovou svořovou propustnost.

Tlakové řízení. Na vstupu do hydromotoru (obr. 83) je nezávisle proměnnou tlakový spád (závisle proměnnou je proud). Řízeným parametrem na výstupu hydromotoru je moment. Poruchovou veličinou jsou otáčky. Základní statickou charakteristikou je momentová charakteristika (obr. 84 a) vyjadřující závislost

$$M_M = f(\Omega)_{P = \text{konst.}}$$

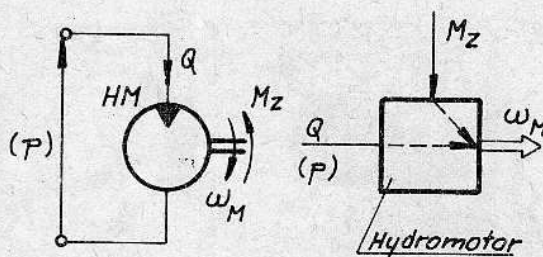
Důležitou veličinou pro posuzování vlastností hydromotoru v servopohonu je průběh tlakových ztrát v závislosti na proudu (průtoku) (obr. 84 b).

Je zřejmé, že chování, vlastnosti i kvalita celého servopohonu je ovlivněna základními charakteristikami a vlastnostmi hydromotoru, z nichž lze považovat za nejdůležitější:

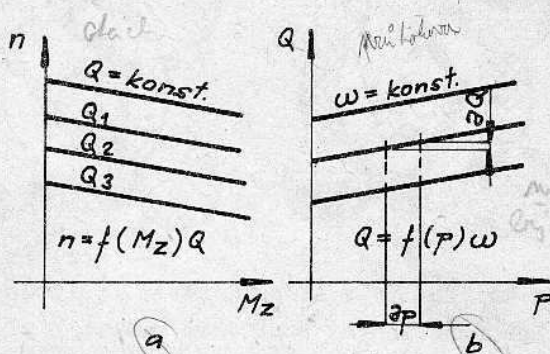
- moment setrvačnosti rotujících částí
- velikost a průběh třecích odporů (tlakové ztráty)
- rovnoměrný chod při minimálních otáčkách - omezení regulačního rozsahu
- svořová propustnost (ovlivňuje regulační rozsah)

Těmto a dalším požadavkům je podřízena konstrukce hydromotorů pro servopohony.

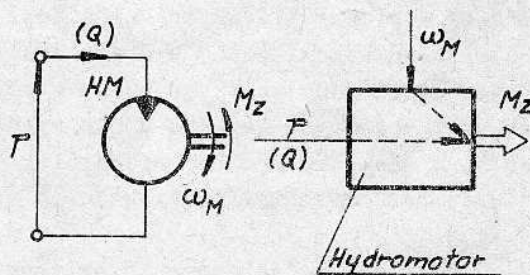
Z radiálních pístových motorů používaných v zahraničí bývá nejčastěji uváděn hydromotor firmy Düsterloh s písty vedenými ve statoru, pohánějícími excentr na hřídeli hydromotoru. Plochý šoupátkový rozvod řídí rozdělávání tlakové kapaliny do jednotlivých válců a je tlakově vy-



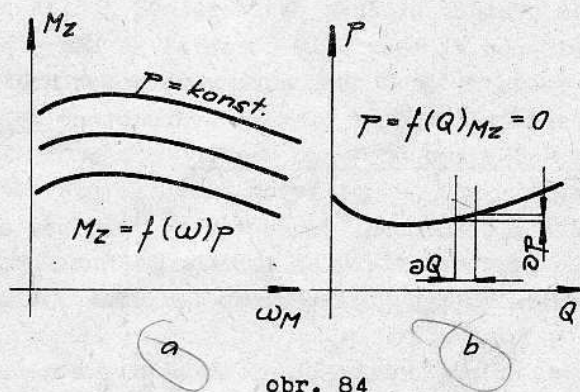
obr. 81



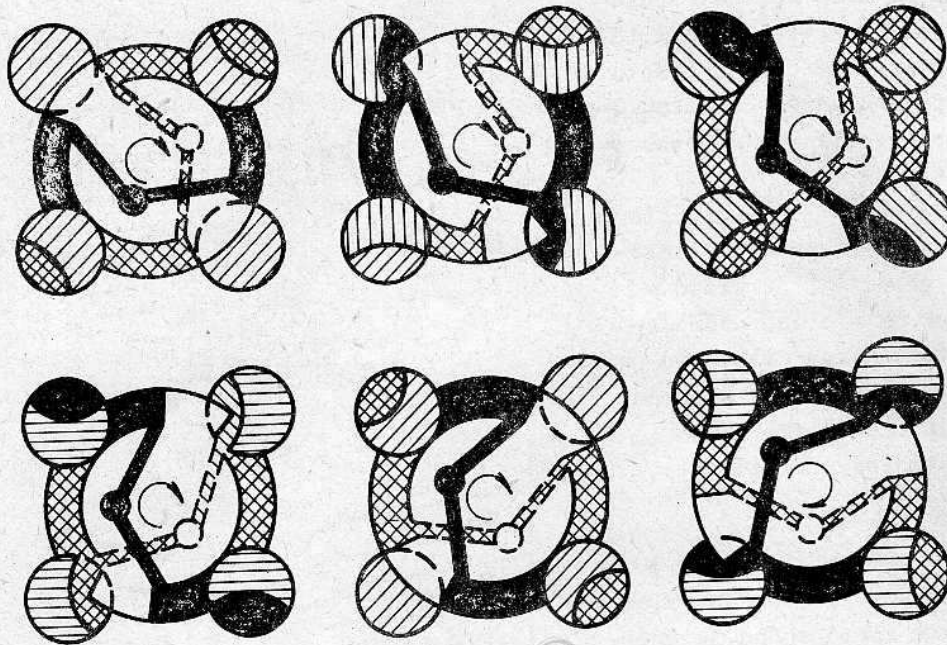
obr. 82



obr. 83



obr. 84



obr. 85

vážen. Pracovní tlaky na kterých pracuje jsou 10-12 MPa, krátkodobě 16-21 MPa. Celková účinnost je 85-96 %.

Speciální konstrukce hydromotoru Rolvane firmy Hartman (obr. 85) Rotor tohoto motoru má

dvě křídlovité výstupky, které spolu se čtyřmi rotačními čepy (šoupátky), pravidelně rozdělenými po obvodě rotoru a přiléhajícími k jeho válcové ploše, těsní pracovní prostory hydromotoru. Mechanickým převodem je dosaženo synchronizace pohybu těchto čepů s otáčením rotoru. Tento typ hydromotoru je dokonale radiálně vyvážený a složky sil, které způsobují tření jsou omezeny na minimum (tlak potřebný k rozběhu nezátíženého hydromotoru $p_z \cong 0,1$ MPa). Technologicky je velmi náročný a citlivý na velikost vůlí ve styčných plochách. Od použití těchto dovažných hydromotorů se zejména u nás rychle ustupuje, poněvadž po několika letech provozu se v důsledku opotřebení natolik zhoršuje charakteristika hydromotoru, že není lepší než charakteristiky běžných axiálních pístových hydromotorů.

Z hlediska malých momentů setrvačnosti je vhodné použití axiálních pístových hydromotorů. Původní konstrukce s rotujícím blokem válců a písty opřeny hlavami a pevnou šikmo skloněnou deskou (motory TOS Vrchlabí typ JHMA nebo MRAK viz obr. 146 str. 98) neměly vhodný průběh pasivních odporů při rozběhu a velikost třecích odporů byla značná. Byla do značné míry ovlivňována poměrně krátkým vedením pístů v otočném bloku válců, jejich přičlením v tomto vedení, způsobovaným příčnou složkou síly působící na hlavy pístů.

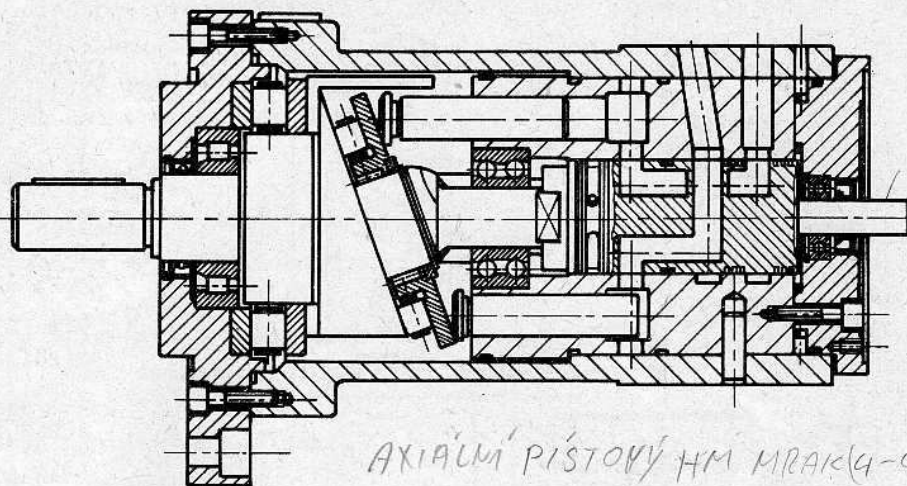
V současné době jsou v servopohonech naší výroby SH - 4 (TOS Vrchlabí) použity speciální axiální pístové hydromotory MRAK 4 - 40 se stojícím blokem válců a rotující šikmou opěrnou deskou, spojenou s hřídelem hydromotoru (obr. 86). Rozvod kapaliny do jednotlivých válců je proveden radiálním šoupátkem poháněným od hřídele hydromotoru. Tento typ hydromotoru svými vlastnostmi odpovídá požadavkům pro výkonové členy servopohonů. Konstrukce i přípojovací rozměry odpovídají zahraničnímu typu hydromotorů Donzelli (obr. 87).

Úplný servopohon má ve svém sestavení, kromě servoventilu a hydromotoru další příslušenství (obr. 88):

- a) napájecí deska pro připojení na hydraulický obvod, často opatřená dvěma

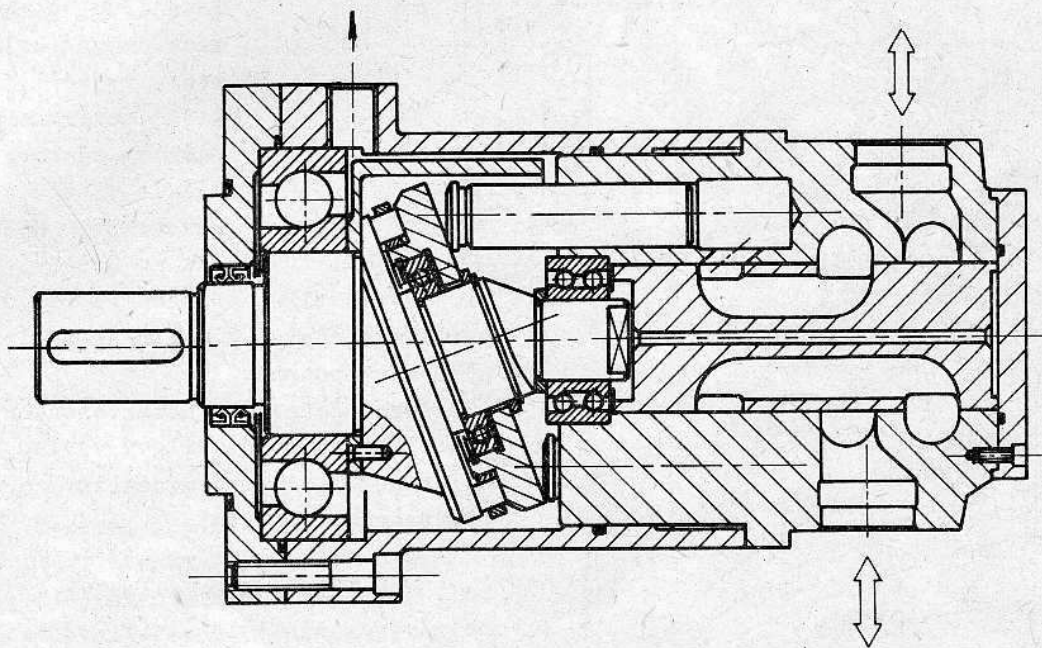
Dílčí MRAK 5-

proti sobě
zapojenými
tlakovými
ventily pro
jištění obou
hlavních
větvi hy-
dromotoru.
b) tlumící
odpor umož-
ňuje přidav-
né tlumení
hydromotoru
propojením
obou jeho
větvi



AXIÁLNÍ PÍSTOVÝ HM MRAK(4-50)TOS VROUČAN

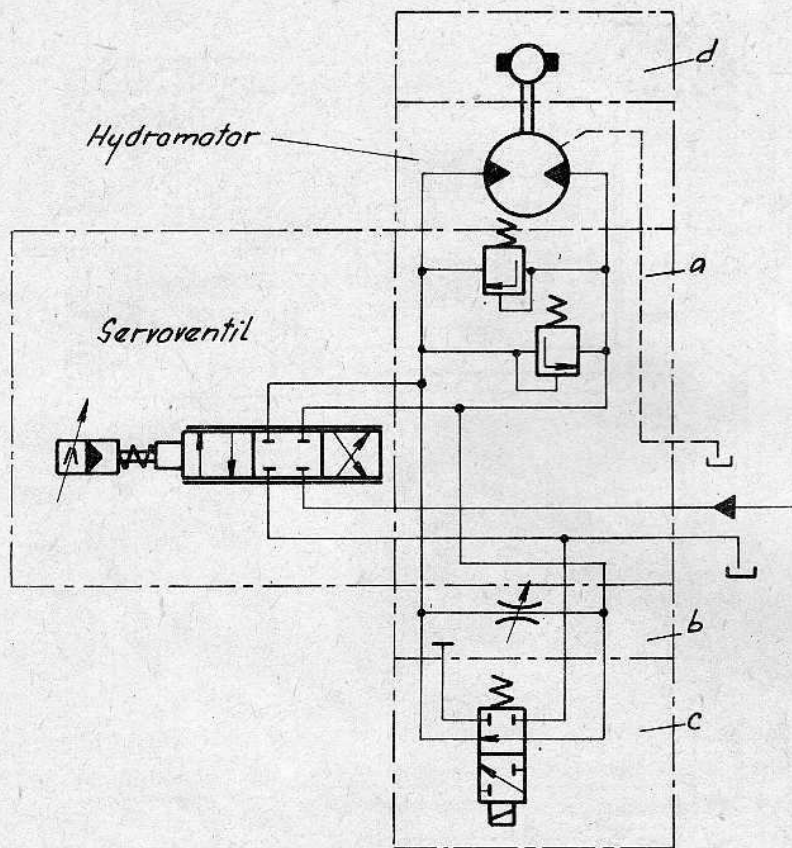
obr. 86



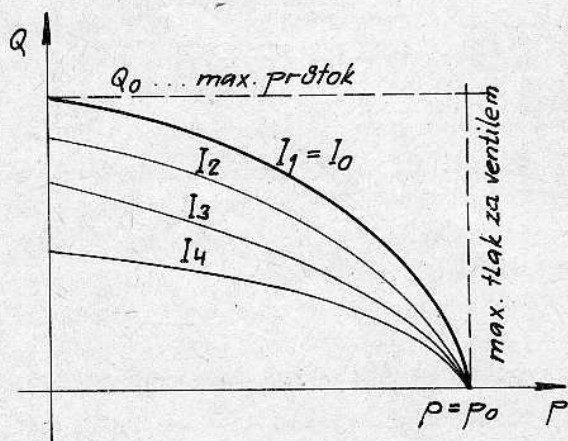
obr. 87

- c) zkratovací rozvaděč umožňuje ruční přestavování mechanických částí spojených s hydraulickým pohonem
d) zpětnavezební jednotka tvořená tachodynamem pro použití v uzavřené rychlostní smyčce. [1, 8, 12, 13, 14]

Přímočaré hydromotory. Jeden z nejstarších výkonových prvků používaných v servotechnice. Soustavy s přímočarými hydromotory měly menší přesnost než rotační pohony. V současné době, díky postupujícímu rozvoji řídicí elektroniky a odměřovacích zařízení dosahují zejména v oblasti menších zdvihů srovnatelné přesnosti s rotačními servopohony kombinovanými s mechanickým převodem (kuličkový šroub a matice). Přímočarý servopohon je o tento převod jednodušší, což je jeho předností. Hydromotory používané v servopohonech se liší od běžného provedení



obr. 88



obr. 89

ního prvku obvodu je přímka procházející počátkem souřadného systému x, y .

Mezi nejdůležitější statické charakteristiky patří:

a) průtoková zatěžovací charakteristika (obr. 89)

udává závislost průtoku ventilem na výstupním tlaku za ventilem, při daném řídicím proudu. Uvádá hydraulický odpor řídicího ventilu a tedy i jeho účinnost.

b) řídicí průtoková nebo rychlostní charakteristika

udává závislost průtoku servoventilem, nebo úhlové rychlosti hřídele servopohonu na řídicím proudu servoventilu, při konstantním zatížení. Z této charak-

teristiky hlavně způsobem těsnění pístu, pístnice a jejich vedením. Pro těsnění pístů se používají převážně pístní kroužky, aby se odstranila proměnlivost třecích sil za klidu a za pohybu a pohyb byl rovnoměrný i při nejnižších rychlostech.

4.2.2.2.3 Charakteristiky servoventilů a servopohonů

O vlastnostech servoventilů a servopohonů dávají nejuplněnější informace charakteristiky, které vyjadřují závislosti mezi hlavními parametry servoventilu. Již ze statických charakteristik můžeme soudit na kvalitu provede-

ní servoventilu, případně servopohonu, na příčiny odchylek a nelinearit u provedených servopohonů.

Prvořadou podmínkou nezkráceného přenosu řídicí veličiny na silový výstup hydraulického systému je linearita všech částí přenosového řetězce.

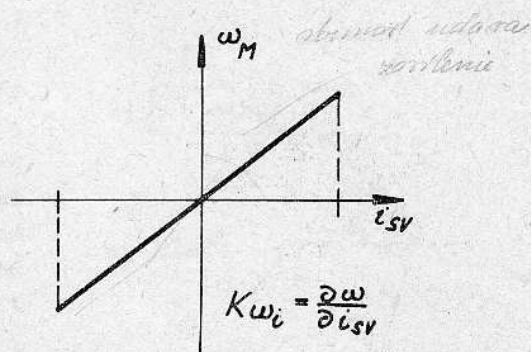
Statická charakteristika udává hodnoty výstupního signálu y , odpovídající určitým pevným hodnotám vstupního signálu x , při čemž se v regulační technice zpravidla považují za vstupní signály odchylky od ustáleného rovnovážného stavu definujícího pracovní bod. Statická charakteristika $y = f(x)$ ideálního lineár-

teristiky lze vyčíst přenosové vlastnosti obvodu a odchylky od lineariry.

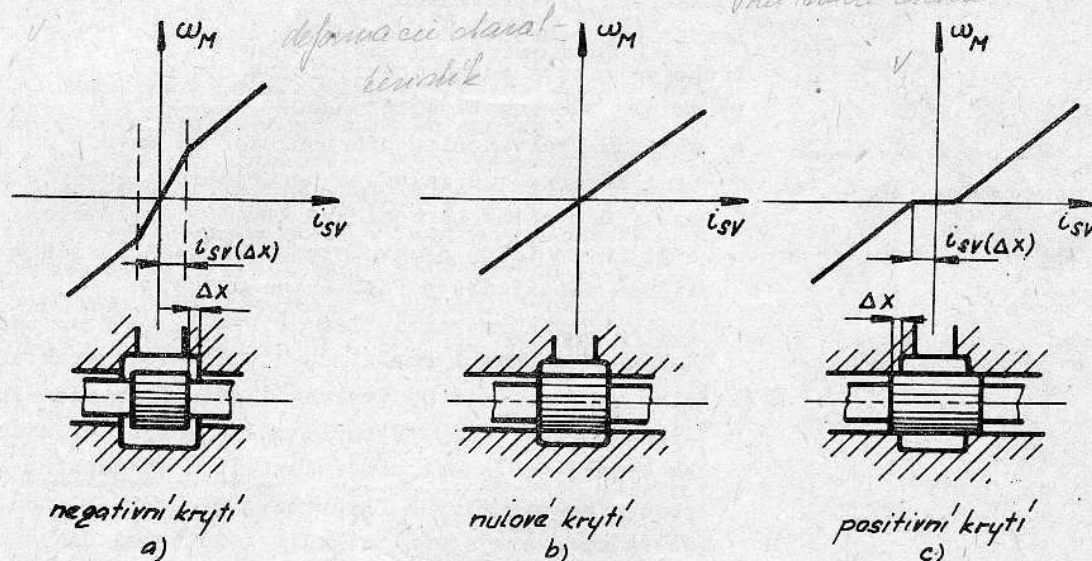
Ideální tvar řídicí charakteristiky (obr. 90) svým sklonem udává zesílení průtoku servoventilu, nebo hodnotu zesílení servopohonu.

Tvar průtokové řídicí charakteristiky v oblasti blízké počátku je ovlivněn krytím hran řídicího šoupátka druhého stupně (obr. 91).

Na skutečných charakteristikách servopohonů se projevují další nežádoucí odchylky jako: hysterse (obr. 92), což je běžný průvodní jev všech skutečných zařízení,



obr. 90

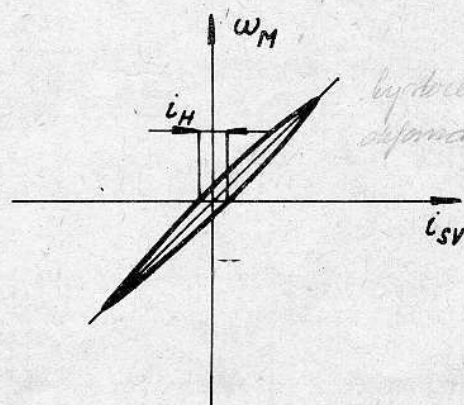


obr. 91

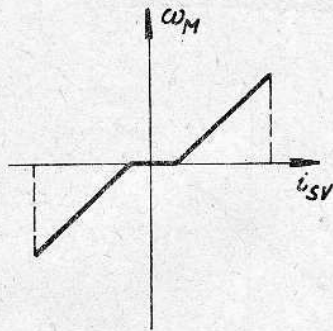
necitlivost (obr. 93), jejíž příčinou mohou být pasivní odpory hydromotoru ve spojení s nedostatečnou strmostí tlakové charakteristiky servoventilu, částečné překrytí řídicích hran šoupátka druhého stupně servoventilu, nebo netěsnící zkratovací či tlumící ventil, spojitý pokles zesílení (obr. 94) K_{ω_i} při rostoucím řídicím proudě, způsobený srovnatelnou velikostí úbytků tlaku v hydraulickém obvodu a hydromotoru s tlakovým spádem na hranách řídicího šoupátka (linearizace lze dosáhnout odpovídajícím zvýšením vstupního tlaku),

nedostatečně dimensovaný zdroj tlakové kapaliny (obr. 95), který se projeví při větších řídicích prouděch poklesem tlaku v hydraulickém obvodu na $p < p_0$.

c) strátový průtok je další sledovanou veličinou servoventilu (obr. 96). Je měřítkem převedení servoventilu, zejména řídicích hran a radiálních vůlí šoupátka

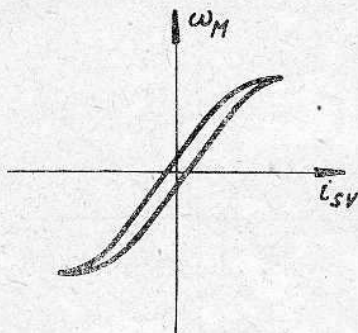


obr. 92



obr. 93

- d) tlakové charakteristiky udávají závislost výstupního tlaku servoventilu, nebo rozdílu výstupních tlaků ($P_1 - P_2$) na řídicím elektrickém proudu při nulovém průtoku servoventilem (obr. 97). Skutečná tlaková charakteristika vykazuje opět hysteresi. Sklon tlakové charakteristiky udává tlakové zesílení servoventilu a je měřítkem provedení hran řídicího šoupátka (obr. 98). Symetrii řídicích hran šoupátka můžeme posuzovat dle součtové tlakové charakteristiky (obr. 99).

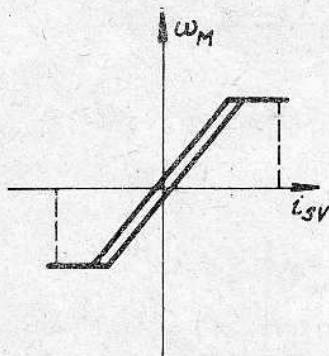


obr. 94

Dynamická charakteristika vyjadřuje dynamické vlastnosti vyšetřovaného prvku či obvodu v neustálených a přechodových podmínkách činnosti (při proměnné velikosti vstupního řídicího signálu). Dynamické vlastnosti zjišťujeme:

- a) měřením frekvenčního přenosu, což je metoda přesná a názorná. Je založena na principu lineárních systémů u nichž harmonickým buzením dostáváme opět harmonickou odezvu stejné frekvence, ale s odlišnou amplitudou a fázově posunutou.

Frekvenční charakteristika se kreslí ve dvou oddělených diagramech amplitudové a fázové charakteristiky v závislosti na frekvenci vstupního řídicího signálu (obr. 100). V amplitudové charakteristice se vynáší závislost poměru amplitud výstupního a vstupního signálu na frekvenci. Vzhledem k tomu, že vstupní a výstupní signály jsou velmi často dány rozdílnými a tedy nesouměřitelnými fyzikálními veličinami používá se pro bezrozměrné vyjádření údajů v dB, které jsou definovány:

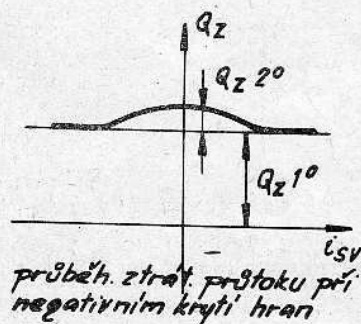


obr. 95

$$A = 20 \cdot \log \frac{\left(\frac{Q}{Q_{max}} \right)}{\left(\frac{i_{SV}}{i_{SVmax}} \right)} \quad [dB]$$

$$A_{dB} = 20 \cdot \log \frac{(A_2/A_{2max})}{(A_1/A_{1max})}$$

Důležitým údajem je frekvence zlomu amplitudové charakteristiky (pokles charakteristiky o -3dB) a frekvence posunutí fáze o $\pi/2$.



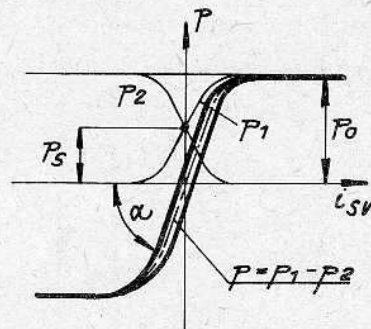
obr. 96

- b) měřením přechodové charakteristiky, což je odezva výstupního signálu servopohonu na skokovou změnu vstupního signálu řídicího proudu servoventilu (obr. 101). Dynamické vlastnosti z přechodové charakteristiky lze určit buď při výrazně kmitavém charakteru přechodového děje, nebo pro velké tlumení systému, kdy odezva na skokovou změnu řídicí-

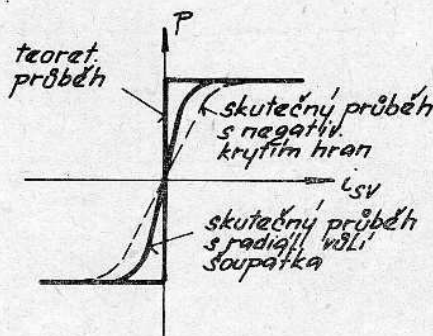
ho signálu je pomalá. [1, 12, 6, 13]

Několik připomínek k montáži a použití servopohonů v hydraulických obvodech:

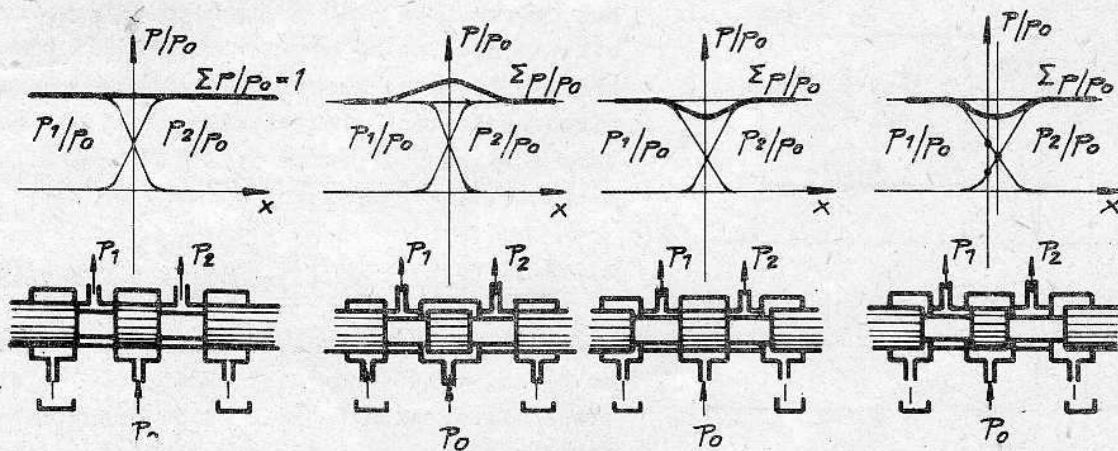
1. servoventily se montují co nejbližší výkonovým členům v obvodu, nejlépe přímo na montážní plochy výkonových členů. Zmenšuje se tím kapacita obvodu servopohonu, která nepříznivě ovlivňuje dynamické vlastnosti.
2. servoventil při montáži nesmí být deformován utažením spojovacích šroubů. Dotahování momentovým klíčem. Rovinnost doseďacích plach 0,02 mm a $R_a < 0,8 \mu m$
3. musí být vyloučeny přídavná axiální a radiální zatížení hřídelů rotačních servopohonů a pístnic přímočarých servopohonů. Nescoučnost hřídelů nesmí přesáhnout vůli ve spojce
4. dokonalé plnoprůtokové čištění kapaliny ve výtlačné větvi hydrogenerátoru před vstupem do obvodu servopohonu. Snižuje opotřebení otěrem, kdy částice menší než rozměry průtokových průřezů, unášené v oleji vysokou rychlostí způsobují ošlehaní řídicích hran a zhoršení základních pa-



obr. 97



obr. 98

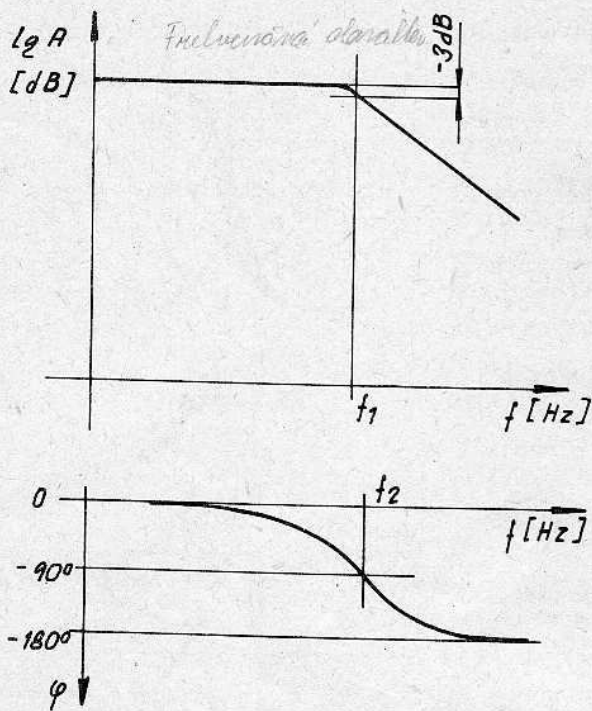


obr. 99

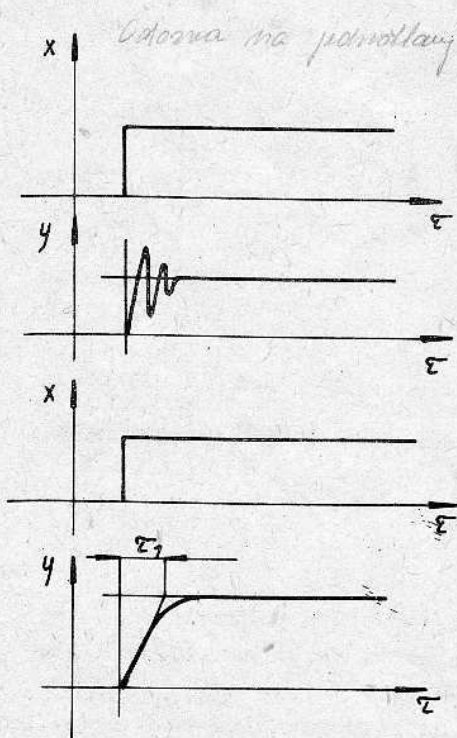
rametrů servopohonu. Zamezuje zanesení funkčních otvorů a průřezů částicemi ráčově souměřitelnými s vůlemi mezi funkčními hranami servoventilu. Pro ilustraci některé z těchto hodnot u servoventilu SV-4:

mezera mezi řídicí tryskou a klapkou 0,045 mm, celková radiální vůle šoupátka druhého stupně 0,002 - 0,003 mm.

5. vzhledem k tomu, že nový olej má větší obsah nečistot než je přípustná hodnota pro obvody se servopohony a hydraulický obvod uváděný do provozu rovněž obsahuje značné množství mechanických nečistot je nutné před montáží servoventilu, případně celého servopohonu provádět proplach celého hydraulického obvodu. Minimální doba proplachování nemá být kratší nežli je doba potřebná



obr. 100



obr. 101

k tomu, aby celá náplň kapaliny protékla filtry obvodu alespoň 150 x.

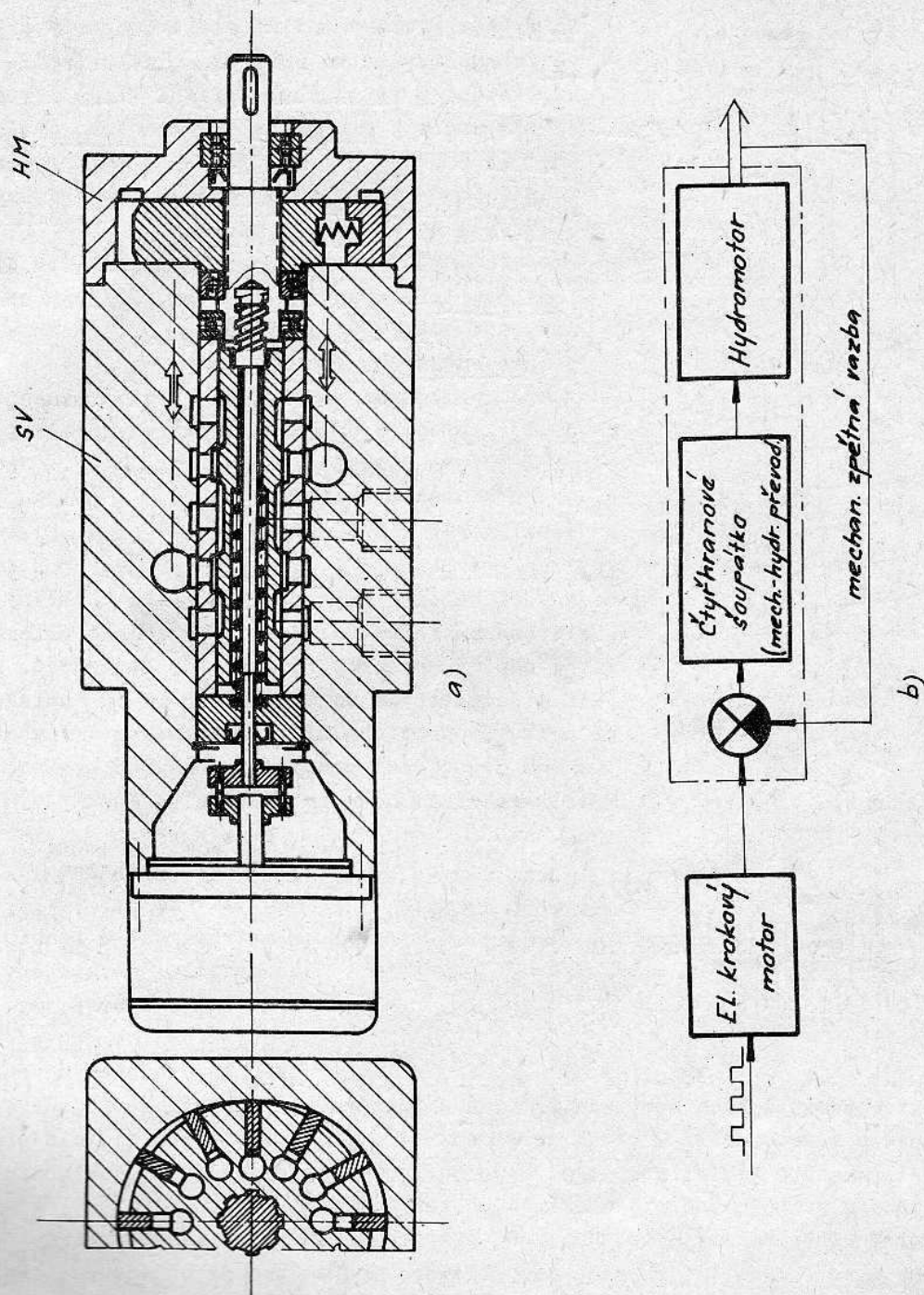
6. během provozu kontrolovat zanesení vložek čističů, provádět nepřímou filtraci olejové náplně pomocnou čisticí stanicí a dbát na včasnou výměnu olejové náplně. Tímto způsobem zabránujeme opotřebení a poškození servopohonu chemickou erosi způsobenou produkty rozkladu staré a opotřebované hydraulické kapaliny.
7. další podmínky seřizování a uráždění do provozu se týkají nejen hydraulické části zařízení, ale převážně elektronického řídicího systému a nastavení správných vazeb, aby obvod pracoval v oblasti stability a přitom vykazoval požadované zesílení. [1; 12]

Zvláštním uspořádáním i konstrukčním provedením elektrohydraulických servopohonů jsou servopohony pracující bez zpětné vazby v otevřené smyčce. Představitelem je servopohon SIG (obr. 102), jehož hydraulická část pracuje pouze jako zesilovač kroutícího momentu, sledující polohu hřídele řídicího elektromechanického převodníku (nejčastěji elektrického krokového motoru). Výkonovým prvkem bývá jak rotační hydromotor, tak hydromotor přímočarý.

4.2.2.3 Proporcionální ventily a rozvaděče

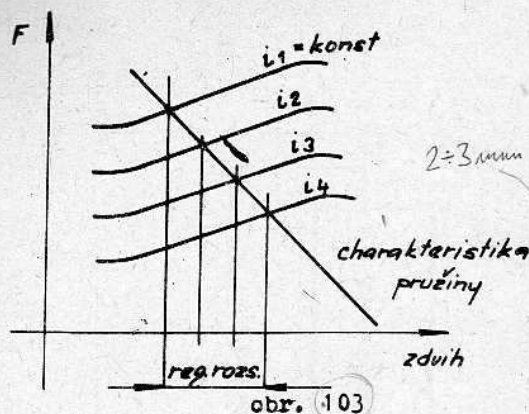
V mnoha případech elektrického spojitého řízení veličin hydraulického proudu, ať třeba tlaku, nebo průtoku až do změny směru proudění lze vystačit s jednodušším řízením pomocí proporcionálních ventilů a rozvaděčů. Ty jsou po stránce konstrukční převážně robustnější a méně choulostivé nežli servovenily. Pracují obvykle v jednodušších řídicích obvodech, zpravidla bez zpětné vazby.

Základním řídicím prvkem a tedy elektro-mechanickým převodníkem většiny proporcionálních ventilů je proporcionální elektromagnet. Proporcionální elektromagnety, které se objevily teprve nedávno v souvislosti

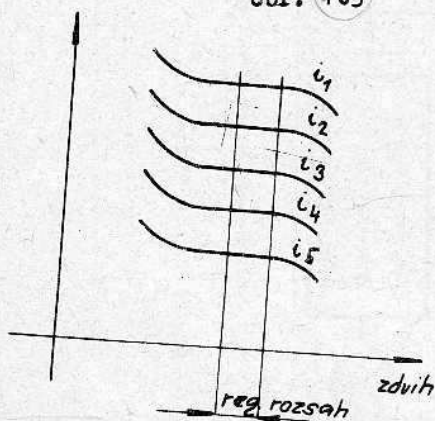


obr. 102

s vývojem proporčních elektrohydraulických prvků, jsou v podstatě stejnosměrné elektromagnety u nichž je vhodným uspořádáním magnetického obvodu dosaženo potřebných silových charakteristik. Používají se buď jako zdvihové, nebo jako silové. Zdvihové proporční elektromagnety (charakteristika obr. 103) se užívají pro přímé ovládní řídicích šoupátek. Pracují nejčastěji proti pružině, která zajišťuje proporční závislost mezi elektrickým napájecím proudem a výchylkou kotvy elektromagnetu. Zdvihové proporční elektromagnety bývají někdy zapojeny do uzavřené polohové smyčky s odměřováním polohy kotvy indukčním



obr. 103



obr. 104

snímačem. Proporcionální elektromagnety silové (charakteristika obr. 104) se užívají nejčastěji u ventilů pro řízení tlaku. Tyto elektromagnety pracují pouze v malém rozsahu zdvihů. V tomto rozsahu je zajištěna proporcionální závislost mezi řídicím elektrickým proudem a silou elektromagnetu.

Proporcionální elektromagnety pracují se silami do 100 N a zdvihy do 2 mm. Příkony se pohybují kolem 20 W, proudy $\sim 1A$ a hystereze kolem 3,5 %.

Proporcionální hydraulické prvky založené na použití proporcionálních elektromagnetů:

- ventily pro řízení průtoku
- proporcionální rozvaděče
- ventily pro řízení tlaku

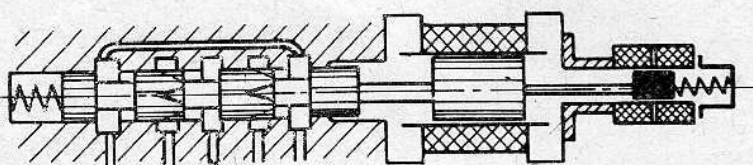
Ventily pro plynulé řízení průtoku jsou buď odvozeny od běžných škrtkových ventilů, doplněných elektromechanickým ovládním, nebo jako alternativní uspořádání proporcionálních rozvaděčů.

Řídicí šoupátko (u ventilu Bosch NG 10) ovládané přímo proporcionálním elektromagnetem (obr. 105) má dvě řídicí hrany zapojené buď seriově, nebo paralelně (hodnoty průtoku do 80 dm³/min,

$\Delta P = 0,8 MPa$, tlak 31,5 bar, hystereze 0,75%, necitlivost 0,5 %).

Elektromagnet u tohoto typu ventilu je zapojený v uzavřené polohové smyčce.

Proporcionální rozvaděče jsou zjednodušeným nahra-

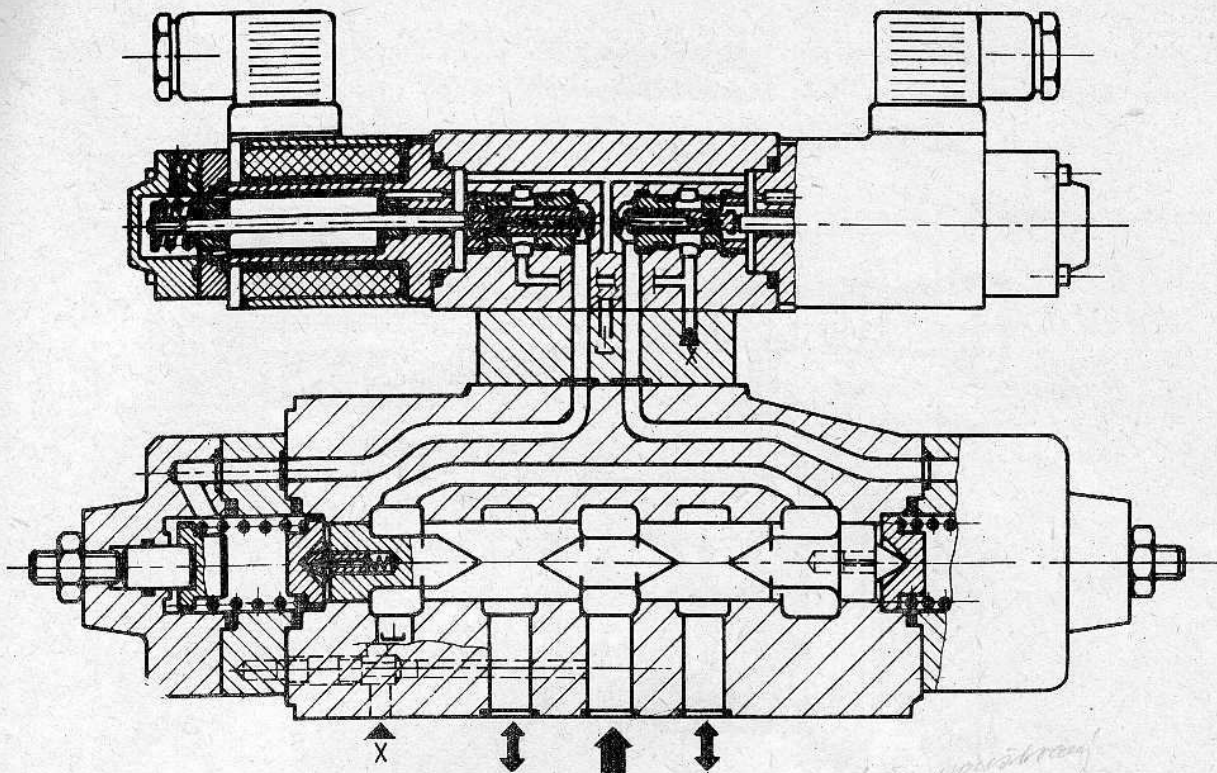


obr. 105

zením elektrohydraulických servoventilů. Jsou konstruovány jako jednostupňové, dvoustupňové a třístupňové. U všech provedení je posledním stupněm řídicím proud kapaliny čtyřhranné řídicí šoupátko. U jednostupňových rozvaděčů je ovládáno přímo zdvihovým proporcionálním elektromagnetem.

Jedno z možných uspořádání dvoustupňového proporcionálního rozvaděče (firmy Rexroth) je na obr. 106. Čtyřhranné šoupátko druhého stupně je ovládáno tlakovými výstupy prvního stupně, který je tvořen dvěma redukčními ventily řízenými proporcionálními silovými elektromagnety (vazba mezi prvním a druhým stupněm je manometrická. Šoupátka druhého stupně je středěno pružinami). Vyrábí se pro průtoky 240 dm³/min při $\Delta P = 1 MPa$ a tlaky 31,5 MPa. Hystereze 8 %, opakovatelnost 3 %.

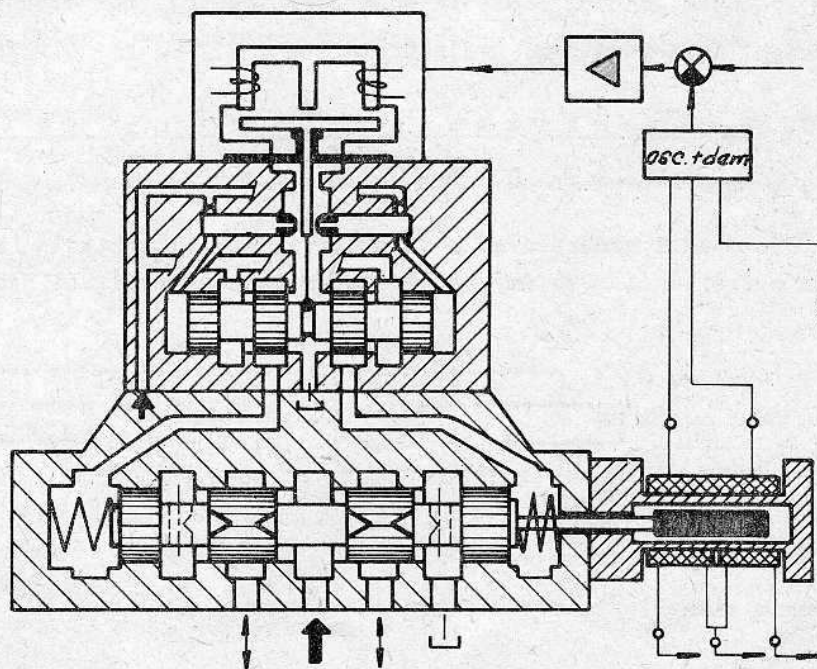
Třístupňové proporcionální rozvaděče (obr. 107) vyrábí firma Moog. Pro řízení čtyřhranného šoupátka třetího stupně je použitý dvoustupňový servoventil Moog s mechanickou vnitřní vazbou. Vazba mezi pohybem šoupátka třetího stupně a řídicím proudem je elektrická od indukčního snímače polohy šoupátka třetího stupně. Díky vysokému zesílení v polohové smyčce jsou parametry tohoto rozvaděče lepší



obr. 106

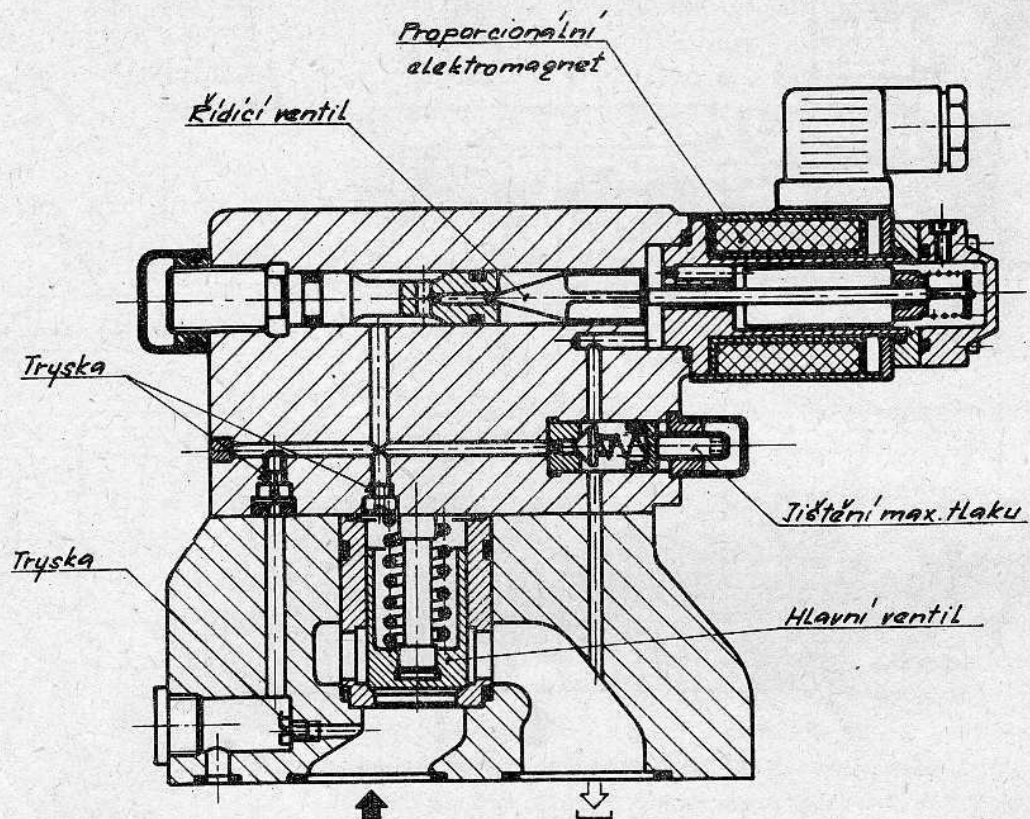
než dvoustupňového elektrohydraulického servoventilu (hysterese $< 1\%$, necitlivost $< 0,5\%$, průtoky $1\ 400\ \text{dm}^3/\text{min}$ při $\Delta P = 1\ \text{MPa}$, pracovní tlaky do $35\ \text{MPa}$).

Ventily pro řízení tlaku jsou vyráběny jako přepouštěcí, nebo redukční. Konstrukční provedení je buď jedno-
stupňové (pro menší průtoky do cca $3\ \text{dm}^3/\text{min}$), nebo je proporcionální ventil použit jako



obr. 107

řídící ve dvoustupňovém provedení tlakově vyvážených ventilů (obr. 108.) Kuželka řídicího ventilu je dotlačována, místo silou předepjaté řídicí pružiny, silou silového proporcionálního elektromagnetu (hysterese 9% , nelinearita 7% , opakovatelnost $\pm 2\%$). Jiné konstrukční uspořádání využívá ladění výstupního tlaku systémem tryska-klapka, kde klapka je ovládána silovým proporcionálním elektro-



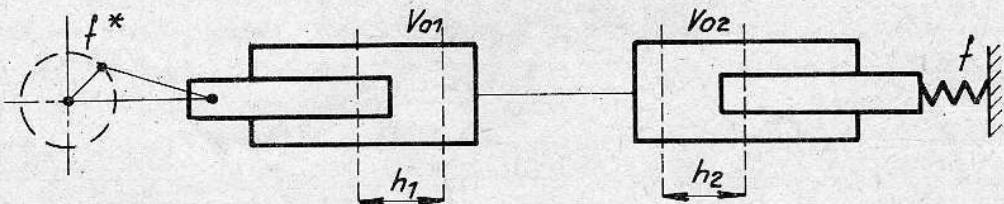
obr. 108

magnetem (hysterese 5 %, nelinearita 7 %). [1,26]

pozor
pedlivost

II.5. Hydraulické mechanismy se střídavým proudem nositele energie

Proud mezi generátorem a motorem (viz obr. 15, str. 24) kmitá s jistou amplitudou a frekvencí. Systémy se střídavým proudem nositele jsou ekvivalentní syn-



obr. 109

chronním elektrickým mechanismům se střídavým proudem.

Podle počtu kanálů či vodičů spojujících generátor a motor si můžeme tyto mechanismy rozdělit na: jednofázové, dvoufázové, tří- a více fázové. [10,11]

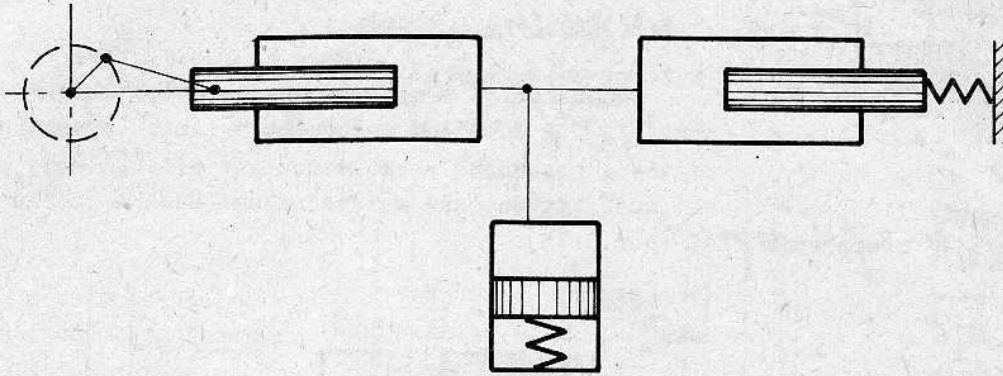
5.1 Jednofázové mechanismy

Generátor s motorem je spojen jedním kanálem (obr. 109). Pístu generátoru

uděluje kmitavý pohyb buď kliky nebo výstředník. Vratný pohyb motoru je zajištěn energií akumulátoru. Generátor musí dodat při jednom zdvihu tlakovou energii:

$$W_P = W_P' + W_P''$$

W_P' ... energie potřebná k provedení technologické operace a k překonání pasivních odporů
 W_P'' ... tlaková energie k zajištění zpětného pohybu pístu motoru.

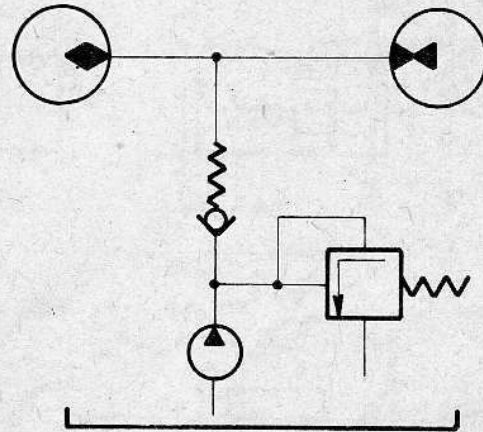


obr. 110

Při různých velikých objemech $V_{01} \neq V_{02}$ lze realizovat klidový stav v úvratí. Rozdíl v objemech V_{01}, V_{02} musí být vyrovnán svodovým prostorem (obr. 110). Podobně lze dosáhnout fázového zpoždění mezi generátorem a motorem. Svodový prostor je oddělen pístem, který je v tomto případě zatížen slabou pružinou.

Střídavé mechanismy musí být doplňovány. K doplňování uniklého množství slouží buď akumulátory, nebo stejnosměrné hydrogenerátory. Akumulátor, nebo hydrogenerátor je ke střídavému obvodu připojen přes jednosměrný ventil (obr. 111).

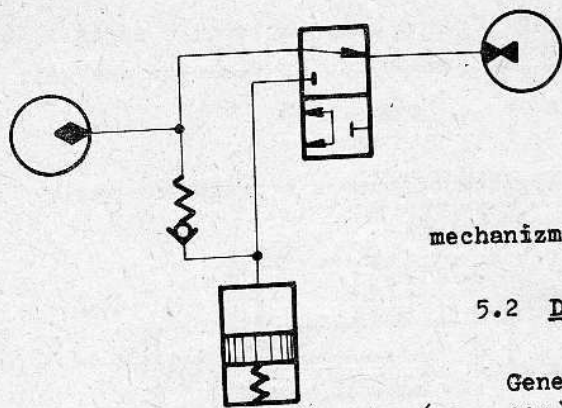
Pokud chceme měnit smysl pohybu rotačního motoru, je to možné jen po zastavení motoru a roztočením v opačném směru. Jednofázový mechanismus lze kdykoliv zastavit rozpojením kanálů. Hydrogenerátor při tom musí být připojen na svodový prostor, který po zpětném připojení umožní sfázování nezatíženého motoru (obr. 112).



obr. 111

Akumulátor energie může být proveden jako odpor proti deformaci (u motorů s přímočarým nebo kyvným pohybem). U rotačních motorů se s výhodou používají setrvačnickové akumulátory (odpor proti zrychlení).

S jedním generátorem může být spojeno více motorů. Při seriovém řazení je akumulátor připojen na poslední motor (obr. 113). Generátor má geometrický objem shodný s objemy jednotlivých motorů.



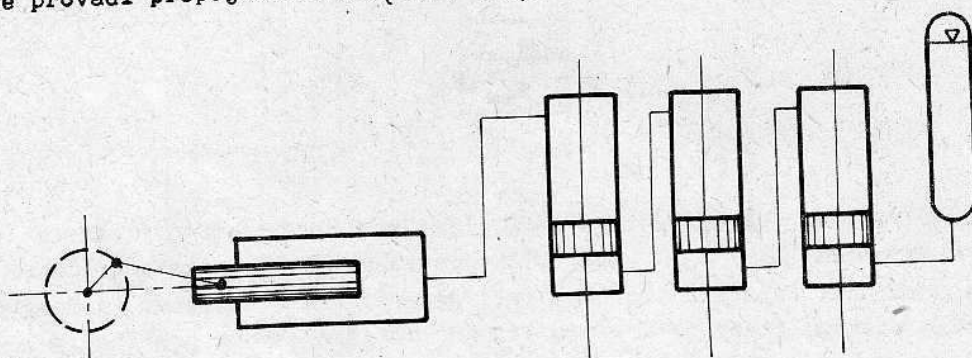
obr. 112

hybu se provádí přepojením fází (obr. 115).

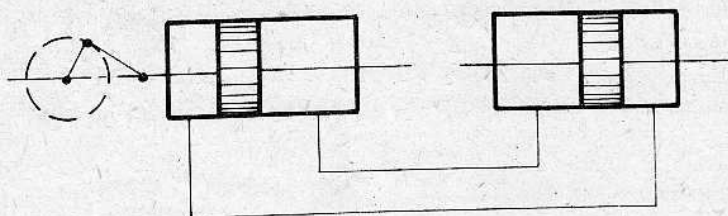
Jednofázové mechanismy se v praxi používají místo vačkových a kloubových mechanismů, kde spojení generátoru a motoru je od sebe vzdálené, nebo nepříznivě orientované. Lze dosáhnout vyšší pohybové frekvence než u tuhých mechanismů.

5.2 Dvoufázové mechanismy

Generátor je s motorem spojen dvěma kanály (obr. 114). K dosažení posuvného vratného pohybu není třeba pomocného akumulátoru energie. Rotační pohon musí být doplněn setrvačníkem. Řízení smyslu pohybu se provádí přepojením fází (obr. 115).



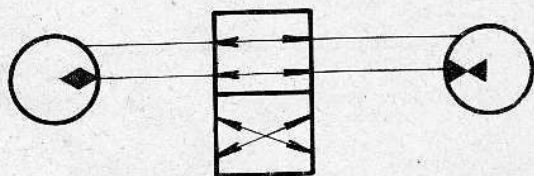
obr. 113



obr. 114

5.3 Třífázové mechanismy

Jejich použití má význam u rotačních pohonů. Třífázové rotační motory mohou pracovat bez setrvačníku. U vícefázových mechanismů se zvyšuje rovnoměrnost přenosu pohybové frekvence a kroutícího momentu.

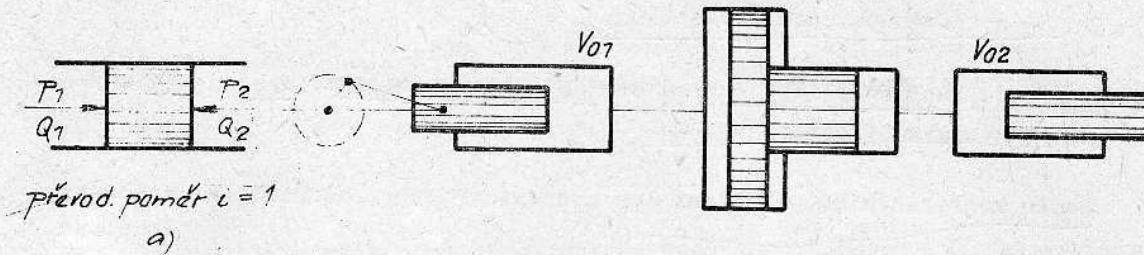


obr. 115

5.4 Transformace střídavého proudu

Transformací se rozumí změna hodnot parametru P, Q . Transformačním členem je vložený tuhý nositel energie (obr. 116). Transformace umožňuje:

- oddělení dvou druhů nositele energie
- spojení generátoru a motoru o různém základním geometrickém objemu
- spojení více motorů s jedním generátorem (obr. 117).



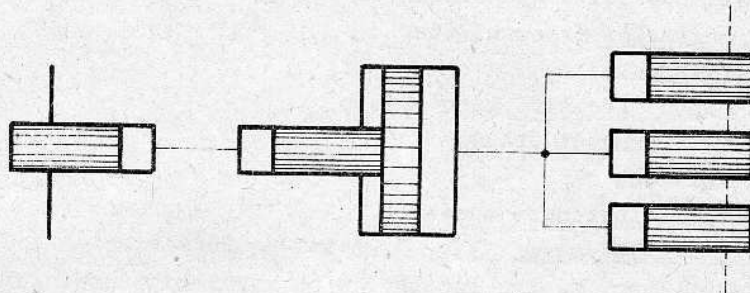
$$i = \frac{S_2}{S_1} \quad \frac{P_1}{P_2} = i \quad \frac{Q_2}{Q_1} = i^{-1}$$

$i = \text{transformační poměr}$ b)

obr. 116

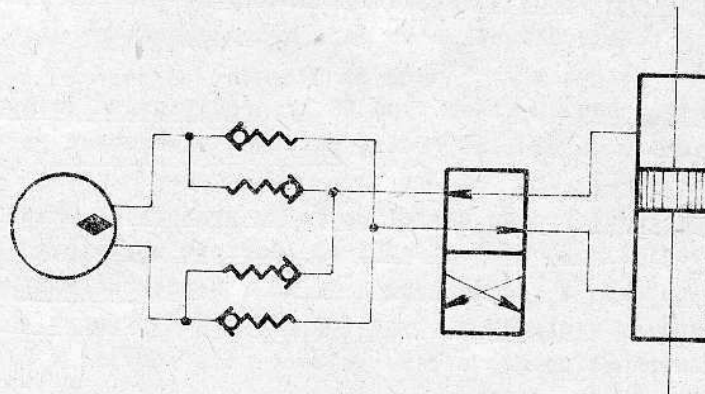
5.5 Usměrnování střídavého proudu

K usměrnování střídavého proudu se používají ventilové usměrňovače. U dvoufázového zapojení je usměrňovač sestaven ze čtyř jednosměrných ventilů a je zapojen mezi střídavý generátor a rozvaděč stejnosměrného motoru (obr. 118). Spojení střídavého mechanismu se stejnosměrným obvodem se vyskytuje zřídka.



obr. 117

obr. 118



III. PRVKY A SKUPINY HYDROSTATICKÝCH OBVODŮ

III.1. Hydrogenerátory

1.1 Úvod

Hydrogenerátory používané v hydrostatických obvodech patří do skupiny hydrogenerátorů objemových, které se vyznačují tím, že sání a výtlač jsou od sebe odděleny jedním, nebo několika pracovními prostory.

Podle průtoku proudu dělíme hydrogenerátory na:

a) HG s konstantním proudem kapaliny



b) HG s proměnným proudem kapaliny



Změnu proudu HG lze docílit změnou otáček hnacího hřídele, nebo u některých typů HG změnou geometrického objemu.

Podle konstrukčního provedení lze hydrogenerátory rozdělit na: zubové

lamelové

vřetenové

pístové

*dalek je
- regulace
- s konst. dodávkou*

*možnou
byla regulací*

Nejdůležitější vlastnosti HG podle nichž posuzujeme jejich kvalitu a možnosti použití v hydraulických obvodech:

1. maximální pracovní tlak
2. účinnost
3. řízení geometrického objemu
4. rovnoměrnost proudu
5. velikost
6. technologičnost a cena

Maximální pracovní tlak HG závisí na konstrukci a způsobu utěsnění pracovních prvků (zuby, písty, lopatky) a na vyvážení působících sil od tlaku oleje. Vysoký pracovní tlak umožňuje zmenšovat rozměry HG pro daný výkon, má ale za následek, zvětšování průtokových ztrát (při stejném konstrukčním provedení). *- vyšší pístové*
Účinnost HG vzrůstá se zvětšováním rozměrů a do jisté míry i se zvětšováním výkonu HG. Nejvyšší účinnost mají hydrogenerátory pístové, nejnižší zubové (obvyčejné konstrukce).

Řízení proudu. U všech typů HG lze řídit proud změnou hnacích otáček. Změnou geometrického objemu lze řídit, případně reversovat proud pouze HG lamelových a pístových.

Rovnoměrnost proudu závisí na počtu pracovních prvků HG (lamel, pístů, zubů). Vyhovující rovnoměrnost mají HG lamelové a pístové (lichý počet pístů ≥ 9) a HG zubové (s počtem zubů ≥ 18). Nejdokonalejší z tohoto hlediska jsou HG vřetenové, vzhledem k plynulému uzavírání pracovního prostoru.
Rovnoměrnost proudu a jeho pulzace úzce souvisí s hlučností HG a celých hydrostatických obvodů.

Velikost je srovnávána s geometrickým objemem hydrogenerátoru a s jeho výkonem. Z tohoto hlediska jsou rozměrově výhodné lamelové HG. Pokud srovnáváme axiální a radiální pístové hydrogenerátory, jeví se z hlediska váhy a rozměrů výhodnější axiální pístové HG. Velikost HG při daném výkonu ovlivňují: počet otáček hnacího hřídele a pracovní tlak hydraulického obvodu.

Technologičnost a cena. Tato dvě hlediska spolu úzce souvisí. Nejjednodušší jsou HG zubové. Z běžně vyráběných typů HG jsou nejsložitější HG pístové. Hydrogenerátory vřetenové jsou vyráběny jen ojedinele a jsou i nejdražší vzhledem k požadavkům na přesnost výroby šroubových profilů spoluzabírajících vřeten.

1.2 Základní výpočtové vztahy a charakteristiky

Teoretický proud je dán geometrickým (základním) objemem hydrogenerátoru, který je většinou vztáhnut na jednu otáčku hnacího hřídele hydrogenerátoru

$$Q_t = q_v \cdot n \quad q_v \dots \text{geom. objem}$$

Skutečný neboli efektivní proud (průtok, dodávané množství) je takový, který hydrogenerátor skutečně dodá do výtlaku. Je dán rozdílem teoretického proudu a průtočných ztrát. Ty vznikají jednak únikem kapaliny mezi pracovními prvky HG a jednak při vysokých otáčkách v důsledku neúplného zaplňování pracovních prostor HG kapalinou.

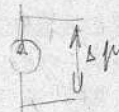
$$Q_e = Q_t - Q_z - Q_{ss}$$

kde Q_z ... množství uniklé vůlemi v HG
 Q_{ss} ... množství, které nebylo HG nasáto.

Teoretický výkon hydrogenerátoru, vyjádřený z hydraulických veličin

$$P_t = Q_t \cdot \Delta P_t \quad [W]$$

kde Q_t [m^3/s] ... teoretický proud
 ΔP_t [N/m^2] ... teoretický tlakový spád na HG



Na hřídeli hydrogenerátoru:

$$P_t = M_t \cdot \omega = M_t \cdot \frac{n}{2\pi}$$

kde M_t ... teoretický krouticí moment na hřídeli HG
 ω ... úhlová rychlost hřídele
 n ... otáčky hřídele

Teoretický krouticí moment M_t vzniká v důsledku působení tlakové kapaliny v pracovních prostorách hydrogenerátoru, neuvažujeme-li vliv tření pohybujeících se částí hydrogenerátoru, ani třecích sil od pohybujeící se kapaliny (viskosní tření).

$$M_t = \frac{P_t}{\omega} = \frac{q_v \cdot \Delta P_t}{2\pi}$$

kde q_v [m^3/ot] ... geom. objem HG na 1 otáčku hřídele
 ΔP_t [N/m^2] ... teoretický tlakový spád na HG

Skutečný krouticí moment M_C^v na hřídeli hydrogenerátoru obdržíme jako součet teoretického momentu a ztrátových momentů: od třecích sil způsobených viskozitou kapaliny M_{Z1} , od mechanického tření závislého na tlaku kapaliny M_{Z2} a od mechanického tření nezávislého na tlaku kapaliny M_{Z3} (při beztlakovém chodu naprázdno).

$$M_C^v = M_t + M_{Z1} + M_{Z2} + M_{Z3}$$

Účinnost hydrogenerátoru. Při skutečné práci hydrogenerátoru dochází ke ztrátám na jeho výkonu, které jsou charakterisovány součiniteli účinnosti.

Již jsme se seznámili se ztrátami průtokovými, které jsou dány rozdílem mezi teoretickým proudem HG a skutečným proudem ve výtlaku

$$Q_z = Q_t - Q_c^v$$

Tyto ztráty jsou charakterisovány průtokovou účinností HG:

$$\eta_0 = \frac{Q_c^v}{Q_t}$$

Hydraulické či tlakové ztráty vznikají při pohybu kapaliny v pracovních prostorách HG. Mohly by být vyjádřeny jako úbytek tlaku ΔP_z v hydrogenerátoru. U objemových hydrogenerátorů je samotný úbytek tlaku těžko postižitelný (Tlak ve výtláčné větvi je daný hydraulickým odporem obvodu).

Tlaková účinnost

$$\eta_h = 1 - \frac{\Delta P_z}{P_t}$$

kde P_t ... teoretický tlak na který je HG počítán
 ΔP_z ... součet tlakových ztrát vznikajících v důsledku tření kapaliny o stěny kanálu

Tlaková účinnost objemových hydrogenerátorů nebývá menší než $\eta_h = 0,98 \div 0,99$. Někteří autoři zahrnují tlakovou účinnost a mechanickou účinnost do jedné veličiny hydromechanické účinnosti η_{hm} . [4]

Mechanické ztráty vznikají jako výsledek třecích sil mezi pohybujícími se částmi hydrogenerátoru, ke kterým je ještě třeba připočítat odpory odstředivých a setrvačných sil kapaliny v rotačních částech zařízení a odpor proti vníkaní pohybujícími se mechanickými prvky HG do kapaliny, při čemž je jimi proud kapaliny přerušován.

Mechanické ztráty se kryjí z příkonu hydrogenerátoru a neovlivňují skutečný tlak

na výstupu z HG. Obraz a mechanických ztrátách a mechanické účinnosti HG dává rovněž dříve uvedená hodnota skutečného kroutícího momentu na hřídeli HG.

Mechanická účinnost

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_{\zeta}} = \frac{P_{\zeta}}{P_{\zeta}}$$

kde P_{ζ} ... příkon přiváděný na hřídel HG.

Celková účinnost hydrogenerátoru je dána součinem jeho dílčích účinností:

$$\eta_c = \eta_0 \cdot \eta_h \cdot \eta_m = \frac{P_s}{P_{\zeta}}$$

a vyjadřuje vztah mezi skutečným hydraulickým výkonem HG a jeho příkonem:

$$P_{\zeta} = \frac{Q_{\zeta} \cdot \Delta P}{\eta_c} = \frac{P_s}{\eta_c} \quad ; \quad \eta_c = \frac{P_s}{P_{\zeta}}$$

skutečný

$$P_c = (H_{\zeta}) \cdot \omega$$

skutečně měřený

$$P_s = Q_{\zeta} \cdot \Delta P$$

Překročí-li zatížení HG mezní (neboli kritickou) hodnotu tlaku, jeho výkon dále neroste, ale naopak klesá, (příkon HG roste dál). Hydrogenerátor nemá pracovat trvale v režimu tlaku vyššího než je mezní (obr. 120).

$$P_s = (Q_t - Q_z) \cdot \Delta P = (Q_t - \alpha_0 \cdot \Delta P) \cdot \Delta P$$

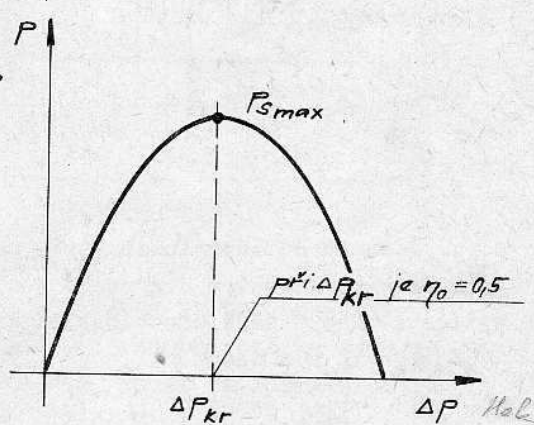
výkon P

Extrem P_s :

$$\frac{\partial P_s}{\partial (\Delta P)} = 0$$

$$Q_t - 2\alpha_0 \cdot \Delta P = 0$$

z toho $\Delta P_{mez} = \frac{Q_t}{2\alpha_0}$



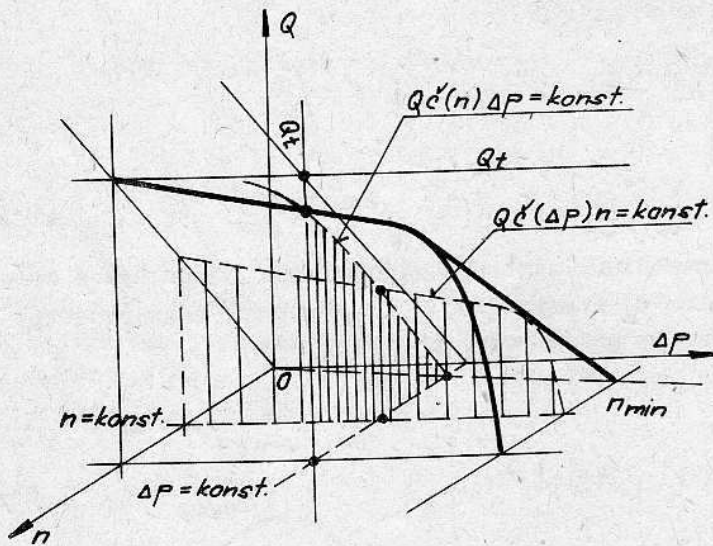
obr. 120

kde α_0 ... součinitel objemových (průtokových) ztrát

Všechny uvedené hodnoty jsou pro lepší názornost a srovnatelnost zobrazovány

v diagramech závislosti na základních parametrech hydrogenerátoru. Tyto diagramy se nazývají charakteristiky hydrogenerátorů. Základními, nejdůležitějšími parametry ovlivňujícími proud, výkon, příkon a účinnost HG jsou otáčky na hřídeli HG - n a tlakový spád - ΔP mezi výtlačkem a sáním HG. U regulačních hydrogenerátorů to bývá ještě parametr udávající změnu základního objemu HG. Další vlivy, jako teplota pracovní kapaliny a její hustota nebo viskozita jsou v těchto závislostech považovány za konstantní. Zobrazení se zpravidla provádí v jednoduchých závislostech na jedné z proměnných, zatím co druhá se nemění, nebo je parametrem jednotlivých křivek závislosti. Tak např.: $Q_{\check{c}} = f_1(n)_{\Delta P = konst.}$ nebo $Q_{\check{c}} = f_2(\Delta P)_{n = konst.}$. Druhý způsob zobrazení, ze kterého je obtížné odečítat přesné hodnoty, ale které dává lepší názornou představu o celkovém charakteru zobrazované veličiny je zobrazení v prostorovém diagramu, např.

$$Q_{\check{c}} = f(\Delta P, n)$$



obr. 121

toru. Jednoduché závislosti $Q_{\check{c}}(\Delta P)_{n = konst.}$ a $Q_{\check{c}}(n)_{\Delta P = konst.}$ obdržíme jako řezy prostorovým diagramem rovinami rovnoběžnými s osou ΔP (rovina řezu vytíná na ose n úsek odpovídající konstantním otáčkám, pro které platí závislost $Q_{\check{c}}(\Delta P)$) a s osou n .

Na obr. 122 je zobrazena závislost kroutícího momentu na otáčkách a tlaku rovněž v prostorovém diagramu. Přímka n_{min} v rovině $\Delta P - n$ opět ohraničuje diagram $M_{\check{c}}$ ustáleného, skutečného provozu HG. V diagramu jsou zachyceny sčítající se účinky teoretického momentu M_t a jednotlivých ztrátových momentů skládajících se v celkový kroutící moment, který je nutné přivádět na hřídel hydrogenerátoru v každém pracovním bodě.

Průběh celkové účinnosti hydrogenerátoru v závislosti na otáčkách a tlaku je

v diagramu na obr. 123. Při určité hodnotě tlaku i otáček dosahuje celková účinnost maxima.

Průběh mechanické účinnosti je zřejmý z diagramu obr. 124.

Zobrazení průtokové účinnosti HG v prostorovém diagramu $\eta_0(n, \Delta P)$ není příliš názorné.

Průběh průtokové účinnosti HG si lze lépe ukázat na diagramech závislosti

$\eta_0(\Delta P)$ a $\eta_0(n)$ v nichž jsou současně zobrazeny průběhy Q_t a Q_k (Viz obr. 125 a 126).

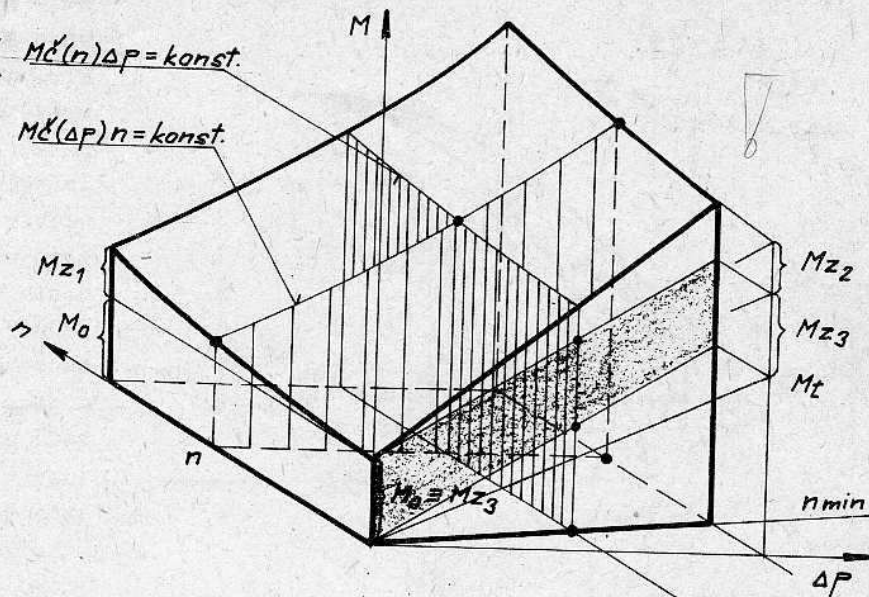
1.3 Zubevé hydrogenerátory

Zubevé hydrogenerátory jsou dnes stále nejpoužívanějším zdrojem tlakové kapaliny s konstantním proudem, pro svoji jednoduchou konstrukci a poměrnou láci. V nejjednodušším provedení se používají pro tlaky do

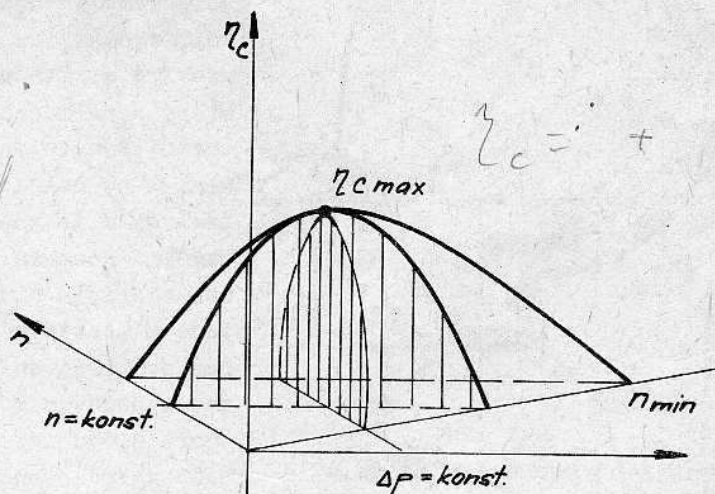
5 MPa, nejdokonalejší mohou pracovat s výtlačným tlakem až 20 MPa. Maximální proud může být 2,6 - 3,3 dm³/sec (160 - 200 dm³/min). Pracovní otáčky bývají přizpůsobeny otáčkám hnacího motoru. Maximální udávaný počet je známý z hydraulických obvodů letadel, t. j. cca 166 ot/sec (10 000 ot/min).

Podle konstrukčního provedení dělíme zubevé hydrogenerátory na:

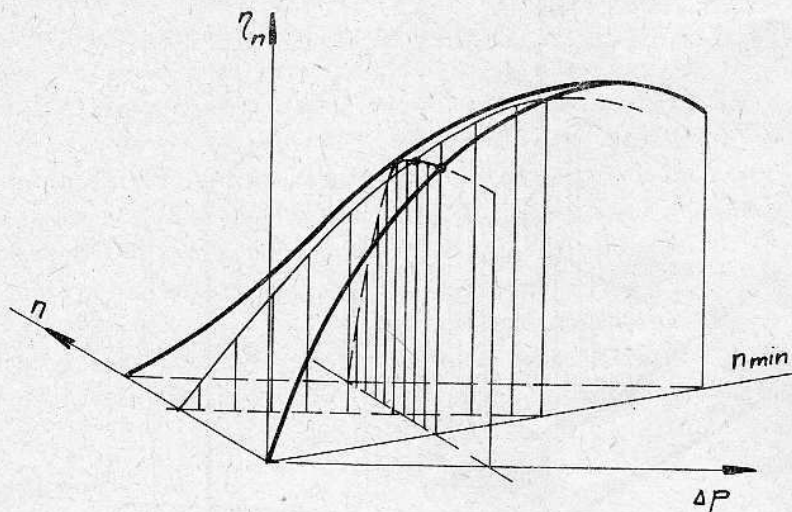
1. hydrogenerátory s vnějším ozubením
2. hydrogenerátory s vnitřním ozubením (lepší rovnoměrnost proudu v důsledku zvětšení-řady záběru u vnitřního ozubení)
3. někdy jsou mezi zubevé hydrogenerátory počítány i hydrogenerátory zvláštní konstrukce tvaru pracovních prvků, které svým vzájemným pohybem uzavírají pracovní prostory - orbitální HG.



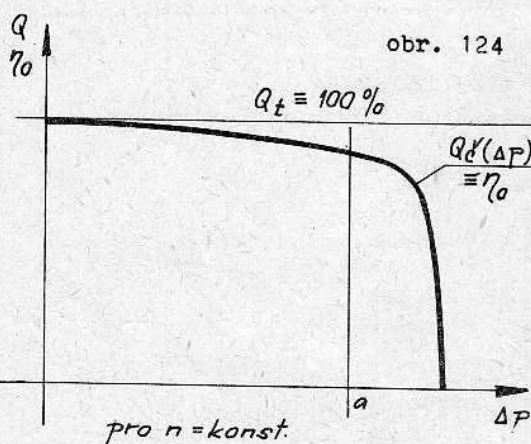
obr. 122



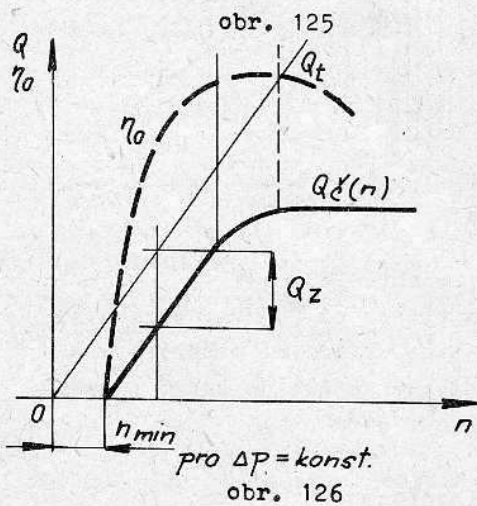
obr. 123



Na běžném typu zubového HG s vnějším ozubením (obr. 128) si můžeme vysvětlit princip funkce: na straně, kde zubová kola vycházejí ze záběru se otevírají neustále nové zubové mezery, tím v sacím hrdle vzniká podtlak. Hydraulická kapalina je do zubových mezer nassávána a je v nich unášena po obvodě ozubených kol (mezi zuby a obvodovou stěnou kříně hydrogenerátoru).



ím, že ve výtlačném prostoru přicházejí opět zuby kol hydrogenerátoru do záběru je ze zubových mezer vytlačována kapalina a je dopravována do výtlačného hrdla HG proti tlaku z tlakové větve hydraulického obvodu. Mezi zuby kol, v okamžiku kdy přicházejí do záběru se uzavírá a stlačuje určité množství oleje, který nemá možnost, vzhledem ke krátkosti trvání tohoto procesu, uniknout vůlemy v ozubení a na čelních plochách ozubených kol. Důsledkem je značné místní zvýšení tlaku, zvýšené namáhání ložisek a zubů a bývá i jednou z příčin hlucení zubových HG. Uvolnění oleje z těchto uzavřených prostor se provádí buď podfrézováním čelních ploch zubových mezer ozubených kol, nebo vrtáním příčných otvorů spojujících protilehlé zubové mezery a nebo vyfrézováním odlehčovací drážky v čelní stěně skříně HG.



Proud zubového hydrogenerátoru

Přibližně lze stanovit základní - geometrický objem hydrogenerátoru na 1 otáčku z objemu zubových mezer, za předpokladu, že objem zubových mezer se rovná objemu zubů:

$$q_p = \pi \cdot D \cdot 2m \cdot b$$

- kde
- D ... roztečný průměr ozubení
 - m ... modul; výška zubové mezery = $2m$
 - b ... šířka ozubení

Pro přesnější výpočet používáme vztah:

$$Q_t = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot \left(z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{12} \right)$$

kde z ... počet zubů

α ... úhel záběru zubových kol

Vzhledem k principu práce hydrogenerátoru, není výstupní proud rovnoměrný - má pulsační charakter (obr. 129). Nerovnoměrnost, počítaná z práce potřebné pro vytlačení okamžitého objemu kapaliny:

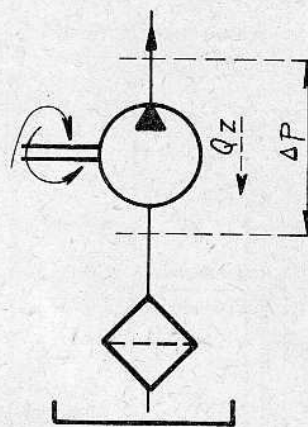
$$\pi = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4(z+1)}$$

(Odvození viz lit 4 /str 20)

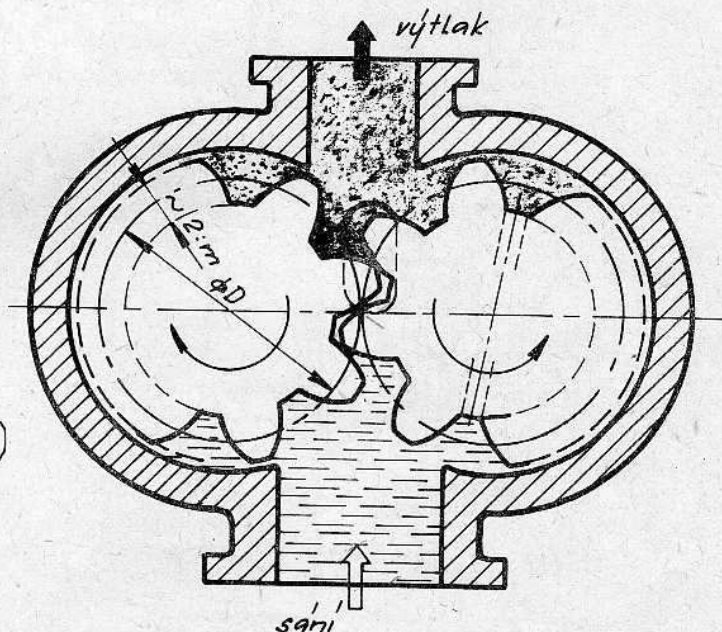
Omezení otáček zubového HG je dáno na jedné straně minimálními otáčkami HG, pod jejichž hranicí se nassávají množství kapaliny spotřebuje ke krytí průtokových ztrát (viz obr. 127, str. 91) a na straně druhé požadavkem úplného zaplňování pracovních prostorů HG kapalinou. Při vysokých otáčkách zubové mezery přecházejí příliš rychle prostorem sacího kanálu (při větších hydraulických odporech se nezaplňují zubové mezery) a kromě toho zaplňování zubových mezer brání odstředivé síly vznikající v kapalině při otáčení kol.

Radiální síly. Na ozubená kola působí kromě sil od kroutícího momentu hlavně síly hydraulické, způsobené tlakovým nevyvážením kol (obr. 130). Výslednice hydraulického tlaku, složená se silou od kroutícího momentu musí být zachycena ložisky. Výsledná síla působí průhyb hřídele, který má za následek opotřebení obvodového prostoru skříně zuby kol a další přídatné namáhání. Tyto nepříznivé účinky radiálních sil lze zmírnit tlakovým radiálním vyvážením obr. 130 (Za cenu zhoršení průtokové účinnosti).

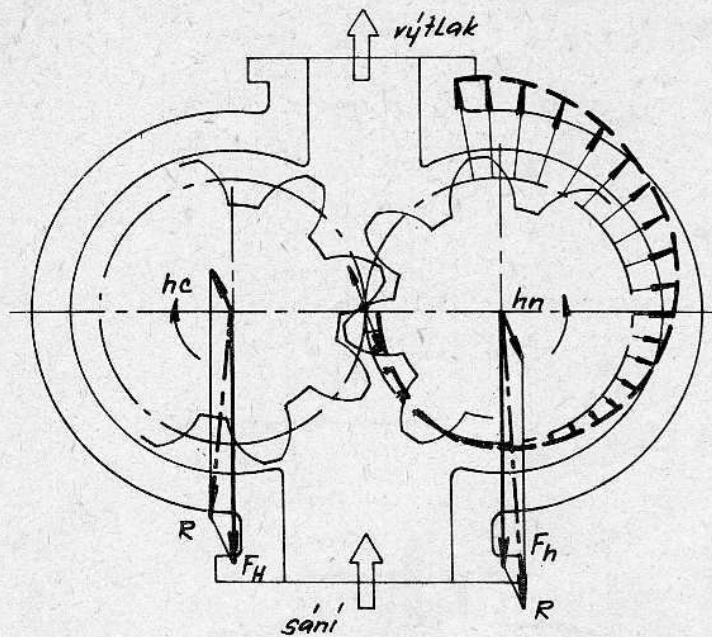
Vyomezování axiální vůle. Průtokové ztráty v zubovém hydrogenerátoru jsou způsobeny únikem kapaliny v místě záběru kol, po obvodě kol radiální vůlí mezi zuby



obr. 127



obr. 128

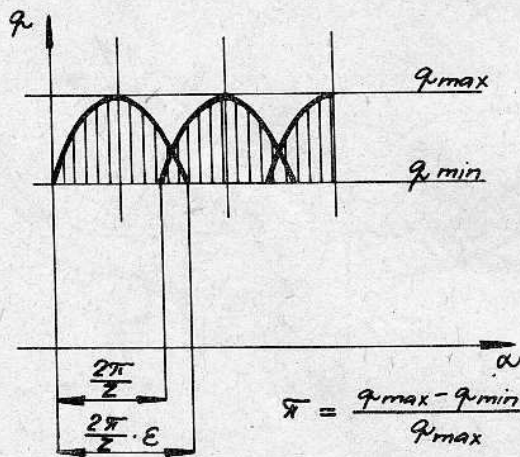


obr. 130

$$q = z \pi D m b$$

a skříní a axiálními vůlemi mezi koly a skříní. Největší část průtokových ztrát tvoří úniky axiálními vůlemi. Aby byl splněn požadavek vysoké průtokové účinnosti ($\eta_0 = 95\%$ i pro $P = 16 - 20$ MPa) i při vysokých tlacích, bývají hydrogenerátory konstruovány s automatickým vymezováním axiální vůle, pomocí axiálně posuvných přítlačných desek. Přítlak je vytvářen tlakem kapaliny (obr. 131 a 132.) Hydrogenerátory s vymezováním axiální vůle se vyznačují tvrdou charakteristikou $Q - P$

1.4 Vřetenové hydrogenerátory



obr.129

Kapalina je dopravována na principu šroubového dopravníku v mezerách mezi závitů vřeten. V hydrostatických obvodech se používají hydrogenerátory se dvěma, případně třemi spoluzabírajícími vřeteny, čímž je dosaženo přerušení pracovního prostoru mezi sáním a výtlakem HG vzájemným záběrem závitů (obr. 133).

- bez pulzací

1.5 Lamelové hydrogenerátory

Podle způsobu jakým je kapalina nasávána a vytlačována je dělíme na:

1. hydrogenerátory s přítokem tangenciálním (obr. 134)
2. hydrogenerátory s rotačním rozvodem (obr. 135)
3. hydrogenerátory s přívodem kapaliny k rotoru axiálními kanály (obr. 136)

Princip práce těchto HG zůstává v podstatě stejný: lamely, které jsou uloženy v drážkách rotoru jsou otáčejícím se rotorem unášeny a v mezilamelovém prostoru uzavřená kapalina je přenášena od ssačích kanálů, kde neustálým otevřením volných prostorů mezi lamelami vzniká podtlak, ke kanálu výtlakovému.

U hydrogenerátorů s rotačním rozvodem je rotor s lamelami rotačně uložen na pevném rozvodovém čepu, který nese ssací a výtlačný kanál HG. Mezilamelové prostory jsou spojeny s rozvodem kapaliny příčně vrtnými kanály v rotoru HG.

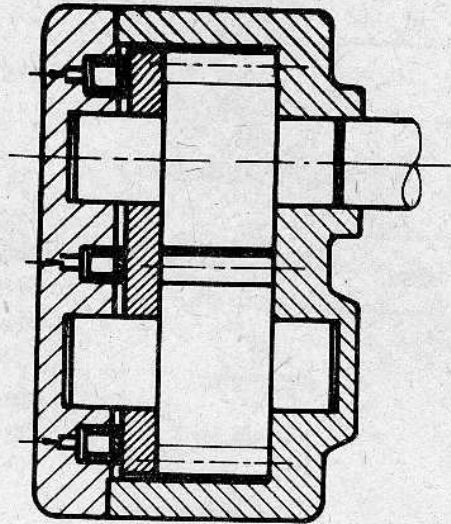
Výhodou lamelových hydrogenerátorů je možnost regulace, menší hlučnost proti zubovým HG a menší rozměry vzhledem ke geometrickému objemu. Nevýhodou je poněkud menší průtoková i celková účinnost.

Lamelové hydrogenerátory jsou konstruovány buď jako regulační, nebo s konstantním proudem. U regulačních hydrogenerátorů excentrické uložení rotoru s lamelami vůči statoru umožňuje změnou excentricity z kladné hodnoty přes nulu až na záporné hodnoty provádět plynulou regulaci proudu i jeho reversaci při konstantních otáčkách hnacího hřídele (obr. 137). Tyto HG jsou také nazývány hydrogenerátory s nevyváženým rotorem, poněvadž hřídel i ložiska rotoru jsou namáhány jednostrannými silami od tlaku kapaliny. Teoretický proud těchto hydrogenerátorů se počítá ze vztahu:

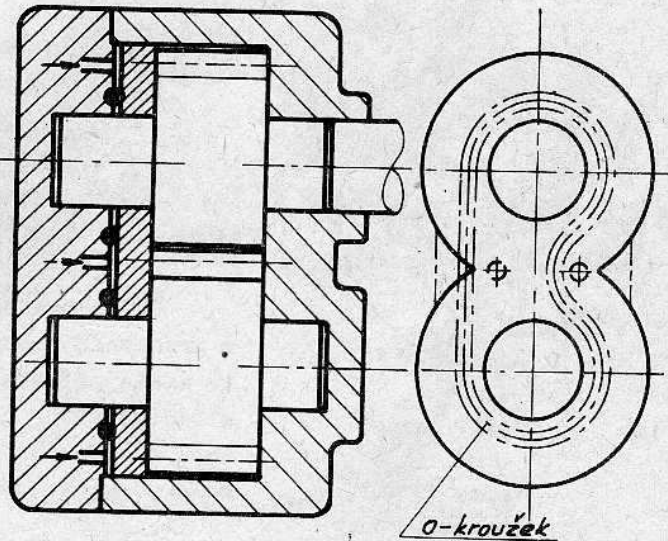
$$Q_t = 2 \cdot e (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot b \cdot n$$

- kde e ... excentricita
 D ... průměr statoru
 s ... tloušťka lamely
 z ... počet lamel
 b ... šířka lamely
 n ... otáčky

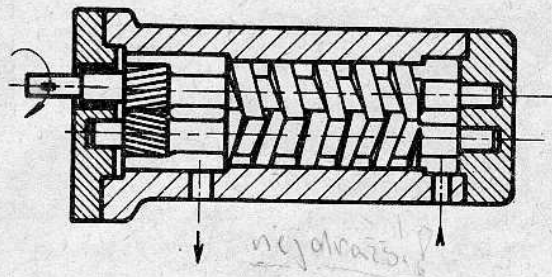
Tento vztah udává Q_t poněkud vyšší než ve skutečnosti. Rozdíl je závislý na počtu lamel (4 lamely ... 7 %,



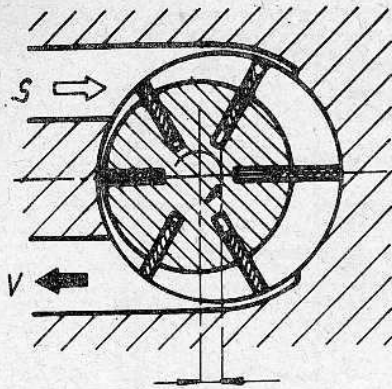
obr. 131



obr. 132



obr. 133



obr. 134

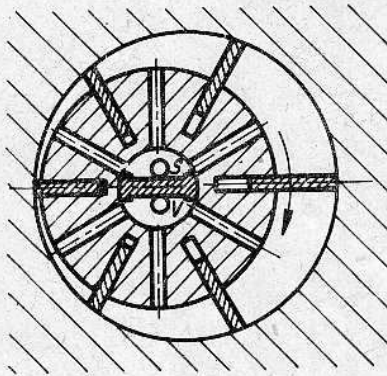
6 lamel ... 2,5 %, 8 lamel ... 1,2 %).

Regulační HG se používají pouze pro nižší tlaky (cca 3 MPa).

Hydrogenerátory s konstantním proudem je možné konstruovat jako HG s vyváženým rotorem (obr. 138). Tyto mají ve statoru protilehle umístěny dva sací a dva výtlačné kanály. Hydrogenerátor pracuje jako dvojčinný a tím dochází k vyrovnání hydraulických sil na rotoru. Zvyšuje se tím mechanická účinnost a prodlužuje se životnost. Proud hydrogenerátoru je dán vztahem:

$$Q_t = 2 [\pi (r_2^2 - r_1^2) - (r_2 - r_1) \cdot s \cdot z] \cdot b \cdot n$$

*rovnováha kap.
centrálního rosovodem*

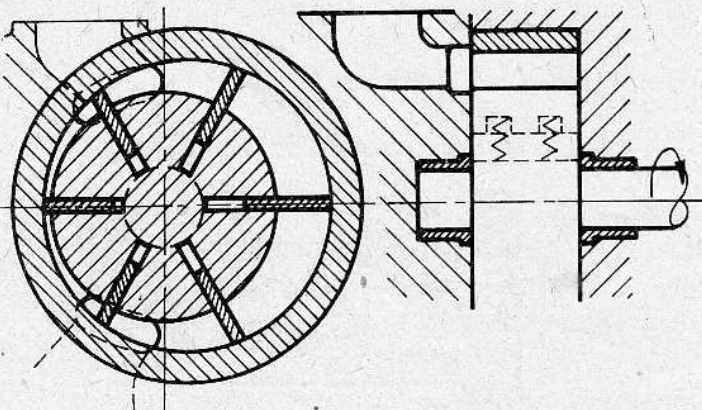


obr. 135

- kde
- r_1 ... poloměr menšího oblouku statorové oběžné dráhy
 - r_2 ... poloměr většího oblouku
 - s ... tloušťka lamely
 - z ... počet lamel
 - b ... šířka lamely

Průtokové ztráty závisí na těsnosti lamel v pracovním prostoru a je tedy nutné, aby lamely stále přiléhaly k oběžné dráze statoru. Odstrředivé síly působící na lamely při otáčení rotoru samy o sobě nestačí k trvalému dotlačení lamely na oběžnou dráhu, proto bývají doplněny silou

axiální r.k.



obr. 136

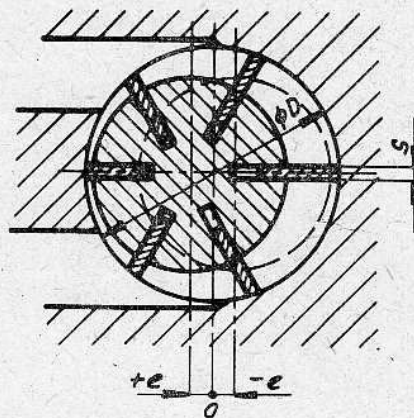
lou přítlačných pružin a u modernějších konstrukcí HG i tlakem kapaliny přiváděným pod lamelu. Aby přítlačné síly nebyly příliš velké a zbytečně nezvětšovaly tření lamely a statorový kruh, mění se přítlačný tlak podle polohy lamely v pracovním prostoru a kromě toho bývá provedeno i částečné tlakové vyvážení lamely (obr. 139). Lepší styk lamely

se statorovou oběžnou dráhou, zejména v místech přechodových oblouků zajišťují dělené lamely použité v některých konstrukcích hydrogenerátoru (obr. 140).

konod by. tangenciální

1.5.1 Lamelový hydrogenerátor s lamelami vedenými ve statoru

Hydrogenerátor má vždy dva rotory, otáčející se na společné hřídeli ve dvou vzájemně oddělených dutinách statoru (obr. 141). Lamely oddělující prostor ssání a výtlačku jsou uloženy v drážkách statoru a dotlačovány k vnějšímu profilu rotoru. Protilehlým uspořádáním kanálů přivádějících a odvádějících kapalinu z každého rotoru je dosaženo tlakového vyvážení HG.



obr. 137

Předností konstrukce je, že součet dvou pulsujících proudů (obou rotorů), vzájemně pootočených o 90° dá při vhodné zvoleném průběhu tvaru rotoru výsledný proud bez pulsací.

1.6 Pístové hydrogenerátory

Jsou jedním z nejrozšířenějších druhů hydrogenerátorů. Mezi jejich přednosti patří: velmi dobrá průtoková i celková účinnost i při nejvyšších provozních tlacích, široká oblast regulace proudu u většiny vyráběných konstrukcí.

Teoretický proud je dán vztahem:

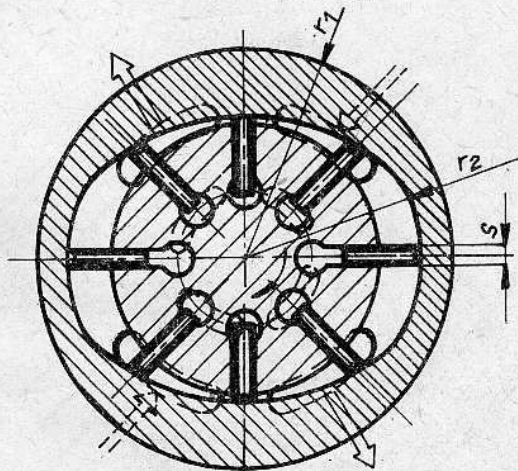
$$Q_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot z \cdot h \cdot n$$

kde: d ... průměr pístů
 z ... počet pístů
 h ... zdvih pístů
 n ... otáčky

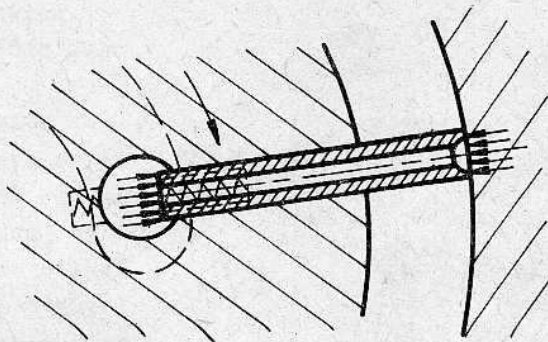
Okamžitý proud je dán součtem dodávaných množství jednotlivých válců, které jsou právě spojené s výtlakem hydrogenerátoru. Jednotlivý válec se bude dělit dobou dočívání odpovídající průměru válce a okamžité rychlosti pístu.

Okamžitá rychlost pístu není stálá, ale mění se v průběhu jednoho cyklu z nuly do maxima a zpět. Výsledný proud nebude stálý, ale bude sledovat průběh pulsací jednotlivých sčítaných proudů. Pulsace proudu ve výtlačku HG je nebezpečná tím, že způsobuje kolísání tlaku v tlakové větvi obvodu. To může být v důsledku sčítání frekvencí v procentech vyšší jak nerovnoměrnost proudu.

Podle prostorového uspořádání pístů vzhledem k pohonu hydrogenerátoru



obr. 138



obr. 139

- dělíme pístové HG na: 1. radiální
2. axiální
3. řadové

1.6.1 Radiální pístové hydrogenerátory

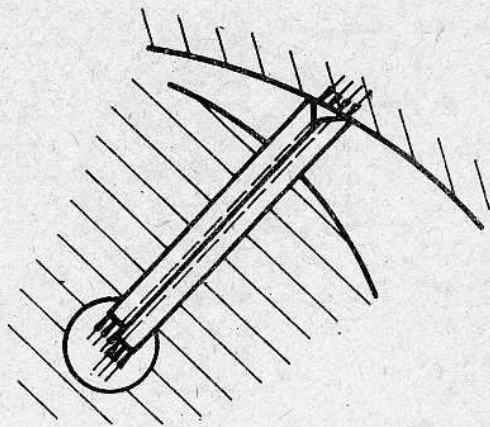
U těchto hydrogenerátorů leží osy jednotlivých válců v rovině kolmé k ose otáčecího hnacího hřídele. Jednotlivé typy se vzájemně liší způsobem pohonu pístů a rozvodu kapaliny.

Hydrogenerátory s rotujícím blokem válců (obr. 142)

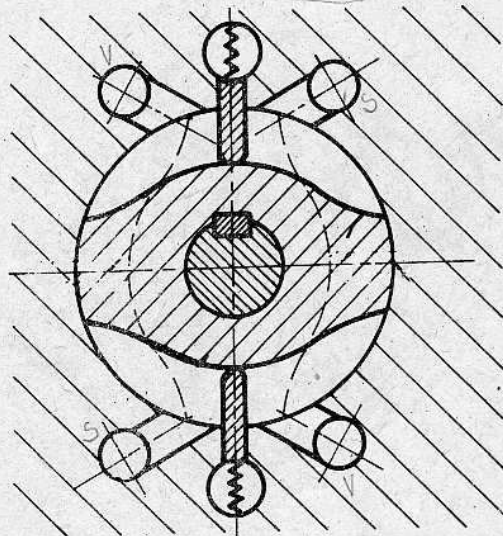
Mají písty vedené v rotoru. Rozvod kapaliny je šoupátkový. Pevný čep, který nese otáčecí se rotor je provedený jako rozvodné šoupátko se ssacím a výtlačným kanálem. Písty se opírají svými hlavami o stator, jsou k němu přitlačovány odstředivou silou, silami přitlačných pružin, nebo i tlakem kapaliny.

Velikost excentricity rotoru vůči statoru ovlivňuje zdvih pístů a tedy i proud hydrogenerátoru. Nevýhodou použitého šoupátkového rozvodu kapaliny je stálá vůle rotačního uložení rotoru na rozvodném čepu (řádově setiny mm), která snižuje při vyšších tlacích průtokovou účinnost HG.

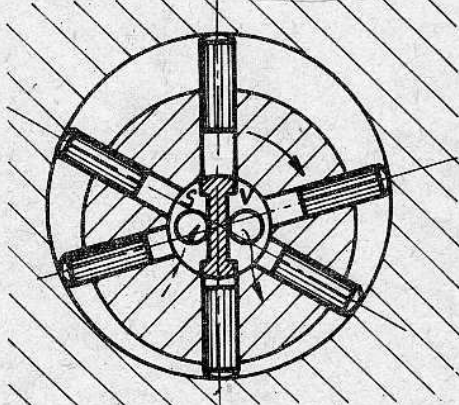
Důležitým konstrukčním prvkem je provedení styku mezi písty a státorem HG. Všechny konstrukce převádějí smykové tření hlav pístů na valivé (obr. 143 a, b, c). Buď se hlavy pístů stýkají s valivým věncem statoru, který je celý valivě ve statoru uložen, nebo se odvalují po kulechové stykové ploše statoru. U nejtěžších typů HG jsou hlavy pístů opatřeny kladkami odvalujícími se po statorové dráze.



obr. 140



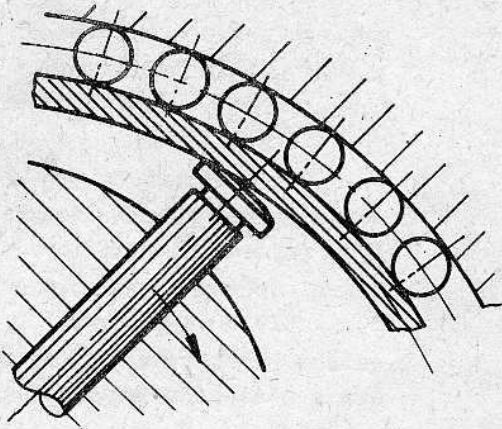
obr. 141



obr. 142

Hydrogenerátory s písty vedenými ve statoru (obr. 144)

Rozvod kapaliny je proveden nejčastěji samočinnými ventily. Pohon hydrogenerátoru, t. j. vratný pohyb pístů, obstarává excentr uložený na hnacím hřídeli hydrogenerátoru. Průtoková účinnost v důsledku ventilového rozvodu kapaliny bývá vysoká a tyto HG se používají pro nejvyšší tlaky (30 - 50 MPa i více).



obr. 143 a

Někdy je i u tohoto typu hydrogenerátoru použit šoupátkový rozvod kapaliny. V tom případě jsou vlastnosti srovnatelné s předchozím typem HG.

1.6.2 Axiální pístové hydrogenerátory

Mají osy pístů rozložené na válcové ploše, tedy rovnoběžně s osou bloku válců. Vyráběné jsou dvě základní konstrukce tohoto typu hydrogenerátoru:

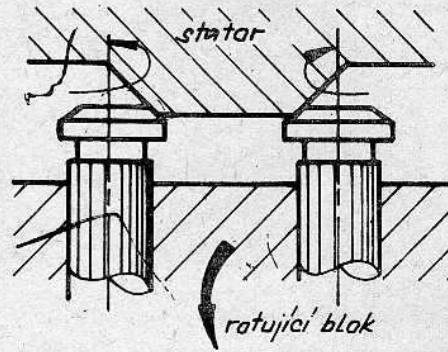
Hydrogenerátor se skloněným rotorem (obr. 145 a)

Rotor - blok válců je vykloněn proti unášecímu kotouči spojenému s hnacím hřídelem. Blok válců se otáčí současně s unášecím kotoučem a vratného pohybu pístů vedených v bloku je dosaženo spojením pístů s unášecím kotoučem prostřednictvím ojnicek s kulovými čepy. (Konstrukčně i technologicky náročné) (obr. 145 b.)

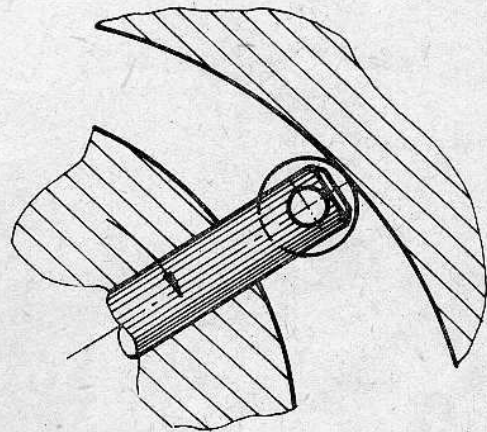
Hydrogenerátor se šikmou opěrnou deskou (obr. 146)

Hnací hřídel hydrogenerátoru je přímo spojen s blokem válců. Šikmá opěrná deska, o kterou se opírají hlavy pístů, svým sklonem určuje jejich zdvih. Pokud není zajištěno dotlačení hlav pístů na šikmou opěrnou desku nějakým pomocným mechanismem (viz obr. 147 b), není tento typ HG samonasávací.

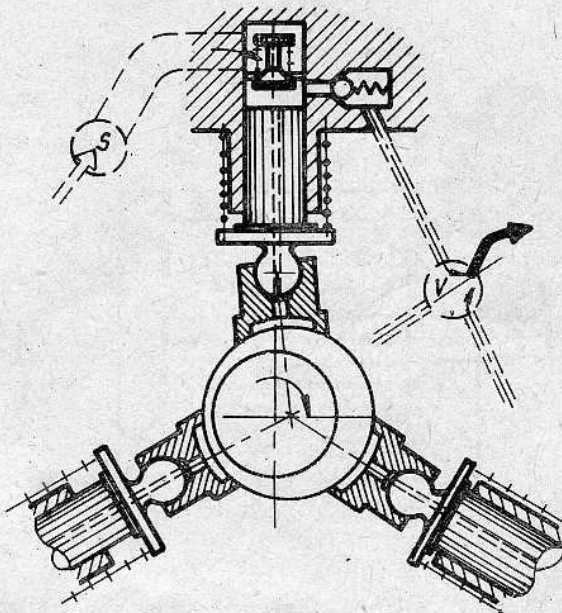
S ohledem na tření mezi hlavami pístů a opěrnou deskou bývá opěrná deska buď uložena valivě (obr. 147 a,) nebo se písty opírají o desku prostřednictvím



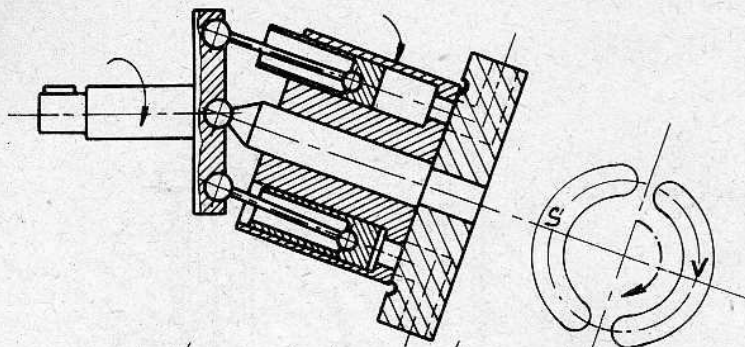
obr. 143 b



obr. 143 c



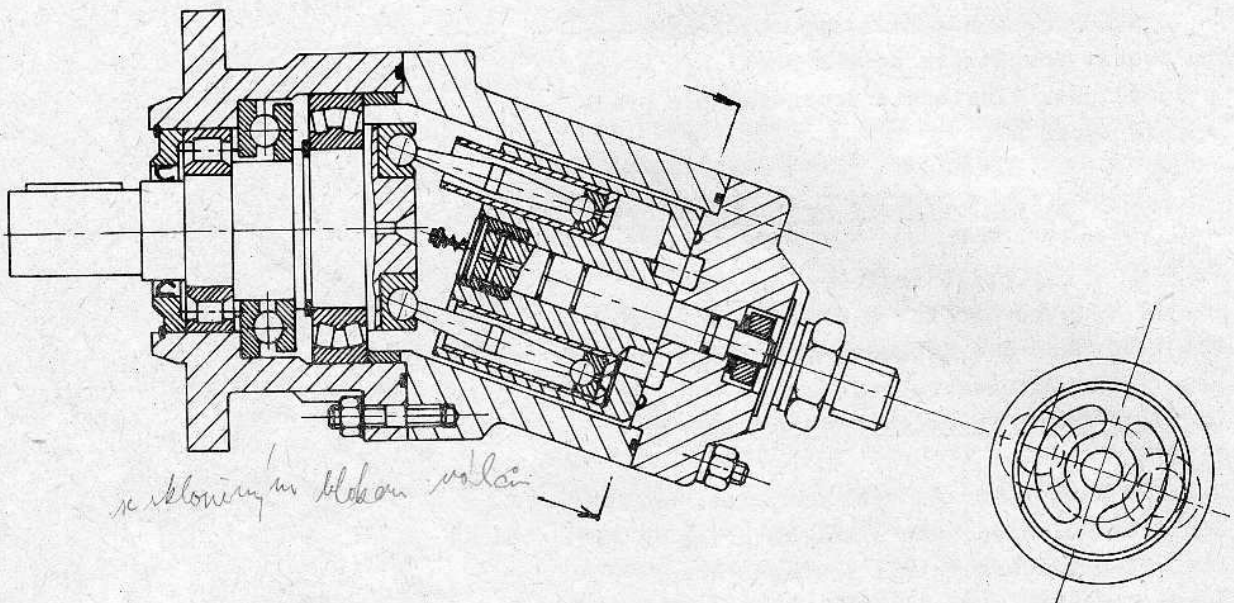
obr. 144



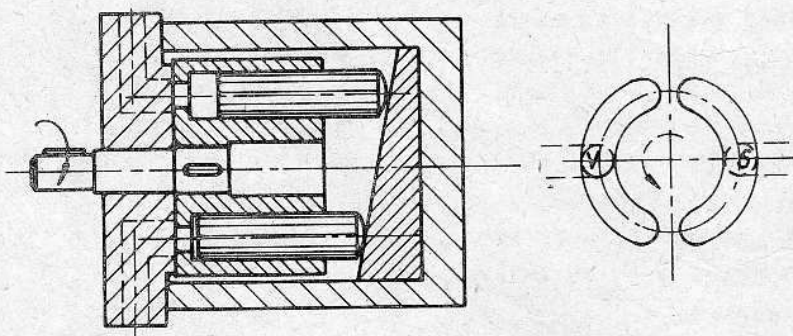
*Schematický obraz hydrogenerátoru
se skloněným rotorem obr. 145 a*

b) botek (kluzáků) s hydrostatickým patním ložiskem (obr. 147 b).

Regulace proudu je možná u obou konstrukčních typů změnou sklonu: buď šikmé opěrné desky vzhledem k bloku válců, nebo celého bloku válců vzhledem k unášecímu kotouči.



obr. 145 b



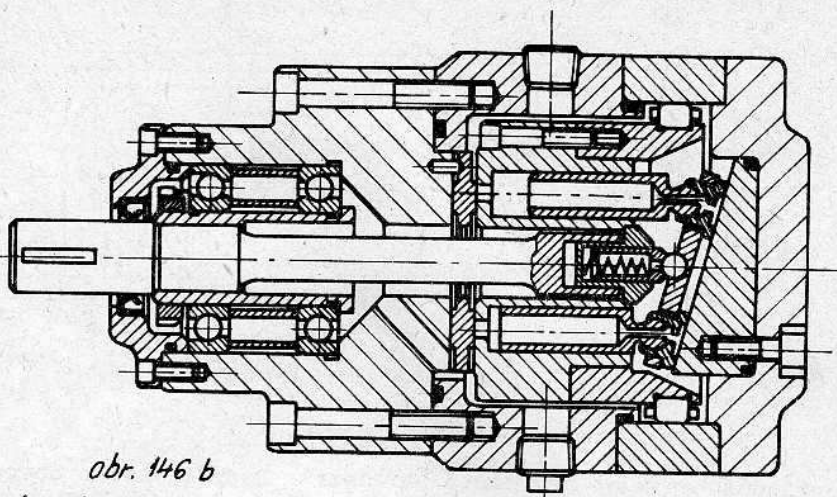
obr. 146 a

Rozvod kapaliny je v obou případech proveden čelním rozváděcím kotoučem, o který se opírá svým čelem blok válců. Styková plocha je buď rovinná nebo kulová (obr. 148). Rozváděcí kotouč má dvě drážky spojené se sacím a výtlačným kanálem hydrogenerátoru.

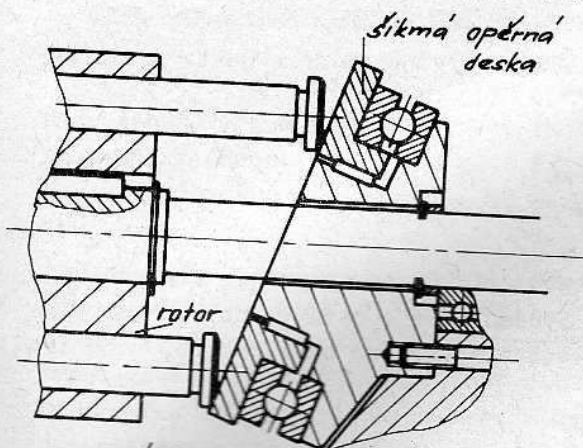
1.6.3 Řadové pístové hydrogenerátory

Vyrábějí se zejména pro velké proudy pro speciální účely, nebo pro použití

u hydraulických lisů. Způsob náhonu i rozvodu kapaliny se příliš neliší od některých uvedených konstrukcí. Hydrogenerátory jednoválcové se používají někdy jako ruční pomocné zdroje tlakové kapaliny.

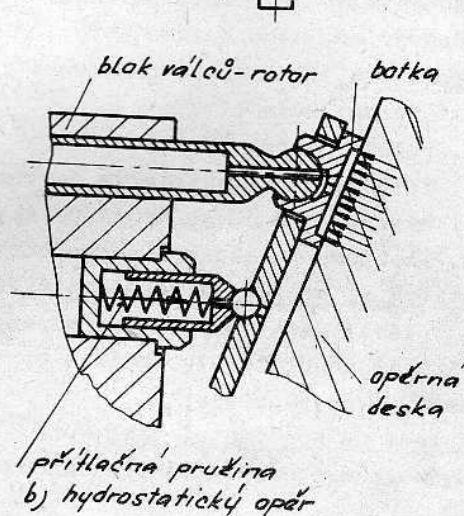


obr. 146 b



a) valivé uložení opěrné desky

obr. 147 a



b) hydrostatický opěr

obr. 147 b

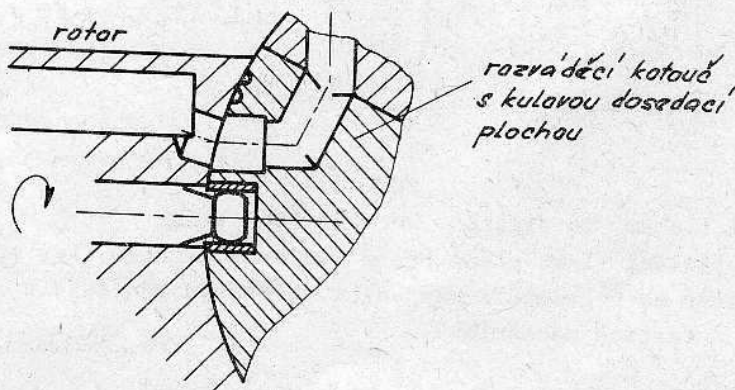
1.7 Regulace hydrogenerátorů

Pod tímto pojmem rozumíme změnu proudu hydrogenerátoru.

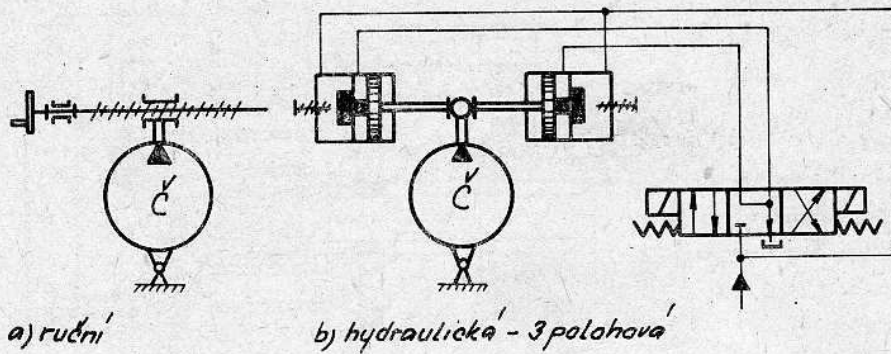
Existují dva způsoby:

1. změnou hnacích otáček
2. změnou geometrického - základního objemu

Za regulační hydrogenerátory považujeme ty, u nichž lze řídit velikost základního objemu. Jsou to hydrogenerátory lamelové a pístové. U lamelových a radiálních pístových HG se regulace provádí změnou excentricity statorového kruhu vůči ose rotoru. U axiálních pístových HG se mění základní objem změnou úhlu sklonu bloku válců vůči unášecímu kotouči, nebo změnou sklonu šikmé opěrné desky.



obr. 148



obr. 149

přizpůsobením se provozním parametrům hydraulického obvodu. Regulace může být prováděna přímo, nebo automaticky.

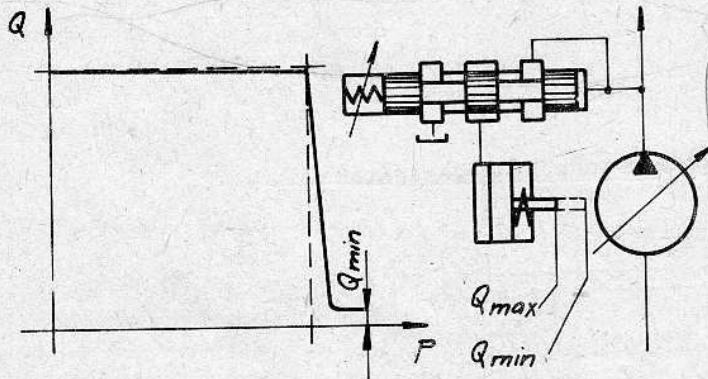
Přímá regulace, to znamená nastavení regulačního orgánu HG do nějaké přímo požadované polohy může být:

1. ruční (obr. 149 a)
2. mechanická (elektrickým servomotorem)
3. hydraulická (dvou až třípolohová s narážkou)(obr. 149b)
4. elektrohydraulickým servopohonem

Automatická či samočinná regulace tkví v automatickém nastavování pracovního objemu v závislosti na některém parametru hydraulické soustavy (obvykle na tlaku, případně na průtoku). Používá se v obvodech rotačních hydromotorů, nebo lisů a upínačů. Typy regulace:

1. regulace na konstantní tlak (obr. 150)

Hydrogenerátor dodává plné množství kapaliny až po dosažení nastaveného maximálního tlaku, který je pak udržován i při různém odběru kapaliny. Při dalším zvýšení tlaku klesne prudce dodávané množství k minimální hodnotě potřebné ke krytí objemových ztrát v obvodu.



obr. 150

né tlakem. Do určitého nastaveného tlaku dodává HG plné množství, při dalším zvyšování tlaku klesá proud lineárně k nule. Tlak ve výtlačné větvi HG je porovnáván na regulačním mechanismu se silou předepjaté pružiny. Používá se u lisů a upínacích mechanismů.

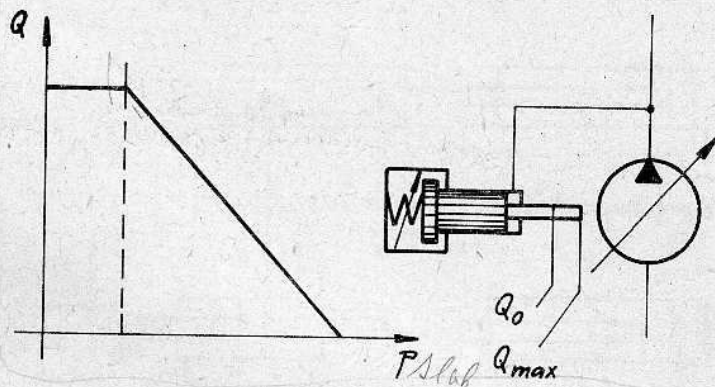
3. regulace na konstantní výkon (obr. 152)

Ze vztahu pro hydraulický výkon hydrogenerátoru vyplývá pro tento způsob podmínka $p \cdot Q = konst.$. Závislost $Q(p)$ je tedy hyperbolická a ve skutečnos-

Regulace hydrogenerátorů je využívána nejen k regulaci rychlosti či otáček hydromotoru, nebo k jeho reversaci, ale i k regulaci vlastního příkonu HG,

U řízení, výkonu, průtoku pomocí výkonu hydrogenerátoru

ti se nahrazuje součtem
přímkových charakteristik
několika pružin.
Konstrukční uspořádání je
stejné jako u regulace s
tlakovou kompensací.
Někdy je tento způsob re-
gulace kombinován s regu-
lací na konstantní tlak,
aby byl omezen maximální
pracovní tlak v obvodu.



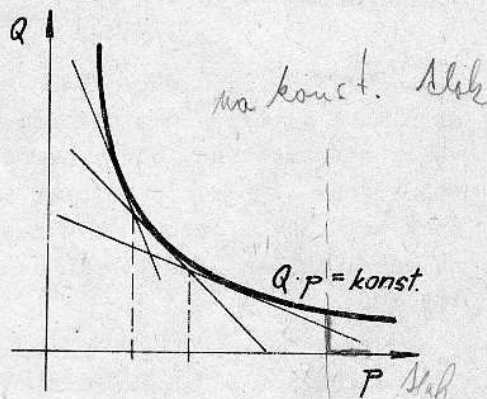
obr. 151

4. regulace na konstantní průtok (obr. 153)

Používá se u pohonů, kde se hnací otáčky
hydrogenerátoru mohou měnit, ale je žádaný
konstantní proud.

$$Q = q \cdot n = konst.$$

pak q se musí měnit v závislosti na n .
Změna proudu se převádí ve výtlačku HG na
změnu tlakového spádu na vložené cloně.
Tato změna tlaku je použita k regulaci hydro-
generátoru.



obr. 152

III.2. Hydraulické motory

2.1 Úvod

Hydraulické motory jsou prvky v nichž
se mění tlaková energie hydraulické kapali-
ny v mechanickou práci. Jsou to výstupní
prvky hydraulických výkonových obvodů.

Podle pohybu vykonávaného pohybovým
členem motoru si můžeme hydraulické motory
rozdělit na: 1. HM s pohybem přímočarým

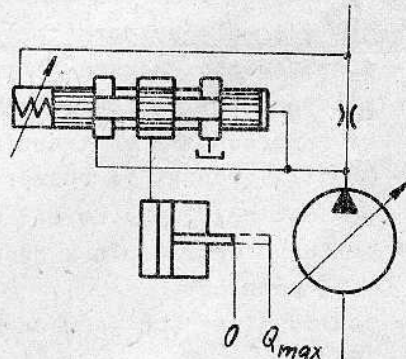
2. HM s pohybem kyvným
3. HM s pohybem rotačním

2.2 Hydromotory s přímočarým pohybem

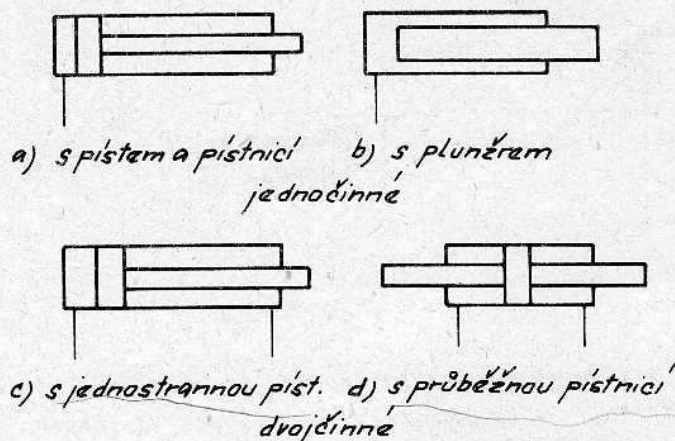
Jsou to hydraulické válce, které podle konstrukce rozdělujeme na:

- jednočinné - s pístem a pístnicí
- s plunžrem
- dvojitě činné - s jednostrannou pístnicí
- s průběžnou pístnicí

(viz obr. 154)



obr. 153



obr. 154

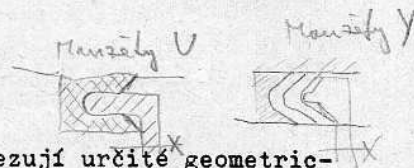
draulické kapaliny a s otvorem pro pístnici, opatřeným těsněním jsou na trubku válce našroubována. Někdy je používána montáž čel stažením šrouby vedenými vně válce (obr. 155 c.) U delších válců, kde by se těžko dosahovalo předpětí dlouhých montážních šroubů se užívá konstrukce s nasazenými přírubami pojištěnými na válci zděřemi, ke kterým jsou čela válce přišroubována krátkými šrouby (obr. 155 d).

Těsnění pístů a pístnic hydromotorů je důležitým konstrukčním prvkem. Na správném výběru těsnění závisí spolehlivost funkce, třecí síly, dosažitelné zrychlení při rozběhu i maximální rychlost pohybu pístu.

Běžně používaná pohybová těsnění jsou:

1. manžety z olejuvzdorné pryže

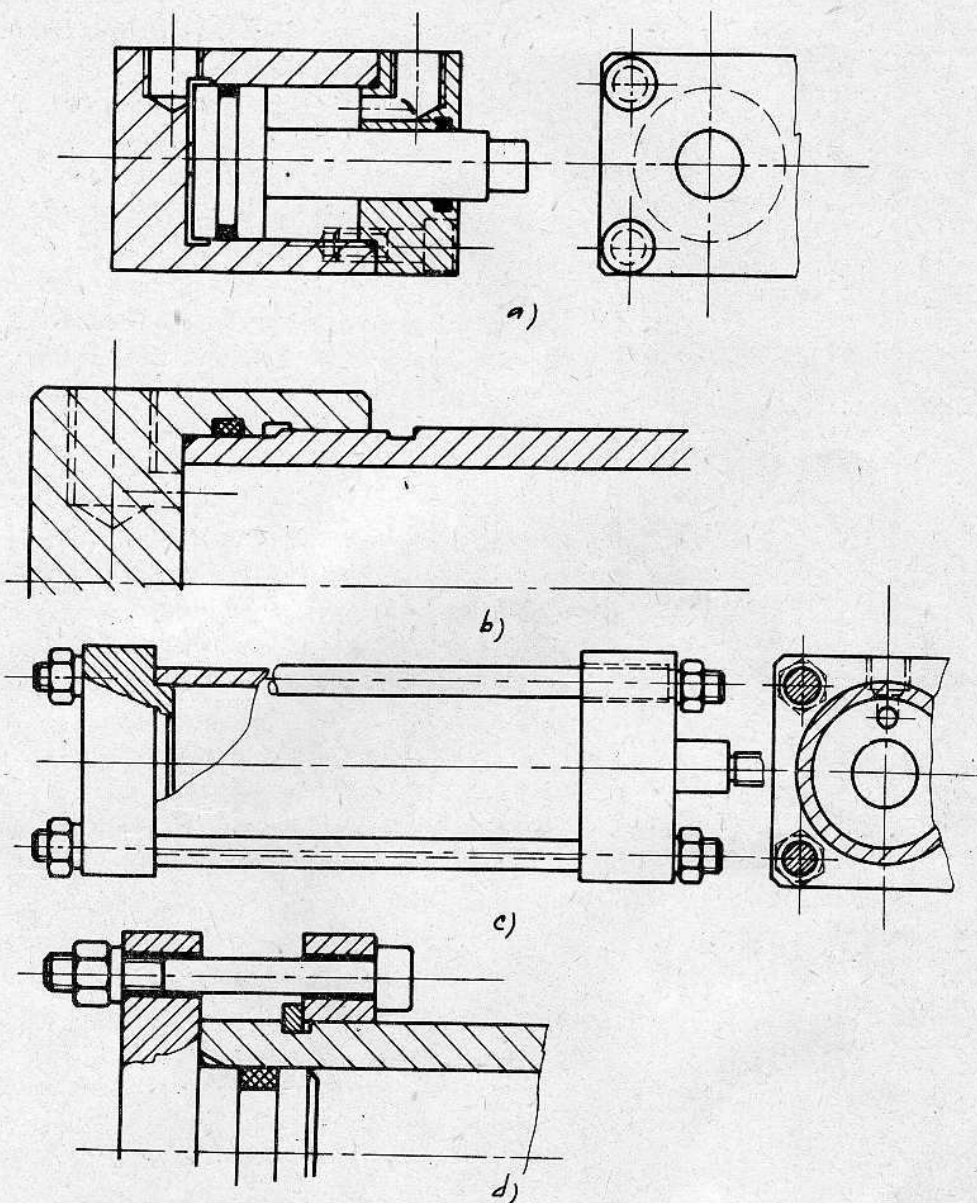
- dobrá těsnicí schopnost při poměrně malých odporech
- přizpůsobují se dobře tvaru těsněného prostoru a vymezují určité geometrické nepřesnosti ve tvaru (ovalita)
- použití manžet je rozměrově náročné, konstrukce těsnicího prostoru musí odpovídat příslušné normě (ČSN 029255 a ČSN 029256)
- manžety těsní pouze v jednom směru, dle toho je třeba konstruovat těsnicí prostory
- používají se buď jednoduché manžety tvaru U nebo skládané ve tvaru Y (obr. 156)
- konstrukce, stejně jako u všech ostatních druhů pryžového těsnění, má být taková, aby se při montáži těsnění nepřevlékalo přes ostré hrany nebo závit



2. pístní kroužky kovové

- provedení, konstrukce, lícování a tvary zámků shodné s pístními kroužky spalovacích motorů
- malé pasivní odpory
- vhodné i pro nejvyšší pracovní teploty a teploty prostředí hydromotorů
- vysoké pohybové rychlosti
- jediný druh těsnění vhodný pro těsnění na přerušovaném povrchu válce vrtanými otvory či kanály

Konstrukce běžných typů přímočarých motorů dvočinných s jednostrannou pístnicí jsou na obr. 155. Na obr. 155 a je hydromotor menšího průměru a pro kratší zdvihy, konstrukce vhodná pro kusovou výrobu: vrtaná ocelová či litinová kostka s přišroubovaným víkem, které má otvor pro pístnici. Na obr. 155 b je běžná konstrukce hydraulického válce. Válec je vyroben z ocelové bezešvé trubky a čela s přírady hy-

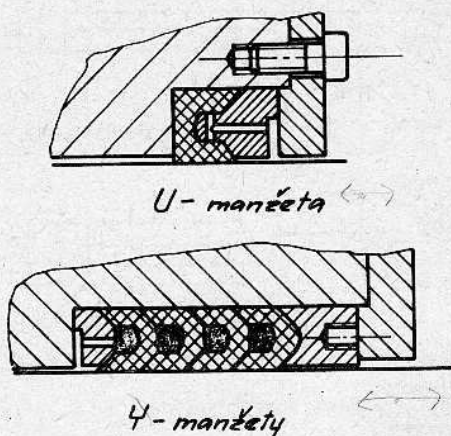


obr. 155

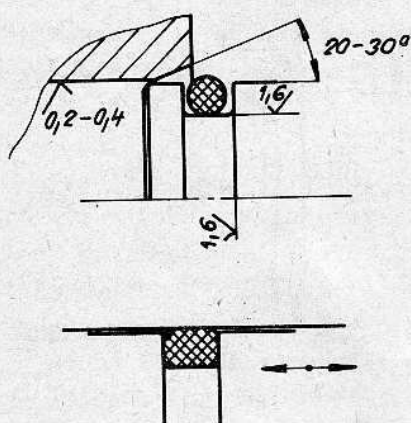
- horší těsnost, pronikání oleje zámký kroužků
- přesné a jemné opracování vnitřního povrchu válce (honování), pístní kroužky nemohou kompenzovat místní nerovnosti
- minimální počet těsnících prvků jsou dva kroužky se zámký pootočenými proti sobě (používají se i tři až čtyři)

3. prvžové kroužky kruhového průřezu

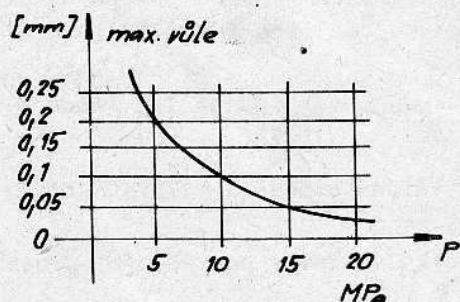
- nejjednodušší druh těsnění s nejmenšími prostorovými nároky na konstrukci těsnícího prostoru
- velmi dobrý těsnící účinek v obou směrech
- při montáži nesmí dojít k poškození kroužku (ostré hrany, závity - viz obr. 157)
- větší tření vůbec a značný rozdíl mezi třením za klidu a za pohybu



obr. 156



obr. 157



obr. 158

V pracovním prostoru hydromotoru se pohybuje kyvná lopatka spojená s hřídelem motoru (obr. 161). Úhel otáčení lopatky je vždy menší než 360° , zpravidla do $240^\circ + 270^\circ$. Tlakový olej přiváděný na jednu anebo druhou stranu lopatky působí na její plochu a vyvezuje kroutící moment. Maximální pracovní tlaky 2,5 - 3 MPa. Slabým místem konstrukce tohoto hydromotoru je zajištění těsnosti kyvné lopatky a tedy udržení průtokové účinnosti v přijatelných mezích.

- větší nároky na jakost obrobení funkčních ploch, jejich souosost a čistotu (o-potřebení kroužků)
- soustřednost pohybujících se částí je nutné dodržet v rozmezí 0,07 - 0,15 mm podle rozměru
- jakost opracování stykových ploch dynamického těsnění nejméně $Ra = 0,4$
- rozměry těsnicího prostoru a maximální vůle mezi pohybujícími se částmi je dána normou ČSN 02 92 80, ale obecně má být co nejmenší v závislosti na provozním tlaku (obr. 158)
- těsnicí kroužek je tlakem kapaliny vtlačován do spáry mezi pohybující se částí, což může vést k mechanickému poškození až k uskřípnutí části kroužku

- toto nebezpečí se omezuje speciálními úpravami v nichž je pryžový kroužek kombinován s teflonovými kroužky (obr. 159 a)

V zahraničí jsou rovněž z tohoto důvodu používány i jiné druhy profilových pryžových těsnění (obr. 159 b).

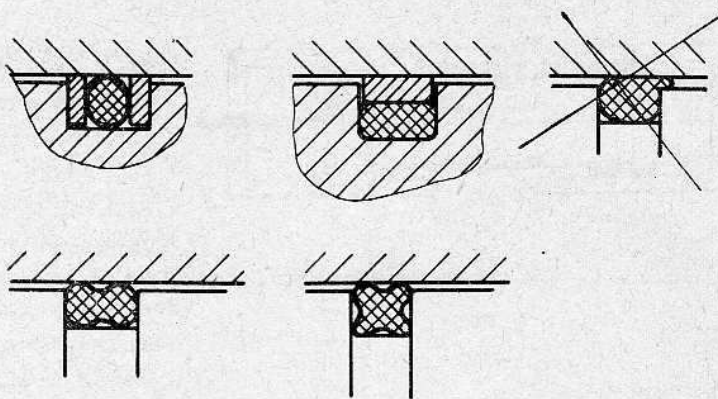
Pryžové kroužky kruhového průřezu se rovněž velice dobře osvědčují jako těsnění statická, užívaná k těsnění různých vík, přírub a šroubení. K tomuto účelu se buď používají kroužky dle stejné normy jako pro těsnění dynamická, nebo kroužky menšího průřezu dle ČSN 02 92 81.

Tlumení na konci zdvihu přímočarých HM

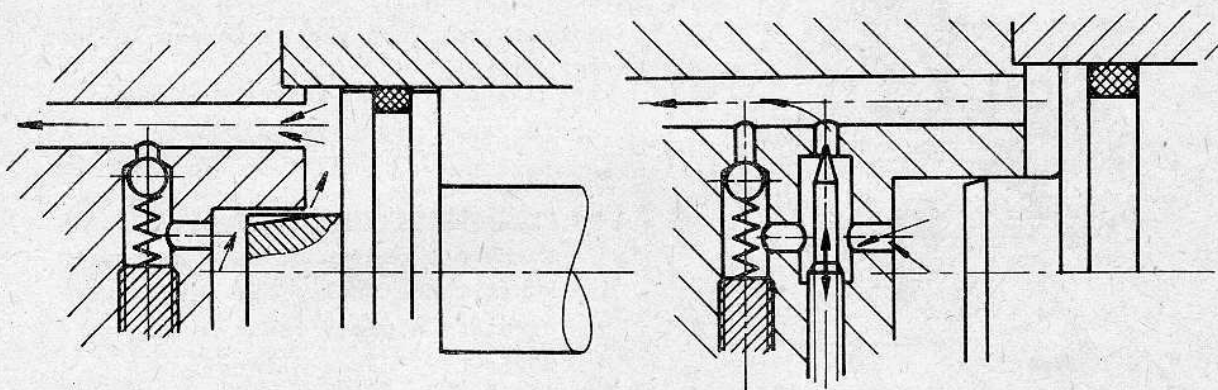
Aby v hydraulických válcích, jejichž zdvih není omezen vnějšími dorazy, nedocházelo v úvratích k nežádoucím tvrdým nárazům pístu na čela válce, používá se tlumení vytvořeného zvýšením hydraulického odporu při vyprazdňování prostoru hydraulického válce (obr. 160)

2.3 Hydromotory s kyvným pohybem

Hydromotor s kyvným pohybem je možné nahradit speciální úpravou přímočarého HM s přímým převodem pohybu pístu na ozubený pastorek (obr. 162). Tato konstrukce je ověřená a je vhodná k použití ve všech běžných případech i pro úhly pootočení $>$ jak 360° .



obr. 159

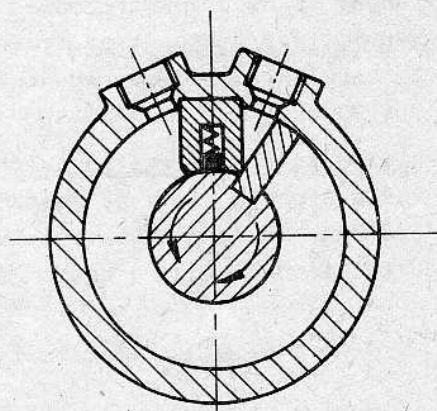


obr. 160 a, b

2.4 Hydraulické motory s rotačním pohybem

Hlavní předností je maximální možný regulační rozsah otáček a kroutících momentů, malé rozměry a setrvačné hmoty a malá váha na jednotku výkonu, možnost trvalého pracovního režimu při otáčkách blízkých nule, bezpečnost ve výbušném prostředí.

Téměř všechny typy rotačních hydraulických strojů, které jsou používány jako hydrogenerátory, lze použít i jako hydromotory.



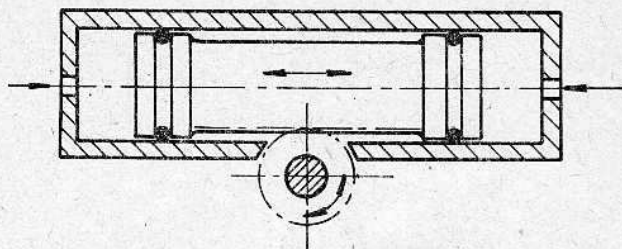
obr. 161

2.4.1 Zubové hydromotory

Velmi jednoduchá konstrukce. Velmi nízká celková účinnost a velmi nízká průtoková účinnost obzvláště při rozběhu a nízkých otáčkách. Velký potřebný tlak kapaliny k uvedení nezatíženého HM do chodu.

2.4.2 Lamelové hydromotory

Vzhledem ke svým malým rozměrům, které jsou dány velkou hltností ve srovná-

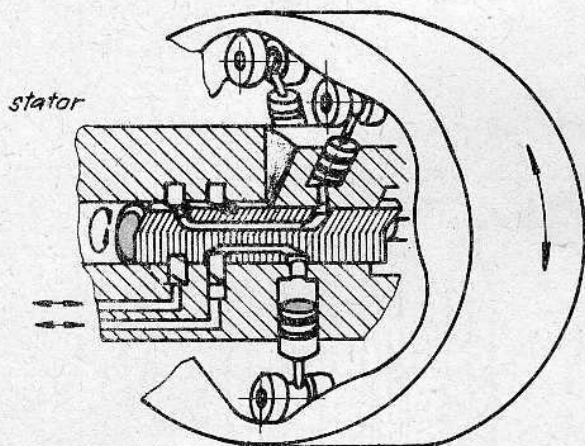


obr. 162

ní s jinými typy hydromotorů, používají se když chceme docílit velkých kroutících momentů při malých zastavovacích rozměrech a malém momentu setrvačnosti. Zejména v oblasti nízkých otáček. Většinou jsou vyráběny jako neregulační.

2.4.3 Pístové hydromotory

Stejně jako hydrogenerátory se HM vyrábějí jako radiální a axiální. Jejich hlavní předností je vysoká účinnost a možnost regulace geometrického objemu (hltnosti).



obr. 163

2.4.3.1 Radiální pístové HM

vyšetřovací
a) rychloběžné - nízkomomentové: jsou to HM s kruhovou oběžnou dráhou, konstrukčně analogické s hydrogenerátory s písty vedenými w rožtoru. Možnost regulace hltnosti.

b) pomaluběžné - vysokomomentové: jsou

vyráběny ve dvou konstrukčních variantách:

- hydromotory s excentrem, podobné HG s písty vedenými ve statoru. Řízení rozvodu kapaliny šoupátkem spojeným s pohybem hřídele (Düsterloch Mk $\sim 10\ 000\ \text{Nm}$, při 25 MPa, $n = 200\ \text{1/min}$)

- hydromotory s křivkovou oběžnou dráhou. Oběžná dráha ratoru, který se otáčí vně statoru s písty je poháněna radiálním pohybem pístů jejichž hlavy jsou opatřeny kladkami. Rozvod kapaliny šoupátkový (obr. 163)

U těchto hydromotorů nelze regulovat hltnost.

2.4.3.2 Axiální pístové HM

Vyrábí se ve stejných konstrukčních variantách jako HG: s šikmou opěrnou deskou, nebo se skloněným blokem válců.

Zvláštní konstrukce těchto motorů je vyráběna pro elektrohydraulické servopohony (viz obr. 86, str. 71 - hydromotor MRAK 4-40).

2.5 Regulace rychlosti hydromotoru v hydrostatických převodech

Otáčky hydromotoru lze v podstatě regulovat dvojím způsobem:

a) při zachování konstantního kroutícího momentu

b) při konstantním výkonu hydromotoru

Obě varianty budou vysvětleny na příkladu axiálního pístového hydromotoru.

Regulace otáček HM při zachování konstantního krouticího momentu. Předpokládáme-li, že tlak kapaliny přiváděné k hydromotoru je konstantní, pak krouticí moment na hřídeli HM bude záviset pouze na úhlu sklonu opěrné desky. Při konstantním úhlu sklonu této desky (t. j. při konstantní hltnosti) lze regulovat otáčky HM pouze změnou přiváděného množství do hydromotoru (obr. 164). Napájecí obvod hydromotoru je opatřen buď regulačním hydrogenerátorem, nebo škrcením. Je zřejmé, že rozsah regulace je omezen hodnotou maximálního výkonu HM.

Regulace otáček HM při konstantním výkonu. Předpokládáme opět konstantní tlak kapaliny na vstupu do hydromotoru. Ze vztahu

$$P = M_k \cdot \omega = konst.$$

je zřejmé, že mezi otáčkami a krouticím momentem je hyperbolická závislost. Se zvyšováním otáček musí klesat krouticí moment. U axiálního pístového hydromotoru lze dosáhnout požadované závislosti mezi otáčkami a momentem změnou úhlu opěrné desky. Přiváděné množství do HM zůstává konstantní (obr. 165). Z křivky krouticího momentu je zřejmé, že tento způsob regulace nelze použít v oblasti nízkých otáček, při nichž by byl tak velký sklon opěrné desky, že silové namáhání uvnitř HM by přesáhlo dovolené hodnoty.

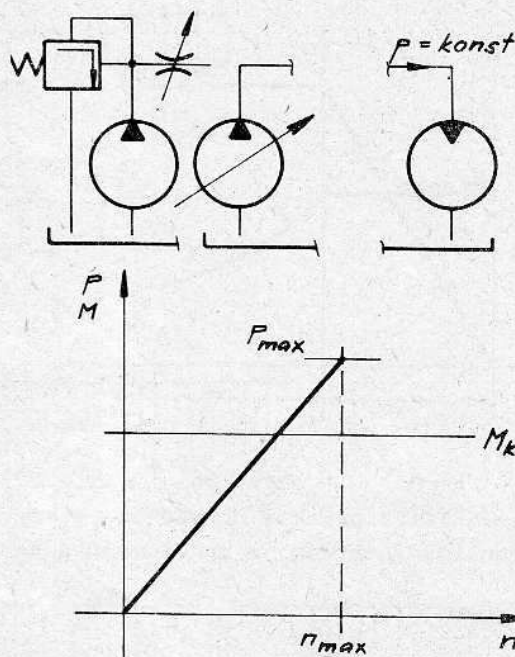
Pokud chceme dosáhnout maximálního rozsahu regulace otáček HM používá se kombinace obou předchozích způsobů regulace (obr. 166).

III.3 Řídící prvky

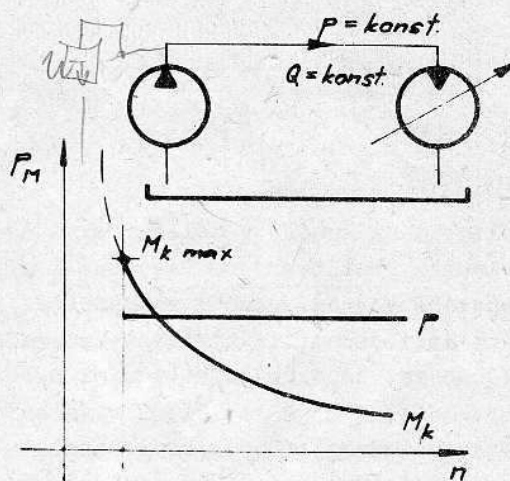
3.1 Rozdělení

Z hlediska funkce si můžeme řídicí prvky rozdělit do následujících skupin:

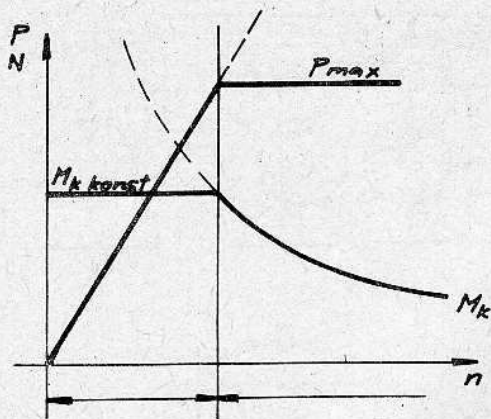
1. prvky pro řízení směru proudu a pro hrazení proudu (rozváděče a jednosměrné ventily)
2. prvky pro řízení pracovního tlaku (tlakové ventily)



obr. 164

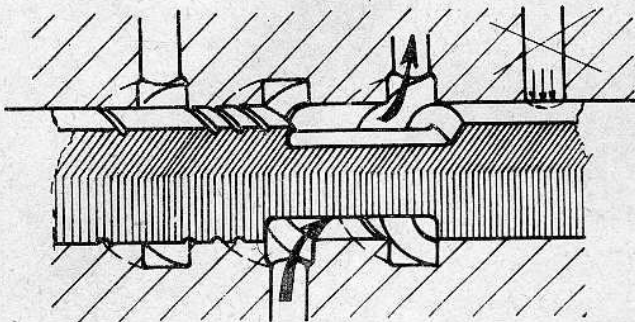


obr. 165



obr. 166

Rídící prvek v rozváděči, který uzavírá nebo otevírá příslušné cesty v hydraulickém obvodu je buď šoupátko nebo ventil.



obr. 167

kapaliny mezi kanály v tělese rozváděče (obr. 167).

Nákrůžky šoupátka jsou lapovány k otvoru v tělese s vůlí 6 - 16 μm na průměru. Lapované válcové plochy vzájemně se pohybujících částí rozváděče zajišťují těsnění mezi jednotlivými kanály rozváděče. Přívod kapaliny k šoupátku se děje obvodovými zápichy soustřednými s šoupátkovým otvorem v tělese rozváděče (viz obr. 167). Tím je zajištěno vyvážení radiálních tlakových sil na nákrůžku šoupátka uzavírajícího tlakový kanál.

Stejný účel mají i mělké zápichy (šířka 1 mm) vysoustružené na obvodu nákrůžek šoupátka některých rozváděčů. Tlaková kapalina prolínající radiální vůlí kolem nákrůžek šoupátka v důsledku tlakového spádu mezi kanály rozvodu by v případě ovality, buď nákrůžku, nebo otvoru v tělese způsobila jednostranné přitlačení šoupátka v otvoru tělesa a zablokovala by jeho pohyb.

Průměr šoupátek přímočarých rozváděčů se pohybuje podle jmenovitého průtoku rozváděčů od 4 + 5 mm u miniaturních provedení až po 30 - 40 mm.

U největších rozměrů rozváděčů nabývají hydrodynamické síly od proudící kapaliny značných hodnot a nepříznivě ovlivňují polohovou stabilitu šoupátka a velikost přestavných sil.

Základní tvarv šoupátek dvou a třípolohových rozváděčů viz obr. 168.

3. prvky pro řízení velikosti proudu (škrťací a regulační ventily)
4. prvky pro automatizaci pracovního cyklu

3.2 Rozváděče

- Všeobecné požadavky na jejich funkci jsou:
- uzavírání a otevírání cest by mělo probíhat bez rázů
 - přestavné doby ce nejkratší
 - tlaková ztráta ce nejmenší a dobré těsnění uzavřených cest.

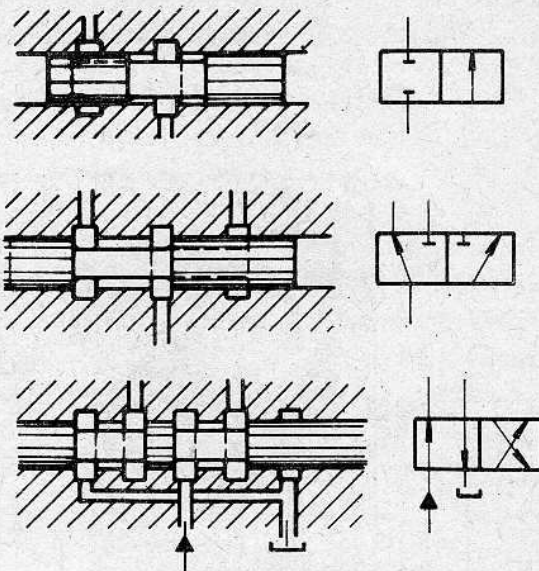
3.2.1 Šoupátkové rozváděče

se podle pohybu šoupátka rozdělují na rozváděče s pohybem přímočarým nebo rotačním.

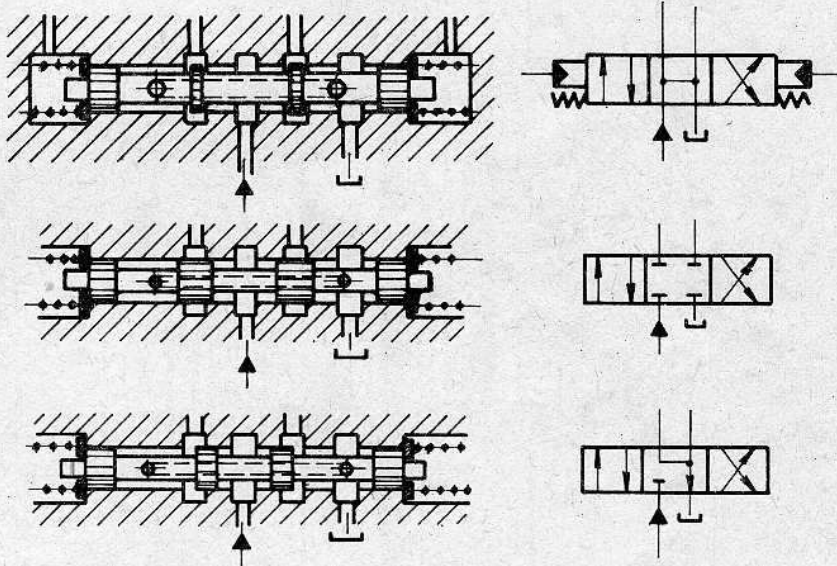
U rozváděčů s přímočarým pohybem šoupátka je řídicím elementem válcové šoupátko se dvěma, třemi, nebo čtyřmi nákrůžky, usměrňujícími tok ka-

Ovládání přímočarých rozváděčů může být:

1. ruční, buď pákové nebo tlačítkové - rozváděč může být do všech poloh přestavován ručně, nebo může být ovládání kombinované s vratnou pružinou, která vrací šoupátko do základní polohy.



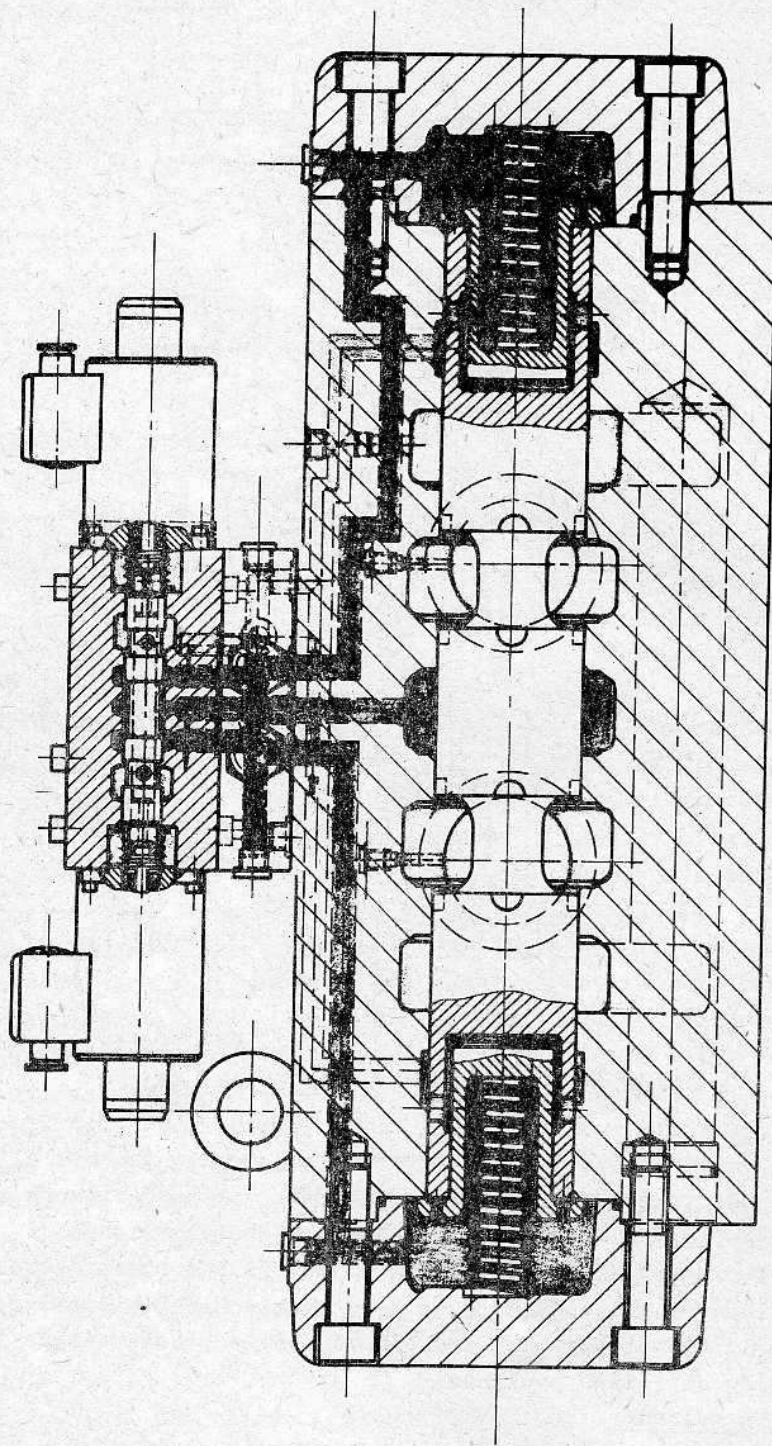
2. mechanické ovládání bývá použito, když řízení rozváděče je přímo odvozené od pohybujících se částí stroje pomocí šablony, vačky, nebo narážky. Nejsložitější je přímé ovládání reveršačního rozváděče od reversování pohyblivé části v úvratí. Je potřeba použít pružinového mechanismu k překonání mrtvé polohy.



obr. 168

3. elektrické ovládání s elektromagnety buď tažnými, nebo tlačnými. Spolu s elektrickým řídicím systémem dává možnost automatizace pracovního cyklu. Používá se pro menší rozměry rozváděčů, vzhledem k malým přestavným silám a zdvihům elektromagnetů. Používají se buď elektromagnety střídavé pro 220 V \sim , nebo stejnosměrné pro 12 - 24 V = . Ovládání může být buď pouze dvěma elektromagnety u dvupolohových rozváděčů, nebo jsou elektromagnety kombinované s vratnou pružinou (u třípolohových rozváděčů je zpětné přestavení do základní střední polohy vždy zajištěno pružinami).
4. elektrohydraulické ovládání - použití je stejné jako u elektricky řízených rozváděčů. Vzhledem k velkým průtokům a použitým tlakům v hlavní tlakové větvi je v této větvi zapojený velký rozváděč řízený hydraulicky od malého řídicího rozváděče ovládaného elektromagnety (obr. 169)

střídavé - brzděná přestavná čas. řiv. 8-15 · 10⁸ sekund, celková rychlost 8000/min, vždy buď jen na jednu stranu



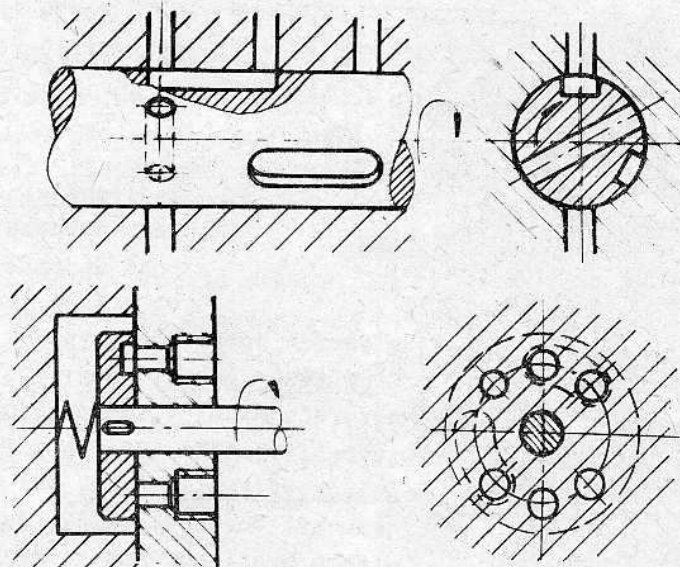
obr. 169: Třípolohový elektrohydraulický rozváděč

Poněvadž náhlým uzavřením velkých průtočných průřezů mohou vzniknout nebezpečné tlakové rázy, bývá někdy mezi řídicí rozváděč (pilot) a hlavní rozváděč zapojena skupina pro zpomalení (zpoždění) přestavování hlavního rozváděče, sestávající z jednosměrných a škrťacích ventilů.

5. hydraulické ovládání (samotné) bývá užíváno poměrně zřídka, jako výstupní prvek hydraulického řídicího obvodu.

Rozváděče s pohybem rotačním se zřídka užívají jako dvoupolohové. Většinou jako vícepolohové, nebo pro složitější řízení průtoku do více cest, kde nevystačíme s běžnými typy rozváděčů. Nejčastější způsob ovládání těchto rozváděčů je ruční nebo mechanický. Funkčním prvkem rozdělujícím průtok kapaliny v kanálech tělesa rozváděče je buď válcové šcupátko s povrchovými drážkami, nebo vrtanými kanály, nebo rozváděcí kotouč (či deska) dotlačovaná na čelní rozvodnou plochu tělesa s axiálně vrtanými kanály rozloženými na válcové ploše (nebo dvou soustředných válcových plochách)

soustředné s osou otáčení kotouče (obr. 170). Funkční čelní plocha kotouče je opatřena spojovacími drážkami, které při přestavení z polohy do polohy propojují kanály v tělese rozváděče. Na ručních rotačních rozváděcích TOS Vrchlabí bylo použito válcové šcupátko s profrézováním velkých spojovacích drážek (obr. 171).



3.2.2 Ventilové rozváděče

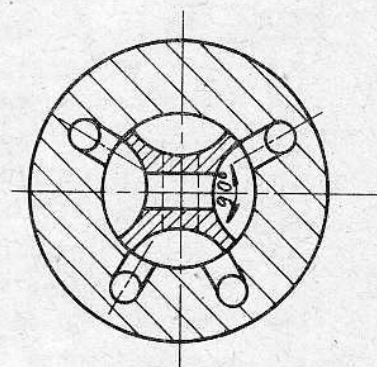
Použitím kuželových

obr. 170

ventilů hradících jednotlivé průtokové cesty v rozváděči je dosaženo naprosté těsnosti i při nejvyšších tlacích.

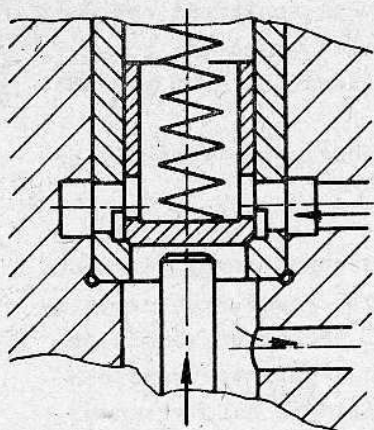
Při větším počtu řízených cest rozváděčem se komplikuje konstrukce rozváděče i způsob jeho ovládání. Lze jen obtížně dosáhnout vyvážení dynamických sil.

Ventilové rozváděče se užívají jen v zařízeních pracujících s nejvyššími provozními tlaky u nichž je požadováno zajištění dokonalé těsnosti mezi jednotlivými cestami uvnitř rozváděče.



obr. 171

Řídicím elementem je zpravidla kuželový ventil s vnějším vedením kuželky, dotlačovaný do sedla slabou pružinou a vždy i tlakem kapaliny. Ventil je zvedaný (a tím i otevíraný průtok kapaliny) mechanicky, zvedací tyčkou



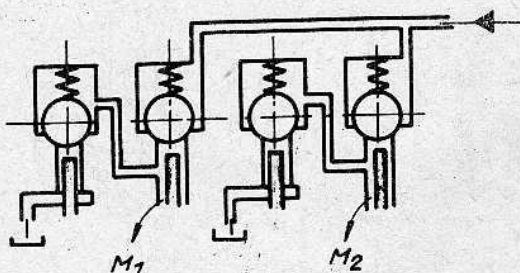
obr. 172

ořídícího mechanismu rozváděče (obr. 172)

Schema čtyřcestného reversačního rozváděče naznačuje konstrukční složitost ventilových rozváděčů (obr. 173).

3.3 Jednosměrné ventily

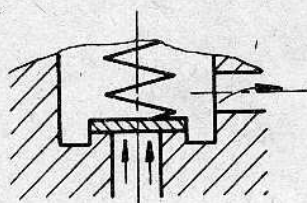
V jednom směru umožňují volný průtok kapaliny při nejmenších hydraulických odporech a v opačném směru hraří průtok s maximální těsností. Požaduje se absolutní těsnost při uzavření ventilu.



obr. 173

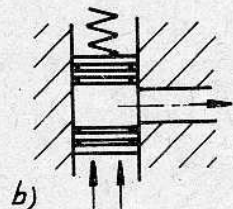
Podle konstrukce si můžeme užívané typy ventilů rozdělit na: talířové
šoupátkové
kuličkové
kuželkové

Talířové ventily (obr. 174 a) vzhledem k jednoduchému provedení, bez zvláštních nároků na přesnost netěsní dokonale. Užívají se zřídka (možné použití - zpětná záklopka v sacích potrubích čerpadel).



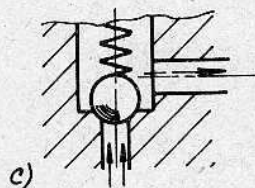
a)

Šoupátkový ventil (obr. 174 b). Válcové lapované šoupátko nezaručuje ani v tomto případě dokonalou těsnost při uzavření ventilu. Zřídka užívaný.



b)

Kuličkový ventil (obr. 174 c). Konstrukčně i výrobně jednoduchý. Ocelová kulička dotlačovaná do sedla v tělese slabou pružinou. Špatné dynamické vlastnosti při otevírání ventilu (nerovnoměrná změna průřezu) způsobují zákmity kuličky. Při velkých průřezových průřezích velká hmotnost rozměrné kuličky by způsobovala vytlačování sedla. Používá se jen pro malé průtoky - malé jmenovité světlosti.



c)

obr. 174

Kuželkový ventil. Ventil s kuželovou ploškou zalapovanou do sedla v tělese na šířce 0,8 - 1,5 mm opatřený válcovou vodící plochou buď vnější nebo vnitřní (obr. 175) je dotlačovaný do sedla slabou pružinou a při hrazení průtoku i tlakem kapaliny. Běžněji se užívají ventily s vnější vodící válcovou plochou. Ventily s vnitřním vedením vycházejí rozměrově menší (miniaturizace), lehčí, ale ve vodící ploše musí být prořezovány výřezy pro průtok kapaliny.

Ventil je vedený pouze třemi úzkými ploškami. Tento způsob vedení může být ve spojení s nečistotami v kapalině příčinou přičení ventilu a jeho nedostatečné (nebo nespolehlivé) těsnosti.

Běžné typy jednosměrných ventilů jsou otevírány proudem kapaliny. Jsou ale

užívané i jednosměrné ventily řízené, které umožňují průtok kapaliny i v opačném směru. Ventil je v tom případě zvednut hydraulickým mechanismem, tlakem kapaliny z řídicí větve (obr. 176).

Jednosměrné ventily, kromě své základní funkce jsou užívány ve složitějších prvcích obvodu, jako jsou měnicí ventily viz obr. 52 (str. 55), hydraulický zámek (obr. 177) a základní logické prvky konjunkce a disjunkce dvou signálů.

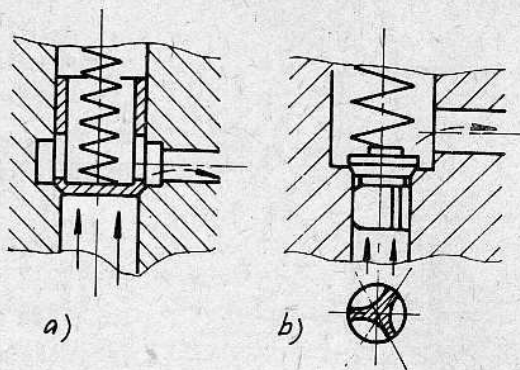
3.4 Tlakové ventily

Všechny ventily, jimiž je omezován, nastaven a seřizován tlak v hydraulických obvodech patří mezi ventily tlakové. Z nejdůležitějších jsou to: ventily pojišťovací, přepouštěcí, předepínací, odlehčovací a redukční.

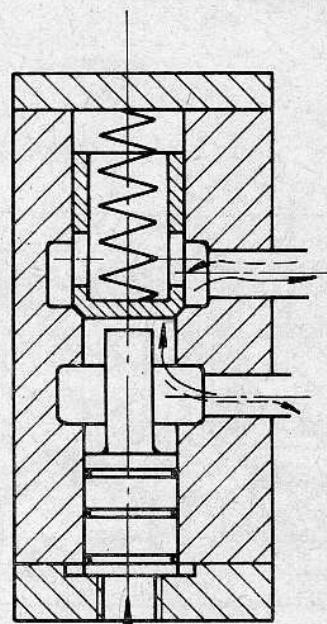
Obecně je konstrukce všech těchto ventilů s ručním seřizováním tlaku založena na principu porovnávání síly od seřizovaného tlaku působícího na mechanický člen ventilu se silou předepjaté pružiny. Při dosažení silové rovnováhy mechanický člen zpravidla propojuje nebo uzavírá hlavní průtočné cesty ve ventilu. Tímto mechanickým členem je buď šoupátko, nebo ventil s kuželovou nebo kulovou těsnicí plochou.

Ventily pro nižší tlaky (do 5 MPa) a menší průtoky jsou konstruovány jako přímořízené (obr. 178). Omezujícím konstrukčním faktorem jsou rozměry, tvrdost a tedy i regulační rozsah nastavovací pružiny.

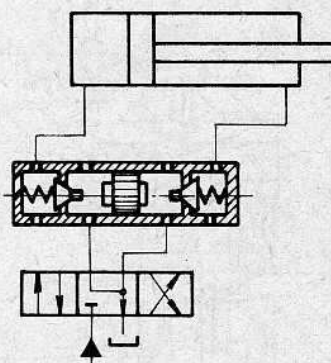
Pro vyšší tlaky a větší průtoky se používají téměř výhradně ventily nepřímořízené (tlakově vyvážené). Jedno z možných konstrukčních řešení pojistného ventilu nepřímořízeného je na obr. 179. Otevírací tlak je nastaven pružinou malého řídicího ventilu. Hlavní ventil je jen slabou pružinou dotlačován do sedla. Prostor hlavního tlakového kanálu a prostor nad hlavním ventilem je propojen přes škrťací štěrbinu. Pokud je řídicí ventil v klidu (nepropouští kapalinu) je tím na hlavním ventilu zajištěna rovnováha. Jakmile je řídicí ventil zvednut tlakem kapaliny ze sedla, začne proudit přes škrťací štěrbinu kapalinou



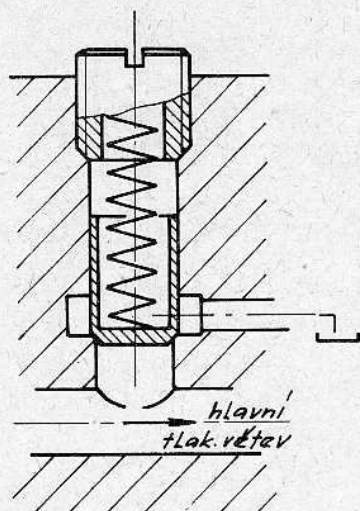
obr. 175



obr. 176



obr. 177

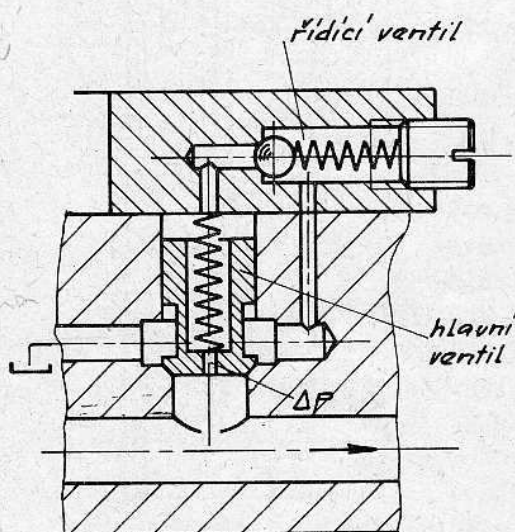


obr. 178

a tím se poruší silová rovnováha na hlavním ventilu (vytvoří se tlakový spád na škrťací štěrbině) a ten se zvedne ze sedla. Když tlak v tlakové větvi klesne, reaguje nejdřív řídicí ventil a uzavře se.

Ventily redukční se rovněž vyrábějí jako nepřímomořizené (obr. 180). Aby se zvýšila citlivost ventilu, bývá mechanický člen zpravidla proveden jako diferenciální šoupátko.

Ventily předepínací, odlehčovací a jiné jsou jen konstrukční varianty běžných ventilů omezujících tlak, lišící se v provedení a tvaru hlavního ventilu či šoupátka, druhem řídicího ventilu (kuželový, kulíčkový) a odvodem kapaliny z řídicího ventilu.



obr. 179

3.5 Řízení hydraulického proudu

Pokud nebereme v úvahu regulační zdroje kapaliny, pak nejobvyklejším způsobem řízení proudu je větvení hydraulického proudu. Teorie spojená s problematikou větvení proudu byla probrána v kapitole pojednávající o skladbě výkonových obvodů. Vlastním řídicím prvkem umožňujícím plynulou regulaci průtoku je škrťací nebo regulační ventil. Zvláštnosti stabilizace tlakového spádu a tepelné kompenzace regulačních ventilů byly již rovněž probrány.

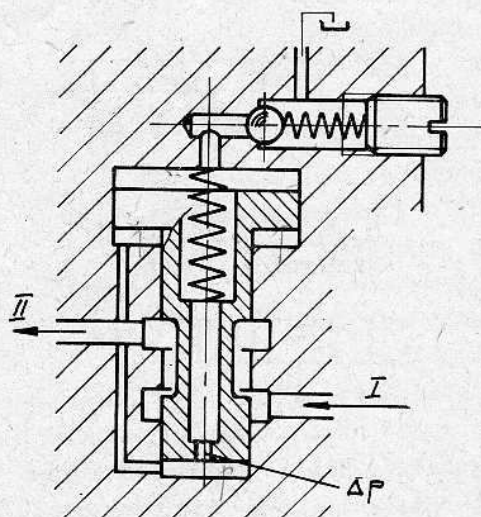
Podle konstrukčního provedení se ventily, kterými lze plynule nastavovat průtočný průřez, zhruba dělí na:

1. jehlové ventily
2. šoupátka s obvodovou nebo axiální drážkou proměnného průřezu
3. štěrbinové ventily

Z teorie i praktických zkoušek vyplývá, že nejspolehlivější škrťací ventily jsou ty, které mají délku škrťací dráhy co nejkratší a velký hydraulický průměr.

Jehlový škrťací ventil (obr. 181 a) je nejjednodušší, nevýhodou je značná citlivost, sklon k zanášení a k rozkmitávání.

Škrťací ventily šoupátkové (obr. 181 b, c), často používané, nevýhodou je poměrně značná škrťací dráha, proměnlivá dle velikosti na-



obr. 180

staveného průřezu.

Škrťací ventily štěrbinové (obr. 181 d) s velmi krátkou a konstantní škrťací dráhou. Jsou používány u moderních regulačních ventilů pro přesné řízení proudu.

3.6 Servoventily a proporcionální ventily, automatizace pracovních cyklů

Pro automatické plynulé řízení, či dálkové ovládání tlaku, proudu a dalších veličin se v současné době užívají elektrohydraulické servoventily a proporcionální ventily, které doplňují sortiment řídicích prvků pro úplnou automatizaci pracovních cyklů s plynulým řízením všech veličin hydraulického proudu. Konstrukce a rozdělení těchto prvků byla probrána v kapitole o řídicích obvodech.

Pro tvrdou automatizaci se často užívají v hydraulických obvodech:

1. tlakové relé (obr. 182), dává impuls při dosažení určitého tlaku, nebo při poklesu tlaku v hydraulickém obvodu

2. časové relé (obr. 183), používá se k vytvoření regulovatelné prodlevy v automatickém cyklu

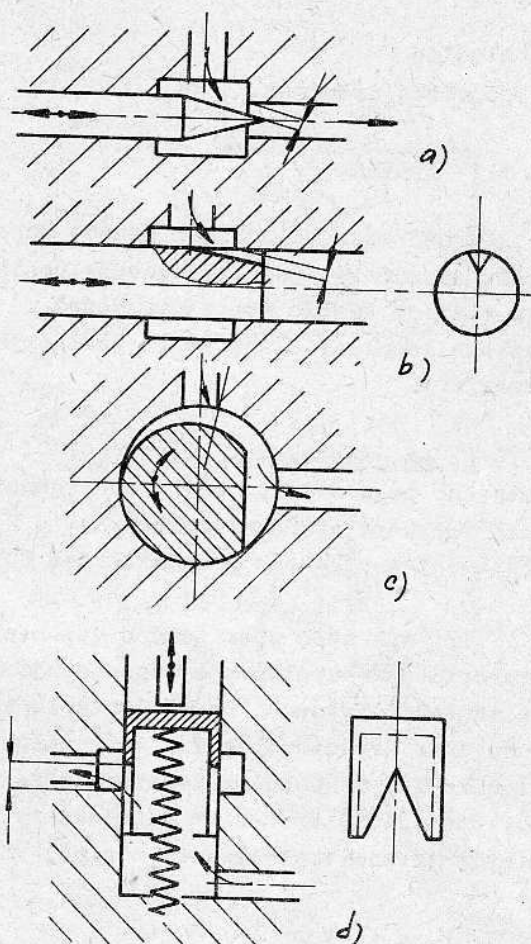
3. koncové spínače - jsou to ventily, rozváděče mechanicky ovládané od pohyblivých částí stroje.

III.4. Pomocné prvky hydraulických obvodů

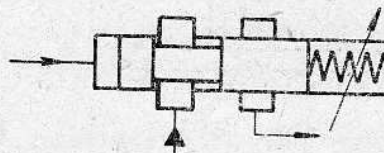
Tyto prvky lze definovat tak, že nejsou přímou funkční součástí určitého pracovního, nebo řídicího obvodu, ale přesto jsou pro jeho správnou funkci potřebné, či nezbytné.

Mezi tyto prvky lze zahrnout:

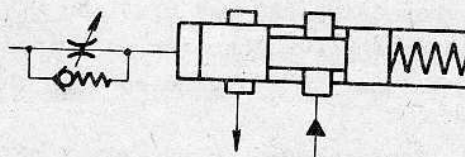
- nádrže na hydraulickou kapalinu
- čističe (filtry) hydraulické kapaliny
- akumulátory - i přes jejich případný nesporně funkční charakter



obr. 181



obr. 182



obr. 183

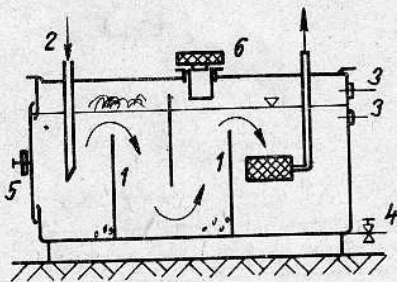
- chladiče
- spojovací materiál

4.1 Nádrže

V nádržích se udržuje zásoba kapaliny pro hydraulický obvod, kapalina se po oběhu obvodem uklidňuje, zbavuje pohlceného vzduchu a částečně odkaluje usazováním těžších částic nečistot. Nádrž má i určitý chladicí a stabilizační účinek na teplotu kapaliny. Část tepla pohlceného kapalinou se povrchem nádrže vyzáří do atmosféry.

Objem nádrže. V literatuře bývá udávána empirická hodnota 2 + 4 násobku minutového proudu připojeného hydrogenerátoru (pro otevřené hydraulické obvody). Tato velikost vycházela z požadavku na uklidnění kapaliny a chlazení při menších přenášitelných výkonech hydraulických obvodů pracujících s tlaky do 5 MPa.

Při vysokých přenášitelných výkonech nelze tuto hodnotu brát jako směrodatnou. Pro chlazení kapaliny je nepostačující a proto se ve většině případů používají chladiče. Zvětšování rozměrů nádrže vede ke zvětšování tepelné setrvačnosti obvodu a ke zvyšování ceny a váhy zásoby hydraulické kapaliny v obvodu. Při použití chladičů je možné z tohoto hlediska objem nádrže i snížit pod ukázanou hodnotu. Omezujícím kritériem se stává rychlost vylučování pohlceného vzduchu z kapaliny a trvanlivost olejové náplně. Údaje tohoto druhu nejsou zatím publikovány.

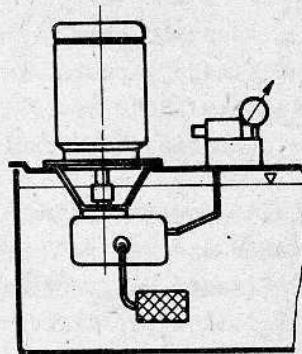


obr. 184

montovány olejovznaky (3) ukazující max. a minimální výšku hladiny v nádrži. Na dně nádrže bývá výpustné šroubení (4) a u větších nádrží na bočních stěnách montážní víka (5) pro čištění vnitřku nádrže. Nalévací hrdlo ve víku nádrže (6) bývá opatřeno síťovým filtrem a uzavřené zátkou s prachotěsným filtrem sloužícím k vyrovnání tlaků nad hladinou oleje v nádrži s atmosferickým. Vnější povrch nádrže bývá někdy žebrovan (v případě odlévané nádrže), kvůli lepšímu odvodu tepla do atmosféry a částečně se tím snižuje hlučnost (zmenšení rezonančních ploch).

Montáž hydrogenerátorů. V případě, že je nádrž s hydrogenerátorem spojena v jeden celek, v tak zvaný hydraulický agregát, bývá doplněna ještě dalšími prvky, jako pojistným ventilem, manometrem a filtry. V zásadě je možné montovat hydrogenerátor na nádrž dvojím způsobem. Buď pod víko a pod hladinu oleje v nádrži s vertikální osou (obr. 185), nebo horizontálně na víko nádrže (obr. 186). U prvního způsobu je přírubový elektromotor montován vertikálně na víko nádrže.

Výhodou je mazání spojky olejem v nádrži, dokonalé nasávání oleje i v případě zhoršené vnější těsnosti ssací větve hydrogenerátoru a někdy i snížení hlučnosti celého agregátu. Tímto způsobem jsou skoro vždy montovány hydrogenerátory s konstantním proudem, zejména zubové. V druhém případě je soustava hnacího elektromotoru a hydrogenerátoru montována na společné konzole na víko nádrže. Hydrogenerátor pracuje s určitou ssací výškou a je třeba zajistit dokonalou těsnost sání, aby nebyl nikde přisáván vzduch. Rovněž dle předpisů výrobců HG je nutné zajistit mazání spajkové části. Výhodou je, že teplo vyzařované povrchem hydrogenerátoru se přenáší do okolí a nezpůsobuje další ohřev kapaliny v nádrži. Tímto způsobem bývají montovány choulostivější typy hydrogenerátorů, zejména HG regulační. Usnadňuje to jejich obsluhu a údržbu.



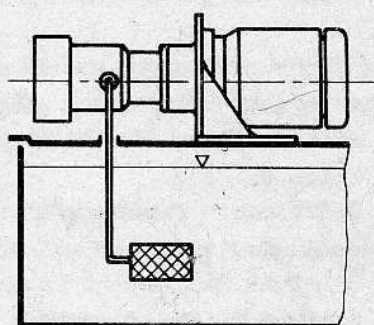
obr. 185

4.2 Čističe - filtry

Čističe slouží k oddělování mechanických nečistot z kapaliny. Tyto nečistoty v hydraulické kapalině mohou být různého původu:

- pryskyřičné látky vzniklé z minerálního oleje působením tlaku a teplot
- kovový otěr z mechanických pohyblivých částí obvodu
- okuje z trubek a spojovacího materiálu při spuštění nově vyrobeného zařízení
- nekovový otěr a částice z těsnících materiálů (pryž, teflon apod.)
- nečistoty vniklé do obvodu s novou olejovou náplní a ze vzduchu.

Mechanické nečistoty mohou být nejrůznějších tvarů a velikostí (řádově desetiny až tisícinny mm) a mohou být rozptýleny v oleji s různou hustotou.



obr. 186

Stanovení dokonalosti a účinnosti filtrace velmi těsně souvisí se stanovením množství nečistot a jejich velikostí v oleji. V Československu existují pouze dvě normy zabývající se čistotou ropných kapalin: ČSN 65 62 19 - Stanovení obsahu mechanických nečistot v ropných výrobních filtracích a ON 65 61 56 - Stanovení mechanických nečistot v kapalných palivech. Norma ČSN vůbec nedává názor na velikosti nečistot v kapalině a dle oborové normy je kromě váhového množství nespalitelných zbytků nečistot hodnocena i střední velikost částic zachycených na filtru. Obě metody jsou zastaralé, určené původně k jinému účelu a tedy pro měření čistoty oleje neobjektivní.

Poněkud přesnější je měření dle normy NDR, jinak ale se všemi nevýhodami mikroskopického měření.

Teprve použitím automatických počítačů nečistot je dosaženo objektivních a opakovatelných výsledků měření a rozřídění obsahu nečistot co do velikostí a četností. Automatické počítače pracují na různých principech: mikroskopickém, zalo-

ženém na rozptylu světla, na změně elektrického odporu, nebo na principu přerušení světelného paprsku. Z použití automatických počítáčů nečistot vychází návrh "Kodu čistoty ISO", který třídí kapaliny dle množství nečistot dvou základních velikostí částic ve vzorku.

Dovolená velikost částic nečistot v hydraulické kapalině je dána velikostí minimálních stěrbin v hydraulickém systému (kritická vůle v obvodu). Částice podstatně menší než kritická vůle nejsou příliš nebezpečné. Pokud se ale vyskytují v kapalině ve velkém množství, způsobují postupné opotřebení funkčních hran ventilů a šoupátek. Částice větší než kritická vůle nejsou sice nebezpečné hydraulickým prvkům, ale mohou způsobit náhlé selhání hydraulického systému ucpáním funkčních průtočných průřezů. Částice řádově stejné velikosti jako kritická vůle mohou způsobit nejen selhání hydraulického obvodu, ale i zadření funkčních ploch šoupátek nebo ventilů. Požadavky na filtraci se v současné době zvyšují se zaváděním nových přesných a citlivých řídicích prvků.

V hydraulických obvodech jsou používány dle požadované kvality filtrace různé materiály filtračních vložek:

1. síťové filtry - pletená kovová síťka s různou hustotou ok (kvalita filtrace kolem 0,1 mm)
2. štěrbinový (lamelový) filtr - nečistoty jsou zachycovány lamelami o určité vzdálenosti mezi sebou. Štěrbin mezi lamelami lze za provozu čistit (kvalita filtrace řádově rovněž cca 0,1 mm)
3. plstěné filtry - kvalita filtrace cca 0,01 - 0,03 mm - nepoužívají se - velký průtočný odpor a uvolňování vláken z filtru za provozu
4. papírové filtrační vložky - dle použitého materiálu až asi do 0,01 - 0,008 mm. Tento typ filtru je u nás v současné době nejčastěji používán
5. pro velmi jemnou filtraci řádově 1,0 - 10 μm se používají filtrační vložky ze spékanych kovů, nebo poriesných hmot.

Filtry bývají do obvodu řazeny různým způsobem, dle toho které části obvodu mají hlavně chránit a dle svého hlavního účelu:

1. v ssací větvi hydrogenerátoru - chrání hydrogenerátor, musí být dimensován tak, aby nezvětšoval příliš hydraulický odpor ssací větve, filtrační schopnost zpravidla není tak velká, aby stačila pro řídicí prvky hydraulického obvodu.
2. ve výtlačku čerpadla - plnoprůtoková filtrace kapaliny vstupující do obvodu, jemnost filtrace dána požadavky na čistotu kapaliny v použitém zařízení, pracují v plném tlaku kapaliny a jejich hydraulický odpor snižuje účinnost hydraulického obvodu.
3. v odpadní nízkotlaké větvi hydrometeru - zachycuje nečistoty vzniklé za provozu (kovové nečistoty vzniklé otěrem a částice z těsnících materiálů), zmenšuje celkové množství nečistot v obíhající kapalině, ale nechrání přímo choulostivé prvky obvodu, neovlivňuje činnost obvodu.
4. by-pass - buď uskutečněný filtrací kapaliny přepouštěné přes přepouštěcí ventil obvodu do odpaďu, nebo pomocným filtračním okruhem s vlastním hydrogenerátorem. Nechrání přímo choulostivé prvky obvodu, ale průběžně snižuje množství nečistot v cirkulujícím oleji. V žádném případě neovlivňuje účinnost hy-

draulického obvodu ani jeho činnost.

4.3 Chladiče (temperování hydraulické kapaliny)

Provozní teplota hydraulické kapaliny je dána jednak přímo požadavky na vlastnosti kapaliny a jednak požadavky na teplotu (případně ohřev) celého zařízení a připojených mechanických částí stroje. Viskozita a hustota kapaliny je na jedné straně limitována objemovými ztrátami a na druhé straně nesmí příliš zvyšovat tlakové ztráty.

S přechodem na tlaky vyšší jak 5 MPa se již u hydraulických obvodů neobejdeme bez přídavného chlazení kapaliny, poněvadž jednotlivé části obvodu a zejména hydraulická nádrž, již nestačí k odvedení tepla z hydraulické kapaliny. Ohřev kapaliny za provozu je důsledkem energetických ztrát a jejich přeměnou v teplo.

Náběh na provozní teplotu se většinou zajišťuje na počátku provozu přirozeným způsobem, t. j. ohřevem kapaliny při průchodu hydraulickými odpory. Pouze u nádrží s velkým obsahem se někdy používá ohřevu topnými tělesy.

Chladiče. Do určitých výkonů a v určitém požadovaném rozmezí pracovních teplot se s výhodou používají vzduchové chladiče. Výhodou je snadná a jednoduchá montáž na libovolném místě. Nevýhodou je zesílené proudění vzduchu v prostoru kolem chladiče a nutnost jejich zapojení do beztlakého odpadu.

Pro vyšší výkony (řádově kolem 10 kW a více) se doporučuje použití chladičů vodních, které s sebou přinášejí celou řadu komplikací: stabilní umístění chladiče a téměř vždy zvláštní vodní hospodářství s uzavřeným okruhem.

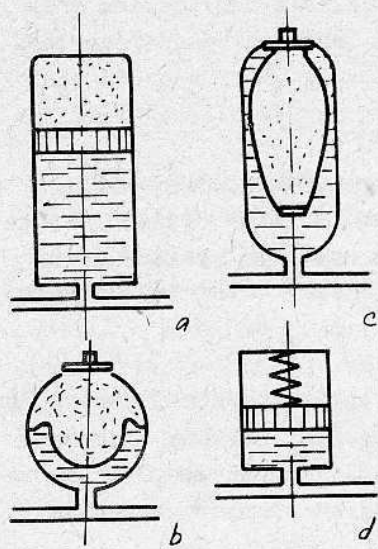
V poslední době se v některých hydraulických zařízeních objevily i kompresso-rové chladičí agregáty (VÚOSO, Praga AZKG). Tímto způsobem je možné dosáhnout vyšší účinnosti chlazení při nepříznivých klimatických podmínkách, nebo udržovat pracovní teplotu oleje na nižších hodnotách (20 - 30°C). Použití u velmi přesných obráběcích strojů (klimatizace), nebo na zkušebnách.

4.4 Hydraulické akumulátory

Hydraulické akumulátory jsou v obvodech nejčastěji používány ke tlumení hydraulických rázů a tlakových špiček. Kromě toho se někdy užívají jako nepřímý zdroj tlakové energie při zvýšené spotřebě tlakové kapaliny v obvodu (po kratší část pracovního cyklu). Rovněž je možné použití jako hydraulické pružiny pro zajištění zpětného pohybu jednečinných hydromotorů. K akumulaci energie u hydraulických akumulátorů slouží:

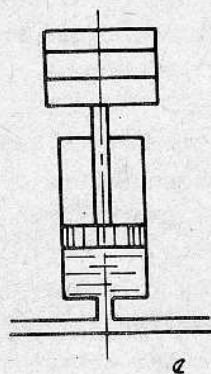
stlačování vzduchu nebo plynu, stlačování pružiny, zvyšování polohové energie závaží.

V prvním případě se k oddělení kapaliny a plynu méně často používá pístu (obr. 187 a). V současné době se konstrukce těchto akumulátorů ustálila na provedení



membránovém nebo vakovém (obr. 187 b, c). Charakteristika těchto akumulátorů, používaných u běžných strojírenských zařízení s obsahem 0,25 + cca 20 l závisí na plnicím tlaku plynu. V některých zařízeních s velkými akumulátorovými stanicemi se používají velkoobsahové akumulátory s přímým stykem hladiny kapaliny s plynem. U malých akumulátorů lze někdy využít deformace pružiny působící na kapalinu přes píst (obr. 187 d). Pístové akumulátory ve spojení se zvedaným závažím se užívají u velkých akumulátorových stanic, kde je potřeba i při velkých změnách obsahu kapaliny udržovat její konstantní tlak (obr. 187 e).

4.5 Spojovací materiál

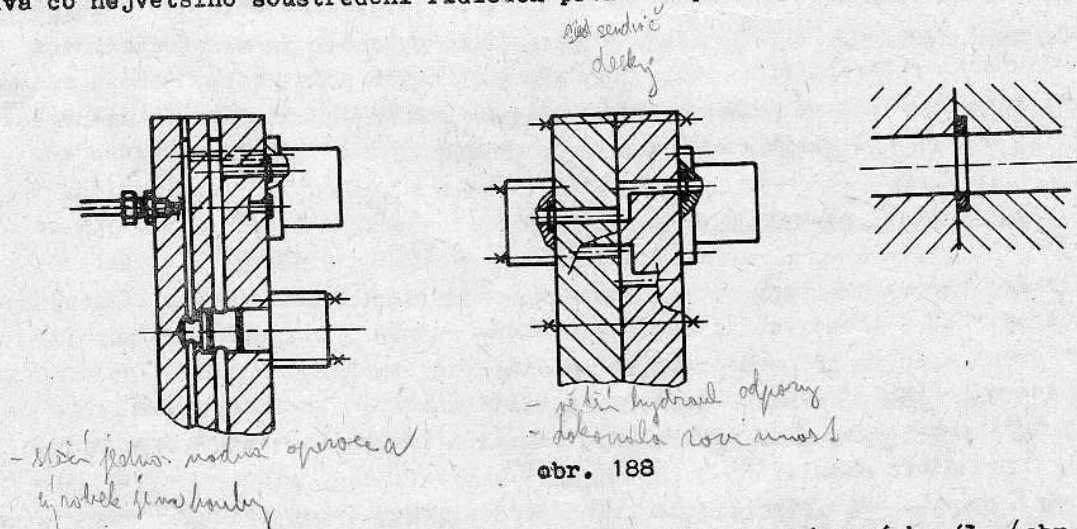


Spojovací materiál hydraulických systémů lze v podstatě rozdělit do několika základních skupin:

1. bezešvé ocelové trubky
2. pryžové hadice s koncovkami
3. ocelové vrtané kostky, nebo spojované desky s drážkami (sandwich systém)
4. vertikální řazení hydraulických prvků
5. spojovací šroubení (fitinky), otočné a teleskopické spoje.

obr. 187

Pro seriovou výrobu hydraulických obvodů se s výhodou používá co největšího soustředění řídicích prvků na ploše desky či kostky, která je

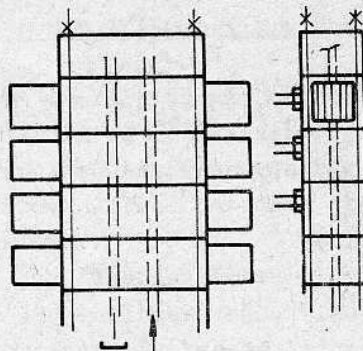


obr. 188

nejen nosným elementem, ale ve které jsou vyvrtány i spojovací kanály (obr. 188). Tento způsob umožňuje spojení hydraulických prvků s co největší těsností a s nejmenšími ztrátami kapaliny. Sandwich - systém se liší tím, že celý rozvod sestává z několika plochých desek, v nichž jsou kanály vrtány pouze příčně, jako prodloužení výstupních kanálů hydraulických prvků a propojení mezi nimi je provedeno drážkami v dělicí rovině desek. Vnější těsnost i vzájemná těsnost kanálů je za-

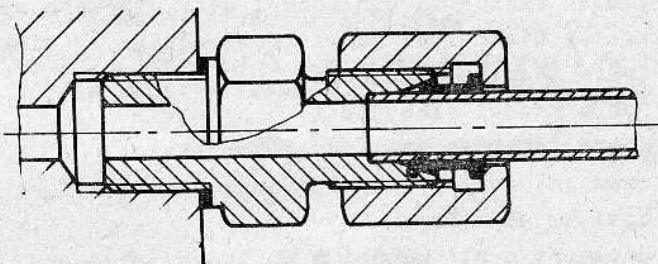
jištěna pouze stažením jednotlivých desek k sobě. Klade vyšší nároky na kvalitu opracování a rovinnost spojovacích ploch. Hydraulické prvky se připojují k těmto deskám nebo kostkám přírubovým způsobem a připojovací kanály jsou těsněny pryžovými O-kroužky.

Obdobou tohoto spojení je vertikální řazení hydraulických prvků některých výrobců bez nosné kostky. (Předpokladem jsou průběžné a na sebe navazující kanály napájení a zpětného svedu kapaliny). (Obr. 189.)



obr. 189

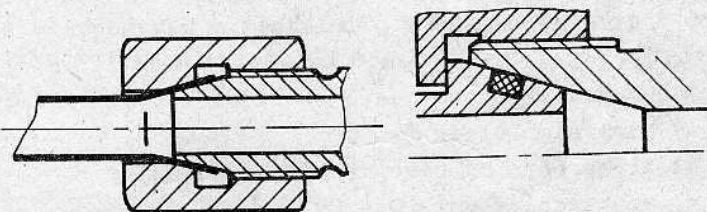
Spojení prvků na větší vzdálenosti se provádí téměř výhradně bezešvými ocelovými trubkami, pouze pro spojení s pohyblivými částmi je vhodné použít hadic. Používají se vysokotlaké pryžové hadice z olejuvzdorné pryže s textilní vložkou a koncovkami. Kvalita spojení a životnost značně závisí na správné montáži hadic. Hadice nesmí být při montáži zkrucovány, nesmí u nich docházet k ostrým ohybům, zvláště v blízkosti koncovek a nesmí být za provozu natahovány.



obr. 190

Pro připojení trubek a hadic je vždy nutné použít šroubení. Šroubení je téměř vždy zdrojem zvýšených úniků kapaliny netěsnostmi.

V současné době je v běžných případech používáno nepájené šroubení podle normy ČSN (obr. 190). Pokud chceme zaručit jeho co největší těsnost a spolehlivost, je potřebí považovat toto spojení za nerozebíratelné. (Při dotažení se v těsnících místech prstene a trubky vytváří trvalá deformace materiálu, kterou při opětovné montáži nelze opakovat). Někteří výrobci i uživatelé zvláště vysokotlaké hydrauliky používají svá vlastní patentovaná šroubení (v některých případech i s použitím pryžových těsnících materiálů, obr. 191), nebo předepisují připojení potrubí pomocí přivařených přírub šroubovaných k tělesu hydraulického prvku.



obr. 191

Otočné a teleskopické spoje u nás nejsou hromadně vyráběné. Jsou vždy zdrojem zvýšených úniků kapaliny netěsnostmi. Je potřebí pečlivě zvažovat nutnost jejich použití.

Otočné a teleskopické spoje u nás nejsou hromadně vyráběné. Jsou vždy zdrojem zvýšených úniků kapaliny netěsnostmi. Je potřebí pečlivě zvažovat nutnost jejich použití.

III.5. Hydraulické kapaliny

Mediém přenášejícím v hydrostatických obvodech energii je hydraulická kapalina. Tuto kapalinu je nutné volit s ohledem na funkci, kterou má v obvodu plnit a na požadované vlastnosti obvodu. Základní funkcí je dokonalý přenos tlakové energie s co nejmenšími ztrátami a z té vyplývají další požadavky na vlastnosti kapaliny:

- malá stlačitelnost
- malý ohřev kapaliny při stlačování
- dobré mazací vlastnosti

Další požadavky na hydraulické kapaliny vyplývají z potřeby zajištění správné funkce a bezporuchového provozu mechanismu:

- a) vhodná viskozita pro funkci hydraulického mechanismu
- b) vysoký viskozitní index (malá závislost viskozity na teplotě)
- c) dobrá těsnicí schopnost
- d) dobré mazací vlastnosti
- e) dobrá tekutost za nízkých teplot
- f) chemická stálost, antikoroční vlastnosti, chování chemicky neutrální
- g) čistota kapaliny *dobrá čistota pro provoz v ced.*
- h) odolnost proti pění a pohlcování vzduchu
- i) cena a dostupnost

V některých provozech přistupují další požadavky, jako např. nehořlavost. Neexistuje kapalina, která by všechny tyto požadavky beze zbytku splňovala. Volbu je třeba provádět kompromisně s přihlédnutím k pracovním podmínkám zařízení.

V hydraulických obvodech se nejvíce používají tyto druhy kapalin:

- a) minerální oleje
- b) těžko zápalné nebo nehořlavé kapaliny
- c) voda nebo vodní roztoky *hydrolytické kapaliny*

Vlastnosti kapalin z hlediska plnění základních funkcí:

Viskozita: K překonání vnitřního tření v kapalině při jejím proudění je zapotřebí síly, která je úměrná koeficientu vnitřního tření, který se nazývá viskozitou. Viskozita rovněž zajišťuje únosnost olejového filmu vzájemně se pohybujících součástí v oblasti kapalinového tření a snižuje opotřebení.

Dynamická viskozita η udává poměr mezi smykovým napětím v kapalině (mezi dvěma vrstvami kapaliny) a rychlostním spádem

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{\partial c}{\partial x}} \quad [N \cdot s \cdot m^{-2}]$$

(Stará jednotka: 1 Poise = 1 P = 0,1 Nsm⁻²)

Kinematická viskozita ν je poměr dynamické viskozity k hustotě (měrné hmotě) kapaliny měřené při téže teplotě

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

(Stará jednotka 1 Stokes = 1 St = $10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$)

Saluvní viskozita může být měřena např. na Englerově viskosimetru, nebo Fordovým kališkem a jinými jednoduchými zařízeními. Viskozita ve $^{\circ}\text{E}$ je dána poměrem doby výtoku 200 cm^3 oleje z Englerova viskosimetru, k době výtoku destilované vody 20°C teplé.

Přepočít viskozity ze $^{\circ}\text{E}$:

$$\nu = (7,31 \cdot ^{\circ}\text{E} - \frac{6,31}{^{\circ}\text{E}}) \cdot 10^{-6} [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Závislost viskozity na teplotě je jedna z nejdůležitějších charakteristik hydraulických kapalin. Změny viskozity, např. její pokles má za následek zvětšování ztrátových průtoků a snižování průtokové účinnosti. Při zvyšování viskozity dochází ke zvětšování hydraulických odporů v obvodu a k poklesu mechanické účinnosti. U většiny minerálních olejů je závislost viskozity na teplotě dost značná:

$$\nu_t = \nu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t}\right)^n$$

kde exponent n závisí na druhu oleje a na výchozí hodnotě viskozity.

Viskozitní index - poměrné číslo vyjadřující vliv teploty na viskozitu v porovnání se dvěma standardními typy olejů, z nichž jeden má viskozitní křivku plochou a viskozitní index 100. Čím vyšší viskozitní index, tím menší závislost viskozity na teplotě.

Přilnavost je schopnost vytvářet mezní vrstvu s dostatečnou únosností a malým vnitřním třením.

Chemická stálost je odolnost olejů proti stárnutí v důsledku působení vzduchu, světla a tepla. Je ovlivňována i nečistotami. V oleji vznikají látky kyselé povahy v důsledku jeho oxydace a látky charakteru pryskyřičného, při místních vysokých teplotách až látky asfaltové. Stav stárnutí se kontroluje různými zkouškami, z nichž nejdůležitější je číslo kyselosti zjišťované neutralisací a udávané v mg KOH/lg oleje (má být nižší než 1,5).

Stlačitelnost. Stlačitelnost kapaliny má velký vliv na velikost poddajnosti hydraulických obvodů, tedy na statickou tuhost.

$$\Delta V = \beta \cdot V_0 \cdot \Delta p$$

kde β je součinitel objemové stlačitelnosti

$$\beta = \frac{1}{E_K}$$

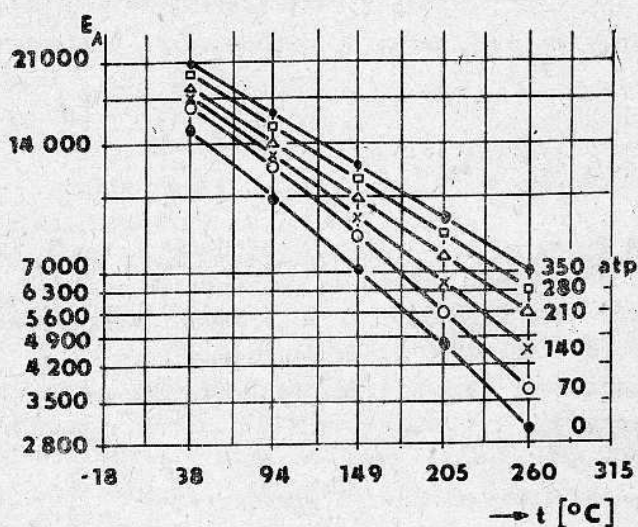
E_K je modul pružnosti kapaliny

Fysikálně je třeba rozlišovat hodnotu adiabatického modulu pružnosti kapaliny E_S a isotermického modulu pružnosti E_T :

$$\frac{E_S}{E_T} = \frac{C_p}{C_v}$$

kde C_p / C_v je poměr měrných tepelných kapacit při konstantním tlaku a objemu.

Hodnota modulu pružnosti závisí na teplotě a tlaku kapaliny, jak ukazuje informa-
tivní obrázek závislosti pro leteckou hydraulickou kapalinu MIL-O-5606 [6].



adiabatický modul pružnosti hydraulické
kapaliny MIL-O-5606.

Orientační hodnoty modulu pruž-
nosti:

nový olej T3C při 20°C
 $1,66 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ [27]

hodnota pro příklad z modelová-
ní $1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ [28]

olej turbinový (GOST)
 $1,75 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ [29]

olej průmyslový 50 (GOST)
 $1,5 \cdot 10^9$

olej AMG-10 $1,33 \cdot 10^9$

Dle [29] součinitel obje-
mového stlačení při teplotě
oleje 20°C se mění od $6,04 \cdot 10^{-10}$
 Pa^{-1} ($E_K = 1,655 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$) při
tlaku v obvodu 7 MPa do $4,45 \cdot 10^{-10}$
 Pa^{-1} ($E_K = 2,25 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$) při

tlaku 70 MPa. Stlačitelnost minerálních olejů tedy klesá o 0,6 % na každých 10 MPa
(v rozmezí tlaků 7-21 MPa) Guillon [2] udává modul pružnosti minerálních olejů
 $E_K = 1,5 - 2,0 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$.

S množstvím pohlceného vzduchu v kapalině (ve formě bublin, nikoliv rozpuš-
těného) se výrazně zvětšuje stlačitelnost oleje.

Modul pružnosti směsi

$$E_s = \frac{E_K \cdot n \cdot p}{n \cdot p + \varphi \cdot (E_K - n \cdot p)}$$

kde $\varphi = V_v/V_s$ objemová koncentrace vzduchu v oleji
 E_v modul pružnosti vzduchu $E_v = n \cdot p$ pro adiabatickou kompresi
 $n = \gamma = 1,4$

$$V_s = V_K + V_v$$

Bod tuhnutí je hodnota zejména důležitá pro stroje pracující venku. Bod tuh-
nutí má být o 5-10° nižší, než předpokládaná nejnižší provozní teplota.

Bod vzplanutí je teplota při níž se začínají tvořit olejové páry. Při přiblí-
žení plamene krátce vzplanou, aniž by samotný olej začal hořet. U minerálních ole-
jů bývá 170 - 200°C.

Minerální oleje

Volíme dle požadovaných vlastností:

- pracovní tlak v obvodu
- provozní teplota a teplota okolí
- tlakové ztráty v obvodu
- rychlost a přesnost působení hydraulického zařízení
- vzdálenost tlakového zdroje od spotřebiče

ložiskové oleje - používané zřídka, pro méně náročné provozování a k proplachování

- OL-B proplachovací
- OL-J méně náročný provoz (tepl. < 60°C)
- OL-N nízkotuhnoucí

trvanlivé turbínové oleje

- OT-T dodávna systémy hydrostatické s vysokým tepelným a mechanickým namáháním (T3C, T4C)
- T2A zušlechtěný přísadami pro zvýšení oxidační stálosti, proti pění s se sníženým bodem tuhnutí. Větší tepelné namáhání. Zejména pro hydrodynamické převodovky.

trvanlivé hydraulické oleje

- OT-H s přísadami proti oxidaci, korozi, pění a pro zmenšení opotřebení. Velmi tepelně a mechanicky namáhané hydrostatické mechanismy a pro stroje pracující v nechráněném prostředí.
- H2, H3, H4 liší se viskositou, bodem vzplanutí a tuhnutí.

Myšl OT-HM 401 — *udává Parosani podle viskozity (nikolivě viskozity)*

trvanlivé kompresorové oleje

- OT-K se zvýšenou odolností proti pění a vzdušnému kyslíku, vysoký bod vzplanutí.

Nehořlavé kapaliny byly a jsou vyvíjeny v důsledku řady průmyslových katastrof způsobených hořlavostí olejů v 50 letech. Nehořlavé kapaliny vzdorují vznícení.

Základní kritéria pro jejich výběr:

- a) požadovaný stupeň nehořlavosti
- b) vlastnosti v hydraulických systémech (mazání, teplotní rozsah a vliv na těsnicí materiály)
- c) hygienické vlastnosti a účinky
- d) cena

Rozdělení:

- HFA - emulze oleje ve vodě (max. 25% oleje, běžně 2-5%)
stálost problematická při teplotách pod °C a dlouhodobém klidu, nehořlavost velmi dobrá, použití do max. 55°C;
- HFB - emulze vody v oleji (min. 40% oleje)
stálost problematická, rozdělení v klidu, nehořlavost dobrá, použití do tlaků 31,5 MPa a max. teplota 60°C, lepší mazací schopnosti;

HFC - roztoky glykolů, polyglykolů a přísad ve vodě (35-55% vody); odolnost proti hoření velmi dobrá, velmi nízký bod tuhnutí, nenapadá těsnění. Údaje o hygienických účincích se dle různých autorů liší. Jsou 2,5x dražší než minerální oleje. Stálost se zhoršuje při vyšších provozních teplotách.

HFD - umělé nehořlavé: estery kyseliny fosforečné, chlorované a fluorované uhlovodíky, silikony a pod. Velmi účinné nehořlavé kapaliny, umožňují použití při vyšších max. teplotách (150°C) a tlacích do 40 MPa. Napadají konvenční těsnicí materiály, nátěry a dle údajů [30] i pokožku. Cena až 500x vyšší proti minerálním olejům. Těsnění je nutné používat z vitonu. *Reflow ap.*

Voda

přidáním v lubrikační
Vzhledem k ceně se projevuje snaha o její využití u jednoduchých mechanismů s vysokými objemovými ztrátami (důlní výztuže až 1000 dm³/směnu). Vyznačuje se řadou odlišných vlastností, které ovlivňují parametry a konstrukci zařízení:

- viskozita přibližně 30x nižší než u minerálních olejů
- hustota cca o 10% vyšší
- menší pohltivost vzduchu
- zvýšené nebezpečí kavitace
- téměř nulové mazačí účinky a antikoroční vlastnosti (zejména při odstavení zařízení).

Doplňující literatura:

27. Sborník 9. konference o tekutinových mechanismech, ČSVTS, Karlovy Vary 1980
28. Sborník přednášek Počítač. modelování, ČSVTS, Ostrava 1986
29. Abramov E.K. : Elementy gidroprivoda. Kiev 1969
30. Sborník přednášek Provoz a údržba hydraulických mechanismů, ČSVTS, Ostrava 1982
31. Peňáz V. : Hydraulické kapaliny, Strojírenská výroba č. 4, 33/1985 SNTL

IV. PNEUMATICKÉ OBVODY A JEJICH PRVKY

IV.1 Úvod

Jedním z nejjednodušších způsobů úprav a rekonstrukcí běžných výrobních strojů pro práci v automatickém či poloautomatickém cyklu je použití pneumatických systémů pohonu, ovládní, případně i řízení pracovního cyklu. Použitím pneumatických systémů lze mechanizovat či automatizovat nejen jednotlivé stroje, ale i mezioperační dopravu, výrobní a montážní linky a pneumatické regulační systémy jsou využívány v automatizaci celých výrobních procesů.

Použitím pneumatického zařízení lze dosáhnout konstrukčně i výrobně poměrně jednoduchým způsobem automatizace většiny pomocných úkonů (vkládání a vyjímání obrobků, jejich upínání a další manipulace s nimi, přestavování nástrojů, kontrola apod.) a v některých případech i hlavních pracovních pohybů.

Rozvod stlačeného vzduchu ve většině výrobních hal strojírenských závodů je zaveden a napojení pneumatického zařízení stroje je velmi snadnou a lacinou záležitostí (ve většině případů lze ušetřit vlastní zdroj stlačeného vzduchu).

Pneumatický obvod je také jednodušší o kanály a potrubí zpětného vedení, které je nahrazeno odvětráním zpětných cest do atmosféry. Vnější netěsnost pneumatických obvodů se neprojevuje tak zřejmým a nepříjemným způsobem jako u systémů hydraulických.

Pneumatické systémy mají při správné konstrukci také vyšší reakční rychlost (nižší viskozita použitého média). Z hlediska hmotnosti, rozměrů a účinnosti jsou pneumatické obvody srovnatelné s hydraulickými, zejména v oblasti nízkých tlaků (tedy i menších výkonů). Jistá omezení jsou limitována vlastnostmi použitého nositele energie - stlačeného vzduchu. Jeho tlak se u různých zařízení pohybuje na různé úrovni, ale nikdy nepřekračuje 1 MPa. Tím je omezený přenášený výkon. Kromě toho je vzduch látka stlačitelná, což způsobuje rázový pohyb pneumatických zařízení. Lze ho s úspěchem tlumit a regulovat škrtícími ventily. Přesná regulace rychlosti pneumatických pohonů je rovněž omezena stlačitelností vzduchu. S výhodou se pneumatických mechanismů a řídicích obvodů používá v prostředích horkých, výbušných nebo ovlivněných zařízeních.

Pneumatické pohony s pohybem rotačním a přímočarým se používají v provozech a zařízeních, kde lze s výhodou využít jejich vlastnosti.

Lamelové rotační motory mají kompaktnější stavbu než elektromotory a používají se hlavně v oblasti vysokých otáček. Jejich účinnost je poměrně nízká: 12-30 %. V oblasti vysokých výkonů a větších kroutících momentů nemohou konkurovat hydraulickým pohonům. Jejich další předností je snadná ochrana proti přetížení (mohou pracovat až do nulových otáček) a možnost použití v horkém prostředí. Často se používají pro pohon utahováků, malých vrtacích vřeten a brusek, případně dalšího ručního nářadí.

Pro přímočaré pohony se používají přímočaré motory - pneumatické válce, které

v oblasti zdvihů nad cca 20 mm a menších sil (řádově do 2 000 N až 2 500 N) jsou nejvýhodnějším druhem pohonů. V oblasti menších zdvihů lze s výhodou použít elektromagnety. Pneumatické přímočaré motory pro velké síly vycházejí rozměrově velké proti hydraulickým, vzhledem k nižším používaným tlakům. Pneumatické přímočaré pohony jsou levnější než hydraulické, lze s nimi snadno dosáhnout poměrně vysokých rychlostí a její regulace. Pro přesné posuvové mechanismy je pneumatický pohon nevhodný, vzhledem k pružnosti použitého media. Pro tento druh pohonu se v některých jednodušších případech používají pneumaticko-hydraulické mechanismy, u nichž je pneumatický pohon doplněn hydraulickým brzdícím kataraktem.

Pneumaticko-hydraulických pohonů se rovněž používá v zařízeních ve kterých je potřeba jednorázově docílit vyšších tlaků či sil. Pneumaticko-hydraulickým multiplikátorem lze krátkodobě tohoto zvýšení v určité části obvodu dosáhnout. Tyto multiplikátory se používají v některých menších lisovacích zařízeních nebo v upínacích.

Řídící pneumatické obvody se používají jednak k plynulému řízení nějaké veličiny a jednak k diskretnímu řízení pracovního cyklu. Rychlost přenosu pneumatického signálu je všeobecně nižší proti přenosové rychlosti elektrického řízení, ale průměrné hodnoty pohybující se kolem 50 ms stačí v mnoha případech pro realizaci řídicího procesu. Tlaky používané v řídicích obvodech jsou převážně nižší (do cca 0,2 MPa), než v silových z důvodů větších požadavků na únik řídicího vzduchu do atmosféry a zajištění hospodárneho provozu i za těchto podmínek.

Pneumatické prvky a celé obvody plynulé pneumatické regulace jsou dokonale opracovány a seriově vyráběny četnými výrobci (ZPA, Dreloba, Ursamat apod.). Těžiště jejich použití není přímo ve strojírenském průmyslu, ale v jiných oborech, zejména v chemickém a petrochemickém průmyslu, případně v potravinářství a v energetice.

Pro řízení pracovních cyklů výrobních strojů a mezioperační manipulace s obrobky se používají diskretní řídicí systémy, pracující na principu logických sítí. Jsou tvořeny jednotlivými prvky plnicími různé logické funkce, řazenými mezi sebou a prvky pro zadávání vstupních pneumatických signálů a výstupními převodníky, převádějícími řídicí signály na elektrické či zesilující je pro přímé ovládání silových obvodů.

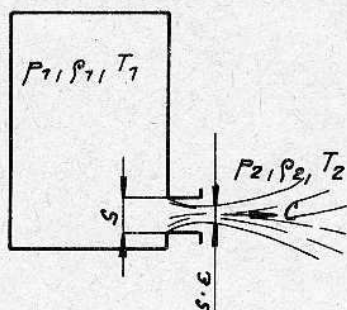
IV.2 Proudění plynů

Pracovní prostory pneumatických mechanismů, hlavní rozvod vzduchu a vzdušník lze považovat za nádrže konstantního nebo proměnného objemu, v závislosti na probíhající pracovní fázi mechanismu. V průběhu práce dochází k výtoku vzduchu, nebo naplnění daného objemu. Plocha průtočných průřezů pneumatických rozvaděčů a ostatních přístrojů může v průběhu změny stavu plynu zůstat konstantní, nebo v řadě případů je nutné brát v úvahu její změnu, což značně komplikuje metody výpočtu.

Jako nejjednodušší se jeví výtok či plnění probíhající otvorem konstantního průřezu ze zásobníku konstantního objemu do prostoru neohrazeného objemu, ve kterém tlak zůstává konstantní, nebo opačně. Tento jev se vyskytuje v pneumatických

mechanizmech v přípravné fázi, kdy v pracovním prostoru přímočarého pneumatického motoru tlak vzrůstá v prostoru plnění až do hodnoty, která stačí uvést píst do pohybu a z odvětraného prostoru dochází k výtoku vzduchu. Další fáze od okamžiku počátku pohybu pístu probíhá při proměnném objemu.

2.1 Výtok plynů



obr. 192

Rychlost plynu při výtoku a plnění zásobníku závisí na řadě faktorů, hlavně na charakteru proudění. V důsledku toho, že proces výtoku se uskutečňuje rychle a tedy nedochází ke zřetelné výměně tepla mezi plynem a stěnami zásobníku, lze tento proces považovat za adiabatický. Je nutné počítat se ztrátami energie, které vznikají při průtoku vzduchu otvorem. V procesu výtoku dochází ke ztrátě energie vnitřním třením v paprsku, která závisí na rychlosti. Lze uvažovat, že tato ztráta je úměrná kinetické energii.

Rovnice energetické rovnováhy plynu, vztažená na 1 kg hmotnosti vyjadřující i podíl ztrát:

$$\frac{c^2}{2} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho} + \xi \cdot \frac{c^2}{2} = 0 \quad (1.4)$$

kde c ... rychlost vzduchu ve výtokovém paprsku
 ξ ... součinitel ztrát
 ρ ... hustota plynu
 odtud hodnota rychlosti

$$c = - \frac{1}{\sqrt{1 + \xi^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho}} \quad (2.4)$$

kde

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \xi^2}} = \varphi \quad \dots \text{ součinitel rychlosti} \\ 0,9 + 0,98$$

Ve zkoumaném případě (obr. 192) považujeme proces výtoku za adiabatický

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k} = \frac{p}{\rho^k} \quad \text{kde } k = \frac{c_p}{c_v}$$

k - jest exponent adiabaty rovný poměru měrných tepel za stálého tlaku

a za stálého objemu.

Když do rovnice (2.4) pro rychlost dosadíme za

$$\rho = \rho_1 \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$c = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho_1} \left(\frac{P_1}{P} \right)^{\frac{1}{k}}}$$

a integrujeme, obdržíme

$$c = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (3.4)$$

Ze stavové rovnice lze dosadit za

$$\frac{P_1}{\rho_1} = R \cdot T_1 \quad , \text{ kde } R \text{ je individuální plynová konstanta}$$

$$R = \frac{R_m}{M} \quad , \quad \begin{array}{l} R_m \dots \text{ obecná plynová konstanta} \\ M \dots \text{ molekulární hmotnost uvažovaného plynu} \end{array}$$

Pak

$$c = \varphi \cdot \sqrt{R \cdot T_1 \cdot \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (4.4)$$

Hmotnostní průtočné množství vzduchu Q je dáno rychlostí jeho průtoku v nejužším průřezu paprsku. Při výtoku vzduchu ze zásobníku dochází ke kontrakci paprsku a je nutné tuto kontrakci uvažovat:

$$Q = \epsilon^* \cdot s \cdot \rho_2 \cdot g \cdot c \quad (5.4)$$

kde ϵ^* ... koeficient kontrakce paprsku
 $\epsilon^* \cdot s$... průřez paprsku ve kterém má rychlost hodnotu c
 s ... plocha průtočného průřezu otvoru s ostrými hranami

Dosažením za rychlost z rovnice (4.4) a zavedením součinitele průtoku $\mu = \varphi \cdot \varepsilon$ obdržíme

$$Q = \mu \cdot s \cdot \rho_2 \cdot g \cdot \sqrt{R \cdot T_1 \cdot \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (6.4)$$

a přepočtem na počáteční podmínky

$$Q = \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{R \cdot T_1 \cdot \frac{2k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$Q = \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_1 \cdot \sqrt{R \cdot T_1 \cdot \frac{2k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (7.4)$$

Zavedením funkce poměru tlaků $\psi = f(\varepsilon)$, kde

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}, \quad \text{a tedy } \psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (8.4)$$

lze určit maximální množství protékajícího vzduchu, které obdržíme při a při kritické hodnotě poměru tlaků ε_{kr}

Pro $\frac{\partial \psi}{\partial \varepsilon} = 0$ lze nalézt hodnotu ε_{kr} pro kterou bude ψ max.:

$$\varepsilon_{kr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (9.4)$$

pro $k = 1,41$ bude $\varepsilon_{kr} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{kr} = 0,528$

Jestliže tlak ve vyprazdňovaném objemu je vyšší než kritický, to zn. $P_1 > \varepsilon_{kr} \cdot P_2$, pak režim výtoku je nadkritický, charakterizovaný konstantní výtokovou rychlostí za podmínky, že P_1 , ρ_1 a T_1 zůstávají konstantní. Hodnota tlakové funkce ψ pro nadkritický režim zůstává konstantní a je rovna

$$\psi_{max} = \sqrt{k \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (10.4)$$

a výtoková rychlost dosahuje hodnoty rychlosti zvuku:

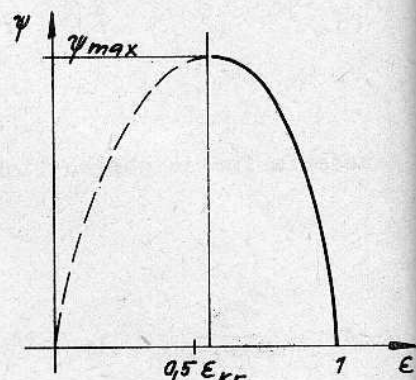
$$c_{kr} = \varphi \cdot \sqrt{R \cdot T_1 \left(\frac{2k}{k+1} \right)} = \varphi \cdot c_{T_1}^* \cdot \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (11.4)$$

(při přepočtu na počáteční podmínky reprezentované teplotou T_1)
Kritický průtok vzduchu po dosazení z rov. (11.3)

$$Q_{kr} = \mu \cdot s \cdot \rho_1 \cdot c_{T_1}^* \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (12.4)$$

kde $c_{T_1}^*$... rychlost šíření zvuku v zásobníku s počátečními podmínkami danými teplotou T_1 .

Jestliže tlak vzduchu v zásobníku je nižší nežli kritický $P_1 < P_2 \cdot \epsilon_{kr}^{-1}$, pak hodnota tlakové funkce ψ je proměnná a může být vypočtena ze vztahu (8.3). Na obr. 193 je diagram charakterizující průběh tlakové funkce ψ v závislosti na ϵ , ze kterého je zřejmé, že pro $0 < \epsilon < \epsilon_{kr}$ tlaková funkce ψ zůstává konstantní a pro $\epsilon_{kr} < \epsilon < 1$ se mění od ψ_{max} do nuly.



obr. 193

Z předcházejícího rozboru lze vyvodit, že proces vyprazdňování zásobníku, začínající při poměrně vysokých tlacích, t. j. při nadkritickém režimu přechází při zmenšení tlaku, nebo snížení poměru tlaků v podkritický režim.

Změna stavu zbytku vzduchu v zásobníku závisí na rychlosti vyprazdňování a intenzitě tepelné výměny mezi plynem a stěnami. Tento proces považujeme za blízký adiabatickému (spíše než isothermickému), jinak při menších rychlostech je ho možné považovat za polytropický s hodnotou polytropického exponentu v mezích $k \geq n > 1$.

Změna stavu plynu v zásobníku:

Změnu stavu plynu v zásobníku, nebo v prostoru pneumatického válce je možné stanovit, známe-li zákon změny stavu a počáteční hodnoty parametrů.
Hmotnostní průtok vzduchu za čas dt :

$$dG = Q \cdot dt \quad (13.4)$$

Jestliže proces změny stavu vzduchu v zásobníku považujeme za polytropický, můžeme psát

$$\frac{P_1}{\rho_1^n} = \frac{P_{1.0}}{\rho_{1.0}^n}$$

kde $P_{1.0}; \rho_{1.0}$... počáteční stav vzduch v zásobníku
 $P_1; \rho_1$... okamžitý stav vzduchu v zásobníku

$$\rho_1 = \rho_{1.0} \left(\frac{P_1}{P_{1.0}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad d\rho_1 = \frac{1}{n} \cdot \frac{\rho_{1.0}}{P_{1.0}} \left(\frac{P_1}{P_{1.0}} \right)^{\frac{1}{n}-1} \cdot dP$$

Součin $P_1 \cdot \rho_1$ můžeme vyjádřit jako

$$P_1 \cdot \rho_1 = P_{1.0} \cdot \rho_{1.0} \left(\frac{P_1}{P_{1.0}} \right)^{1 + \frac{1}{n}} \quad (14.4)$$

Průtok vzduchu otvorem, který byl stanoven v předcházejícím odstavci je roven ubývání vzduchu v zásobníku. Jestliže G_0, V_0 jsou počáteční hodnoty hmotnostního množství a objemu vzduchu v zásobníku a G_1, V_1 jeho proměnné hodnoty (v případě proměnného objemu zásobníku,) pak celkové množství vzduchu o něž se vyprázdnil zásobník v čase dt bude:

$$G = G_0 - G_1 = (V_0 \cdot \rho_{1.0} - V_1 \rho_1) \cdot g$$

$$dG = -d(V_1 \rho_1) \cdot g = g(-V_1 \cdot d\rho_1 - \rho_1 \cdot dV_1)$$

$$dG = -g V_1 \rho_1 \left(\frac{d\rho_1}{\rho_1} + \frac{dV_1}{V_1} \right)$$

$$dG = -g \cdot V_1 \rho_{1.0} \cdot \left(\frac{P_1}{P_{1.0}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{n} \cdot \frac{dP}{P_1} \cdot \frac{dV}{V_1} \right) \quad (15.4)$$

Porovnáním se vztahem pro prátékající množství

$$dG = \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_1 \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}} \cdot \psi \cdot dt = -g \cdot V_1 \rho_{1.0} \left(\frac{P_1}{P_{1.0}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{n} \cdot \frac{dP}{P_1} + \frac{dV}{V_1} \right)$$

$$u \cdot s \cdot \sqrt{\rho_1 P_1} \cdot \psi \cdot dt = -V_1 \rho_{10} \left(\frac{P_1}{P_{10}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{n} \cdot \frac{dP}{P_1} + \frac{dV}{V_1} \right)$$

$$\frac{1}{n} \cdot \frac{d \left(\frac{P_1}{P_{10}} \right)}{\frac{P_1}{P_{10}}} = - \frac{u \cdot s \cdot \psi}{V_1} \cdot \sqrt{\frac{P_{10}}{\rho_{10}} \left(\frac{P_1}{P_{10}} \right)^{1 - \frac{1}{n}}} \cdot dt - \frac{dV}{V_1} \quad (16.4)$$

Tuto rovnici, která popisuje změnu tlaku v zásobníku, nelze samostatně integrovat, protože proměnnými jsou P_1/P_{10} ; V_1 ; ψ ; t a v některých případech i S . Je potřeba sestavit další doplňující rovnice vycházející z nezávislých podmínek.

Stanovení hodnoty funkce ψ závisí na režimu výtoku vzduchu (nadkritický nebo podkritický) ze zásobníku. Jestliže dochází k výtoku do atmosféry, potom $P_2 = \text{konst}$ a poměr tlaků

$$\epsilon = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_{10}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1}$$

lze psát jako součin konstantního poměru a poměru tlaků počátečního a okamžitého v zásobníku.

Jestliže výtok vzduchu probíhá do druhého zásobníku konstantního nebo proměnného objemu, pak pro změnu stavu v druhém zásobníku lze napsat rovnici analogickou k rovnici (15.4). Proměnné tlaky v obou zásobnicích jsou svázány vztahem

$$\epsilon = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\pi_2}{\pi_1} \cdot \frac{P_{20}}{P_{10}} \quad \text{kde} \quad \pi_2 = \frac{P_2}{P_{20}} \quad \text{a} \quad \pi_1 = \frac{P_1}{P_{10}}$$

Tímto způsobem lze vyloučit funkci ψ z dalších výpočtů. Vyloučení proměnné V_1 je možné tehdy, jestliže je zadán zákon změny V_1 v závislosti na čase. Nejčastěji bývá cílem výpočtu právě zjištění průběhu změny objemu V_1 , který je úměrný zdvihu pístu. Doplňující rovnice pro stanovení V_1 jsou rovnicemi pohybu hmot spojených s pístem.

2.2 Aplikace základních zákonů proudění a stavových změn na pneumatický silový mechanismus

Práci pneumatického silového mechanismu pro pohon přímočarého motoru můžeme rozdělit na fázi přípravnou, kdy píst a pístnice motoru jsou v klidu a v komorách pneumatického motoru se mění tlak v souvislosti s příívodem tlakového vzduchu a s výtokem vzduchu z druhé komory a vlastní fází pracovní s pohybem

pístu. Přípravná fáze probíhá od přesunutí řídicího rozvaděče až po okamžik, kdy rozdíl tlaku v obou komorách pneumatického válce stačí k překonání vnějších odporových sil působících na pístnici a vnitřního tření v pneumatickém válci. Na tuto fázi lze aplikovat výpočtové vztahy pro výtok plynů do prostoru konstantního objemu a z prostoru konstantního objemu do atmosféry a vztahy pro výpočet změny stavu v těchto prostorech.

Můžeme předpokládat, že přesunutím rozvaděče se začíná plnit levý prostor pneumatického přímočarého motoru vzduchem a pravý prostor se vyprazdňuje při nepohybujícím se pístu, tedy při konstantních objemech obou prostorů. Dále předpokládejme, že v levém prostoru je počáteční tlak $P_{L0} = 1 \text{ bar}$ a v pravém prostoru P_{P0} je roven, nebo je větší než atmosferický. (Záleží na charakteru práce). V dalším probereme procesy ke kterým dochází v obou prostorech motoru (dále jen válce).

2.2.1 Plnění levého prostoru vzduchem.

V důsledku toho, že v počátečním okamžiku $\epsilon = \frac{P_{L0}}{P_0} < \epsilon_{kr}$ bude se plnění zpočátku dít při nadkritickém režimu a průtok bude roven kritickému:

$$Q_{kr} = \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0 \cdot k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

kde P_0, ρ_0, T_0 jsou hodnoty vzduchu v zásobníku, nebo v centrálním rozvodu.

Vzhledem k tomu, že objem prostoru válce je konstantní, aplikací rov. (15.4) obdržíme

$$Q \cdot dt = dG_L = V_{L0} \cdot g \cdot \rho_{L0} \cdot \frac{1}{n \cdot P_{L0}} \cdot \left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)^{\frac{1-n}{n}} \cdot dP_L$$

$$\text{nebo } dt = \frac{V_{L0} \cdot g \cdot \rho_{L0}}{P_{L0} \cdot n \cdot Q} \cdot \left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)^{\frac{1-n}{n}} \cdot dP_L \quad (17.4)$$

Při kritickém průtoku vzduchu v procesu plnění je čas plnění roven

$$t = \frac{V_{L0} \cdot g \cdot \rho_{L0}}{P_{L0} \cdot \left(\frac{1-n}{n} + 1 \right) \cdot n \cdot Q_{kr}} \cdot \int_{P_{L0}}^{P_L} \frac{dP_L}{P_L^{\frac{n-1}{n}}}$$

$$t = \frac{V_{L0} \cdot g \cdot \rho_{L0}}{P_{L0}^{\frac{1}{n}} \cdot Q_{kr} \cdot \lambda} \cdot \lambda \cdot \left[-P_{L0}^{\frac{1}{n}} + P_L^{\frac{1}{n}} \right] \quad (18.4)$$

Tato rovnice platí v hranicích změny tlaku v prostoru válce od P_{L0} do P_{Lkr} .
Z rovnice (18.4) bude P_L

$$P_L = P_{L0} \cdot \left(1 + \frac{Q_{kr}}{\rho_{L0} \cdot g \cdot V_{L0}} \cdot t \right)^n \quad (19.4)$$

Když tlak v levém prostoru válce dosáhne kritické hodnoty a píst se dosud nepohybuje, plnění válce pokračuje dále při konstantním objemu, ale v podkritickém režimu. Vycházíme tedy z rov. (7.4) pro podkritický režim proudění

$$Q = \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0 \cdot \frac{2k}{k-1} \left(\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}} \right)}, \text{ kde } \epsilon_L = \frac{P_L}{P_0}$$

Zavedením $\epsilon_{L0} = \frac{P_{L0}}{P_0}$ a dosazením za Q obdržíme z rovnice (17.4)

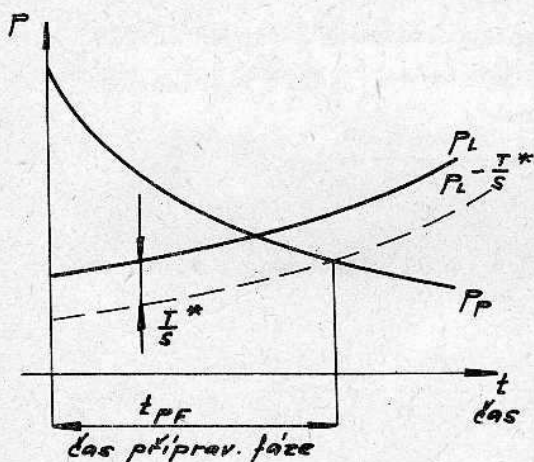
$$\begin{aligned} t - t_{kr} &= \int_{P_{Lkr}}^{P_L} \frac{V_{L0} \cdot \rho_{L0} \cdot g}{n \cdot P_{L0} \cdot \mu \cdot s \cdot g \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0 \cdot \frac{2k}{k-1}}} \cdot \left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)^{\frac{1-n}{n}} \frac{dP_L}{\left(\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}}} \\ &= \frac{V_{L0} \cdot \rho_{L0} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}} \cdot \left(\frac{P_0}{P_{L0}} \right)^{\frac{1-n}{n}}}{n \cdot P_{L0} \cdot \mu \cdot s \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \int_{\epsilon_{Lkr}}^{\epsilon_L} \frac{P_0 d\epsilon_L}{\left(\frac{P_L}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}}}} \\ &= \frac{V_{L0} \cdot \epsilon_{L0}^{\frac{n-1}{n}} \cdot R \cdot T_0 \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}}}{n \cdot R \cdot T_{L0} \cdot \mu \cdot s \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \int_{\epsilon_{Lkr}}^{\epsilon_L} \frac{d\epsilon_L}{\epsilon_L^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}}}} \\ &= \frac{V_{L0} \cdot \epsilon_{L0}^{\frac{n-1}{n}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{2k}}}{n \cdot \mu \cdot s \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \frac{T_0}{T_{L0}} \cdot \int_{\epsilon_{Lkr}}^{\epsilon_L} \frac{d\epsilon_L}{\epsilon_L^{\frac{n-1}{n}} \sqrt{\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}}}} \quad (20.4) \end{aligned}$$

Podle vztahů (18.4) a (20.4) lze vypočítat čas přípravné fáze plnění pneumatického válce, který je potřebí k dosažení tlaku v pracovní prostře válce, jehož hodnota odpovídá vnějším odporům působícím na píst a protitlaku druhého prostoru válce.

2.2.2 Výtok vzduchu z pravého prostoru válce.

K výtoku vzduchu z pneumatického válce v okamžiku přesunutí rozvaděče dochází jen tehdy, jestliže počáteční tlak v něm P_{P0} je vyšší než atmosferický. V závislosti na velikosti poměru počátečního tlaku k atmosferickému může výtok začínat v nadkritické nebo podkritické oblasti
Z rovnice (16.4)

$$\frac{d\left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)}{\frac{P_P}{P_{P0}}} = - \frac{\omega \cdot s \cdot \psi \cdot n}{V_{P0}} \cdot \sqrt{\frac{P_{P0}}{\rho_{P0}} \left(\frac{P_P}{\rho_{P0}}\right)^{1-\frac{1}{n}}} \cdot dt \quad (21.4)$$

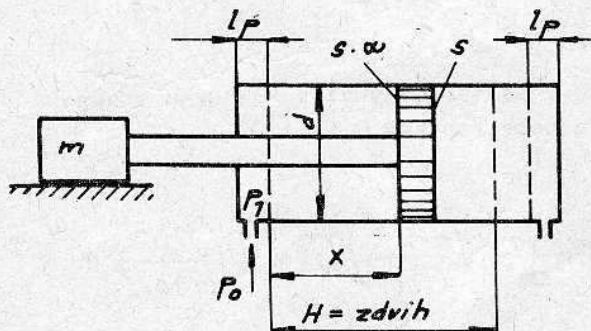


obr. 194

Rovnici (21.4) řešíme analogicky ke vztahům pro plnění levé prostoru válce v nadkritickém nebo podkritickém režimu proudění.

Vypočítané závislosti změny tlaků v pravé a levé prostoru válce dovolují nalézt hodnotu časového úseku přípravné fáze. V souřadnicovém systému P, t lze sestavit průběh P_L a P_P při uvažování možné změny režimu proudění v průběhu přípravné fáze (obr. 194). Vnější odporové síly působící na píst shrneme do konstantní veličiny T^* .

2.2.3 Výtok a plnění při změně objemu komory



obr. 195

V průběhu další fáze práce pneumatického mechanismu dochází k dalšímu plnění pracovního prostoru válce a k současnému vyprazdňování druhého prostoru, které je doprovázeno změnou objemu obou prostor. (Pracovní prostor se bude zvětšovat).

Stanovíme zákon změny tlaku v obou prostorech válce za pohybu pístu, za předpokladu jeho posunutí o hodnotu x od levé krajní polohy (obr. 195).

Hmotnostní množství vzduchu v prostorách válce v dané poloze pístu lze vyjádřit:
- pro levý prostor

$$G_L = (l_P + x) \cdot \omega \cdot s \cdot \rho_L \cdot g \quad (22.4)$$

- pro pravý prostor

$$G_P = (l_P + H - x) \quad (23.4)$$

Přírůstek množství vzduchu v každém prostoru válce obdržíme diferencováním těchto vztahů

$$dG_L = (l_P + x) \alpha \cdot s \cdot g \cdot d\rho_L + \alpha \cdot s \cdot g \cdot \rho_L \cdot dx \quad (24.4)$$

$$dG_P = (l_P + H - x) \cdot s \cdot g \cdot d\rho_P - s \cdot g \cdot \rho_P \cdot dx \quad (25.4)$$

Hmotnostní přírůstek vzduchu v prostorech válce je možné vyjádřit vteřinovým průtokem vzduchu do jednoho, a z druhého prostoru

$$dG_L = Q_L \cdot dt$$

$$dG_P = -Q_P \cdot dt$$

dosazením z rov. (24.4) a (25.4)

$$(l_P + x) \alpha \cdot s \cdot g \cdot d\rho_L + \alpha \cdot s \cdot g \cdot \rho_L \cdot dx = Q_L \cdot dt \quad (26.4)$$

$$(l_P + H - x) \cdot s \cdot g \cdot d\rho_P - s \cdot g \cdot \rho_P \cdot dx = -Q_P \cdot dt \quad (27.4)$$

Stejně jako ve výše naznačeném postupu výpočtu změny stavu vzduchu v zásobníku budeme považovat proces změny stavu za polytropický.

$$\rho_L = \rho_{L0} \left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)^{\frac{1}{n}} ; \quad d\rho_L = \frac{\rho_{L0}}{n} \left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)^{\frac{1}{n}-1} \cdot d\left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)$$

$$\frac{d\rho_L}{\rho_L} = \frac{1}{n} \cdot \frac{P_{L0}}{P_L} \cdot d\left(\frac{P_L}{P_{L0}} \right)$$

Vyloučením proměnné hustoty po derivaci vztahů (26.4) a (27.4) obdržíme

$$\frac{(l_P+x) \cdot \alpha \cdot S}{n} \left(\frac{P_L}{P_{L0}}\right)^{\frac{1-n}{n}} \cdot d\left(\frac{P_L}{P_{L0}}\right) + \alpha \cdot S \left(\frac{P_L}{P_{L0}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot dx = \frac{Q_L \cdot dt}{g \cdot \rho_{L0}} \quad (28.4)$$

$$\frac{(l_P+H-x) \cdot S}{n} \left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)^{\frac{1-n}{n}} \cdot d\left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right) - S \left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot dx = -\frac{Q_P \cdot dt}{g \cdot \rho_{P0}} \quad (29.4)$$

Tyto rovnice nelze dále samostatně řešit, poněvadž zahrnují odlišné proměnné. Je potřeba je proto upravit do vhodnějšího tvaru.

Tlak v každém z prostorů válce si lze představit jako funkci dvou nezávisle proměnných (času a zdvihu). Úplný diferenciál tlaku potom je

$$dP = \frac{\partial P}{\partial t} \cdot dt + \frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx$$

Porovnáním s rovnicemi (28.4) a (29.4) obdržíme

$$\frac{\partial P_L}{\partial t} = \frac{Q_L}{g \cdot \rho_{L0}} \cdot \frac{n \cdot P_{L0}}{(l_P+x) \cdot \alpha \cdot S} \cdot \left(\frac{P_L}{P_{L0}}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{\partial P_L}{\partial x} = -\frac{n \cdot P_{L0}}{(l_P+x)} \cdot \frac{P_L}{P_{L0}}$$

$$\frac{\partial P_P}{\partial t} = -\frac{n \cdot P_{P0} \cdot Q_P}{g \cdot \rho_{P0} (l_P+H-x)} \cdot \left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{\partial P_P}{\partial x} = \frac{n \cdot P_{P0}}{(l_P+H-x)} \cdot \frac{P_P}{P_{P0}}$$

Naznačené rovnice lze řešit pro konkrétní případy pneumatických mechanismů spolu s pohybovými rovnicemi hmot spojených s pístem, za působení sil závislejších na čase, poloze pístu a rychlosti.

Zákon pohybu hmot spojených s pístem pneumatického mechanismu závisí na počátečních podmínkách v prostorech válce, na geometrických rozměrech válce a na řadě dalších parametrů.

Pro konkretizaci výpočtových metod lze vytypovat následující tři charakteristické skupiny dle počátečních podmínek:

1. mechanismy s časem přípravné fáze rovným nule
2. mechanismy s počátečním tlakem v obou prostorech válce rovným atmosferickému
3. mechanismy s fixací pístu v krajní poloze protitlakem

Chceme-li zkrátit čas cyklu, je možné u mechanismů 1. skupiny zkrátit čas přípravné fáze na nulu. Použitím polohové zarážky lze jeden prostor válce spojit s přívodem tlakového vzduchu ještě před počátkem pracovní fáze, t. j. v době klidu. V okamžiku odklopení zarážky se začíná pohyb pístu při počátečním tlaku v tlakové prostoroce válce, vyrovnaném na tlak připojeného rozvodu tlakového vzduchu. Ve druhém prostoru válce je tlak roven tlaku atmosferickému.

U mechanismů 3. skupiny působí na píst vnější síly, které se v klidové poloze snaží posunout píst z krajní polohy. Pak trvalým připojením tlakového rozvodu vzduchu k příslušnému prostoru válce je píst držen v krajní poloze. V okamžiku přesunutí rozvaděče pro reversaci pohybu je v tlakovém prostoru válce tlak roven atmosferickému a ve druhém prostoru je tlak roven tlaku v rozvodu vzduchu.

Aplikaci výše naznačených výpočtových metod si ukážeme na příkladu výpočtu mechanismu 1. skupiny. Pneumatický pohon, jehož pístnice je spojena s konstantními hmotami zařízení a vnější síly působící na píst při pohybu jsou pouze síly tření v mechanismu a pístu a pístnice ve válci a v těsnění. Výslednou třecí sílu je možné považovat za daného pohybu za konstantní, ale za proměnnou ve větším časovém úseku práce mechanismu v důsledku opotřebení.

Při konstantní hmotě pístu a s ním spojených částí (m), rovnice jeho pohybu v počátečním okamžiku, který je dán odklopením zarážky, bude:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = S \cdot (\alpha \cdot P_L - P_P) - T$$

Plnění levé prostoroce válce a výtak z pravé prostoroce válce je nutné považovat za podkritické, poněvadž před započatím pohybu

$$\epsilon_{L0} = \left(\frac{P_L}{P_0} \right)_0 = 1 ; \quad \epsilon_{P0} = \left(\frac{P_P}{P_0} \right)_0 = 1$$

Pohyb pístu se započne s maximálním zrychlením. Po rozběhu, v důsledku poklesu tlaku v levé prostoroce při jejím plnění a v důsledku zvýšení tlaku v pravé prostoroce při jejím vyprazdňování, se bude zrychlení zmenšovat.

Vteřinový průtok vzduchu pro každý prostor válce lze stanovit ze vztahů:

$$Q_L = (\mu_L \cdot s_L \cdot g) \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_M \cdot \rho_M} \sqrt{\left(\frac{P_L}{P_M}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_L}{P_M}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

$$Q_L = (\mu_L \cdot s_L \cdot g) \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_M \cdot \rho_M} \sqrt{\epsilon_L^{\frac{2}{k}} - \epsilon_L^{\frac{k+1}{k}}} \quad (30.4)$$

$$Q_P = (\mu_P \cdot s_P \cdot g) \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_P \cdot \rho_P} \sqrt{\left(\frac{P_0}{P_P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_0}{P_P}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

$$Q_P = (\mu_P \cdot s_P \cdot g) \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P_P \cdot \rho_P} \sqrt{\epsilon_P^{\frac{2}{k}} - \epsilon_P^{\frac{k+1}{k}}} \quad (31.4)$$

kde $\rho_M, P_M \dots$ hodnoty v tlakovém rozvodu vzduchu

$\rho_0, P_0 \dots$ hodnoty ve výstupu (atmosferické)

Proces změny stavu vzduchu v prostorách válce můžeme opět považovat za polytropický. Hodnotu ρ_P z rovnice (31.4) lze vyjádřit z ρ_{P0} na počátku výtoku:

$$\rho_P = \rho_{P0} \left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\begin{aligned} P_P \cdot \rho_P &= \rho_{P0} \cdot P_{P0} \cdot \left(\frac{P_P}{P_{P0}}\right)^{\frac{1}{n}} = \rho_{P0} \cdot P_{P0} \cdot \frac{\left(\frac{P_P}{P_0}\right)^{\frac{1+n}{n}}}{\left(\frac{P_{P0}}{P_0}\right)^{\frac{1+n}{n}}} = \\ &= \rho_{P0} \cdot P_{P0} \cdot \frac{1}{\epsilon_P^{\frac{1+n}{n}}} \end{aligned}$$

$$Q_P = (\mu_P \cdot s_P \cdot g) \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \rho_{P0} \cdot P_{P0} \cdot \epsilon_P^{-\frac{1+n}{n}}} \cdot \sqrt{\epsilon_P^{\frac{2}{k}} - \epsilon_P^{\frac{k+1}{k}}}$$

Z rovnice (28.4) obdržíme pro $P_{L0} = P_M$

$$\frac{(l_{P+x}) \cdot \omega \cdot s}{n} \cdot \epsilon_L^{\frac{1-n}{n}} \cdot d\epsilon_L + \omega \cdot s \cdot \epsilon_L^{\frac{1}{n}} \cdot dx = \frac{Q_L \cdot dt}{g \cdot \rho_{L0}}$$

$$d\varepsilon_L = \frac{\frac{Q_L \cdot dt}{g \cdot \rho_{L0}} - \alpha \cdot s \cdot \varepsilon_L^{\frac{1}{n}} \cdot dx}{\frac{l_{P+x}}{n} \cdot \alpha \cdot s \cdot \varepsilon_L^{\frac{1-n}{n}}}$$

a dosazením za

$$\frac{\mu_L \cdot s_L \cdot n \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \rho_M \cdot P_M}}{g \cdot \rho_{L0} \cdot \alpha \cdot s} = b_L$$

$$d\varepsilon_L = b_L \cdot \frac{1}{l_{P+x}} \cdot \varepsilon_L^{\frac{1}{k}} \left(1 - \varepsilon_L^{\frac{k-1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon_L^{\frac{n-1}{n}} \cdot dt - \frac{n}{(l_{P+x})} \cdot \varepsilon_L^{\left(\frac{1}{n} - \frac{1-n}{n}\right)} \cdot dx$$

$$d\varepsilon_L = \frac{b_L \cdot \left(1 - \varepsilon_L^{\frac{k-1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon_L^{1 + \frac{n-k}{n \cdot k}}}{l_{P+x}} \cdot dt - \frac{n}{l_{P+x}} \cdot \varepsilon_L \cdot dx \quad (32.4)$$

Obdobně z rovnice (29.4) obdržíme

$$d\varepsilon_P = \frac{b_P \cdot \left(1 - \varepsilon_P^{\frac{k-1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \varepsilon_P^{\frac{1}{k} + \frac{1+n}{2n}}}{l_{P+H-x}} \cdot dt - \frac{n}{l_{P+H-x}} \cdot \varepsilon_P \cdot dx \quad (33.4)$$

kde

$$b_P = \frac{\mu_P \cdot s_P \cdot n \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \rho_{P0} \cdot P_{P0}}}{g \cdot \rho_{P0} \cdot s}$$

Z rovnice pohybu

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = s \cdot (\alpha \cdot P_L - P_P) - T$$

buďe zrychlení

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{s \cdot \alpha \cdot P_L}{m} - \frac{s \cdot P_P}{m} - \frac{T}{m}$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = a_L \cdot \varepsilon_L - \frac{a_P}{\varepsilon_P} - C \quad (34.4)$$

$$\text{kde } a_L = \frac{S \cdot \alpha \cdot P_M}{m} ; \quad a_P = \frac{S \cdot P_0}{m}$$

V rovnicích (32.4), (33.4) a (34.4) jsou tři proměnné ϵ_L , ϵ_P a x , které jsou funkcemi času. Poněvadž proměnné nelze izolovat, použijeme ke stanovení zákonů jejich změny metodu numerického integrování s prvním přiblížením ve tvaru lineární změny každé z proměnných v hranicích malého konečného intervalu času Δt . Počáteční podmínky v okamžiku rozběhu:

$$t = 0; \quad \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_0 = a_L - a_P - c; \quad \epsilon_{L0} = 1; \quad \epsilon_{P0} = 1; \quad \left(\frac{dx}{dt} \right)_0 = c_0 = 0$$

Stanovíme interval Δt a předpokládáme pohyb pístu v tomto intervalu s konstantním zrychlením rovným počáteční hodnotě. Na konci 1. intervalu obdržíme

$$t = \Delta t_1; \quad \left(\frac{dx}{dt} \right)_1 = c_1 = \Delta c_{01} = \left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_0 \cdot \Delta t_1; \quad \Delta x_{01} = \frac{c_0 + c_1}{2} \cdot \Delta t = \frac{\left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_0}{2} \cdot \Delta t_1^2$$

Z rovnic 32.4 a 33.4 záměnou diferenciálů za konečné přírůstky a pro $\epsilon_L = \epsilon_{L0}$ a $\epsilon_P = \epsilon_{P0}$ v čase $t = \Delta t_1$

$$\Delta \epsilon_{L1} = - \frac{n \cdot \Delta x_{01}}{l_P + \Delta x_{01}} ; \quad \Delta \epsilon_{P1} = \frac{-n \cdot \Delta x_{01}}{l_P + H - \Delta x_{01}}$$

Hodnoty ϵ_{L1} a ϵ_{P1} na konci 1. integračního intervalu budou

$$\epsilon_{L1} = \epsilon_{L0} + \Delta \epsilon_{L1} \quad \text{a} \quad \epsilon_{P1} = \epsilon_{P0} + \Delta \epsilon_{P1}$$

Vypočtené hodnoty ϵ_{L1} a ϵ_{P1} na konci 1. intervalu dovolují vypočítat zrychlení pístu pro tento okamžik

$$\left(\frac{d^2 x}{dt^2} \right)_1 = a_L \cdot \epsilon_{L1} - \frac{a_P}{\epsilon_{P1}} - c$$

Zadáním dalšího časového intervalu Δt_2 a opakováním výpočtů získáme opět všechny hodnoty na konci 2. intervalu a tímto postupným výpočtem získáme přibližný průběh rychlosti, zrychlení a dráhy pneumatického mechanismu v závislosti na čase. Při tomto způsobu výpočtu dochází k postupnému hromadění chyby v důsledku počátečního předpokladu lineárních přírůstků proměnných v jednotlivých časových intervalech. Tento výpočet není třeba zpřesňovat, pokud jsme si vědomi dalších nepřesností daných přibližným stanovením exponentu polytropy a ztrátami

vzduchu v těsnění pohyblivých i nepohyblivých částí.

Podobným způsobem, t. j. rozložením na jednotlivé časové úseky lze postupovat při přibližném výpočtu jiných i složitějších pneumatických mechanismů, které se chovají v krátkém časovém úseku jako kvazistacionární, t. j. s konstantní hodnotou rychlosti nebo zrychlení pístnice v jednom časovém intervalu.

Naznačené teoretické vztahy z oboru proudění plynů a výpočtové metody stačí jako úvod do podrobnějšího studia, ke kterému lze snadno nalézt vhodnou literaturu [15, 19, 24]

IV. 3 Prvky pneumatických silových obvodů

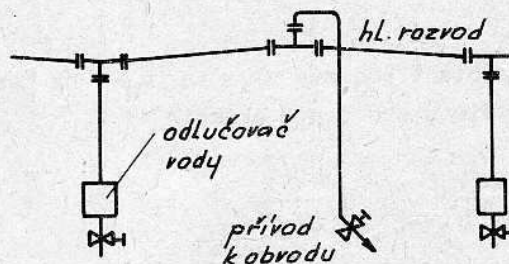
3.1 Prvky pro úpravu vzduchu v pracovním obvodu

Jsou to prvky, které předřazujeme před jakýkoliv obvod pneumatického motoru, na výstup z rozvodné pneumatické sítě.

Jsou to prvky pro čištění vzduchu, pro seřízení tlaku a maznice. Dále uzavírací kohout, kterým lze celé zařízení odpojit od centrálního rozvodu.

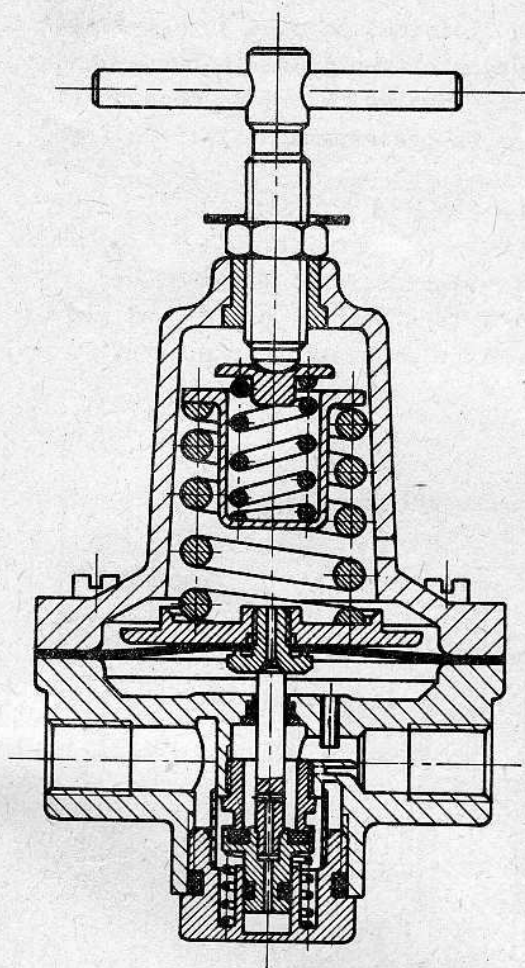
Stlačený vzduch z centrálního rozvodu je jednak znečištěn prachem, rzí a okujemi z potrubí, jednak kondenzovanou vodou, vylučující se při expanzi, případně ochlazením stlačeného vzduchu. Těchto všech nečistot je třeba vzduch před vstupem do obvodu a do pneumatických motorů zbavit. Používají se filtry síťové z mosazného nebo bronzového pletiva a filtry ze spékaných kovů nebo poresních materiálů. Pro odstranění nejjemnějších nečistot se používají textilní přídatné mikrofiltry.

Nejpodstatnější znečištění stlačeného vzduchu tvoří kondenzovaná voda, která nejen svou přítomností může zhoršovat funkci rozváděcího ústrojí a řídicích prvků, ale může korozivně působit i v pneumatických motorech a ostatních zařízeních. Již v samotném centrálním rozvodu stlačeného vzduchu při správné montáži bývá pamatováno na montáž odlučovačů vody (obr. 196) a naopak přípoje k jednotlivým zařízením jsou vyvedeny z nejvyšších míst rozvodu. Často bývá předřazen odlučovač vody před rozváděcí ústrojí mechanismu, případně bývá filtr doplněn odlučovačem s náplní hygroskopické látky k co nejdokonalejšímu odstranění zbytků vody a vodních par z upraveného vzduchu.

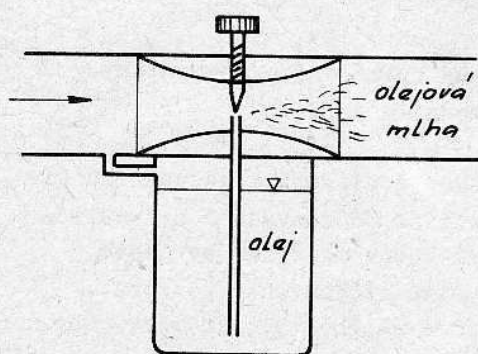


obr. 196

Pro práci určitého pneumatického zařízení je základním požadavkem udržení konstantního tlaku na vstupu do obvodu, tak aby parametry zařízení zůstávaly stálé. Vzhledem k tomu, že tlak v centrálním rozvodu kolísá dle počtu připojených



obr. 197



obr. 198

spotřebičů v poměrně značném rozsahu ($0,6 \pm 0,4$ MPa) je nutné předřadit obvodu zařízení, které bude v další části udržovat konstantní nižší tlak. Pro tento účel a pro hospodárné seřízení tlaku v obvodu se používá redukční ventil (obr. 197). Dle provedení a konstrukce ventilu je možné udržovat s větší či menší přesností nastavený tlak v obvodu za ventilem. Používají se ventily membránové zatěžované pružinou, u dokonalejších přístrojů s kompenzačním zařízením, které kompenzuje vliv změny primárního tlaku.

Pokud je stlačený vzduch používán k pohonu pneumatických motorů, je jedním z požadavků mazání pohyblivých částí těchto motorů. Děje se tak olejovou mlhou jemně rozptýlenou v proudu stlačeného vzduchu. Maznice stlačeného vzduchu (obr. 198) pracuje na principu zplynovače. Tlakového rozdílu mezi tlakem před difuzorem a v nejužším místě difuzoru se využívá k nasávání oleje z nádržky a k rozprašování v rozprašovací trysce. Protože se mění během pracovního cyklu v obvodu maznice tlak i rychlost proudícího vzduchu a rovněž v různých pracovních obvodech jsou tyto parametry různé, používají se maznice se seřizováním přísávaného množství oleje, aby bylo možno seřídit dostatečné mazání řídicích a výkonových prvků a při tom také hospodárnou spotřebu oleje. Rovněž některé speciální přístroje vytváří olejovou mikromlhu, která se používá k mazání obzvláště rychloběžných zařízení. Ve většině běžně používaných pneumatických obvodů hrubší rozptýlení maziva ve vzduchu nevaří. Mazivo se snadněji usazuje na pohyblivých částech, které je třeba mazat. Účinnost mazání je větší než u mikromlhy, jejíž značná část prochází mazanými částmi do atmosféry.

Na maznici v obvodu nelze pohlížet jako na samostatnou část, která za všech okolností zaručí dokonalé mazání. I sebelépe konstruovaná maznice se může stát neúčinnou, nereagující na seřizování, nesprávnou montáží v pneumatickém obvodu. Vzduchové vedení mezi maznicí a částmi, které je třeba mazat nesmí být příliš

dlouhé s mnoha armaturami, chyby, nebo stoupánými.

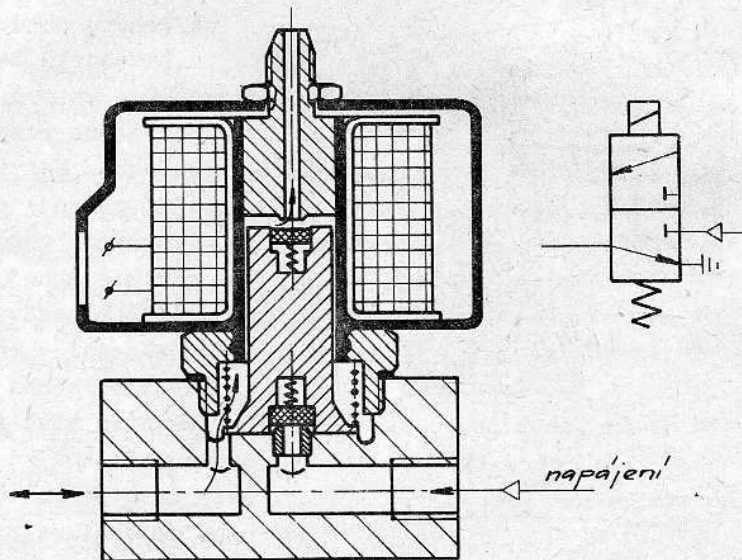
V obvodech stříkacích pistolí a v obvodech řídicích, zejména s logickými prvky je požadován vzduch čistý a suchý, bez jakýchkoliv příměsí. V takových obvodech se maznice stlačeného vzduchu nepoužívají a mazivo, které s sebou unáší stlačený vzduch z kompresoru se rovněž zachycuje na předřazených filtrech. [15,22]

3.2 Řídící prvky

Další skupinu prvků těchto obvodů tvoří prvky řídicí, jimiž je řízen, případně hrazen rozvod vzduchu do pneumatických motorů a prvky pro řízení průtoku, jimiž lze řídit rychlost pohybu výkonového členu pneumatického motoru.

3.2.1 Prvky pro hrazení průtoku

Stejně jako v hydraulických obvodech se používají rozvaděče, ventily a jednosměrné ventily. Vzhledem ke specifickým vlastnostem vzduchu se častěji používají prvky bez smykového uložení pohyblivých částí (kulčkové ventily, šoupátka, těsněná O-kroužky). Častěji nalézají použití třicestné ventily, které se užívají buď k přímému řízení rozvodu vzduchu do pneumatických motorů, nebo k řízení pneumaticky ovládaných rozvaděčů. Jsou spolehlivé, s malým zdvihem a mžikovým otvíráním plného průtočného průřezu a při vhodné konstrukci stačí k jejich řízení malá ovládací síla. (Obr. 199). Ovládají se buď ručně, nebo mechanicky od narážek či vaček, případně elektricky, elektromagnety.



obr. 199

Šoupátkové rozvaděče se v pneumatických obvodech používají k současnému řízení a hrazení více cest. Konstrukční provedení se liší od rozvaděčů hydraulických. Místo lapovaných těsnících ploch se vzájemným kovovým stykem se často k těsnění uvnitř rozvaděče používá pryžových O-kroužků uložených v pouzdru. V tom případě má šoupátko zaoblené hrany nákrůžků s náběhem pro kroužek (Obr. 200). Rovněž při volbě materiálů třecích dvojic je nutné počítat s nedostatečným mazáním a s určitou vlhkostí. Ovládání šoupátkových rozvaděčů, vzhledem k větším přesuvným silám způsobeným větším třením guma-kov, bývá nejčastěji nepřímé, stlačeným vzduchem od třicestných elektromagnetických ventilů, často montovaných přímo na rozvaděče.

Použití a konstrukce jednosměrných ventilů zůstává zhruba stejné jako u obvodů hydraulických.

3.2.2 Prvky pro řízení proudu

V pneumatických obvodech se také používají škrťací ventily, obvykle jehlové konstrukce k plynulému řízení rychlosti pneumatických motorů. Bývají řazeny v obvodu různým způsobem i s jednosměrnými ventily dle požadované funkce.

Je třeba mít na paměti stlačitelnost škrťaného media, která má vliv na průběh rychlosti výkonového členu (obr. 201). Jestliže požadujeme, aby rychlost výkonového členu byla stálá a přesně seřiditelná, pak kombinujeme pneumatický pohon s hydraulickým brzděním. (viz obr. 203, str. 144).

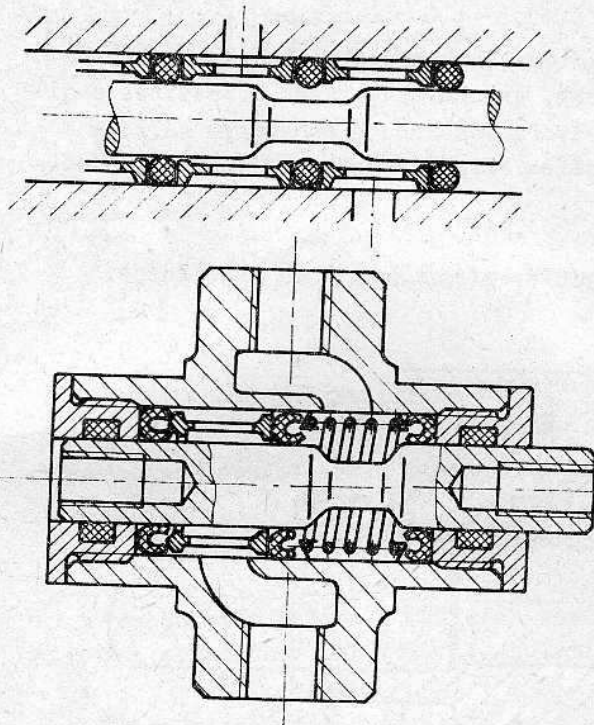
3.3 Výkonové prvky

Výkonovými prvky pneumatických silových obvodů bývají nejčastěji:

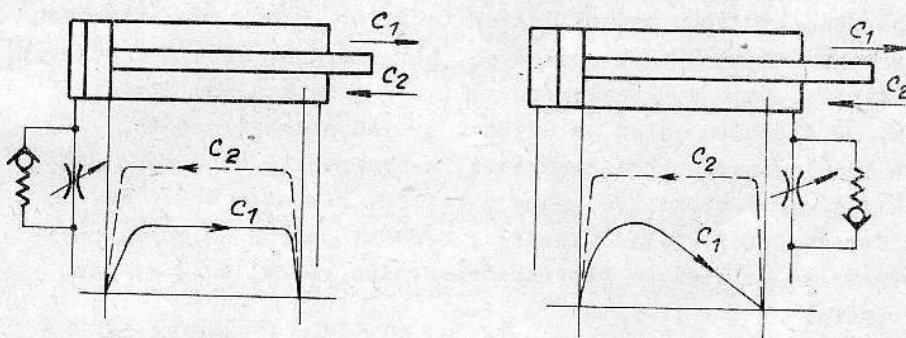
- pneumatické motory přímočaré a rotační
- úderné stroje
- různé typy stříkacích pistolí pro lak, metalizaci i nanášení umělých hmot.

zaci i nanášení umělých hmot. V konstrukci výrobních strojů se nejčastěji setkáváme s použitím pneumatických motorů, obvykle přímočarých.

Úderné stroje se převážně užívají v jiných oborech, lze se s nimi setkat v omezené míře v konstrukci výrobních či montážních zařízení. Využívají zpravidla energii setrvačné hmoty volného pístu. V některých případech se tyto stroje



obr. 200

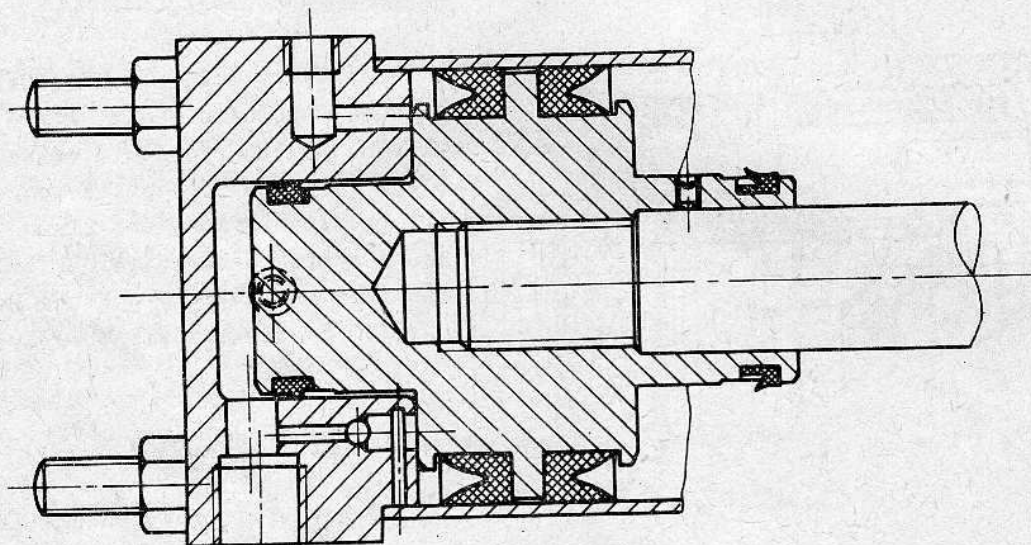


obr. 201

liší od ostatních výkonových mechanismů zvláštním uspořádáním rozvodného mechanismu, který umožňuje opakovanou a nepřetržitou funkci po připojení tlakového vzduchu. Používají se k pohonu vibračních zařízení, k nýtování, k pohonu sekačích kladiv a zatlučkových mechanismů.

Pneumatické rotační motory jsou nejčastěji lamelové konstrukce, rychloběžné a používají se k pohonu různých utahováků, šroubováků, brusek a leštiček a jiného ručního nářadí. Jsou poměrně lehké a tvoří většinou s poháněným nářadím kompaktní celek. Pro pohon nejrychloběžnějších strojů se používá pneumatických turbin, které dosahují až 350 000 ot/min.

Pneumatické motory přímočaré (pneumatické válce) jsou dnes nejběžnější



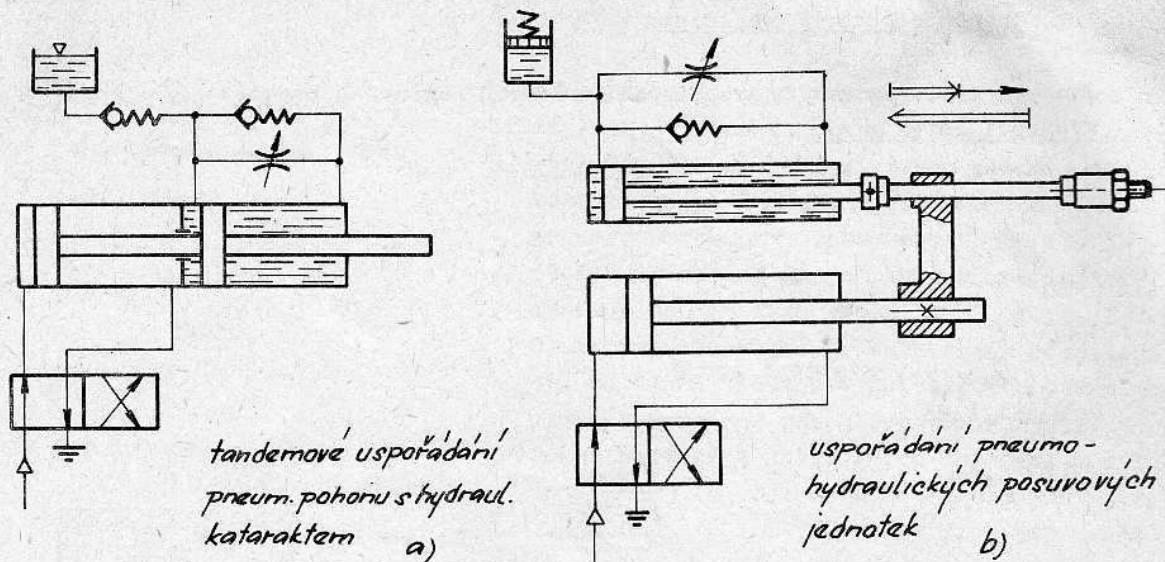
obr. 202

seriově vyráběnou pohonnou jednotkou pneumatických zařízení. Stěny pneumatických válců jsou vyráběny z tenkostěnných trub ocelových, hliníkových, nebo i mosazných. Hlavy válců bývají litinové, nebo z hliníkových slitin a jsou staženy čtyřmi či více šrouby po obvodu. U dlouhých válců se užívá i jiných způsobů spojení. Písty a pístnice jsou těsněny nejčastěji manžetami, nebo kroužky kruhového průřezu (obr. 202). Používají se i plastické hmoty a teflon. Pístnice válců se dle možnosti zhotovují z nerezavějící oceli. Tlumiče k brždění pohybu na konci zdvihu s příslušnými ventily lze umístit v hlavách pracovního válce, aniž se tím příliš zvětší jeho rozměry.

Pro dosažení konstantní rychlosti pístu, zejména u posuvových mechanismů se nejčastěji užívá kombinace pneumatického pohonu s brzdícím hydraulickým kataraktem (obr. 203) [4, 15, 22, 26]

IV.4 Pneumatické řídicí obvody

Dle povahy řídicího obvodu, to zn. jestli se jedná o regulační zařízení sloužící ke spojitému řízení nějaké veličiny, či zda se jedná o postupné řízení



Kombinace pneumatického pohonu s brzdícím hydraulickým kataraktem
obr. 203

nějakého pracovního cyklu stroje, se liší obvody, skladba a prvky těchto obvodů.

4.1 Pneumatické logické obvody

Vše co bylo řečeno o řídicích obvodech s časově tuhou vazbou a o diskretních řídicích obvodech v kapitole II.4 platí i pro pneumatické řídicí obvody.

Během posledních desetiletí se v určitých odvětvích rozšířilo použití řídicích obvodů pracujících s jediným řídicím a pracovním médiem, jak v logické části, tak i ve vlastním pohonu. Nositelem signálu je tlak plynu (vzduchu) vedený spojovacími trubicemi. Používaný tlak bývá zpravidla nižší než u pneumatických silových obvodů. Logická řídicí síť je postavena z pneumatických logických členů. Vstupními prvky zadávajícími vstupní signály jsou ventily ovládané buď ručně, nebo mechanicky od pohybujících se částí stroje. V případech, v nichž jde o spojení řízení elektrického a pneumatického, mohou být vstupními prvky i elektro-pneumatické převodníky (ventily řízené elektromagnety).

Signály od vstupních prvků se zpracovávají v logické síti, jejímiž základními stavebními kameny jsou pneumatické logické prvky.

Pneumatické logické prvky lze rozdělit dle konstrukce a dle způsobu práce do tří základních skupin:

1. pneumostatické logické prvky; nemají únik řídicího ani pracovního vzduchu do atmosféry (membránové, vakové, šoupátkové a ventilové, bez vlastního zesílení)
2. pneumodynamické logické prvky, které pracují s trvalým únikem vzduchu do atmosféry (s pohyblivými mechanismy, proudové)
3. kombinované logické prvky, pracují s částečným únikem vzduchu, pokud na výstupu prvku není vyvozen jednotkový signál.

4.1.1 Charakteristické veličiny

Jsou to kritéria pro posuzování vlastností logických prvků
Výstupní zátěž prvku

$$R_z = \frac{P_v}{Q_v}$$

kde P_v tlak na výstupu
 Q_v výstupní proud

Logický zisk

$$Z_L = \frac{P_{vmax}}{P_{ro}}$$

kde P_{vmax} ... maximální výstupní výkon
 P_{ro} ... minimální řídicí příkon

$$P_{ro} = P_{ro} \cdot Q_{ro}$$

P_{ro} ... statický tlak na vstupu do řídicího kanálu, který je dán
volbou maximální přípustné nulové hladiny výstupního signálu

Q_{ro} ... průtok řídicím kanálem při tlaku P_{ro}

Logický zisk je také dán počtem prvků stejného typu, který lze připojit na jeho výstup.

Tlakový, proudový a výkonový zisk

Tento zisk lze stanovit u zesilovačů pracujících se strmostí, definovanou poměrem signálů výstupního ke vstupnímu (signálem může být tlak, proud, nebo výkon).

Např.: tlakový zisk

$$A_P = \frac{\Delta P_v}{\Delta P_r}$$

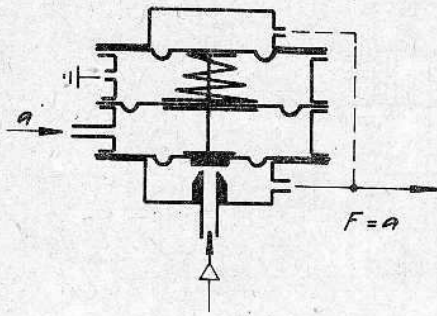
Zatěžovací charakteristika udává závislost výstupního proudu na výstupním tlaku

Spínací frekvence - maximální počet sepnutí v časové jednotce

4.1.2 Základní konstrukce pneumatických logických prvků

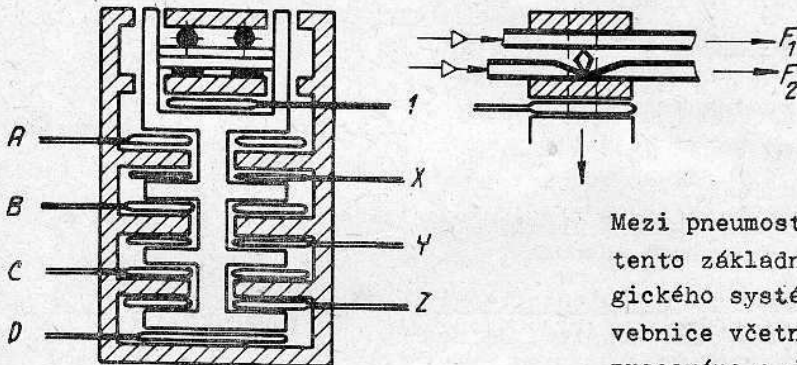
4.1.2.1 Pneumostatické prvky

- a) membránové. Příkladem může být konstrukce trojmembránového prvku jednoargumentového s opakovací funkcí ze sovětského systému USEPPA (obr. 204).
Operační rychlost cca 100 Hz, proudové zesílení nekonečně velké, logický zisk



obr. 204

svým pohybem uzavírá nebo otevírá průtok v hadičkách spojujících napájení s výstupem.



obr. 205

téměř neomezený. Různým zapojením komor lze docílit různé výstupní funkce.

b) vakové. Představitelem těchto prvků jsou konstrukce ČVUT Praha a VÚOSO Praha víceargumentových prvků. Na obr. 205 nakreslená konstrukce umožňuje plnit různé logické operace se 7 vstupy (A, B, C, D, X, Y, Z). Společným principem je sečítání a odečítání sil od tlaku vzduchu v polštářcích působících na společný pohyblivý třmen, který

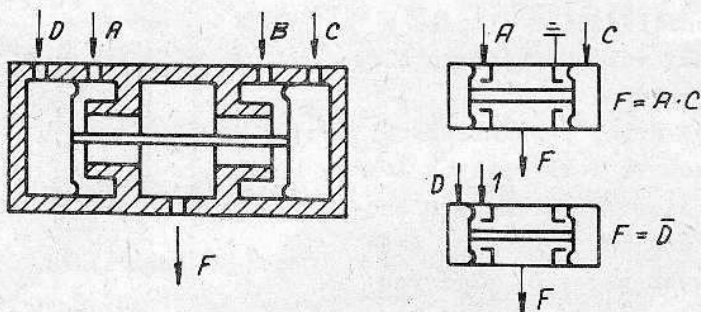
Logický zisk je rovněž téměř neomezený a spínací čas cca 5 ms.

c) dvoumembránové relé.

Mezi pneumostatické prvky lze zařadit i tento základní stavební kámen pneumologického systému Dreloba - NDR. Celá stavebnice včetně spojovacích částí je opracována a její základ tvoří toto relé a pasivní prvky disjunkce dvou signálů. Dvoumembránové relé (obr. 206) je čtyřargumentový prvek s jedním výstupem.

Spínací čas cca 1 ms a pracovní tlak kolem 0,1 MPa.

d) ventilové a šoupátkové. Tyto prvky jsou vhodné k ovládní pomaluběžných zařízení. Nevýhodou je velká hysterese, ale lze je snadno upravit na paměťové prvky.



obr. 206

Konstrukční provedení (obr. 207) je zpravidla ve formě tří- až čtyřcestných rozvaděčů i v kaskádovém uspořádání pro složitější logické operace (Provedení: IBM, British Telecommunication Research).

Do této skupiny lze zařadit i dva základní prvky bez vlastního zesílení (bez napájení) pro disjunkci a konjunkci dvou signálů (obr. 208).

4.1.2.2 Pneumodynamické prvky

a) s pohyblivým mechanismem

Představitelem této skupiny je bistabilní logický člen s kuličkou "Kearfott"

(obr. 209.) Krátkodobé uzavření odvětrávacího kanálku, nebo impulsní signál a přestaví kuličku v prvku z polohy I do polohy II. V překlopeném stavu zůstává, dokud nepřijde signál b. Výstupní signály lze odebírat jen jako tlakové rozdíly na odporech R_1 a R_2 .

Udávaná spínací rychlost cca 10 kHz, rozměry: 150 prvků se vejde do 1 cm^3 .

Tlakový zisk závisí na rozměrech škrtících kanálů $A_P \approx 100$.

Velmi malý logický zisk. Výrobně drahé a složité.

Pneodynamické prvky s membránou (obr. 210) pracují na podobném principu s předepjatou membránou, opět jako bistabilní. Udává se ještě vyšší spínací frekvence.

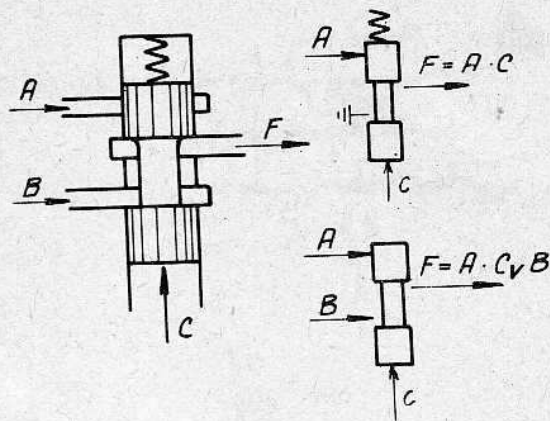
b) proudové (bez pohyblivých částí)

Využívají vzájemného působení paprsků plynů, stěnových efektů a vírů.

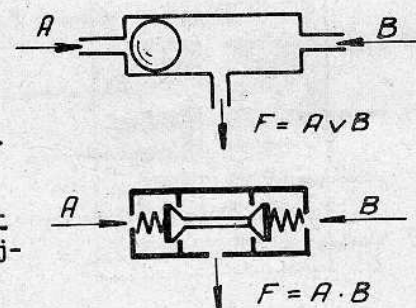
Představitelem jedné skupiny je turbulentní zesilovač (obr. 211), pracující jako negátor. Je nejjednodušším prvkem z proudových prvků. Před lety byl vyráběn i v ZPA Praha. Vzduch přiváděný vstupní tryskou a usměrněný do laminárního proudu protéká v tenkém paprsku volně atmosferou a je zachycován ve výstupním kanálu a převeden ve výstupní tlakový signál F . Přivedení řídicího signálu a způsobí odklon a turbulenci volného paprsku a tedy přerušeni výstupního signálu.

Druhou skupinu tvoří různé druhy pneumatických logických členů, které jsou ve formě celých logických obvodů leptány nebo lisovány v umělých hmotách včetně spojovacích kanálků. Využívají vzájemného působení vzduchových paprsků, vířivých komůrek i stěnového efektu. Tímto způsobem lze dosáhnout značné miniaturizace pneumatických logických obvodů. Příkladem může být bistabilní proudový člen se stěnovým efektem (obr. 212), využívající přilnutí vzduchového paprsku na stěnu kanálu k dosažení paměťového signálu.

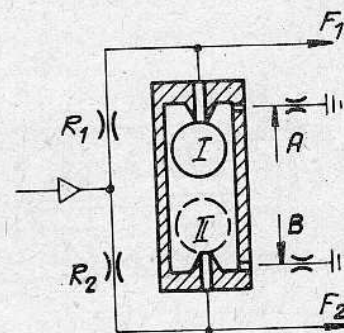
Všechny pneodynamické prvky vzhledem k trvalému úniku pracovního vzduchu do atmosféry a k případnému vytváření laminárních paprsků pracují se značně nižšími tlaky (řádově 100 - 1 000 mm H_2O) a nelze je tedy použít k přímému řízení silových obvodů.



obr. 207

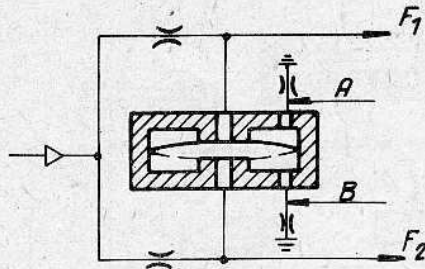


obr. 208

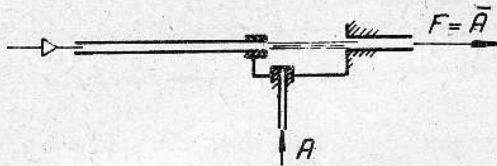


obr. 209

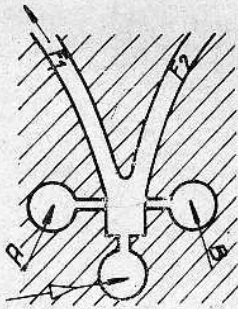
4.1.2.3 Kombinované logické prvky



obr. 210



obr. 211



obr. 212

Konstrukce těchto prvků je opět robustnější než prvků pneumodynamických a pracují rovněž s vyššími tlaky (cca 0,05 MPa + 0,2 (0,3) MPa).

Jednu skupinu představitelů tvoří membránové a kuličkové prvky jednoargumentové (u nás vyráběné v letech 1960 - 1970 v ZPA Praha. Použití se nerozšířilo pro značnou poruchovost.)

Membránový prvek opakovací funkce (obr. 213).

Průměr funkční části membrány 6 mm, zdvih 0,2 - 0,3 mm. Pracovní tlak cca 0,05 MPa. Sestavováním těchto prvků bylo možno provádět základní logické operace. Konstrukce umožňující montáž na základní desky jednotného stavebnicového systému. Propojení řídicích vstupů polyetylenovými hadičkami. Základní jednoargumentový prvek kuličkový pro negaci řídicího signálu (obr. 214).

Napájecí tlak 0,05 MPa, tlakové zesílení 2,6 + 4, proudové zesílení ∞ , spínací frekvence 100 - 200 Hz.

Mezi prvky této skupiny lze zařadit i v zahraničí vyráběný pružinový prvek funkce záporu. Na napájecí kenál vzduchotěsně vinutá a na konci uzavřená pružina je volným koncem spojena s membránou, pod níž se přivádí řídicí signál. Prohnutí membrány způsobí ohyb pružiny, oddálení jejích závitů od sebe a spojení jejího vnitřního prostoru s atmosférou. (Obr. 215). Prvky jsou robustní (rozměr cca 15 cm³), rychlost spínání 5 - 10 ms, pracovní tlak cca 0,2 MPa.

4.1.3 Periferie pneumatických logických obvodů

4.1.3.1 Vstupní, nebo zadávací prvky

- třícestné ventily (obr. 216) s malým zdvihem ovládané
 - ručně, tlačítky nebo přepínači z řídicího panelu
 - mechanicky, vačkami nebo narážkami od pohybujících se částí stroje
 - pneumaticky, řídicím tlakem z jiné části logické sítě
 - elektricky, elektromagnety při smíšeném způsobu řízení
- bezdotykový turbulentní snímač (obr. 217), reaguje na zasunutí pohyblivého plátku mezi vstupní a výstupní trysku snímače přerušením vzduchového proudu a tedy nulovým signálem na výstupu (použití: místo koncového spínače)
- tryska s volným paprskem proti pohyblivé mechanické části (obr. 218). Signál se odebrá z napájecí trysky přes odpor. Existují konstrukce u nichž je signál tlakový nepřímo úměrný vzdálenosti od pohyblivé části - lze využít k měření rozměrů.

č) Existují další možnosti zadávání vstupních signálů, např. pomocí čtečky dřevěné pásky (pneumatické), nebo analogo-číslíkovými převodníky, s kodovacím kotoučem opatřeným drážkami. Výstupní signál je pak dán osmikanálovým turbulentním snímačem.

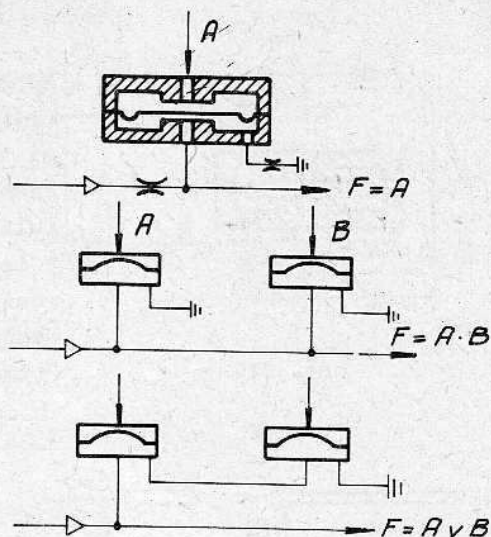
4.1.3.2 Výstupní prvky pneumatických logických obvodů

- zesilovače pneumatického signálu. Jednostupňové, nebo dvoustupňové, podle úrovně jednotkového tlakového signálu a požadovaného zesílení. Nakreslený typ (obr. 219) pracuje jako negátor (převod 0,005 MPa/0,05 MPa)
- optická signalizace jednotkového tlakového signálu (bez převodu pneu-elektrického)
- pneumaticky řízené rozvaděče (řazené do silových obvodů)
- převodníky signálu: pneumoelektrické, pneumohydraulické apod.

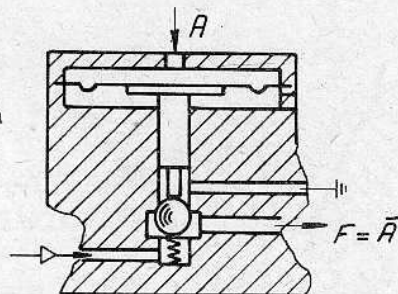
4.2 Pneumatické regulační obvody a přístroje

Regulací rozumíme udržování či řízení hodnot (zpravidla plynulé) regulované veličiny zjištěných měření. V zásadě může být regulace buď ruční, kdy spojení mezi měřícím členem a regulačním orgánem obstarává člověk, nebo automatická, kde regulační přístroje samočinně udržují nastavené hodnoty. Automatická regulace kontroluje výsledek činnosti řídicího pochodu, porovnává ho se zadanou úlohou (hodnotou) a podle zjištěných odchylek opravuje signál zesilovače tak, aby dosažený výsledek činnosti odpovídal v přípustných mezích úloze. (obr. 221). (str. 151)

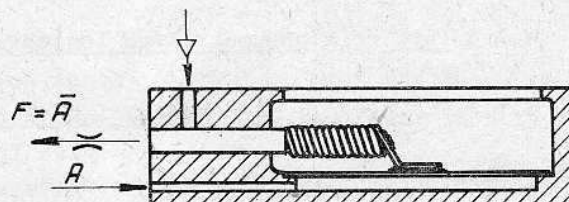
Používané soustavy automatické regulace pracují na různých principech s různým nositelem energie. U prvních typů regulátorů to byly regulátory ryze mechanické, od 30. let tohoto století dosáhly velkého rozšíření regulační přístroje elektrické (se vzrůstem a vývojem vhodné součástkové základny). Přístroje řešené na pneumatickém principu mají svoje specifické vlastnosti, kterými v některých případech předčí přístroje řešené na elektrickém, nebo hydraulickém prin-



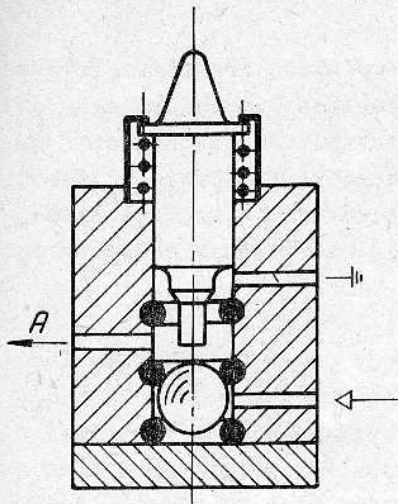
obr. 213



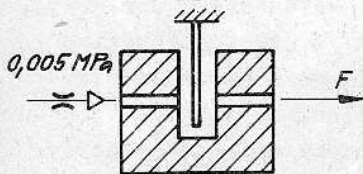
obr. 214



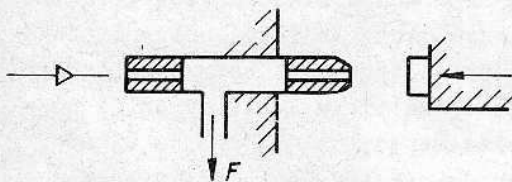
obr. 215



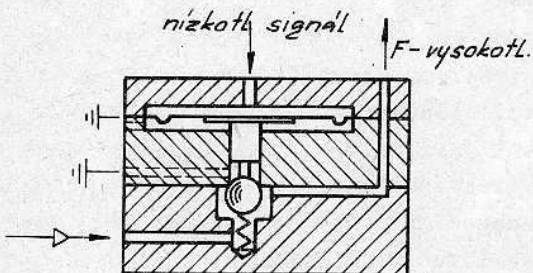
Třícestný ventil
obr. 216



obr. 217



obr. 218



obr. 219

cipu. Dobře splňují požadavky kladené na automatickou regulaci v energetice, hutnictví, chemii i v jiných průmyslových odvětvích. Velkou předností je především naprostá nevybušnost, čistota provozu, plynulá a přesná regulace a poměrně jednoduchá konstrukce. Další výhodou pneumatických systémů je převod všech měřených veličin na jednotný tlakový signál vzduchu a další zpracování těchto signálů v regulačních přístrojích. Dnes se tato hodnota pneumatických signálů používaných v regulačních soustavách různých výrobců ustálila na jednotném rozsahu 20 - 100 kPa (0,2 - 1,0 atp), což umožňuje kombinovat regulační a měřicí členy různých pneumatických systémů.

Regulace dle počtu regulovaných parametrů soustavy může být buď jednoparametrová či víceparametrová.

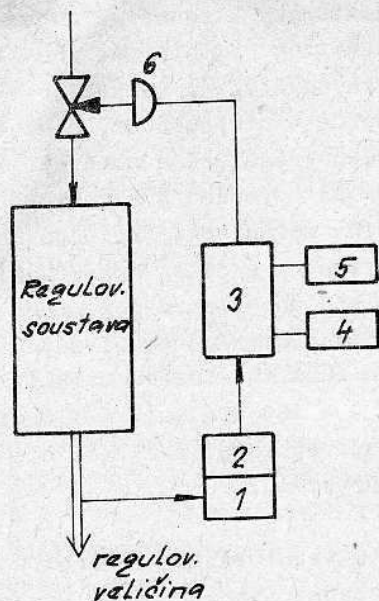
Žádanou hodnotu je třeba buď udržovat na stálé hodnotě (regulace má za úkol vymezit vliv poruch), nebo se mění. Tato změna může probíhat v závislosti na čase (tzv. programovaná regulace - provedení např. vačkou a hodinovým strojkem), nebo v závislosti na nějaké další měnící se veličině (vléčná regulace).

4.2.1 Pneumatický stavebnicový regulační systém

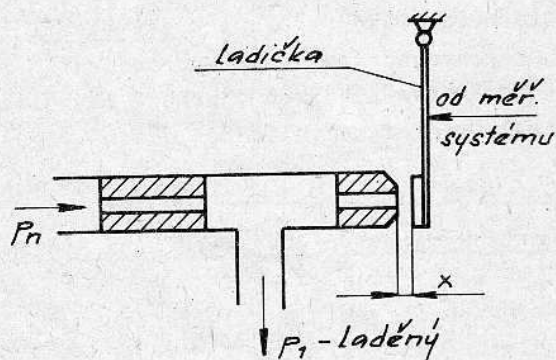
Předností, jak již bylo řečeno, je, že libovolná měřená veličina je převedena na výstupu z měřicího členu (převáděcím členem) na úměrný tlakový signál, který je dálkově přenášen k dalšímu zpracování. S relativně malým počtem přístrojů této koncepce lze dosáhnout velkého množství kombinací, které se při automatizaci provozních zařízení mohou vyskytnout. Jednotlivé přístroje jsou sestaveny z jednodušších konstrukčních jednotek, které se vyrábějí ve velkých sériích s uplatněním technologie pro sériovou výrobu.

Schema regulačního obvodu (na obr. 223) ukazuje složení regulačního obvodu ze základních typů přístrojů. Měřená veličina je snímána čidlem 1 a jeho výchylka je převedena převáděcím členem 2 na unifikovaný tlakový signál (1 a 2 se také

4.2.2 Rozvody

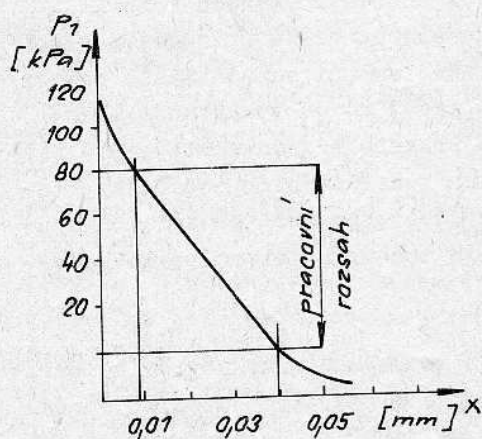


obr. 223



obr. 224

kových ventilů. Oboustranný tryskový systém se segmentovou ladičkou je výhodný



obr. 225

Základním prvkem vysílačů, regulátorů a zesilovačů, kterým se ovládá pomocné energie v regulačním systému se nazývá rozvod. Tato pomocná energie je v konečné fázi regulačního procesu užita k pohonu servomotoru. Podle konstrukce se rozvody dělí na škrťící, šoupátkové a tryskové.

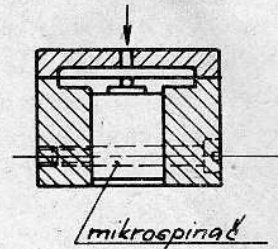
Nejběžnější rozvody pracující na principu škrcení vzduchu jsou ladičkové (tryska - klapka) (obr. 224). Napájecí vzduch protéká konstantním odporem kapiláry do prostoru před tryskou z něhož je laděný tlak odebírán k dalšímu zpracování. Odpor ve výtokové trysce se mění dle vzdálenosti ladičky od trysky, jejíž pohyb je řízen měřícím nebo regulačním členem. Závislost laděného tlaku vzduchu na zdvihu ladičky je značně nelineární (obr. 225), a proto se využívá jen části zdvihu ladičky. V praxi je dnes nejpoužívanější hodnota tlaku napájecího vzduchu 140 kPa. Na linearitu ladičkového systému mají také vliv průměry kapiláry (obvykle v rozmezí 0,15 + 0,25 mm a trysky 0,5 + 0,8 mm).

Jiné konstrukce rozvodu využívají buď segmentové ladičky souměrně ofukované dvěma tryskami, nebo jiné škrťící elementy ve tvaru kuličkových či kužel-

kových ventilů. Oboustranný tryskový systém se segmentovou ladičkou je výhodný z důvodů tlakového a tedy silového vyvážení na ladičce (obr. 226). Používá se zřídka, protože je výrobně náročnější a choulostivý. Kuličkový rozvod firmy Bailey (obr. 227) užívá dvou spojených kuliček posunovaných vstupním pohybovým signálem. Spodní z obou kuliček je pouze těsnícím elementem. Horní kulička svým pohybem proti výstupnímu otvoru řídí velikost výstupního tlakového signálu. Kuličkové nebo kuželkové rozvody podobné konstrukce jsou používány v zesilovačích výkonu (obr. 228).

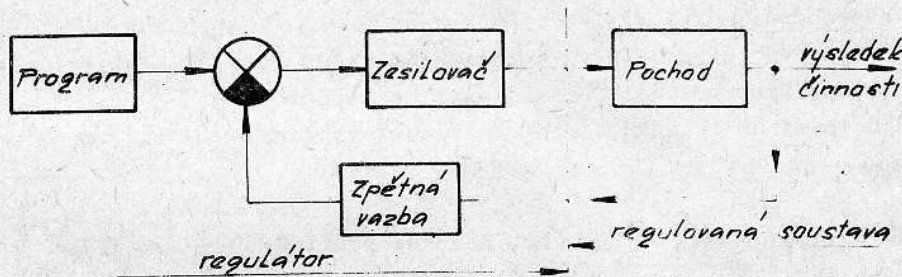
Kromě rozvodů škrťících jsou užívány také rozvody šoupátkové, používané k ovládání velkých pneumatických pohonů (hysterese a necitlivost)

nazývá měřicí člen, nebo vysílač měřené hodnoty). Tlakový signál je veden do ústředního (regulačního) členu 3, který obvykle bývá doplněn zapisovacím, nebo ukazovacím ústrojím 4 a zařízením k ručnímu nastavení žádané hodnoty 5. Výstupní signál z ústředního členu je veden do regulačního (akčního) orgánu 6.



Vysílače pro měření jednotlivých veličin se liší podle druhu snímače:
 - pro tlak se používá: membrána, vlnovec, Bourdonova trubice

Pneumoelektrický převodník
 obr. 220

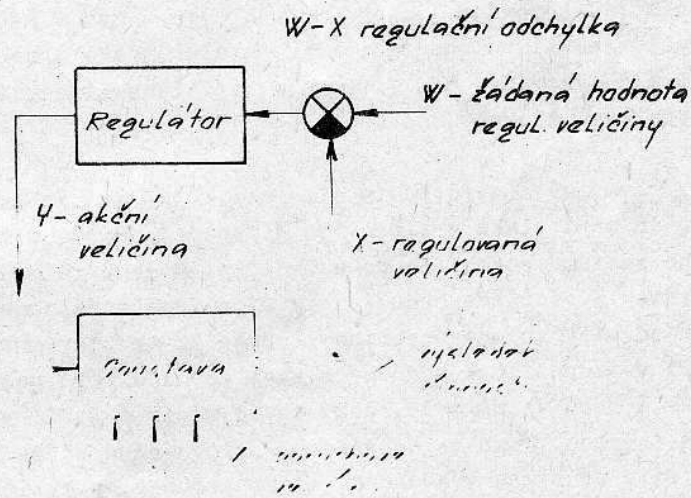


Obecné blokové schéma regulátoru a soustavy
 obr. 221

- pro teplotu: tlakový teploměr
- pro výšku hladiny: plovák

Druhou skupinu přístrojů tvoří panelové přístroje ukazovací, zapisovací a ovladače, které se umísťují na čelní desku rozvaděče.

Další skupinu tvoří vlastní regulátory (PI, PID, členy PD) které se používají ve spojení se zapisovacími, nebo kompaktními přístroji.



Vzájemná vazba regulované veličiny s žádanou hodnotou
 obr. 222

Čtvrtou skupinu přístrojů tvoří akční členy regulačních systémů: servomotory a regulační ventily.

a rozvody tryskové, konstrukčně podobné elektrohydraulickým zesilovačům s výkvnou proudovou trubicí. Jsou vhodné pro citlivé nastavení malých tlaků (řádově v Pa) při mnohem vyšším napájecím tlaku.

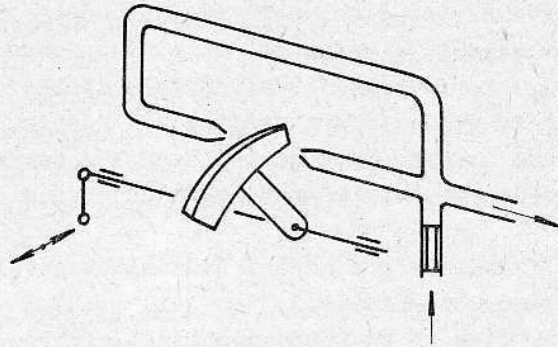
4.2.3 Měřicí členy, vysílače

Podle vstupního signálu od vlastního měřicího prvku (Bourdonna trubice, membrána), který může být buď pohybový nebo silový, používají se proporcionální vysílače buď s pohybovým, nebo silovým vyrovnáním. Každý vysílač musí mít zpětnou vazbu pro udržení proporcionální závislosti mezi pohybem, nebo silou působící na ladičku a mezi velikostí vysílaného tlaku.

Vysílač s vyrovnáním pohybu (obr. 229) se používá pro snímání tlaků, tlakových diferencí a teploty. Akční pohyb od měřicího členu se vede přes pákový převod na ladičku. Pohyb ladičky 3 nad tryskou 5 je velmi malý, takže polohu ladičky v tomto místě můžeme považovat za konstantní. Tlak P_1 , který je výstupním signálem převodníku je současně zaveden do vnější komory 6 vlnovce zpětné vazby. Tlaku P_1 odpovídá lineárně zdvih čepu 4 nad vlnovcem. Považujeme-li polohu ladičky za stálou, páka 2 se otáčí kolem dotykového bodu 7. Tím je zajištěna linearita závislosti tlaku P_1 na výchylce měřicí páky 2.

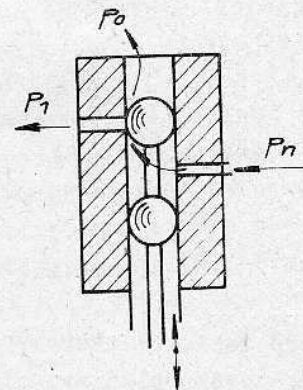
Vysílač s vyrovnáním sil (obr. 230) se používá pro snímání tlaků a tlakových diferencí. Síla od měřicího systému působí na páku ladičky. Moment této akční síly k otočnému bodu 1 páky 2 je vyvažován momentem od síly zpětnovazebního vlnovce 3, ve kterém působí výstupní tlak vzduchu z vysílače. Celkové pohyby páky 2 jsou velmi malé, dané pouze zdvihem ladičky nad tryskou. Tím, že na páce je porovnávána pouze akční síla se silou výstupního tlaku vzduchu, prakticky bez pohybů systému, jsou potlačeny vlivy tření a hystereze.

Zesilovač výkonu (obr. 231). Používá se vždy v kombinaci s ladičkovým řídicím systémem. Průtok laděného (řídicího) vzduchu ladičkovým systémem je tak malý (průtok clonou), že by ve spojovacích potrubích mohlo docházet ke značným dopravním zpožděním, případně k zániku řídicího signálu. Proto se používá u vy-



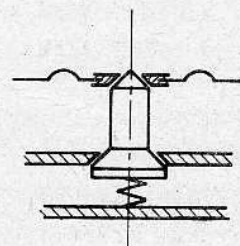
Oboustranný tryskový systém rozvodu se segmentovou ladičkou

obr. 226

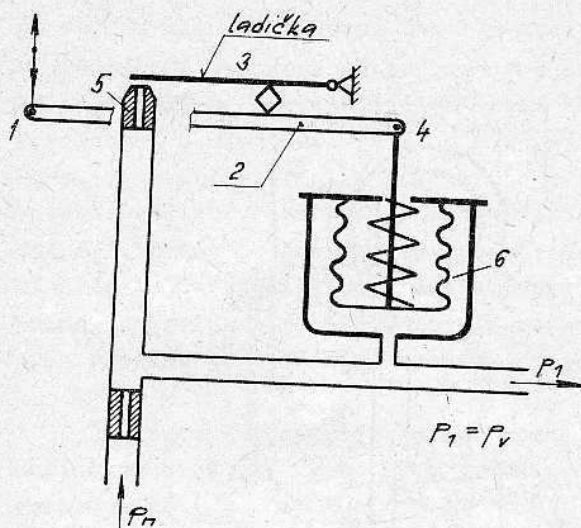


Kuličkový rozvod Bailey

obr. 227



obr. 228



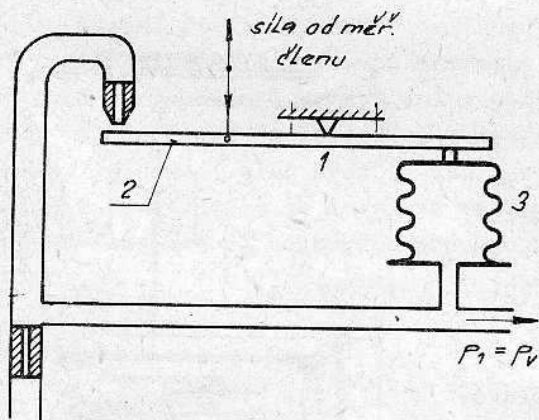
obr. 229

sílačů a i u regulátorů jako prvek, který výstupní tlak řídí dle tlaku ladičkového systému, ale zvyšuje na výstupu z vysílačů nebo regulátorů proud a tím i výkon. Jestliže se ladička přiblíží k trysce 1, v komoře 2 se tlak P_1 zvýší a membránový systém se prohne směrem dolů. Tím se otevře spodní kuželový ventil 3 a v komoře 4 se začne zvyšovat tlak P_V , až je opět roven tlaku P_1 . Jestliže ladičkový tlak P_1 poklesne, membránový systém se prohne směrem vzhůru a otevře se horní kuželkový ventil, který po krátkou dobu (než se tlaky opět vyrovnají) spojí komoru 4 s odfukem do atmosféry.

4.2.3.1 Příklady použití vysílačů

Vysílač tlaku (obr. 232.)

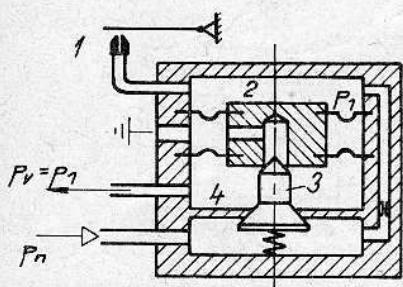
Snímacím orgánem je Bourdonova trubice (pero) 1, odkud se síla vyvozená měřeným tlakem přenáší na systém s vyrovnáním sil. Do obvodu ladička - tryska je zařazen zesilovač výkonu, který průtokově zesiluje vysílaný tlakový signál. Šroubem 3 se posunuje otočný bod páky 4, a tím se mění pásmo proporcionality vysílače.



obr. 230

Vysílač teploty (obr. 233).

Snímací část přístroje je řešena na principu objemové roztažnosti kapaliny. Změna objemu v závislosti na teplotě se převádí vlnovcovým ústrojím na pohyb táhla, které ovládá proporcionální vysílač. Snímačem je jímka 1 s kapilárou a vlnovcovým ústrojím. Zahřeje-li se jímka, zvětší kapalinová náplň svůj objem a stlačí vlnovec 2. Změny teploty okolí, které by ovlivňovaly zvětšení objemu kapaliny v kapiláře se kompenzují kompenzačním vlnovcovým ústrojím 3 s kapilárou bez jímky vedenou poblíž první



obr. 231

kapiláry. Změna objemu od teploty okolí se projeví i ve stlačení druhého vlnovce, které vyvolá pohyb nosníku 4 s oběma vlnovci směrem vzhůru. Vzhledem k tomu, že od měřicího vlnovce je na vysílač přenášen signál pohybový, používá se vysílač s vyrovnáním pohybů. Nakreslený vysílač je konstrukčně poněkud odlišný

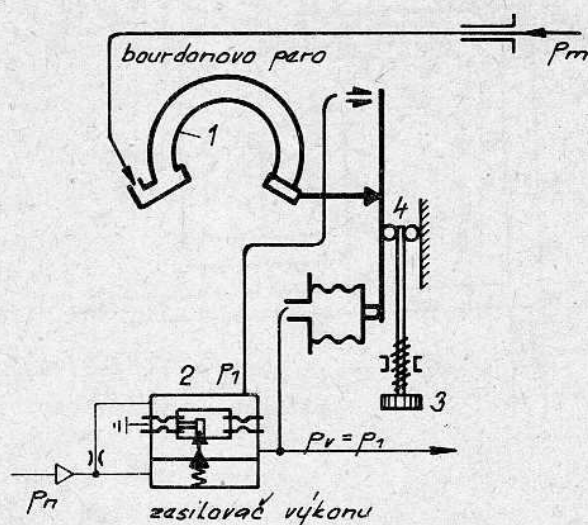
od uvedeného schematu. Liší se pákovým ústrojím v němž je využito lomených pák a pohyb od zpětnovazebního vlnovce 5 je přenášen na páku nesoucí trysku ladičkového systému 6. Síla zpětnovazebního vlnovce je porovnávána se silou vnější tažné pružiny 7. Výsledkem je pohybové vyrovnání vstupního signálu. Změnou předpětí pružiny se vysílač nuluje a změnou uchycení závěsného táhla měřícího systému na úhlové páce ladičky se nastavuje pásmo proporcionality. Laděný tlakový signál se opět zesiluje v zesilovači výkonu 8. U vysílačů teploty, u nichž může někdy dojít v důsledku použitého měřícího ústrojí ke zpoždění vstupního pohybového signálu za změnami teploty, se někdy používá zapojení zpětnovazebního vlnovce se zpožďovacím škrtkicím ventilem 9, jehož přivíráním lze vytvořit derivační zpětnou vazbu. Výstupní signál vysílače je úměrný nejen měřené hodnotě teploty, ale i rychlosti změny teploty. Předstih ve vysílaném tlakovém signálu kompenzuje zpoždění vzniklé přestupem tepla do jímky.

Vysílač hladiny. Měřící ústrojí je plovákové. Plovák svým pohybem otáčí držákem a silový moment od plováku je vyvážen odporovým momentem zkrucované nosné trubky. Pohyb plováku se přenáší buď na vysílač s vyrovnáním pohybů nebo na vysílač s vyrovnáním sil. Může být použitý jako vysílač hustoty kapaliny. Plovák celý ponořený měří sílu vztlaku.

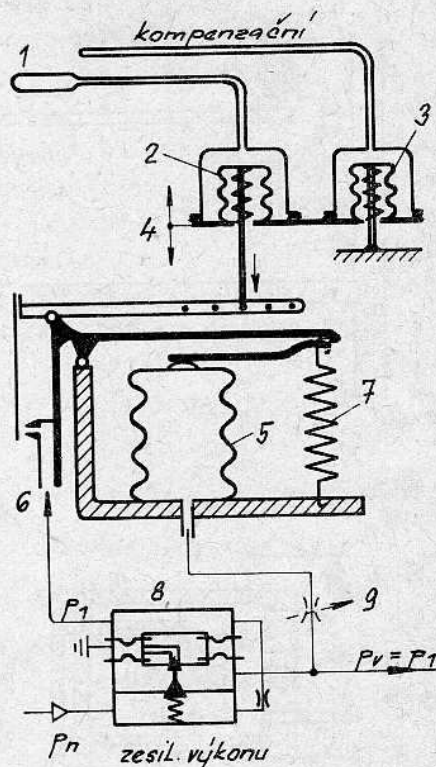
Vysílač tlakové difference. Používá jako měřícího členu membránu nebo dvojitě membránové krabice na jejíž obě strany jsou přiváděny tlaky. Výsledná síla na membráně se převádí na vysílač s vyrovnáním sil.

4.2.4 Zapisovací a ukazovací a programové přístroje

Zapisovací a ukazovací přístroje převádí tlakový vzduchový signál 20 - 100 KPa na výchylku ručky. Zpravidla se tlakový signál v měřícím vlnovci převádí na



obr. 232



obr. 233

pohyb dna vlnovce a odtud pákovým převodem na ukazovací nebo zapisovací přístroj. U jednoduché regulace se porovnává s hodnotou nastavenou ručně. U vléčné regulace se žádaná hodnota přivádí dálkově ve formě pneumatického signálu 20 - 100 KPa. Zapisovací a ukazovací přístroje bývají doplněny zařízením umožňujícím přechod na ruční regulaci.

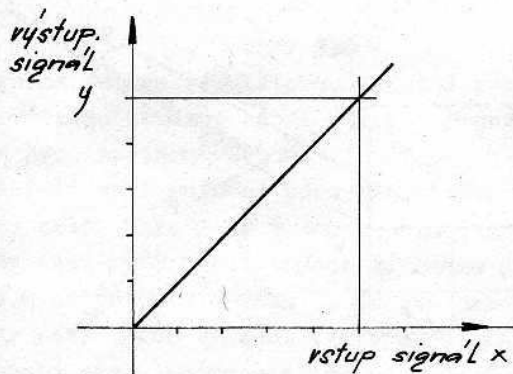
U zapisovacích přístrojů je tlakový signál přenášen přes membránu na ladičkové ústrojí. Změna laděného tlaku působí na píst jehož pohyb je převeden na pootočení hřídele navíjecí kladky lanka zapisovacího pera (pero koná přímočarý pohyb, kolmo na navíjení papíru). Zpětná vazba je odvozena od pohybu navíjecí kladky přes pružinu na ladičkový systém. [21]

Programový přístroj. Žádaná hodnota je zakodována do tvaru vačky otáčené hodinovým strojem. Tvar vačky je snímán proporcionalním vysílačem s pohybovým vyrovnáním.

4.2.5 Regulátory

Regulátory patří k nejdůležitějším členům regulačních obvodů, v nichž vykonávají vlastní řídicí funkci a ovlivňují průběh regulace. Konstrukčně jsou řešeny na principu vyrovnávání pohybů nebo sil. Regulátory řešené na principu vyrovnávání pohybů se používají ve spojení s pohybovými měřicími systémy. Přes to, že jsou starší, stále dosud nacházejí uplatnění. Dnes převládají regulátory pracující na principu vyrovnání sil, protože mají lepší funkční vlastnosti a větší provozní spolehlivost. Výhodou je i to, že vstupním signálem je přímo tlak vzduchu od vysílačů, takže jakost dálkového přenosu je lepší.

4.2.5.1 Charakteristické vlastnosti regulátorů



Funkce regulačního členu s proporcionalní vazbou je charakterizována lineární závislostí mezi výstupním signálem regulátoru a vstupním signálem (obr. 234).

$$y = r_0 \cdot x$$

kde y ... výstupní signál regulátoru (akční)
 x ... vstupní signál
 r_0 ... zesilovací činitel

obr. 234

Nastavitelnou konstantou regulačního členu

je pásmo proporcionality. Je to rozsah, mezi jehož krajními hodnotami se musí změnit regulovaná veličina, aby regulátor přestavil regulační orgán z jedné krajní polohy do druhé (obr. 235). Udává se v %.

Zesilovací činitel je nepřímo úměrný pásmu proporcionality

$$r_0 = \frac{100}{P_p}$$

kde P_p ... pásmo proporcionality %

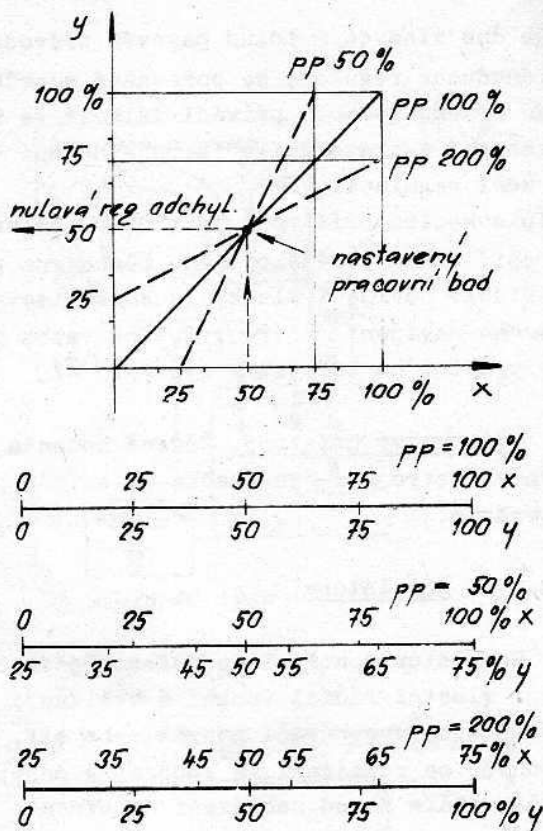
Nastavením pásma proporcionality se přizpůsobuje regulátor regulované soustavě.

Při nulové regulační odchylce vysílá regulátor určitý konstantní výstupní signál a regulační soustava je v rovnováze jen tehdy, rovná-li se hodnota regulované veličiny hodnotě žádané. Nastane-li však změna zatížení soustavy, změní se i výstupní signál z regulátoru, který se ustálí v nové poloze, při níž má regulovaná a žádaná hodnota určitou odchylku. Nazývá se trvalá regulační odchylka a zvětšuje se se zvětšováním pásma proporcionality.

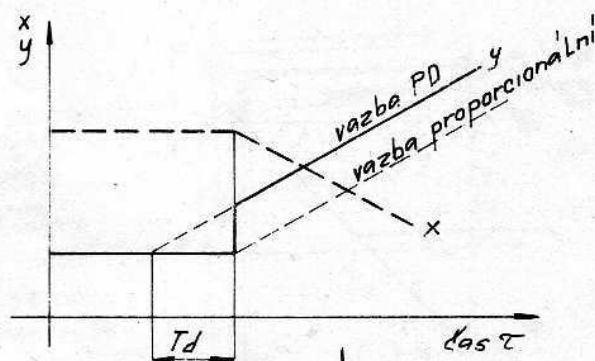
Regulační člen s proporcionálně-derivační vazbou - PD přičítá k proporcionálnímu signálu derivační složku (závislou na rychlosti změny vstupního signálu.) Z diagramu vstupního a výstupního signálu (obr. 236) je vidět, že při konstantní rychlosti změny vstupního signálu se vstupní signál změní nejprve skokem o hodnotu úměrnou rychlosti změny signálu vstupního a v dalším průběhu stoupá rychlostí úměrnou nastavení proporcionálního pásma. Časový úsek T_d vyznačuje nastavení derivační konstanty $y = r_0(x + T_d \cdot \frac{\partial x}{\partial t})$. T_d je doba, o kterou předběhne PD regulátor činnost proporcionálního regulátoru okamžitým přestáním při stále rychlosti změny vstupního signálu (regulační odchylky). Zmenšuje zpoždění vznikající při prostupu regulačního signálu obvodem. Např. prostup tepla při měření teplot, dopravní zpoždění při velkých vzdálenostech přenosu. Regulační člen s proporcionálně-integrační vazbou - PI. Integrační složka působí, že rychlost přestavování regulačního orgánu je přímo úměrná velikosti regulační odchylky (obr. 237)

$$y = r_0(x + \frac{1}{T_i} \int x \cdot dt)$$

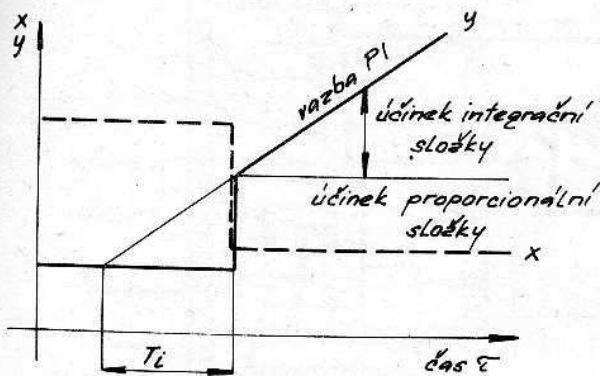
kde T_i se nazývá integrační časová konstanta. Integrační složka odstraňuje úplně



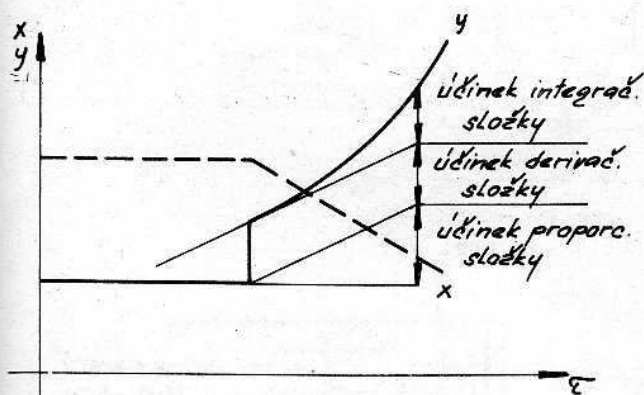
obr. 235



obr. 236



obr. 237



obr. 238

zorněna funkce regulátoru. Vstupní pohybový signál rovný regulační odchylce se přivádí na závěsný čep 1 páky 2. Druhý závěsný čep 4 této páky je spojen s vlnovcovou zpětnou vazbou.

Změní-li se regulační odchylka (vstupní signál), posune se čep 1 páky 2 nahoru nebo dolů. Páka 2 se v tomto okamžiku otočí kolem čepu 4, což způsobí změnu polohy ladičky 6 proti trysce 7. Pásmo proporcionality se nastavuje otočným raménkem 8 na obloukové páce 2. Stejně jako ve vysílačích jsou regulační členy doplněny zesilovačem výkonu. Výstupní signál ze zesilovače 5, který je současně výstupním signálem regulátoru se vede do obvodu zpětné vazby přes derivační škrťací ventil 15 do proporcionalní komory 10. Přivřením tohoto ventilu 15 lze nastavit zpoždění činnosti zpětné vazby (oddálení ladičky od trysky) a tedy derivační časovou konstantu T_d . Mezi proporcionalní komorou 10 a integrační komorou 13 vlnovce zpětné vazby je zařazený integrační škrťací ventil 11. Průchod signálu přes tento ventil do integrační komory postupně ruší účinek proporcionalní zpětné vazby, způsobuje novou odchylku ladičky 8 od trysky 7, která musí být opět vyrovnána tlakovým signálem ve zpětné vazbě. Při zapojení derivačního a integračního škrťacího ventilu za sebou se účinky obou ventilů vzájemně ovlivňují a nastavení správných hodnot derivační a integrační složky je obtížné, proto je vhodnější zapojení integračního škrťacího ventilu dle 12.

Diferenciální mechanismus (obr. 240) je vlastně sčítacím členem na němž se vy-

trvalou regulační odchylku proporcionalní regulace. V přechodové činnosti způsobí klesání proporcionalního pásma regulátoru k nule. Má za následek zocitlivění regulátoru a sklon k nestabilitě.

$T_i \rightarrow \infty$... regulátor čistě proporcionalní

$T_i \rightarrow 0$... regulátor s velmi úzkým pásmem proporcionality.

Regulační členy s vazbou PID pracují bez trvalé regulační odchylky a umožňují velmi krátký regulační pochod. Účinky jednotlivých složek se sčítají (obr. 238).

4.2.5.2 Ústřední regulační člen s vyrovnáním pohybu

V současné době méně často používaný regulační člen, obvykle ve spojení s pohybovým měřicím systémem.

Na schematu obr. 239 je zná-

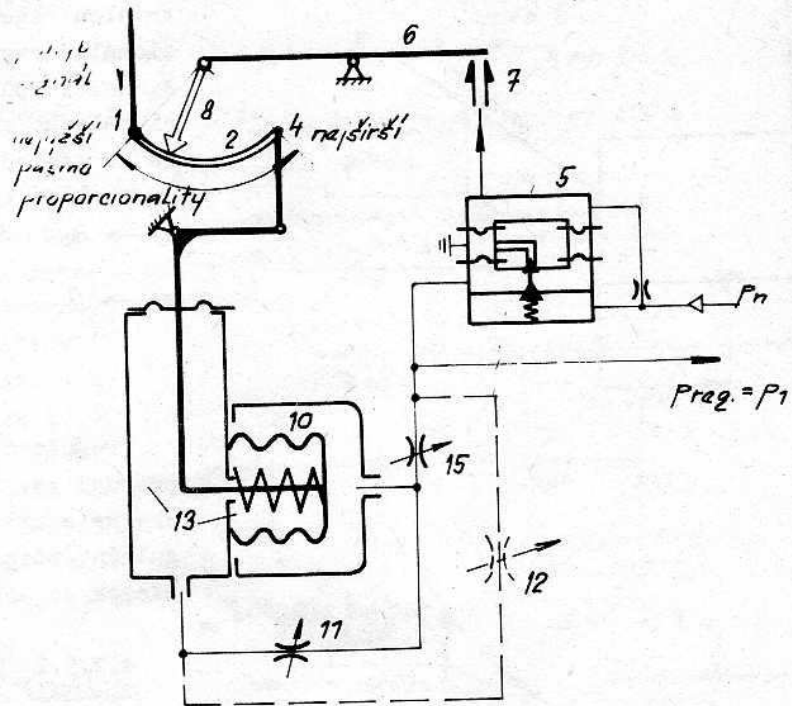
tváří regulační odchylka - pohybová odchylka hodnoty regulované veličiny (měřené) od hodnoty žádané.

Základ tvoří pákový mechanismus dvou dvou-ramenných pák. Na páku 1 je připojeno táhlo od měřicího systému, jehož pohyb se převádí kolem pevného otočného bodu přes spojovací kloub obou pák na páku 2, která je spojena v bodě 3 s táhlem od nastavení žádané hodnoty a v otočných bodech 4 s trojramennou pákou, která obstarává převod na ladičku a spojení se zpětnou vazbou. Na tento pákový systém je připojena oblouková páka regulátoru pro nastavení pásma proporcionality.

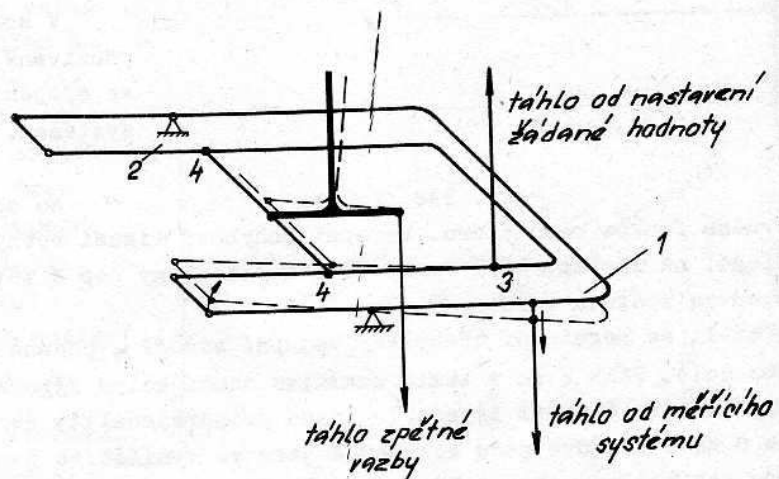
4.2.5.3 Ústřední regulační člen s vyrovnáním sil

Moderní koncepce regulačních členů u nichž

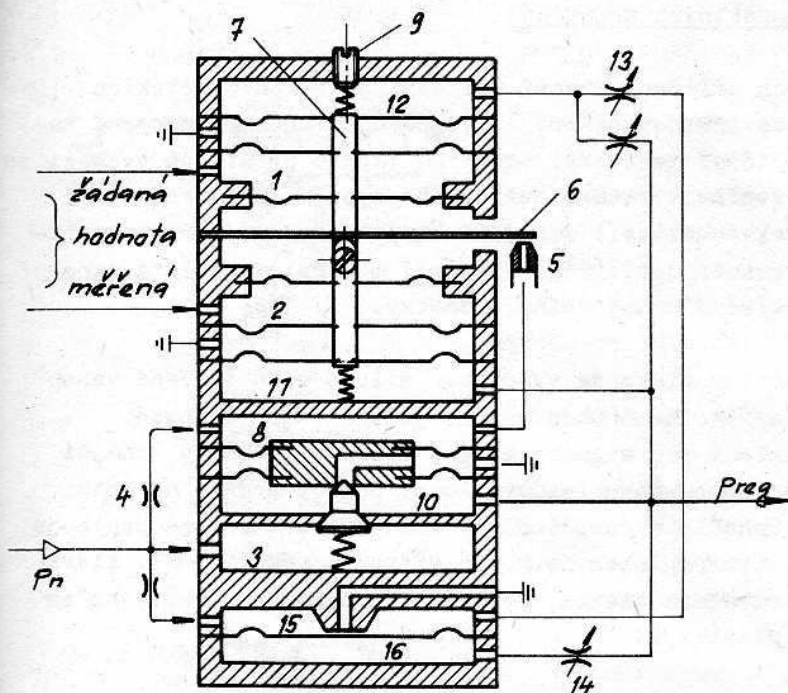
se využívá působení tlakových signálů úměrných velikostem žádané a regulované hodnoty (měřené) na membránový systém. Základ tvoří regulační člen PI (obr. 241), který tvoří spolu s výkonovým zesilovačem jeden blok. Tlakové signály úměrné žádané a měřené hodnotě regulované veličiny se přivádějí do komor 1 a 2 membránového systému. V důsledku rozdílných ploch membrán uzavírajících tyto komory se vytváří silové působení na spojovací táhlo membránového systému 7 a přenáší se na pohyb ladičky 6 nad tryskou 5. Tryska 5 je spojena s komorou 8 zesilovače výkonu. Napájecí vzduch se přivádí do komory 3 a přes kapiláru 4 do komory 8. Výstupní signál se odvádí z komory 10. Využívá se k vytvoření zpětné vazby proporcionalní v membránové komoře 11 a integrační v komoře 12. Tlak v komoře 12 je ov-



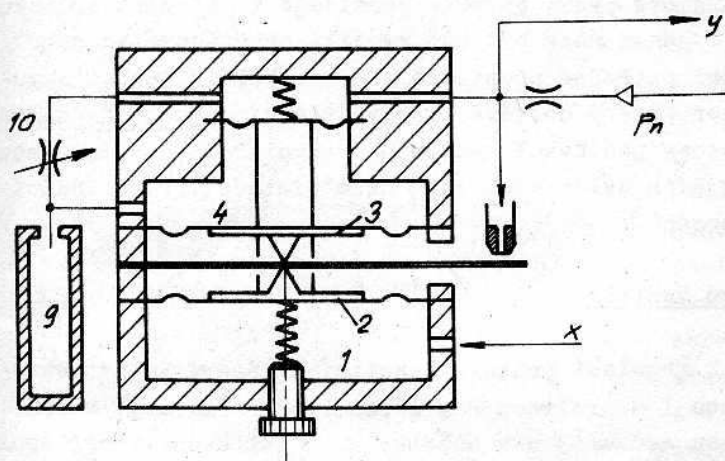
obr. 239



obr. 240



obr. 241



obr. 242

ním zpožděním regulačního signálu. Spojuje se rozvodnou deskou s regulátorem PI v jeden celek, čímž tvoří regulátor PID. Pásmo proporcionality je 100 %. Hodnota výstupního signálu je v ustáleném stavu rovna hodnotě vstupního signálu. Jakmile se vstupní signál začne měnit nějakou rychlostí, změní se rovnováha sil na membránách 2 a 3 v důsledku změny tlaku v komoře 1. Tlak ve zpětnovazební komoře 4 se bude opožďovat v důsledku nastavení derivačního škrťacího ventilu 10. Komoře 9, která tvoří kapacitu, slouží k tomu, aby bylo možné přesně nastavovat delší časové konstanty.

livněn nastavením pásma proporcionality dvojitým škrťacím ventilem 13, který pracuje jako dělič tlaku mezi komorami 11 a 15.

Při čistě proporcionalní vazbě se tlak v komoře 15 mění podle výstupního signálu, který v komoře 16 prostřednictvím membrány ovládá tlak v komoře 15. Tlaky v komorách 15 a 16 se vyrovnávají. Nastavením integračního škrťacího ventilu 14 se zpožďuje tlak v komoře 15 za výstupním signálem.

Toto zpoždění a tedy pokles tlaku způsobí i změnu tlaku v komoře 12 a následný pohyb ladičky. Výstředník na táhle 7, převádějící pohyb na ladičku a šroub 9 pro seřízení předpětí pružiny v komoře 12 slouží k nulování ladičkového systému.

Funkci regulátoru lze reversovat přehozením vstupních přívodů.

Člen PD (obr. 242) se používá jako derivační člen v obvodech s doprav-

4.2.5.4 Regulační blok kompaktních přístrojů

Regulační blok kompaktních přístrojů tvoří základní jádro pneumatických kompaktních přístrojů. Je to nová řada přístrojů vyvinutá za účelem napojení regulačních přístrojů na vyšší řídicí jednotky. Koncepce těchto přístrojů vychází ze sloučení kontrolního ukazovacího systému, ovládacího systému a ústředního regulačního členu v jeden celek s možností zapojení kompaktního přístroje na řídicí počítač. Zmenšené čelní rozměry přístroje umožňují maximální využití panelové plochy. Zmenšují se i základní konstrukční jednotky.

Funkčním základem regulačního bloku je vlnovcová silová váha tvořená vahadlem, na které po obou stranách otočného bodu působí jeden souosý vlnovec. Vnitřní komory vlnovců jsou určeny pro signály měřené a žádané hodnoty, vnější pro signály zpětné vazby. Vlnovcovou váhu lze vynulovat pomocí pružin na obou koncích vahadla. Jeden konec vahadla je prodloužený v ladičku, která se pohybuje vůči trysce řídicího systému. Tímto blokem je možné vytvořit regulaci PI, která je doplněna proporcionálně derivačním členem, reversačním poměrovým zesilovačem a dalšími prvky v kompaktním přístroji.

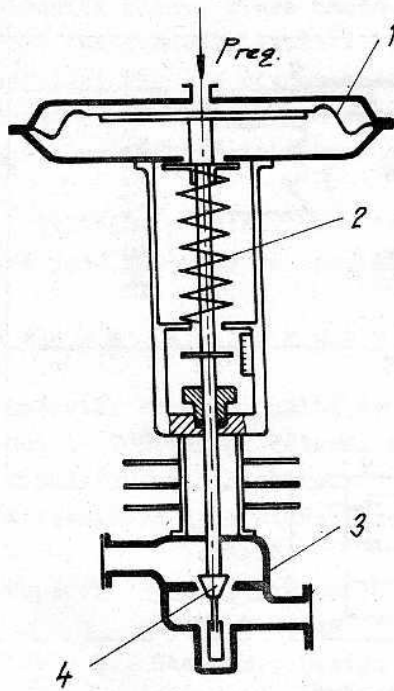
Regulační přístroje firmy Siemens pracují na podobném principu.

4.2.6 Servomotory a regulační orgány

Regulační orgány se v průmyslové praxi obvykle používají k ovládní průtoku regulovaného média. Regulačním orgánem může být buď ventil, nebo šoupátko nebo klapky a žaluzie. Podle velikosti potřebné přestavné síly se volí k pohonu regulačního orgánu vhodný servomotor, který dostává tlakový řídicí signál od ústředního regulačního členu. Servomotory používané k ovládní regulačního orgánu jsou buď membránové (pro vyvození menších ovládacích sil) nebo pístové (pro ovládní větších a těžších regulačních orgánů).

4.2.6.1 Regulační membránové ventily

Tyto ventily se používají k regulaci průtoku tekutin. Skládají se ze servomotoru, který je tvořen membránou 1 a pružinou 2 a z regulační armatury, která se skládá z ventilového tělesa se sedlem 3 a z kuželky 4. Konstrukčně tvoří spolu jeden celek (obr 243). Charakteristika ventilu, t. j. závislost průtoku na zdvihu (po případě na vstupním tlaku) je určena tvarem kuželky. V praxi se vyrábějí ventily se třemi tvary charakteristik (obr 244). Pro stejnou světlost ventilu je na obr. 244 v diagramu křivkou a vyznačena charakteristika ventilu talířového vhodného pro jednoduchou regulaci dvaupólovou, nebo s úzkým pásmem proporcionality, přímkou b charakteristika ventilu s lineární funkcí, vhodná pro regulované obvody u nichž se tlakový rozdíl na ventilu nemění s jeho otevřením (průtok je hlavně funkcí otevření), a křivkou c je vyznačena charakteristika rovnoprocentní. Ventily s touto charakteristikou mají stejný přírůstek průtoku v % při stejném jednotkovém přírůstku otevření v jakýchkoliv dvou polohách otevření ventilu. Regulace je nepřesná při malých otevřeních. Vhodné pro obvody u nichž se tlakový



obr. 243

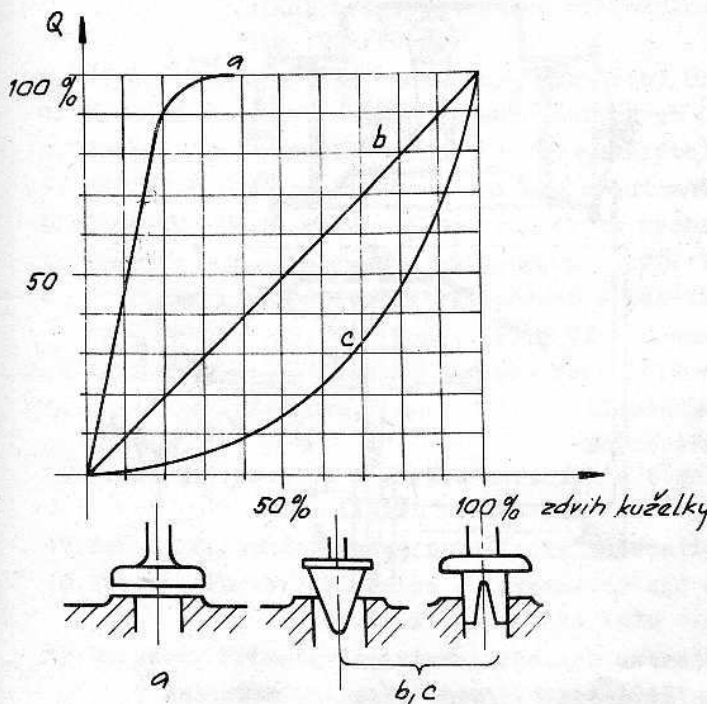
pád na ventilu s otevřením mění.

Podle jmenovité světlosti se vyrábějí ventily jednosedlové nebo dvousedlové. Jednosedlové se používají pro menší průtoky a malé tlakové diference, protože jsou nevyvážené. Největší složka nevyvážených sil je přímo úměrná průtočné ploše ventilu a tlakovému spádu na kuželce.

Síla od tlaku řídicího vzduchového signálu působícího na membránu je porovnávána se silou vratné pružiny 2, takže zdvih ventilu je přímo úměrný velikosti tlakového signálu. Ventil v uzavřeném stavu zpravidla propouští až 5 % max. průtoku.

4.2.6.2 Membránové servomotory

Membránové servomotory slouží k ovládní regulačních orgánů, např. klapek, žaluzií, ventilů a šoupátek. Základní stavební jednotka je sestavena z tělesa s víkem 1, mezi kterými je membrána 2, ze spodní strany podložena kotoučem o který se ze spodu opírá pružina 3. Předpětí pružiny je stavitelné a její charakteristika opět zajišťuje lineární závislost mezi přiváděným tlakovým signálem a zdvihem servomotoru. V každém ustáleném stavu je síla od tlakového signálu 4 v rovnováze se silou pružiny, takže řídicí síla působící na regulační orgán je nulová. Regulační orgán tedy může měnit svoji polohu např. v důsledku proměnlivých vnějších sil, které na něj působí.



obr. 244

Aby se účinek těchto sil potlačil, opatřují se servomotory korektorem (viz obr. 245). Korektor zvyšuje přesnost polohy táhla servomotoru a při dálkovém přenosu regulační rychlost. Vstupní řídicí signál působí na vlnovec 5 ladičkového systému. Zvětšení tohoto signálu způsobí přiblížení ladičky 6 k trysce 7. Tlakový signál od trysky je opět zesílen v zesilovači výkonu 8 a přiveden na vstup membránového servomotoru 4. Zpětná vazba je odvozena od pohybu táhla servomotoru, který se přenáší přes páku a vačku 9

lačil, opatřují se servomotory korektorem (viz obr. 245). Korektor zvyšuje přesnost polohy táhla servomotoru a při dálkovém přenosu regulační rychlost. Vstupní řídicí signál působí na vlnovec 5 ladičkového systému. Zvětšení tohoto signálu způsobí přiblížení ladičky 6 k trysce 7. Tlakový signál od trysky je opět zesílen v zesilovači výkonu 8 a přiveden na vstup membránového servomotoru 4. Zpětná vazba je odvozena od pohybu táhla servomotoru, který se přenáší přes páku a vačku 9

na rameno 10 nesoucí trysku 7. Pohybem servomotoru se tedy oddálí tryska od ladičky a tím se vykompenzuje prvotní pohyb ladičky.

4.2.6.3 Pístové servomotory

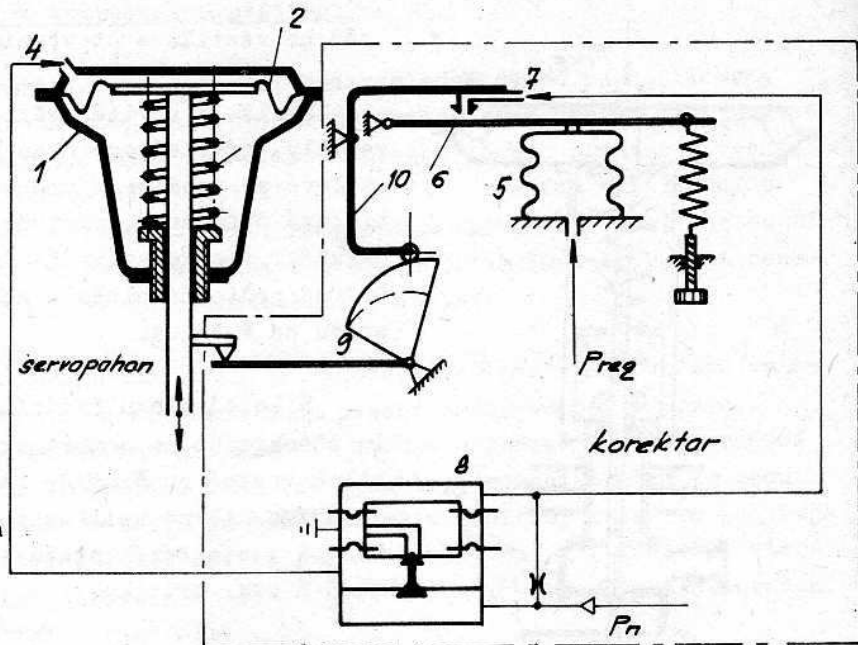
Tento typ servomotoru je vhodný pro velké přestavné síly a dráhy. Proto se ho nejčastěji používá k ovládní těžkých klappek axiálních ventilátorů, uzavíracích ventilů apod.

Servomotor (obr. 246) se skládá z uzavřeného válce, uvnitř kterého se pohybuje píst 2. Pohyb pístu se přenáší na otočení klikového hřídele 3. Píst servomotoru je pohybován přiváděným pracovním vzduchem o napájecím tlaku 0,4 - 0,8 MPa do obou pracovních prostor válce. Aby se zajistila vazba mezi pootočením klikového hřídele servomotoru a přiváděným řídicím signálem, používá se korektor, který přes membránový pohon ovládá rozvaděč 8 spojující válec servomotoru 1 s napájecím tlakovým vzduchem. Zpětná vazba je odvozena od otáčení klikového hřídele servomotoru, které se přenáší prostřednictvím vačky 5 na páku 6. O páku se opírá vratná pružina působící proti řídicímu tlaku na membráně 7.

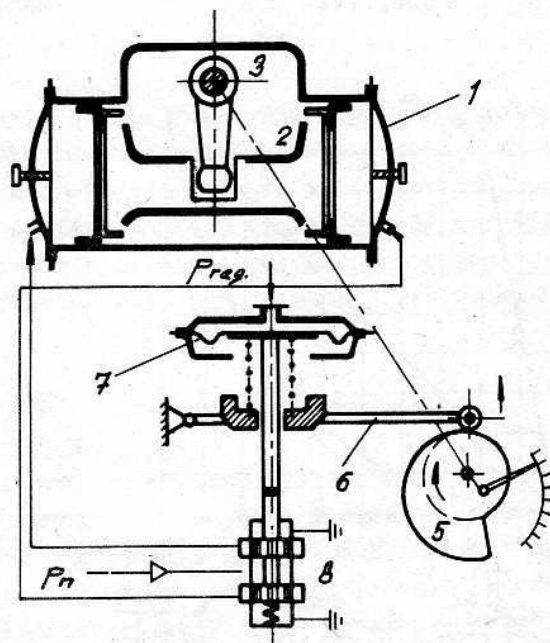
4.2.7 Závěr

Uvedená zařízení a jejich popis tvoří jen hrubý výčet základních přístrojů pneumatických regulačních systémů, ze kterých jsou složeny celé regulační obvody.

Kromě těchto základních prvků se používají v regulačních obvodech i další



obr. 245



obr. 246

doplňující členy, které umožňují stavbu rozvětvených vícesignálových obvodů a rozšiřují tak možnosti využití pneumatických systémů. Mezi ně patří poměrové členy a počítačící členy s různou matematickou funkcí umožňující zavést korekce regulačního signálu. Dále sem patří převáděcí členy, které transformují jeden druh signálu na druhý (elektropneumatické převodníky nebo regulátory).

Zvláštní skupinu tvoří také regulační přístroje pro klimatizační zařízení, které jsou vyráběny ve specializované sestavě určené jen k tomuto účelu.

S e z n a m l i t e r a t u r y :

1. Dráždil: Proporcionální ventily a servoventily (skripta). ČSVTS Pardubice 1981
2. Guillon: Étude et détermination des systèmes hydrauliques. Paris, Dunod 1961
3. Himmeler C. R.: Elektrohydraulické řídicí systémy. SNTL Praha 1968
4. Koževnikov: Apparatura i mechanismy gidro-, pnevmo- i elektroavtomatiky metallurigičeskich mašin. Mašgiz 1961
5. Kopáček: Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení (skripta). ES VŠB Ostrava 1964
6. Lewis E., Stern H.: Design of Hydraulic Control Systems. NEW YORK, Mc.Graw-Hill 1962
7. Maruschke: Teoretische Untersuchungen über das Anlauf - und Umstewerverhalten eines hydrostatischen Schubkolbentriebes. Dresden, Maschinenbautechnik 1966/10
8. Nepraž: Hydraulické mechanismy (skripta). Brno 1974
9. Pivoňka J. a kol.: Příručka hydraulických pohonů. SNTL Praha 1969
10. Prokeš J.: Hydraulické mechanismy (skripta). ČVUT Praha 1970
11. Prokeš J.: Hydraulické mechanismy v automatizaci. SNTL Praha 1973
12. Sborník - Kurs regulace hydraulických mechanismů. DTO Ostrava ČSVTS 1979
13. Sborník - Kurs měření. DT Ostrava ČSVTS 1980
14. Sborníky z celostátních konferencí o tekutinových mechanismech ČSVTS: IV - Praha 1969, V - Praha 1971, VI - Praha 1973, VII - Ostrava 1975, VIII - Praha 1977, IX - Karlovy Vary 1979
15. Berends, Jefremova, Tagajevskaja: Elementy i schemy pnevmoavtomatiky. Mašinstrojenie 1968
16. Brožovský: Montáž a údržba měřících a regulačních přístrojů pneumatických ZPA. SNTL Praha 1960
17. Dráb: Základní pojmy a prostředky automatizační techniky. SNTL Praha 1963
18. Foster, Parker: Fluidics - Components and Circuits Wiley - Interscience ad. of J. Wileyas. Ltd 1970
19. Morozov: Primenenie pnevmatičeskich ustrojstv dla avtomatizacij v mašinstrojenii. Mašinstrojenie 1965
20. Strejc, Balda, Krampera: Regulace v průmyslové praxi. SNTL Praha 1958
21. Vejvoda: Pneumatické regulace. SNTL Praha 1981
22. Zoebler H.: Pneumatické stroje a přístroje. SNTL Praha 1965
23. Kolektiv: Základy automatizace (skripta). ESVUT Brno 1980
24. Sborník: Pnevmo - i gidroavtomatika. Akad. Nauk. Nauka 1964
25. Sborník - Automatická regulace a řízení. ČSVTS 1966.

26. Firemní literatura: Nářadí Vrchlabí

TOS Rakovník, závod Vrchlabí

Technometra Praha

Abex-Denison

Parker - Hanifin

Rexroth

Bosch

Moog

Assofluid

Martonair

Festo

Inova

O B S A H

Úvod	3 ×
I. Elektrohydraulická analogie	4 ×
1. Úvod	4 ×
2. Odpor proti pohybu	5 ×
3. Odpor proti zrychlení	10 ×
4. Hydraulická kapacita	11 ×
5. Příklady použití	13 ×
5.1 Rychlost šíření tlakových vln	13 ×
5.2 Vlastní frekvence a dekrement tlumení	13 ×
5.3 Výpočet rozběhu hydraulického válce	14 ×
II. Hydraulické obvody	24
1. Rozdělení	24
2. Hlavní části a druhy schémat	24
3. Výkonové hydraulické obvody	35
3.1 Základní hydraulické obvody	35
3.1.1 Hlavní parametry hydraulických obvodů	36
3.1.2 Hydraulické obvody otevřené	37
3.1.3 Hydraulické obvody uzavřené	54 ✓
3.2 Hydraulické obvody složené	56 ✓
4. Řídící fluidové obvody	59
4.1 Řídící obvody s časově tuhou vazbou	59
4.2 Řídící obvody s časově pružnou vazbou	60
4.2.1 Diskrétní řídicí systémy	60
4.2.2 Servomechanizmy	61
4.2.2.1 Kopírovací mechanizmy	62
4.2.2.2 Elektrohydraulické servopohony	64
4.2.2.3 Proporcionální ventily a rozvaděče	76
5. Hydraulické mechanismy se střídavým proudem nositele energie	80
III. Prvky a skupiny hydrostatických obvodů	83
1. Hydrogenerátory	83
2. Hydraulické motory	101
3. Řídící prvky	107
4. Pomocné prvky hydraulických obvodů	115 ✓
5. Hydraulické kapaliny	122
IV. Pneumatické obvody a jejich prvky	127 ✓
1. Úvod	127 ✓
2. Proudění plynů	128 ✓
3. Prvky pneumatických silových obvodů	144 ✓
4. Pneumatické řídicí obvody	148 ✓
4.1 Pneumatické logické obvody	149 ✓
4.2 Pneumatické regulační obvody a přístroje	154
4.2.1 Pneumatický stavebnicový regulační systém	155
4.2.2 Rozvody	156
4.2.3 Měřicí členy, vysílače	158
4.2.4 Zapisovací a ukazovací a programové přístroje	160
4.2.5 Regulátory	161
4.2.6 Servomotory a regulační orgány	166
4.2.7 Závěr	168
Seznam literatury	169

Název	Hydraulické a pneumatické mechanismy
Autor	Ing. Jaroslav Vačura, CSc.
Vedoucí katedry	Doc. Ing. Zdeněk Ehrenberger, CSc.
Číslo publikace	1360
Vydání	druhé
Stran	171
Náklad	400
Do tisku	červen 1987
Vyšlo	srpen 1987
Určeno	pro posluchače fakulty strojní
Vydavatel	Vysoké učení technické v Brně
Nakladatel	Rektorát Vysokého učení technického v Brně
Povoleno	Rektorátem VUT v Brně dne 4. 1. 1987 č.j. 11/99860/87 Ministerstvo kultury ČSR dne 4. 12. 1979 č.j. 21.514/79 podle zák. č. 94/1949 Sb.
Tiskárna	Tiskařské závody, n. p., provoz 52, Praha - 21319
AA — VA	16,75 — 16,98
Druh tisku	ofset
Cena	Kčs 14,— —A
	17/51

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou

55 - 623 - 87
14,— Kčs —A