

Vysoká škola: **strojní a textilní**

Katedra: **obráběcích strojů a metrologie**

Fakulta: **strojní**

Školní rok: **1977/1978**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Jiřího Vlachy**

obor **23 - 34 - 8 Výrobní stroje a zařízení**

Protože jste splnil..... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: **Návrh škrticího ventilu s elektrohydraulickým řízením**

Pokyny pro vypracování:

1. Škrticí ventily v hydraulických mechanismech, jejich vlastnosti, konstrukční řešení ap.
2. Návrh elektrohydraulického řídicího servomechanizmu škrticího ventilu.
3. Rozbor statických a dynamických parametrů soustavy ventilu.
4. Konstrukční návrh škrticího ventilu.

V 112/1978

S
Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky z. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962 - Věstník MŠK XIV, sešit 24 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona z 115/53

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PŠČ 461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: 1 - 2 výkresy

Rozsah průvodní zprávy: 40 - 45 stran

Seznam odborné literatury:

Backé.W.: Systematik der hydraulischen Widerstandtsschaltungen.
Krausskopf-Verlag, Mainz, 1974.

Dráždil.M.: Základy elektrohydraulické regulace. VŠD , Žilina, 1968.

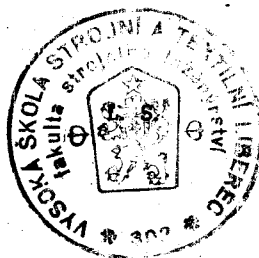
Vávra.Z.: Elektrohydraulické servopohony pro číslicově řízené obrábě-
cí stroje. VUT, Brno, 1973.

Vedoucí diplomové práce: Ing.Josef Cerha

Konsultanti: Ing.Antonín Chalupa, TOS Rakovník-závod Hydraulika,
Vrchlabí.

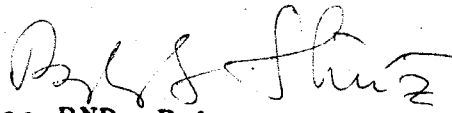
Datum zahájení diplomové práce: 10.10.1977

Datum odevzdání diplomové práce: 26.5.1978




Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc

Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc

Děkan

v Liberci dne 12. ledna 1978

VŠST Liberec

Škrtící ventil

DP - VS - 159/78

J. Vlach

VŠST LIBEREC

Fakulta strojní

Obor 23 - 34 - 8

Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Katedra obráběcích strojů a metrologie

Návrh škrtícího ventilu s elektrohydraulickým řízením

Jiří Vlach

DP - VS - 159/78

Vedoucí práce: Ing. Josef Čerha (VŠST Liberec)

Konsultant: Ing. Antonín Chalupa TOS Rakovník, sávek
Hydraulika Vrohlaví

Obsah práce a příloh:

Počet stran - 45

Počet příloh - 9

Počet obrázků - 20

Počet výkresů - 1

DT: 621.462.2-82

621.646:621.22

Datum: 17. 5. 1978

VŠT Liberec

Škrtící ventil

DP - VS - 159/78

J. Vlach

Mistopředsedně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

Ve Vrohlavě dne: 17. 5. 1978

Podpis:

J. Vlach

O B S A H

1.	Úvod	4
2.	Škrtící ventily v hydraulických mechanismech, jejich vlastnosti a konstrukční řešení	5
2.1	Použití škrtících ventilů	5
2.2	Konstrukční řešení škrtících ventilů	9
3.	Konstrukční návrh škrtícího ventilu	14
3.1	Výpočet škrtícího průřezu	14
3.2	Popis konstrukčního návrhu a kontrola šroubových spojů	16
4.	Rozbor vlastností jednotlivých částí elektrohydraulického servomechanismu	20
4.1	Šoupátka škrtícího ventilu	20
4.2	Serveventil	23
4.3	Kapacitní snímač polohy	32
4.4	Elektronický zesilovač	34
5.	Rozbor statických a dynamických parametrů soustavy škrtícího ventilu	35
5.1	Řešení dynamického chování škrtícího ventilu	35
5.2	Statické vlastnosti řídicího obvodu škrtícího ventilu	43
6.	Závěr	44

1. ÚVOD

Základním cílem hospodářské politiky Komunistické strany Československa pro období 6. pětiletky je zajistit trvalý rozvoj a zvyšování efektivnosti společenské výroby. Růst výroby ve všech odvětvích národního hospodářství je třeba zajistit co nejvíce růstem produktivity práce, založeným na maximálním využití a co nejrychlejší realizování nových poznatků do praxe. Zavedením mechanizace a automatizace snížit podíl živé práce na vyráběné produkci a nahradit tak chybějící počet pracovníků v jednotlivých odvětvích národního hospodářství. Jedním z úkolů schválených na XV. sjezdu KSČ je výrazně rozvinout výrobu hydraulických prvků a agregátů a zvýšit jejich provozní spolehlivost. Zajištěním tohoto úkolu se zabezpečí dostatek mechanizačních a automatizačních prostředků, které v našem hospodářství chybí. Oblast použití hydraulických prvků není ještě zcela vyčerpana. Hydraulické prvky se používají jako výkonové stupně s řízením rychlosti a polohy u numericky řízených obráběcích strojů, které představují v současné době jednu z cest intenzivního růstu produktivity práce v malosériové a kusové výrobě, která převládá v našem strojírenském průmyslu. Tyto prvky se také používají k mechanizaci strojů již zastaralých. Velkou oblast použití tvoří mobilní stroje a svedací zařízení, u kterých použití jiných mechanizačních prostředků nepřichází v úvahu pro jejich velkou hmotnost při stejném výkonu. Zvyšování provozního tlaku klade vysoké požadavky na přesnost výroby a kvalitu opracování jednotlivých funkčních ploch. Funkční

vlastnosti hydraulických prvků se prověřují při zkušebním provozu na zkušebně. Racionalizace práce na zkušebnách se provádí použitím speciálních zkušebních stavů, na kterých jsou jednotlivé části nebo celý zkušební cyklus automatizovány. K tomu je zapotřebí dálkově ovládaných hydraulických prvků. Řídicí systém provede požadovaný cyklus a jeho vyhodnocení.

Úkolem této práce je navrhnout dálkově ovládaný škrtící ventil, který má při tlakovém spádu 0,5 MPa propustnost $160 \text{ dm}^3/\text{min}$. a maximální provozní tlak 32 MPa. Dalším požadavkem je přesné nastavení požadovaného průtoku kapaliny a možnost jeho plynulé změny v celém rozsahu provozních podmínek.

2. Škrtící ventily v hydraulických mechanismech, jejich vlastnosti a konstrukční řešení

2.1 Použití škrtících ventilů

Škrtící ventily se v hydraulických mechanismech používají jako prvky pro řízení proudu kapaliny. Velikost průtoku ventilem je závislá na otevření škrtícího průřezu vytvořeného funkčními částmi ventilu a na tlakovém spádu.

Škrtící ventily se zapojují do řídicí části mechanismu, podobně jako rozváděče, přepouštěcí, pojišťovací a redukční ventily. Používají se pro řízení rychlosti hydraulických motorů rotačních i přímočarých. Řízení rychlosti škrtícími ventily se provádí větvením průtoku.

Průtok hydrogenerátoru se rozdělí na část, která protéká hydromotorem a vykonává užitečnou práci, a na část ztrátovou. Ta protéká buď škrtícím ventilem nebo přepouštěcím ventilem zpět do nádrže hydraulického agregátu a její energie se přeměňuje v teplo. Jedná se tedy o ztrátové řízení rychlosti proti řízení, kde je použito regulačního hydrogenerátoru. Hlavní výhoda použití škrtících ventilů spočívá v jejich jednoduchosti a nízké ceně. Vedle již zmíněných regulačních hydrogenerátorů je možno použít regulačních rotačních hydromotorů a nebo jedná-li se o kvalitní regulaci s požadavkem rychlé reakce a plynulé změny v obou směrech pohybu lze použít jako řídicího prvku servoventilu. Ten řídí průtok tlakové kapaliny ztrátově jako škrtící ventily.

Při řízení rychlosti větvením toku kapaliny umístíme škrtící ventil na vstupu před hydromotorem, v odpadu za řízeným hydromotorem nebo paralelně na vstupu.

Je-li škrtící ventil zapojen paralelně ve vstupní větvi a odpouští přebytečné množství kapaliny do nádrže, je v obvodu použit pojišťovací ventil, který spolu s hydrogenerátorem tvoří zdroj proudu. Pracovní bod hydromotoru je dán jeho zatížením, pasivními odpory obvodu a otevřením škrtícího ventilu. Čím je škrtící ventil více otevřen, tím je změna průtoku vztažená na změnu zatížení větší. Poddajnost druhého řádu daného obvodu se zhoršuje s klesající zátěží hydromotoru, což má za následek zvětšení nerovnoměrností pohybu.

Při zapojení škrtícího ventilu na vstupu nebo odpa-

du hydromotoru je hydraulický obvod vybaven přepouštěcím ventilem, který spolu s hydrogenerátorem představuje zdroj konstatního tlaku. Z energetického hlediska je jedno, je-li škrtící ventil zapojen na vstupu nebo na odpadu hydromotoru.

Tlakové spády na hydromotoru, škrtícím ventilu a pasivní odpory obvodu se sčítají a průtok hydromotorem je hlavně určen velikostí tlakového spádu na škrtícím ventilu. Ten představuje největší průtokově závislý odpor v hydraulickém obvodu. U tohoto způsobu zapojení je při menších otevřeních škrtícího ventilu menší rychlost hydromotoru a také poddajnost druhého řádu je menší. To má příznivý vliv na nerovnoměrnost otáček, způsobenou nerovnoměrností vnějšího zatížení.

K uvedeným dvěma způsobům zapojení je nutno dodat, že je-li na hydromotoru malý tlakový spád, je výhodné použít seriové zapojení škrtícího ventilu a hydromotoru. U velkého tlakového spádu na hydromotoru je při paralelním zapojení na škrtícím ventilu plný tlakový spád a tím se dostáváme do strmé části průtokové charakteristiky škrtícího ventilu.

Dále se škrtících ventilů používá v různých řídících a ovládacích obvodech, kde spolu se zpětnými ventily řídí rychlost. Na příklad u hydraulicky ovládaných přímočarých rozvaděčů je průtok na čela šoupátka omezen škrtícím ventilem a paralelně zapojeným zpětným ventilem. Tato kombinace umožňuje nastavovat různé rychlosti přestavení pro oba směry pohybu šoupátka. Škrtících ventilů je

možno použít také pro zvětšení tlumení elektrohydraulických servopohonů. Vývody hydromotoru se propojí přes škrťící ventil, který svým otevřením zvětšuje svodovou propustnost.

To, co zde bylo napsáno, se týká převážně klasických škrťících ventilů, u kterých je průtok definován jejich hydraulickým odporem a tlakovým spádem. Vedle těchto ventilů existují ještě ventily se stabilizací tlakového spádu. Tyto ventily se odlišují od předchozích tím, že průtok ventilem není tak závislý na tlakovém spádu na ventilu a hydromotor jimi řízený má menší závislost otáček na zatížení. Tyto ventily se vyrábí jako dvou a třícestné. Dvoucestné ventily se používají v zapojení na vstupu nebo na odpadu hydromotoru. Třícestný ventil lze zapojit pouze na vstup řízeného hydromotoru.

Jedním z parametrů, podle kterých posuzujeme škrťící ventil, je citlivost, která je definována poměrem změny průtoku ke změně výchylky řídicího orgánu škrťícího ventilu. Na velikosti citlivosti škrťícího ventilu je závislá přesnost, se kterou můžeme nastavit požadovaný průtok. Zvláště při nastavování malých průtoků je požadavek malé citlivosti velmi důležitý. Z toho důvodu se používá takových profilů škrťících drážek, které mají při malých otevřeních menší změnu průtokové polohy, než při velkých otevřeních.

Z hlediska závislosti průtoku na teplotě kapaliny má být škrcení prováděno na co nejkratší dráze, aby se poměry škrcení blížily poměrům na cloně, u které je

závislost teploty kapaliny a velikosti průtoku minimální.

Velikost minimálního průtoku je omezena sklonem k zanášení škrtícího otvoru nečistotami obsaženými v kapalině. Z toho důvodu je nutné při průtocích menších než $1 \text{ dm}^3/\text{min.}$ dodržovat čistotu kapaliny minimálně na $10 \text{ } \mu\text{m.}$

Citlivost ventilu je dána šířkou škrtícího otvoru. Čím je otvor užší, tím je citlivost menší. Z těchto důvodů se používá různých profilů škrtících drážek.

2.2 Konstrukční řešení škrtících ventilů

Škrtící šoupátka lze rozdělit do dvou skupin. První skupinu tvoří šoupátka s rotačním pohybem a druhou šoupátka s axiálním pohybem. Na obrázku č. 1 je znázorněno rotační šoupátko s radiální drážkou. Profil drážky je trojúhelníkový s vrcholovým úhlem 60° . Závislost průřezu drážky šoupátka na jeho pootočení je parabolická a zajišťuje malou citlivost pro malé průtoky. Nevýhodou této drážky je sklon k zanášení a velká závislost průtoku na teplotě kapaliny. Ventily se škrtícími drážkami tohoto typu je možno použít jen pro malé průtoky. Další nevýhodou tohoto uspořádání je nevyváženost šoupátka, která ztěžuje přestavování při vyšších tlacích. Částečně to lze odstranit přivedením tlakového oleje na opačnou stranu šoupátka.

Dalším typem rotačního šoupátka je škrtící šoupátko na obrázku 2, jehož škrtící hrana má tvar šroubovice. Toto provedení umožňuje větší průtok, než předchozí. Škrčení probíhá pouze na hranách, takže závislost průtoku

na teplotě kapaliny není tak podstatná. Citlivost ventilu je dána stoupáním šroubovice, které může být proměnné. Radiální deformace šoupátka, které je rozpínáno vnitřním přetlakem, zmenšuje svodový průtok při uzavřeném ventilu, zhoršuje však jeho pohyblivost při malé vůli. Ve směru axiálním je provedeno vyvážení mimo dřík, kterým je šoupátko spojeno s rukojetí.

Do další skupiny šoupátek patří škrticí jehla na obrázku 3, která se používá u nejjednodušších škrticích ventilů. Její nevýhodou je velká citlivost a sklon k zanášení. Jehlových ventilů se většinou používá jako uzavíracích, protože je zde dosaženo dokonalého utěsnění. U ostatních druhů šoupátek nelze těsnosti dosáhnout, protože musí mít pro svou funkci radiální vůli. Jehlový ventil je v podstatě sedlový ventil, u kterého dosahujeme těsnost zamáčknutím škrticí jehly do ústí otvoru.

Nejpoužívanějším typem škrticího šoupátka je šoupátko s axiálním pohybem. Používá se ve dvou provedeních. První způsob (obrázek č. 4) spočívá v tom, že v pouzdru je suvně uloženo válcové šoupátko, které přivírá otvory zhotovené v pouzdru. Ty mohou mít různý tvar podle požadovaného tvaru průtokové charakteristiky. Většinou se používá trojúhelníkový nebo válcový otvor. Trojúhelníkový otvor má při malých průtocích menší citlivost, je však výrobně náročnější.

Druhý způsob znázorněný na obrázku č. 5 je výrobně jedodušší. Trojúhelníková drážka se vytvoří v šoupátku a pouzdro je opatřeno radiálním zápichem. Mimo uvedené

typy drážek existuje celá řada dalších, které se však vyskytují zřídka.

Škrticí ventily se rozlišují podle jmenovité světlosti a podle jmenovitého tlaku, při kterém musí být zaručena spolehlivá funkce ventilu. Dané světlosti odpovídá jmenovitý průtok, kterého se dosahuje v rozmezí 0,2 - 0,6 MPa tlakového spádu na plně otevřeném ventilu. Z této podmínky se určuje velikost škrticího otvoru pro jednotlivé velikosti.

Konstrukčně lze rozdělit škrticí ventily podle způsobu ovládání na ventily ovládané ručně a ventily s dálkovým ovládáním. Dálkově ovládané ventily se dělí podle způsobu řízení na ventily řízené spojitě a ventily řízené stupňovitě.

Ventily s ručním ovládáním - na obrázku č. 6 je znázorněn škrticí ventil VS 1 vyráběný v národním podniku TOS Rakovník, závod Hydraulika Vrchlabí. Ventil se skládá z litinové kostky 1, ve které je nalisováno pouzdro 2. V pouzdru se pohybuje škrticí šoupátko 3, které je otvorem v šoupátku axiálně vyváжено. Šoupátko je tlačeno pružinou 8 přes pouzdro 7 na tyčku 6, která určuje polohu šoupátka. Tyčka se opírá o šroub 9, zašroubovaný ve víku 4, na kterém je otočně upevněna rukojeť 5. Šroub 9 je unášen šroubem 10 uloženým v rukojeti. U tohoto ventilu je provedena tepelná kompenzace, která spočívá v tom, že se změnou teploty se mění poloha šoupátka vzhledem k pouzdru. Vhodnou volbou materiálu je dosaženo toho, že se zvětšující se teplotou dochází k uzavírání škrticí šěr-

biny. Tato kompenzace se projevuje pouze při malých průtocích do $1 \text{ dm}^3/\text{min}$. Popsaná konstrukce umožňuje průtok oběma směry. Výhodnější se jeví průtok shora dolů, protože nedochází k rozpínání šoupátka přetlakem a je zajištěno přestavení šoupátka pružinou. Šroub 11 se používá k zajištění polohy rukojeti. U novější verze se používá uzamykatelná rukojeť a počítadlo otáček.

Dalším druhem škrťících ventilů jsou ventily používající rotační šoupátko. Tyto ventily se mimo použitého škrťícího elementu odlišují ovládacím mechanismem. Rukojeť je obvykle přímo spojena s rotačním šoupátkem. Úplného otevření se dosahuje otočením o méně než 360° .

Dálkově ovládané škrťící ventily - dálkové ovládání se používá převážně u dvoucestných škrťících ventilů se stabilizací tlakového spádu. Ty se vyznačují tím, že před škrťící šoupátko je předřazen redukční ventil, stabilizující tlakový spád na škrťícím šoupátku. Na obrázku 7 je schema tohoto ventilu. Směr průtoku ventilem je od vstupu A k výstupu B. Tlak před škrťícím šoupátkem 3 je přiveden na jednu stranu stabilizátoru 2 a na druhou je přiveden tlak z výstupu ventilu, který je menší o tlakovou ztrátu na škrťícím šoupátku. Tlakové ztráta odpovídá předpětí pružiny 4. Vzrosteli odběr z ventilu, poklesne tlak v místě B, čímž se poruší rovnováha sil na stabilizátoru. Ten se posune ve směru menší síly a přivře redukční hranu C, tak, aby nastal další rovnovážný stav.

Spojitě ovládání škrťících ventilů lze provést několika způsoby:

1. Šoupátko je ovládáno elektromotorkem přes převodovku v polohové smyčce.
2. Šoupátko je přímo ovládáno výkonným elektromechanickým převodníkem.

Oba způsoby mohou být použity na dvoucestné škrťací ventily běžně vyráběné. Pouze se konstrukčně upraví a doplní ovládací mechanismus. První způsob je pomalý, ale dovoluje řídit plné parametry původního ventilu. Druhý způsob je rychlý, avšak malé zdvihy elektromechanického převodníku ho nedovolují použít pro velké průtoky.

Stupňovité dvoupolohové ovládání škrťacích ventilů se vyznačuje tím, že poloha šoupátka je omezena dvěma stavitelnými dorazy. Vlastní ovládání se provádí hydraulicky. Tyto ventily vyrábí firma REXROTH. Jedná se o škrťací ventily s rotačním šoupátkem, na jehož hřídeli je ozubené kolo, které je v záběru s ozubením na plunžru. Poloha plunžru je určována stavitelnými dorazy zašroubovanými do vík válce. Vlastní ovládání je elektrohydraulické s rozváděčem. Rychlost přestavení v každém směru lze řídit škrťacím ventilem zapojeným paralelně se zpětným ventilem.

Maximální průtoky vyráběných dálkově ovládaných ventilů jsou $60 \text{ dm}^3/\text{min}$. Úkolem této práce je konstrukční návrh škrťacího ventilu o průtoku $160 \text{ dm}^3/\text{min}$ při tlakovém spádu $0,5 \text{ MPa}$. Škrťací ventily s tak vysokou propustností se běžně nevyrábějí. Protože se jedná o škrťací ventil, který má být používán na zkušebně pro řízení proudu při zkoušení hydraulických prvků, musí být zajištěna jeho vysoká kvalita. Ve všech případech se jedná o měření bo-

dová nebo spojitá, která určují vlastnosti zkoušených hydraulických prvků. Stanovují se závislosti změn hlavních parametrů, kterými jsou tlak a průtok. Spojitá měření vyžadují od ovládání škrťacího ventilu dosažení co nejmenší plynulé přestavovací rychlosti. Přesnost nastavení při bodovém měření je ovlivněna velikostí nejmenšího kroku, který lze daným ovládním dosáhnout.

Z uvedených požadavků vyplývá nutnost použít elektrohydraulické ovládní.

3. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ŠKRŤACÍHO VENTILU

Konstrukční návrh vychází z podmínky požadovaného průtoku při daném tlakovém spádu a z požadovaného průběhu průtokové charakteristiky při konstatním tlakovém spádu na ventilu. Zadány byly následující údaje:

průtok při $p = 0,5 \text{ MPa}$ $160 \text{ dm}^3/\text{min.}$

maximální tlak 32 MPa

závislost průtoku na řídícím signálu - kvadratická.

Požadovanému průtoku a maximálnímu tlaku odpovídá podle normy nár. podnik Technometra PNT 11 9011 světlost 25.

3.1 Výpočet škrťacího průřezu

Závislost průtoku na řídícím signálu je splněna, použijeme-li trojúhelníkového tvaru škrťací drážky.

Pro řešení škrťací ventil byla zvolena škrťací drážka s vrcholovým úhlem 60° zhotovená v pouzdru škrťacího šoupátka s kruhovou škrťací hranou. Pro dosažení požadovaného průtoku s radiálním vyvážením škrťacího šoupátka

jsou v pouzdru zhotoveny drážky dvě. Pouzdro je použito

proto, že se jedná o přesné zkušební zařízení u něhož se vyžaduje vysoká životnost a opakovatelnost. Pro požadovaný průtok se předpokládá turbulentní proudění. Pro tento režim proudění byl zjištěn u ventilu VS 3-16 ztrátový součinitel $\xi = 2,35$. Tento součinitel byl pro malá otevření škrťacího šoupátka, takže ztráta byla převážně způsobena škrcením v škrťací drážce a na pasivní odpory v kostce. Vzhledem k tomu, že součinitel ξ byl určen pro otevření 2 mm trojúhelníkové drážky lze předpokládat, že skutečný ztrátový součinitel bude při větším otevření menší. Vzroste ovšem ztráta způsobená prouděním okolo dříku šoupátka. Pro plochu škrťací drážky platí tento vztah:

$$S = 2x^2 \operatorname{tg} 30^\circ$$

Pokud předpokládáme maximální průtokovou rychlost v škrťací drážce a že ztrátový součinitel obsahuje také ztráty, které vzniknou při průtoku kanály škrťacího ventilu, můžeme průtok ventilem popsat rovnicí:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{4x^4 \operatorname{tg}^2 30^\circ}$$

z které určíme zdvih šoupátka:

$$x = \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot \xi \cdot Q^2}{8 \Delta p \operatorname{tg}^2 30^\circ}} = 1,03 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}$$

kde x = otevření škrťací drážky

ρ = měrná hmotnost kapaliny $\rho = 900 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$

Δp = tlakový spád na ventilu

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že z požadovaného prů-

toku by mělo být dosaženo při otevření škrticí drážky 10 mm. Vzhledem k tomu, že zvětšení zdvihu při použitém způsobu ovládání nemá vliv na přesnost regulace polohy škrticího šoupátka, je délka navržené drážky zvolena 15 mm. Při požadovaném krytí 2 mm je celkový zdvih škrticího šoupátka 17 mm.

Pro tento zdvih nebylo možné použít snímač polohy SPI, jehož maximální zdvih je 4 mm. Proto byl pro řešení ventil navržen kapacitní snímač polohy. Řízení bude elektrohydraulické se servoventilem SV 4.

3.2 Popis konstrukčního návrhu a kontrola šroubových spojů

Konstrukční řez navrženým škrticím ventilem je na přiloženém výkrese č. 996 090-S1B1. Šoupátko pozice 7 je zhotoveno z materiálu 19 312.3 zakaleného na 62 HRC. Jednohranné dvounákružkové šoupátko má $\varnothing 32$ mm. Těsnicí nákržek na škrticí hraně má délku 5 mm. V uzavřeném stavu je škrticí drážka v pouzdru překryta šoupátkem o 2 mm. Ztráty radiální vůli lze zanedbat. Pro snížení pasivních odporů je šoupátko opatřeno radiálními zápichy. V čele šoupátka jsou zhotoveny otvory pro písty kapacitního snímače.

Pouzdro 6 je vyrobeno ze stejného materiálu a shodně tepelně zpracováno jako šoupátko. Je suvně uloženo v koškrticího ventilu a utěsněno "o" kroužky. Poloha škrticí drážek vzhledem ke kostce je volena tak, že z jedné trojúlíkové drážky vytéká kapalina přímo do výstupních otvorů a nedochází k další tlakové ztrátě. Axiální poloha pou

se zajišťuje výstředníkem 13 ze sériově vyráběného servoventilu SV 4. Těsnící kroužky jsou rozmístěny tak, aby pouzdro nebylo namáháno axiální silou. Na koncích pouzdra jsou vyvrtány otvory pro přívod kapaliny na řízení šoupátka.

Kostka 5 škrtícího ventilu je zhotovena z materiálu 11 600.0 Tlaková kapalina se přivádí do kostky otvorem $\varnothing$ 25 mm, který tečně napojuje do vstupního zápichu. Po průchodu pouzdrem vytéká kapalina do výstupního zápichu, na který je radiálně zapojen výstupní otvor. Vstup a výstup jsou těsněny pryžovými "o" kroužky v zahloubení kostky. V otvoru pro kostky jsou dále dva zápichy pro přívod řídicí kapaliny od servoventilu a odlehčovací zápich u výstředníku. Hrany všech zápichů jsou sraženy, aby při montáži nedošlo k poškození těsnících kroužků. Kostka je opatřena kanály pro hydraulický obvod řídicího servoventilu. Na čelech jsou závity pro připevnění vík.

Víko 8 vyrobené z materiálu 11 600.0 je suvně uloženo v pouzdru a utěsněno "o" kroužkem. V ose středícího $\varnothing$ 34 je otvor 18, ve kterém je uložen pístek kapacitního snímače. Do víka zasahuje otvorem $\varnothing$ 10,5 trubička, která ústí v drážce spojující tento otvor s přívodem od pístku kapacitního snímače. Na čele víka jsou závity pro uchycení krytu 16. Dále jsou ve víku vyvrtány čtyři otvory pro připevňovací šrouby M 8.

Kontrola šroubů vík - víka jsou připevněna čtyřmi šrouby M 8 symetricky vzhledem k ose středícího $\varnothing$ 34, na který působí tlak kapaliny z řídicího obvodu.

$$\sigma = \frac{\pi r^2 \cdot p}{4 F_0} = 71 \text{ MPa}$$

σ - napětí v tahu

r - poloměr středícího otvoru

p - maximální tlak řídícího obvodu

F_0 - plocha jádra šroubu

Vypočtené napětí je menší než dovolené namáhání, které má hodnotu 100 MPa a šrouby tedy vyhovují.

Kontrola připojovacích šroubů kostky škrťacího ventilu - kontrola šroubů je provedena podle schematu obr. č. 8. Největší síla při maximálním tlaku v obou kanálech je v šroubu označeném A. Síla vyvozená maximálním tlakem v jednom kanálu $P_1 = 25\,735 \text{ N}$.

$$P_A = \frac{1}{2} \left(\frac{102 + 72}{174} + \frac{55 + 87}{95} \right) P_1 = 32\,101 \text{ N}$$

$$\sigma_A = 229 \text{ MPa}$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že je nutno použít šrouby zhotovené z materiálu 12 040 mechanických vlastností 8 G, pro který je dovolené namáhání v tahu $\sigma_D = 320 \text{ MPa}$.

Pístek 2 je zhotoven z materiálu 11 600 a tvoří elektrodu kapacitního snímače polohy. Činný $\emptyset 17,3$ je broušen. Do čela pístku je ze strany $\emptyset 17,3$ vyvrtán otvor $\emptyset 6$, který je spojen s povrchem čtyřmi otvory $\emptyset 3$. Tyto otvory umožňují průtok kapaliny ve vybráních šoupátka. V druhém čele je závit M 5 pro šroub zajišťující polohu pístku ve víku. Tento šroub současně slouží jako elektrický vývod snímače polohy. Na průměr 14 je lepidlem

MONOMET 307 přilepeno pouzdro z tvrzené tkaniny, která tvoří izolaci pístku od uzemněných částí.

Trubička 15 je zhotovena z novoduru. Jsou v ní umístěny vložky z materiálu 42 3213 se závitem M 3 pro připevnění vodičů. Vložky jsou spojeny drátem $\varnothing$ 1 mm ČSN 428410. 00 a vše je zalito epoxydovou pryskyřicí CHS EPOXY 1200.

Podložka 12 je zhotovena z tvrzené tkaniny a tvoří izolaci šroubu zajišťujícího pístek ve víku.

Hrot 15 je vyroben z materiálu 11 110 a suvně uložen v pouzdru 6. Pro zmenšení tlumení je v kuželi hrotu vyvrtán otvor $\varnothing$ 1. Hrot je k šoupátku přitlačován pružinou 23, která jej zároveň spojuje vodič s kostkou škrticího ventilu.

Kryt 16 je zhotoven z pásu materiálu 11 373.1. Jsou v něm vyvrtány dva připevňovací otvory.

Všechny spoje jednotlivých částí elektrického příslušenství jsou provedeny drátem $\varnothing$ 1 mm ČSN 428410.00 a pájecími očky, která jsou k jednotlivým vývodům přišroubována. Drát je proti zkratu chráněn izolační trubičkou. Povrchová úprava škrticího ventilu není zatím navržena, protože ventil bude používán na zkušebně a jedná se o první funkční vzorek.

Elektrohydraulický servomechanismus elektrického ovládání škrticího ventilu představuje uzavřený regulační obvod zkonstruovaný za účelem ovládání polohy šoupátka

škrtícího ventilu. Blokové schéma regulačního obvodu je na obr. 17.

Regulační obvod se skládá z elektronického zesilovače EZ, servoventilu SV, šoupátka škrtícího ventilu S a kapacitního snímače polohy SP.

4. ROZBOR VLASTNOSTÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ ELEKTROHYDRAULICKÉHO SERVOMECHANISMU

Popis funkce - řídicí napětí u_{wx} přivedené na vstupní odpor R_1 se porovnává s napětím u_x převedeným na odpor R_2 . Vzniklá regulační odchylka je elektronickým zesilovačem EZ zesílená a řídí průtok servoventilem SV, který ovládá polohu šoupátka Š. Poloha šoupátka je odměřována kapacitním snímačem polohy SP. Ustálenému stavu šoupátka odpovídá poloha, při níž se regulační odchylka rovná nule.

4.1 Šoupátko škrtícího ventilu

Šoupátko škrtícího ventilu lze nahradit přímočarým hydromotorem, který při zanedbání působení hydraulických sil řízeného proudu kapaliny a odporů proti pohybu, pracuje bez zatížení. Z tohoto předpokladu je možné posuzovat dynamické vlastnosti šoupátka podle vztahů, které jsou odvozeny pro čistě proudové řízení přímočarého hydromotoru.

Pro výpočet koeficientů budeme dále používat následující označení:

m - hmota šoupátka

$[k_p]$

b_v	- součinitel tlumení	$[Ns\ m^{-1}]$
V_t	- objem tlakové větve včetně servoventilu	$[m^3]$
γ_K	- objemová stlačitelnost	$[Pa^{-1}]$
l	- délka těsnicího povrchu	$[m]$
d	- průměr šoupátka	$[m]$
v	- rychlost šoupátka	$[m\ s^{-1}]$
Q	- průtok	$[m^3\ s^{-1}]$
Δp	- tlakový spád v jedné větvi	$[Pa]$
S	- poloha šoupátka	$[m^2]$
S_d	- průřez kanálu	$[m^2]$
F	- síla působící na šoupátko	$[N]$
ν	- kinematická viskozita	$[m^2\ s^{-1}]$
m	= 0,415 kg	
V_t	= $33,483 \cdot 10^{-6}\ m^3$	
γ_K	= $10^{-9}\ Pa^{-1}$	
d	= $3,2 \cdot 10^{-2}\ m$	
l	= $0,7 \cdot 10^{-2}\ m$	
ξ	= 1,6	
v	= $0,6\ m\ s^{-1}$	
S	= $8,04 \cdot 10^{-4}\ m^2$	
S_d	= $0,28 \cdot 10^{-4}\ m^2$	
ν	= $0,28 \cdot 10^{-4}\ m^2\ s^{-1}$	

Určení součinitele tlumení šoupátka

Vzhledem k tomu, že viskozní tlumení šoupátka, způsobené třením vrstev kapaliny v mezeře mezi šoupátkem a pouzdrem, má zanedbatelnou hodnotu, je tlumení šoupátka určeno z průtokového odporu přívodních kanálů. Tlakový spád nutný k dosažení daného průtoku a vztažený na plochu šoupátka dává sílu, která je kvadraticky závislá na

rychlosti pohybu. Šoupátko s přívodními kanály je tedy prvkem, jehož tlumení se zvětšuje s rychlostí pohybu. Výpočet tlumení je proveden tak, že síla, která odpovídá průměrné rychlosti při 10 % velikosti sinusového řídicího signálu při frekvenci 100 Hz dělíme touto rychlostí.

$$Q = S \cdot v = 4,82 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1}\text{]}$$

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{S_d^2} = 0,21 \text{ [MPa]}$$

$$b_v = \frac{2 S \Delta p}{v} = 563 \text{ [Nsm}^{-1}\text{]}$$

Výpočet kapacity tlakové větve

$$C_v = \gamma \cdot v_t = 33,5 \cdot 10^{-15} \text{ [m}^5 \text{ N}^{-1}\text{]}$$

Výpočet indukčnosti šoupátka

$$L_v = \frac{m}{S^2} = 6,42 \cdot 10^5 \text{ [Ns}^2 \text{ m}^{-5}\text{]}$$

Výpočet vnitřního odporu šoupátka

$$R_w = \frac{b}{S^2} = 8,71 \cdot 10^8 \text{ [Ns m}^{-5}\text{]}$$

Výpočet svodového odporu šoupátka

$$R_v = \frac{12 \nu}{\pi d s^3} = 3,29 \cdot 10^{14} \text{ [Ns m}^{-5}\text{]}$$

Výpočet svodové propustnosti

$$G_v = \frac{1}{R_v} = 0,304 \cdot 10^{-14} \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ Pa}^{-1}\text{]}$$

Výpočet vlastní frekvence šoupátka

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1 + \frac{R_v G_v}{L_v C_v}}{L_v C_v}} = 1083 \text{ Hz}$$

Výpočet koeficientu poměrného tlumení

$$a = \frac{L_v G_v + C_v R_v}{2 \sqrt{L_v C_v}} = 0,099$$

Z uvedených výpočtů je zřejmé, že vlastní frekvence je vysoko nad pracovní oblastí servomechanismu. Časové zpoždění lze zanedbat a šoupátko se bude chovat jako integrační člen. V dalších výpočtech bude šoupátko škrtícího ventilu nahrazeno operátorovým přenosem ve tvaru

$$F_{xq} = \frac{X(s)}{Q(s)} = \frac{1}{s \cdot s} = \frac{k_3}{s}$$

F_{xq} - přenos průtok - výchylka šoupátka

$X(s)$ - obraz výchylky šoupátka

$Q(s)$ - obraz průtoku

s - Laplaceův operátor

k_3 - koeficient zesílení

$$k_3 = 12,4 \cdot 10^2 \text{ [m}^{-2}\text{]}$$

4.2 Servoventil

Použitý servoventil na obr. 9 je dvoustupňový s mechanickou zpětnou vazbou. Elektromechanický převodník magnetoelektrického můstkového typu se skládá z nastavců 14, mezi kterými jsou vloženy trvalé magnety 7. Mezi nastavci je uložena na pružné trubičce kotva 5.

která prochází cívkami 6.

Mechanicko-hydraulický převodník prvního stupně je systému tryska - klapka. Jeho napájení je provedeno z tlakové větve 11 přes vestavěný filtr 10 a předřadné trysky 9.

Druhý stupeň tvoří čtyřhranné třínákrůžkové řídicí šoupátko 1 umístěné v diagonále můstku prvního stupně. Kanály 13 jsou pracovní vývody, mezi které se zapojuje spotřebič. Kanálem 12 odtéká kapalina zpět do nádrže. Smysl a velikost průtoku kanály 13 jsou při proudovém řízení dány polohou šoupátka.

Popis funkce servoventilu

Průtokem elektrického proudu cívkami vznikne moment, který vychýlí jazýček mezi tryskami. Tlakový spád na čelech šoupátka způsobí jeho pohyb. Ten se odměřuje zpětnovazebním drátkem, který vrací jazýček do střední polohy mezi tryskami. Velikosti elektrického proudu odpovídá síla na jazýček, nutný průhyb drátku pro její kompenzaci a tím zdvih šoupátka, který určuje průtok.

Statické vlastnosti servoventilu jsou dány konstrukcí, přesností, s jakou je daný ventil vyroben a pečlivostí seřízení prvního stupně včetně elektromechanického převodníku. Statické vlastnosti servoventilu jsou dány zesílením K_V , které je definováno jako poměr průtoku při daném tlakovém spádu na servoventilu k velikosti řídicího elektrického proudu, linearitou a hysterezí.

Dynamické vlastnosti servoventilu

K posouzení dynamických vlastností servoventilu jsou mimo linearizace použity tyto zjednodušené předpoklady:

- tuhost trubičky je zrušena klopnými silami magnetického obvodu a ve výpočtu se neuvažuje,
- je zanedbán moment, který způsobí reakce na tryskách od tlakového rozvážení,
- je zanedbána síla působící na šoupátko od zpětnovazební drátku,
- je zanedbáno viskozní tlumení šoupátka, hydrodynamické síly a pasivní odpory proti pohybu,
- posouvající síla na trubičce je úměrná pouze posuvu šoupátka.

Výpočet je proveden podle schematu obr. 9 a 10. Elektrický proud je převeden na moment, který způsobí výchylku jazýčku okolo bodu A, jež je středem otáčení. Šoupátko se zatím posune do určité polohy, takže výchylka jazýčku je ovlivňována tuhostí použitého drátku a velikostí posuvu šoupátka. Na tlakové rozvážení má také vliv rychlost šoupátka, která způsobuje odběr tlakové kapaliny z prvního stupně a tím ho snižuje.

Přenosy jednotlivých částí servoventilu

Elektromechanický převodník - pro elektromechanický převodník můžeme psát pohybovou rovnici:

$$J_k \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + \left(\varphi + \frac{x}{b}\right) c_d - \frac{x a}{b^2} c_d = K_M i$$

$$J_k \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + c_d \varphi = k_n i - \frac{x}{b} c_d + \frac{x a}{b^2} c_d$$

kde J_k - moment setrvačnosti sestavy jazýčku $[k_p \text{ m}^2]$

b - tlumení sestavy jazýčku $[\text{N.m.s.rad}^{-1}]$

c_d - tuhost drátku $[\text{N.m.rad}^{-1}]$ $c_d = \frac{dM}{d\varphi}$

K_M - koeficient zesílení proud-moment $[\text{N.m.A}^{-1}]$

φ - výchylka jazýčku $[\text{rad}]$

x - výchylka šoupátka $[\text{m}]$

s - Laplaceův operátor

$K_{\varphi i}$ - koeficient zesílení proud-výchylka jazýčku $[\text{rad A}^{-1}]$

p - tlakové rozvážení na čelech šoupátka $[P_a]$

M - moment torquemotoru $[\text{N m}]$

S_s - citlivost šoupátka servoventilu $[\text{dm}^3 \text{s}^{-1} \text{m}^{-1}]$ $S_s = \frac{dQ}{dx}$

i - proud protékající cívkami $[\text{A}]$

Protože se jedná o lineární diferenciální rovnici

s konstantními koeficienty nehomogenní, je výsledné řešení dáno součtem řešení pro jednotlivé členy pravé strany.

Rovnici lze rozepsat na dvě rovnice a přepsat do operátorového tvaru:

$$\left(\frac{J_k}{c_d} s^2 + \frac{b}{c_d} s + 1 \right) \varphi(s) = \frac{K_M}{c_d} I(s) \quad \frac{K_M}{c_d} = K_{\varphi i}$$

$$\left(\frac{J_k}{C_d} s^2 + \frac{b}{C_d} s + 1 \right) \varphi(s) = - \frac{b-a}{b^2} X(s)$$

Z těchto rovnic jsou dále určeny následující přenosy.

Přenos vstupního elektrického proudu na výchylku jazýčku při zablokovaném šoupátku servoventilu:

$$F_{\varphi i} = \frac{\Phi(s)}{I(s)} = \frac{K \varphi_1}{T_j^2 s^2 + 2a_j T_j s + 1}$$

T_j - časová konstanta jazýčku [s]

a_j - poměrné tlumení jazýčku [1]

Přenos výchylky šoupátka na výchylku jazýčku:

$$F_{\varphi x} = \frac{\Phi(s)}{X(s)} = - \frac{b-a}{b^2} \cdot \frac{1}{T_j^2 s^2 + 2a_j T_j s + 1}$$

Závislost tlakového rozvážení na výchylce jazýčku a rychlosti šoupátka je možno popsat vztahem:

$$P \varphi(s) = K_{p\varphi} \cdot \varphi(s) - R_t Q X(s)$$

$Q X(s)$ - průtok vyvolaný pohybem šoupátka

$K_{p\varphi}$ - koeficient zesílení výchylka-tlak

R_t - koeficient poklesu tlaku v závislosti na odebíraném proudu

S_v - plocha šoupátka servoventilu [m²]

m - hmota šoupátka servoventilu [kg]

Pro šoupátko servoventilu platí následující pohybová rovnice:

$$m \cdot \ddot{x} = S_v \cdot p$$

Z pohybové rovnice šoupátka převedené do operátorového tvaru je určen přenos mezi tlakovým rozvážením a výchylkou.

$$F_{xp}(s) = \frac{X(s)}{P(s)} = \frac{1}{\frac{m}{S_v} s^2}$$

Z uvedených přenosů je sestaveno blokové schema obr. 11 pro celkový přenos servoventilu $F_{qj}(s)$, který popisuje závislost proudu kapaliny (při konstantním tlakovém spádu) na elektrickém řídicím proudu.

Nejprve je v blokovém schematu obr. 11 určen přenos výchylka jazýčku - výchylka šoupátka

$$F_x \varphi(s) = \frac{X(s)}{\phi(s)} = K_p \frac{\frac{1}{\frac{m}{S_v} s^2}}{1 + \frac{R_t S_v s}{\frac{m}{S_v} s^2}} = K_p \frac{1}{\frac{m}{S_v} s^2 + R_t S_v s}$$

Tím se blokové schéma zjednoduší a může se stanovit celkový přenos

$$F_{\varphi_i(s)} = S_c K_{\varphi_i} \frac{\frac{K_{p\varphi}}{(T_j^2 s^2 + 2a_j T_j s + 1) \left(\frac{m}{S_v} s^2 + R_t S_v s \right)}}{1 + \frac{b-a}{b^2} \cdot \frac{K_{p\varphi}}{(T_j^2 s^2 + 2a_j T_j s + 1) \left(\frac{m}{S_v} s^2 + R_t S_v s \right)}}$$

Po úpravě obdržíme:

$$F_{\varphi_i(s)} = \frac{\frac{b^2}{b-a} K_{\varphi_i} S_c}{\frac{b^2}{(b-a)K_{p\varphi}} \left[T_j^2 \frac{m}{S_v} s^4 + \left(\frac{m}{S_v} 2a_j T_j + T_j^2 R_t S_v \right) s^3 + \left(\frac{m}{S_v} + 2a_j T_j R_t S_v \right) s^2 + R_t^2 S_v^2 \right] + 1}$$

Tento vztah není třeba dále upravovat, protože po určení jednotlivých koeficientů dojde k jeho zjednodušení.

Výpočet koeficientů pro servoventil SV 4 - 25 při vstupním tlaku 16 MPa

Rozložení tlakového spádu na jednotlivých tryskách:

předřadná tryska: 9 MPa

řídící tryska: 6 MPa

tlumicí tryska v odpadu 1. stupně: 1 MPa

průtok 1. stupněm v rovnovážném stavu

$$Q = 8,33 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1}\text{]}$$

Z bezrozměrových charakteristik hydraulického zesilovače tryska - klapka obr. 12 a 13, získaných grafickým řešením pro střední tlak rovný čtyřem desetinnám vstupního tlaku, jsou určeny tyto koeficienty:

$$R_t = \frac{p}{Q} = \frac{0,2 \text{ } p}{0,14 \text{ } Q} = 4,54 \cdot 10^6 \text{ [MPa } \bar{\text{m}}^3 \text{ s]}$$

$$Q = Q/2 \sqrt{\frac{15}{9}} = 5,38 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3 \text{s}^{-1}]$$

$$P \sim 17,1 [\text{MPa}]$$

X - poměrná hodnota výchylky jazýčku

Q - poměrná hodnota průtoku přes diagonálu

P - poměrná hodnota tlakového rozvážení při zablokovaném šoupátku

Určení koeficientu $K_{p\varphi}$ pro 20 % řídící signál:

výchylka jazýčku $X = 0,514$

Této výchylce odpovídá $\varphi = 0,00124 [\text{rad}]$

$$K_{p\varphi} = \frac{P X}{\varphi} = 7088 [\text{MPa rad}^{-1}]$$

Výpočet koeficientu K_v elektrický proud - průtok:

průtok servoventilem při daném tlakovém spádu

$$Q = 37,5 [\text{dm}^3 \text{min}^{-1}]$$

Velikost elektrického proudu protékajícího cívkami

servoventilu $I = 0,1 [\text{A}]$.

$$K_v = \frac{b^2}{b-a} K_{\varphi j} S_s = \frac{Q}{I} = 375 [\text{dm}^3 \text{A}^{-1} \text{min}^{-1}]$$

Šoupátko servoventilu:

$$m = 0,025 [\text{kg}]$$

$$S_v = 0,785 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2]$$

$$\frac{m}{S_v} = 318 [\text{kgm}^{-2}]$$

Koeficient mechanické zpětné vazby K_d

$$K_d = \frac{b^2}{b-a} = 4,05 [\text{m}^{-2}]$$

Určení koeficientu přenosu elektromechanického převodníku:

koeficienty tohoto přenosu jsou přibližně určeny z frek-

venční charakteristiky servoventilu SV 4-25, na kterém byla zjištěna rezonanční frekvence,

$$f_r = 650 \text{ [Hz]} \text{ a velikost tlumení odhadnuta na } a_j = 0,175$$

$$T_r = \frac{1}{\omega_r} = \frac{1}{2\pi f_r} = 0,000245 \text{ [s]}$$

$$T_j = T_r \sqrt{1-2a_j^2} = 0,00024 \text{ [s]}$$

$$2a_j T_j = 0,000084 \text{ [s]}$$

Z velikosti uvedených koeficientů vyplývá, že lze přenos upravit na následující tvar:

$$F_{qj}(s) = \frac{K_v}{\frac{K_d}{K_p} (T_j^2 R_t S_v s^3 + 2a_j T_j R_t F_v s^2 + R_t S_v s) + 1} = K_v G_{qj}(s)$$

Po dosazení číselných hodnot má zpožďující člen přenosu tvar

$$C_{qj}(s) = \frac{1}{1,22 \cdot 10^{-10} s^3 + 0,173 \cdot 10^{-6} s^2 + 0,002 s + 1}$$

kterému odpovídá frekvenční přenos

$$G_{qj}(\omega) = \frac{1}{1 - 0,173 \cdot 10^{-6} \omega^2 + j(0,002 - 1,22 \cdot 10^{-10} \omega^3)}$$

jehož grafické zobrazení v logaritmických souřadnicích je na obr. č. 14 plnou čarou. Přerušovaně je znázorněna naměřená frekvenční charakteristika téhož ventilu. Uvedený výpočet udává podobný průběh amplitudy, ale v průběhu fáze jsou odchylky. Pro zjednodušení je v dalších výpočtech použit přenos servoventilu ve tvaru

$$F_{qj}(s) = \frac{K_v}{1 + Ts}$$

kde T je časová konstanta odpovídající fázovému posuvu 45° . Pro zadaný vstupní tlak řídicího obvodu 10 MPa $K_v = 4,98 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3 \text{s}^{-1} \text{A}^{-1}]$

$$T = 0,0039 [\text{s}]$$

4.3 Kapacitní snímač polohy

Kapacitní snímač polohy obr. 15 zajišťuje v celém rozsahu zdvihů odchylky od linearit menší než $\pm 1\%$. Maximální velikost posuvu nuly se změnou teploty z 25°C na 75°C při rychlosti změny 1°C min^{-1} byla naměřena 0,03 %. Maximální výstupní napětí ze snímače lze plynule měnit od $\pm 2 \div \pm 15 \text{ V}$. Vlastní snímač se skládá ze dvou částí. Jeden celek tvoří kondenzátory umístěné v kostce škrtícího ventilu a druhý impulzní modulátor s blokem operačních zesilovačů, které jsou provedeny na tištěných spojích přišroubovaných na základové desce elektroniky. Elektronika snímače je před vnějším prostředím chráněna krytem, ke kterému je připevněn konektor pro přívod napájecích a výstupních napětí. Snímač je napájen ze stabilizovaných zdrojů 5 V a $\pm 15 \text{ V}$ zapojených podle obr.12.

Blok kondenzátorů je vytvořen dvěma diferenciálně proměnnými kondenzátory C_{x1} , C_{x2} , jejichž kapacita se mění lineárně se změnou polohy šoupátka. K těmto konden-

zátorům jsou paralelně připojeny kondenzátory C_{01} a C_{02} se stálou kapacitou, jejichž velikost je nutno volit s ohledem na linearitu a zvlnění výstupního signálu. Při použití velké kapacity nastává zvlnění výstupního signálu vlivem malé frekvence impulzního modulátoru a při malé kapacitě není dosaženo požadované linearity v krajních polohách. Pístky připevněné nevodivě k víkům škrtícího ventilu jsou pevnými elektrodami kondenzátorů C_{x1} , C_{x2} . Druhou společnou elektrodou je šoupátko škrtícího ventilu. Impulzní modulátor je astabilní multivibrátor sestavený z logických integrovaných obvodů, který pracuje se stálou frekvencí 600 kHz a šířkovou modulací. Posunutím šoupátka se změní poměr kapacit C_{x1} a C_{x2} . Tato změna je úměrná změně doby trvání dvou signálů, opačné polarit, za sebou následujících. Součet časů těchto dvou signálů je konstantní a rovná se periodě frekvence impulzního modulátoru. Je-li šoupátko ve střední poloze, je klíčovací poměr impulzů 1 : 1. Impulzní modulátor má dva výstupy s opačnou polaritou, které jsou přivedeny na vstupy bloku operačních zesilovačů. Blok operačních zesilovačů tvoří dvoustupňový zesilovač složený z lineárních integrovaných operačních zesilovačů. První stupeň pracuje v diferenciálním zapojení a na jeho výstupu je usměrněné napětí, jehož polarita a velikost jsou dány klíčovacím poměrem impulzů. Toto napětí je přivedeno na vstup druhého stupně, který ho zesílí na požadovanou hodnotu. Druhým stupněm je možno provést posouvání výstupního signálu vzhledem k nule. Dynamické vlastnosti snímače polohy je možno vzhledem k vysoké frekvenci impulzního modulátoru a vlastnostem integrova-

ných operačních zesilovačů zanedbat. Kapacitní snímač polohy bude v dalších výpočtech charakterizován koeficientem zesílení K_{ou} , který je určen poměrem změny výstupního napětí ke změně polohy šoupátka škrtícího ventilu.

$$K_{ou} = 5,88 \cdot 10^2 \quad [V_m^{-1}]$$

4.4 Elektronický zesilovač

Pro ovládání škrtícího ventilu je použita elektronika ESH osazená polovodičovými prvky. Obsahuje napájecí zdroj, stabilizátor napětí a elektronický zesilovač. Přístroj je nezávislý na kolísání síťového napájecího napětí. Řídící napětí pro ovládání škrtícího ventilu je možno odebírat z potenciometru napájeného stabilizovaným napětím 15 V, které je vyvedeno na svorkovnici přístroje. Použitý zesilovač obr. 16 se skládá z napěťového zesilovače a převodníku napětí - proud. Protože v dalších výpočtech je pro určení zesílení použito proudové sčítání, je první stupeň zesilovače uvažován jako převodník proud-napětí. Při velkém zesílení použitého operačního zesilovače je jeho přenos dán přenosem zpětnovazební impedance. Napětí prvního stupně je druhým stupněm převedeno na elektrický proud, který protéká cívkami servoventilu. Přenos druhého stupně včetně cívek servoventilu je v pracovním rozsahu frekvencí škrtícího ventilu dán koeficientem zesílení $K_1 = 0,01 [A \cdot V^{-1}]$. Dynamické vlastnosti zesilovače jsou určeny vhodnou korekcí zesílení prvního stupně. Zapojení zpětnovazební impedance umožňuje měnit zesílení potenciometrem při zachování časových konstant.

Pro přenos zesilovače platí tyto vztahy:

$$F_{jj}(s) = R_2 \frac{1 + T_2 s}{1 + T_1 s} \quad T_1 = (R_1 + R_2) C = 10,082 [s]$$

$$K_1 = R_2 K_I K_p = 10^4 K_p \quad T_2 = R_1 C = 0,082 [s]$$

$$K_2 = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} K_I K_p = 82,3 K_p$$

$K_1 K_2$ - konstanty zesílení

$R_1 R_2$ - hodnoty odporů

C - kapacita kondenzátoru

K_p - koeficient zesílení potenciometru

Velikost odporu $R_2 = 1 \text{ M}$ ovlivňuje zesílení v ustáleném stavu. Odpor $R_1 = 8 \text{ k}\Omega$ určuje spolu s kapacitou kondenzátoru $C = 10 \text{ M}$ druhou časovou konstantu, která podle hlediska optimálního modulu má být co největší. V dynamických výpočtech je zesilovač nahrazen zesílením K_2 , jehož hodnota se mění se změnou koeficientu K_p .

5. ROZBOR STATICKÝCH A DYNAMICKÝCH PARAMETRŮ SOUSTAVY

ŠKRŤÍCÍHO VENTILU

5.1 Řešení dynamického chování škrťícího ventilu

Návrh dynamických vlastností škrťícího ventilu je založen na získání vhodné odezvy na vstupní signál ve tvaru jednotkového skoku. Je požadována krátká doba regulačního času, malé přeregulování bez kmitavého průběhu. Průtok škrťícím ventilem určuje poloha škrťícího

šoupátka. Regulační obvod tvoří polohový servomechanismus elektrohydraulické ovládání škrťacího šoupátka. Blokové schéma regulačního obvodu je na obr. 17. Jednotlivé koeficienty na blokovém schématu mimo odporu R_1 a R_2 byly určeny dříve. Velikost odporu R_2 byla stanovena předhězně 5 k. Velikost odporu R_1 je nutno určit podle použitého řídicího napětí a podmínky $i_v = i_x$. Pro přenos otevřené smyčky platí vztah:

$$F_{os}(s) = \frac{I_x(s)}{I_w(s)} = \frac{K_2 K_v K_s K_{ou} \frac{1}{R_2}}{s(1 + Ts)} \quad (1)$$

Ve vztahu nahradíme

$$K = K_2 K_v K_s K_{ou} \frac{1}{R_2} \quad (2)$$

Rovnici (2) přepíšeme na tvar

$$F_{os}(s) = \frac{K}{s(1 + Ts)} \quad (3)$$

Přenos uzavřené smyčky je dán vztahem

$$F_{us}(s) = \frac{F_{os}(s)}{1 + F_{os}(s)} \quad (4)$$

Dosadíme-li do vztahu (4) rovnici (3) obdržíme po úpravě

$$F_{us}(s) = \frac{1}{\frac{T}{K} s^2 + \frac{1}{K} s + 1} \quad (5)$$

Ze vztahu (5) je vidět, že regulační obvod se v uzavřené smyčce chová jako člen druhého řádu. Pro jednotlivé členy tohoto přenosu platí následující vztahy:

$$\frac{T}{K} = T_n^2 \quad (6)$$

$$\frac{1}{K} = 2a T_n \quad (7)$$

T_n - časová konstanta obvodu

a - koeficient poměrného tlumení

Z rovnice (7) a (6) stanovíme

$$a = \frac{1}{2 \sqrt{TK}} \quad (8)$$

ω_n - úhlový kmitočet, při kterém charakteristika otevřené smyčky protíná osu 0_{dB} .

Pro nalezení optimálního zesílení otevřené smyčky byly zvoleny tři hodnoty tlumení, kterým odpovídají následující zesílení zesilovače, časové konstanty a přirozené frekvence uzavřeného regulačního obvodu.

$a[1]$	$K [s^{-1}]$	$K_2 [1]$	$T_n (s)$	$f_n (Hz)$
1	64,1	88,3	0,0078	20,4
0,8	100,-	137,8	0,0062	25,7
0,6	178,-	245,3	0,0047	33,9

Přenos uzavřené smyčky (5) je možno převést na diferenciální rovnici druhého řádu a konstantní koeficienty, která popisuje odezvu uzavřeného regulačního obvodu na jednotkový skok.

$$T_n^2 j_x'' + 2 a T_n j_x' + j_x = 1 \quad (9)$$

Pro tlumení $a = 1$ je řešením rovnice (9) funkce

$$j_x(t) = C_1 e^{pt} + t C_2 e^{pt} + C_3 \quad (10)$$

kde je dvojnásobný kořen charakteristické rovnice
a C_1 a C_2 jsou integrační konstanty, a C_3 je partikulární
řešení pro ustálený stav.

$$C_3 = 1$$

Integrační konstanty C_1 a C_2 se určí z počátečních podmínek v čase

$$t = 0, \text{ kde } i_x = 0 \text{ a } \dot{i}_x = 0$$

Pro výpočet konstant platí následující vztah:

$$0 = C_1 + C_2$$

(11)

$$0 = pC_1 + C_2$$

Pro jeho vyřešení dostáváme konkrétní tvar přechodové funkce (10)

$$i_K(t) = 1 - (1 + 128t) e^{-128t}$$

Pro tlumení $a = 0,8$ a $a = 0,6$ je řešením rovnice

(9) funkce

$$i_K(t) = C_1 e^{bt} \sin(\omega t + C_2) + C_3$$

(12)

kde C_1 a C_2 jsou integrační konstanty a C_3 je partikulární
řešení pro ustálený stav.

$$C_3 = 1$$

$p = b \pm i\omega$ kořen charakteristické rovnice

$$a = 0,8 \quad b = -128 \quad \omega = 96$$

$$a = 0,6 \quad b = -127 \quad \omega = 171$$

Pro počáteční podmínky shodné s předcházejícím případem platí následující vztahy

$$0 = C_1 \sin C_2 + C_3 \quad (13)$$

$$0 = b C_1 \sin C_2 + C_1 \cos C_2$$

Z těchto podmínek získáme funkci (12) ve tvaru pro $a = 0,8$

$$i_x(t) = 1 - 1,66 e^{-128 t} \sin (96 t + 0,65)$$

pro $a = 0,6$

$$i_x(t) = 1 - 1,252 e^{-127 t} \sin(171 t + 0,92)$$

Všechny tři průběhy přechodového jevu uzavřené smyčky jsou zaznamenány na obr. 18. Pro zesílení otevřené smyčky

$$K = 178 [s^{-1}]$$

kterému odpovídá koeficient poměrného tlumení 0,6 má přechodová charakteristika kmitavý průběh z překmitem 10 %. Pokud zvolíme dovolenou odchylku od ustálené hodnoty ± 2 %, bude doba regulace 0,028 [s]. Aperiodického přechodového jevu je dosaženo při zesílení otevřené smyčky

$$K = 64,1 [s^{-1}]$$

kterému náleží koeficient poměrného tlumení $a = 1$ a regulační doba

$$T_r = 0,44 [s]$$

Při zesílení otevřené smyčky

$$K = 100 [s^{-1}]$$

kterému náleží koeficient poměrného tlumení 0,8 je doba regulace

$$T_r = 0,024 [s]$$

Velikost překmitu je menší než 2 %, takže v tomto případě dosáhneme požadovaného pásma zdola.

Vzhledem ke zvolené velikosti dovolené odchylky od ustálené hodnoty a požadavku krátké doby regulace bez kmitavého průběhu, je nevýhodnější použít zesílení otevřené smyčky.

$$K = 100 [s^{-1}]$$

Pro zvolené zesílení jsou na obr. 19 průběhy amplitudových frekvenčních charakteristik otevřené smyčky. Poměr frekvence řezu k frekvenci zlomu, jenž je dána časovou konstantou servoventilu, je pro zesílení $K = 178 [s^{-1}]$ roven 0,96, což je mimo doporučené pásmo. Doporučený poměr frekvencí je 0,2 - 0,9. Z uvedeného vyplývá, že průběh přechodové funkce co do tvaru závisí na koeficientu poměrného tlumení, které je dáno velikostí zesílení otevřené smyčky a velikostí časové konstanty servoventilu. Se zvětšováním těchto hodnot se tlumení zmenšuje a obvod ztrácí stabilitu. Zvolením určitého průběhu přechodové charakteristiky je dána hodnota součinu zesílení otevřené smyčky a časové konstanty servoventilu. Je výhodné dosáhnout velkého zesílení otevřené smyčky větším zesílením elektronického zesilovače a zmenšit hodnoty koeficientu K_3 a K_v . To znamená použít větší průměr šoupátka škrtícího ventilu a servoventil s menším průtokem při stejném

tlakovém spádu. Zvětšování šoupátka je omezeno přijatelným rozměrem celého ventilu. Při použití menšího servoventilu můžeme zvýšit napájecí tlak v řídicím obvodu. Protože je použit dvoustupňový servoventil, je jeho časová konstanta závislá na napájecím tlaku. Se zvětšujícím se vstupním tlakem se časová konstanta servoventilu zmenšuje. Tím dosáhneme při stejné hodnotě tlumení zvýšení vlastní frekvence regulačního obvodu a zkrácení doby regulace.

Velikost použitého servoventilu má vliv na dobu přestavení šoupátka škrtícího ventilu při zdvizích, kdy dochází k nasycení servoventilu. Dosažením maximálního průtoku servoventilem se stává daný regulační obvod nelineárním. Se zvětšováním regulační odchylky i_e nedochází ke změně průtoku servoventilem. Do velikosti signálu, kdy je obvod lineární, hovoříme o malých signálech.

Velikost maximálního zdvihu, který přísluší k malým signálům je možno určit z přechodové charakteristiky. Počítáme čas, při kterém dosahuje rychlost přestavené maximální hodnoty z podmínky

$$i_{x(t)}'' = 0$$

$$0 = C_1 e^{bt} \sin(\omega t + C_2) (b^2 - \omega^2) + 2\omega b C_1 e^{bt} \cos(\omega t + C_2) \quad (14)$$

Po dosazení konstant a úpravě obdržíme

$$0 = 7,168 \sin(96t + 0,65) - 24,57 \cos(96t + 0,65) \quad (15)$$

Rovnici (15) vyhovuje kořen $t = 0,0067[s]$ který dosadíme do vztahu pro rychlost změny výstupního signálu

$$i_{x(t)}' = b C_1 e^{bt} \sin(96t + 0,65) + C_1 e^{bt} \cos(96t + 0,65) \quad (16)$$

Po dosazení číselných hodnot získáme maximální rychlost

přechodového jevu

$$i_x 0,0067 = 68,8 [s^{-1}] \quad \Delta t = 0,0147 [s]$$

Převrácené hodnotě této rychlosti odpovídá čas Δt , za který by bylo dosaženo ustáleného stavu při rovnoměrném pohybu touto rychlostí. Z tohoto času je určen maximální zdvih, při kterém je právě dosaženo maximálního otevření servoventilu.

$$x = \frac{Q}{S} \Delta t = 9 \text{ mm} \quad (17)$$

S - plocha šoupátka škrtícího ventilu

Q - maximální průtok servoventilem

Signály, kterým odpovídá zdvih šoupátka škrtícího ventilu 9 mm náleží k malým signálům. Pro tyto signály je regulační doba konstantní a nezáleží na jejich velikosti.

Se zvětšováním zdvihu šoupátka škrtícího ventilu se lineárně zvětšuje rychlost přestavení v celém průběhu přechodové charakteristiky. S rostoucím zdvihem nad danou mez se dosahuje maximální rychlosti, kterou je schopen regulační obvod vyvinout v kratším čase. Vzhledem k přesnosti výpočtu lze tuto diferenci zanedbat. Na obr. 18 je znázorněna přechodová charakteristika pro 100 % velikost signálu. Je sestavena tak, že od bodu $t = 0,0067 [s]$ se šoupátko škrtícího ventilu pohybuje konstantní rychlostí, pokud se nepřemístí o vzdálenost, která je dána rozdílem požadovaného zdvihu, přičemž dojde k nasycení servoventilu. Po překonání této vzdálenosti se zmenší regulační odchylka i_e a obvod se chová lineárně. Velikost regulační doby pro velké signály lze přibližně vypočítat ze vztahu (18).

$$T_{rv} = T_r + (x - 9) \frac{Q}{S} \quad (18)$$

T_r - regulační doba při malém signálu [s]

x - zdvih šoupátka škrťacího ventilu [mm]

Na obr. 20 je vymezena frekvenční charakteristika škrťacího ventilu pro malé signály.

5.2 Statické vlastnosti řídicího obvodu škrťacího ventilu

Linearita výstupního signálu je dána linearitou použitého kapacitního snímače polohy, pokud nenastane porucha ve zpětnovazební větvi. Přenos poruchy Z ve zpětnovazební větvi je v ustáleném stavu podle schematu obr. 17 dán vztahem (19)

$$F_{xz_0} = - \frac{1}{K_{ou}} \quad (19)$$

K_1 - zesílení elektronického zesilovače. $K_1 = 16800$

Ze vztahu (19) vyplývá, že chybu na výstupu lze jen částečně odstranit použitím velkého zesílení kapacitního snímače. Z toho důvodu je nutno zabránit přivedení nečistot do prostoru snímače a dodržet předepsanou filtraci kapaliny v řídicím okruhu.

Hysterzi škrťacího ventilu, způsobenou hysteresí servoventilu ^{servoventilu} použitého, je možno určit z přenosu poruchy přivedené na vstup servoventilu. Přenos v ustáleném stavu je dán vztahem

$$h_{F_{ix0}} = \frac{ix}{h} = \frac{1}{K_1} \quad (20)$$

h - hysterze servoventilu

Vzhledem k tomu, že se hysterze měří při malé rychlosti změny vstupního signálu, nedochází k většinu průtoku servoventilem, než 10 %. Při této velikosti vstupního signálu má servoventil hysterzi 0,0015 [A]. Velikost

proudu potřebná pro plný zdvih šoupátka škrťacího ventilu $i_v = 0,002 [A]$. Ze vztahu 21 je možno při zanedbání pasivních odporů určit hysterzi způsobenou servoventilem.

$$h_s = \frac{1}{K_1} \cdot \frac{h}{i_v} 100 = 0,0045 \% \quad (21)$$

6. ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce byl návrh škrťacího ventilu. Nejdříve byl podán přehled typů škrťacích ventilů, jejich vlastností a použití v hydraulických obvodech. Na základě tohoto přehledu bylo přikročeno k vlastnímu konstrukčnímu návrhu škrťacího ventilu. Protože se jedná o netypizovaný škrťací ventil s velkou propustností, která vyžaduje velký zdvih škrťacího šoupátka s požadavkem přesného a plynulého nastavení polohy, bylo k jeho ovládání použito elektrohydraulického servomechanismu. V konstrukčním návrhu bylo zjištěno, že lze požadovaného průtoku dosáhnout při světlosti $J_s 25$ a průměru škrťacího šoupátka 32 mm. Požadovaný průběh průtokové charakteristiky je obtížné určit výpočtem, zvláště při plném otevření šoupátka a tlakovém spádu 0,5 MPa. V další kapitole byl proveden rozbor statických a dynamických vlastností jednotlivých členů regulačního obvodu. Na základě vztahů uvedených v této kapitole bylo přikročeno k návrhu optimálního zesílení otevřené smyčky, při kterém by měl ventil optimální vlastnosti. Při rozboru statických a dynamických vlastností regulačního obvodu byly zjištěny následující hodnoty. Časová konstanta odpovídající přirozené frekvenci uzavřeného regulačního obvodu $T_n = 0,0062 [s]$, regulační doba $T_x = 0,024 [s]$ a hysterze 0,004 %. U třístupňových proporcionálních

ventilů s elektrickou zpětnou vazbou se vyskytují tyto hodnoty:

$$T_n = 0,005 - 0,012 [s]$$

$$T_r = 0,015 - 0,06 [s]$$

$$h < 2 \%$$

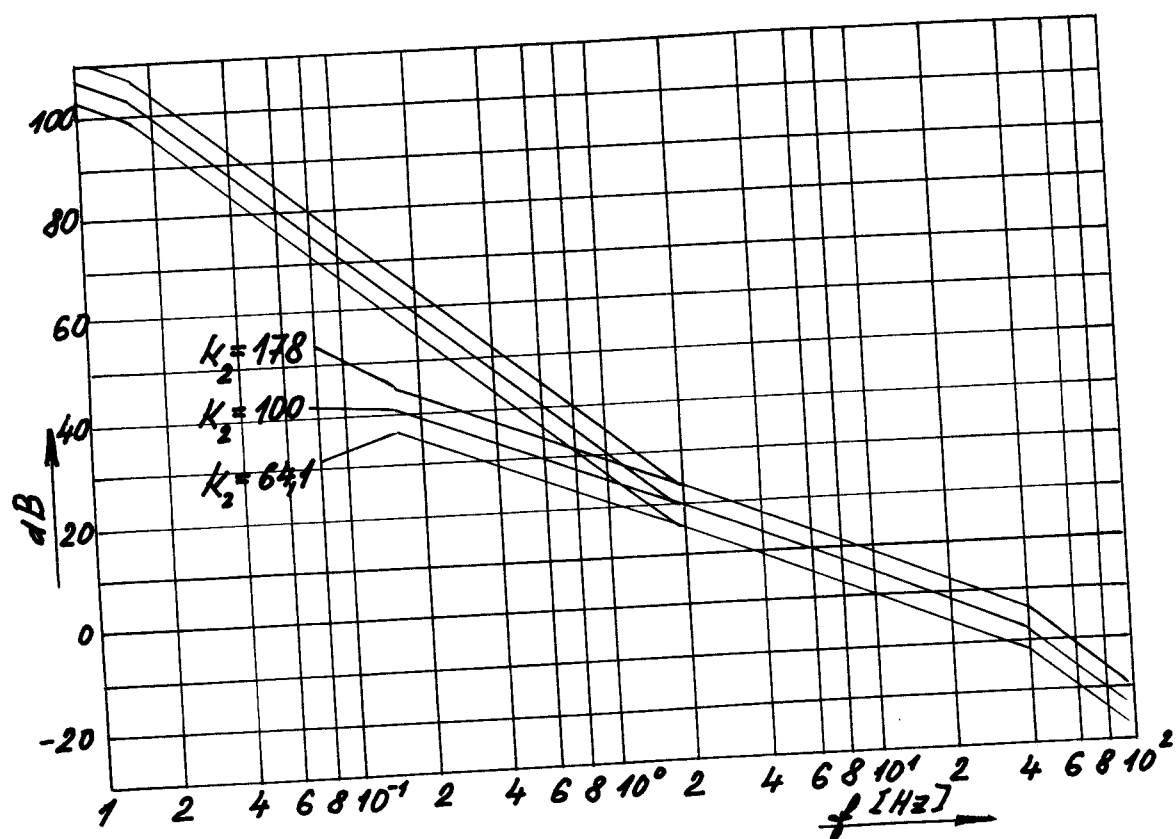
Toto porovnání ukazuje, že zjištěné hodnoty jsou u tohoto systému ovládání dosažitelné a ventil by měl vyhovovat požadavkům, které jsou na něj kladeny.

Pro skutečné zjištění vlastností škrtícího ventilu musí být provedeny zkoušky, při kterých je možno provést úpravy elektrické části regulačního obvodu.

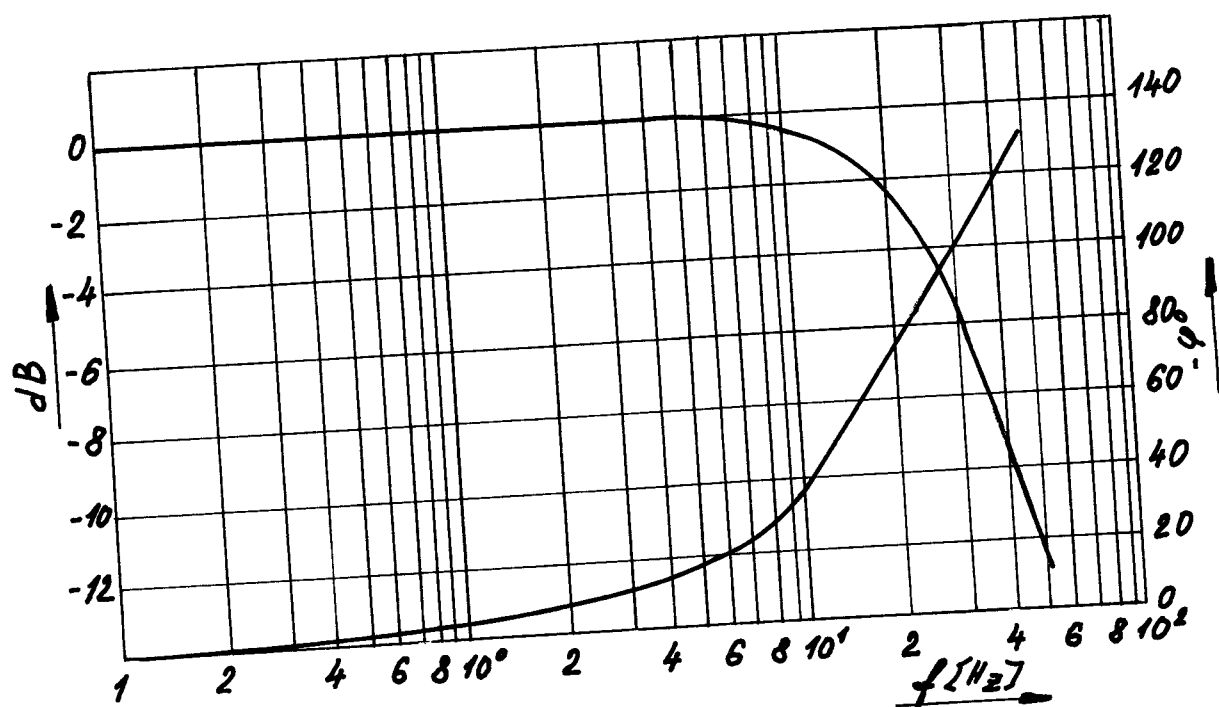
Na závěr bych chtěl poděkovat s. ing. M. Dráždilovi, CSc a mému konzultantovi s. ing. A. Chalupovi za rady a připomínky při řešení diplomové práce.

Ve Vrchlabí dne 17. května 1978

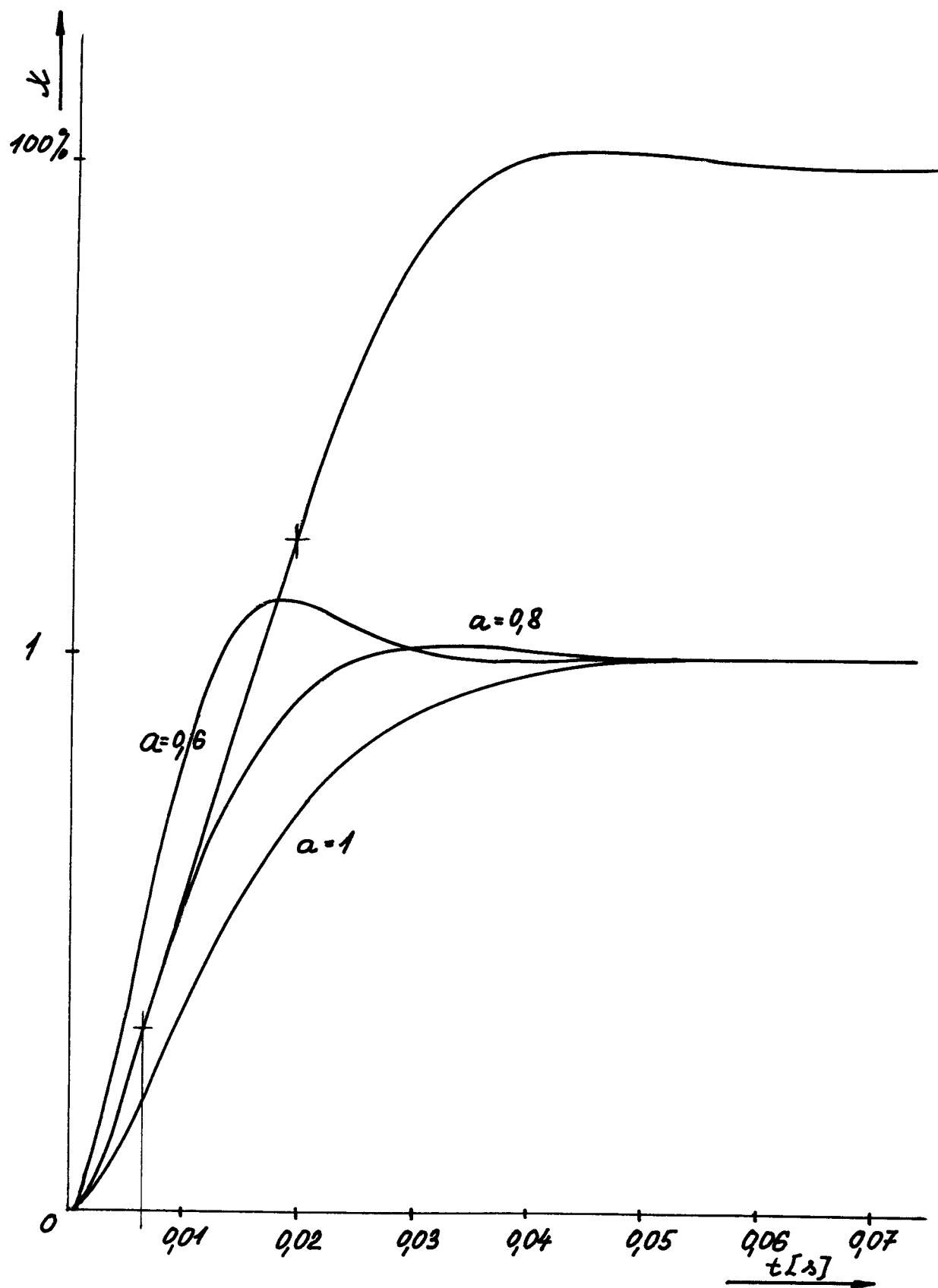
J. Vhl



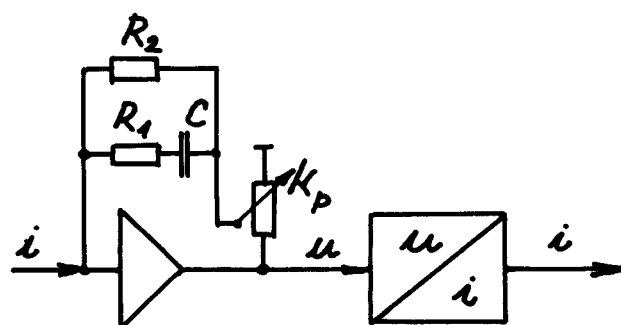
Obr. 19



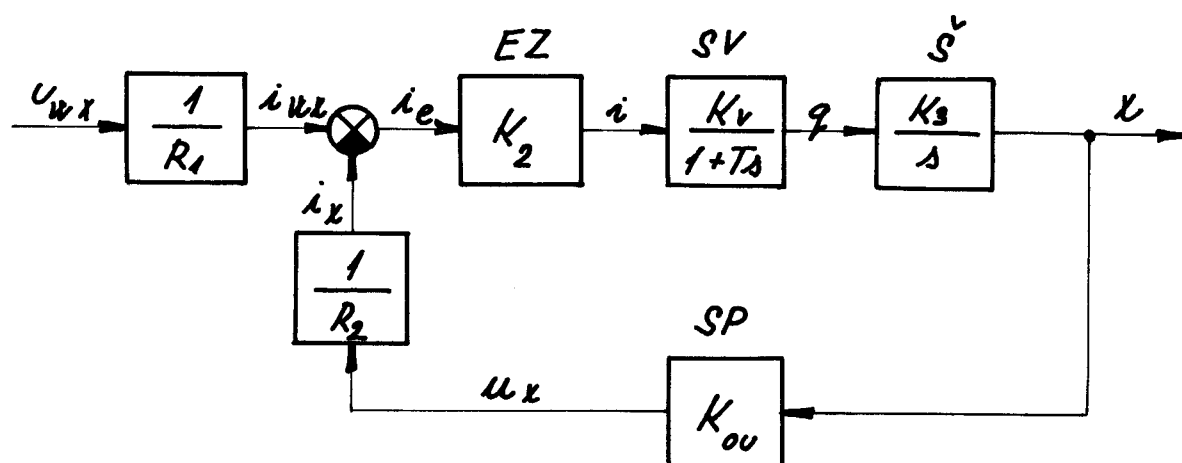
Obr. 20



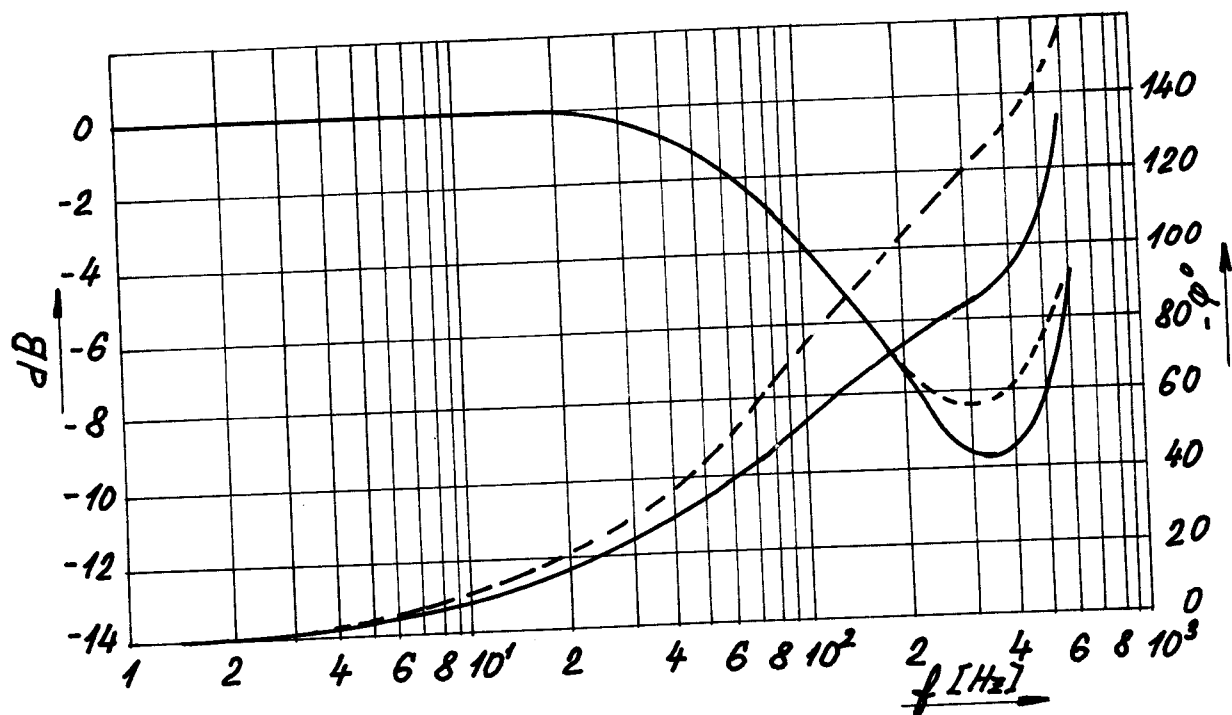
Obr. 18



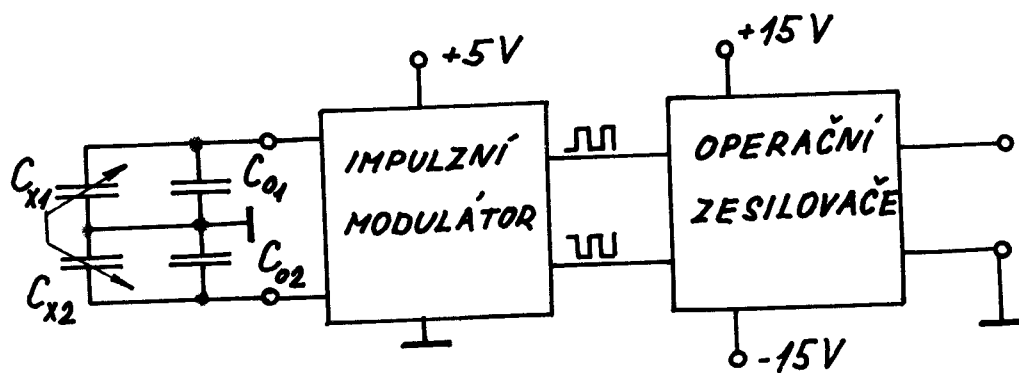
Obr. 16



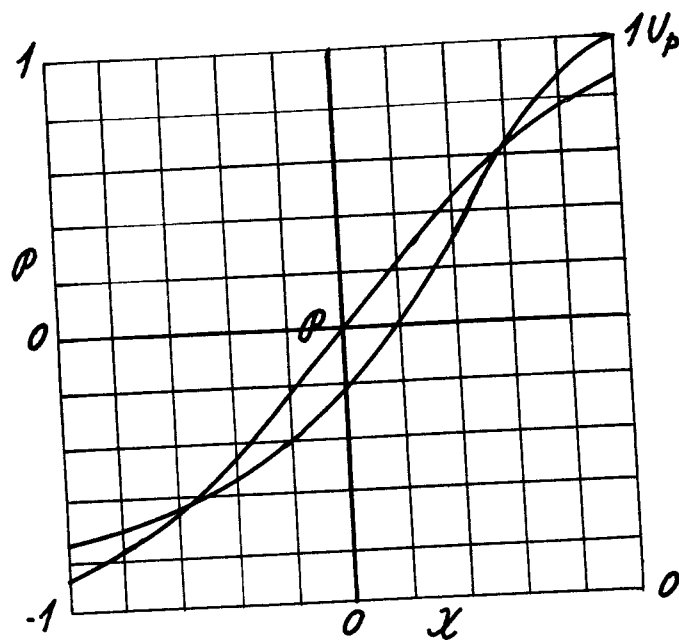
Obr. 17



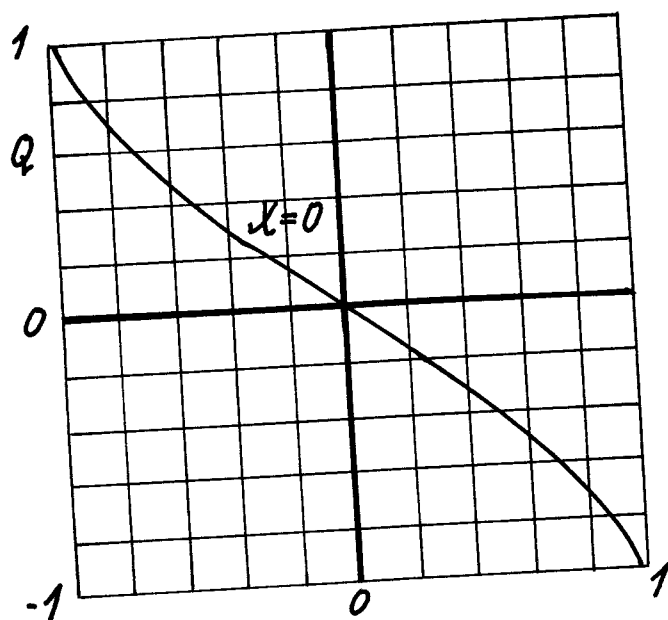
Obr. 14



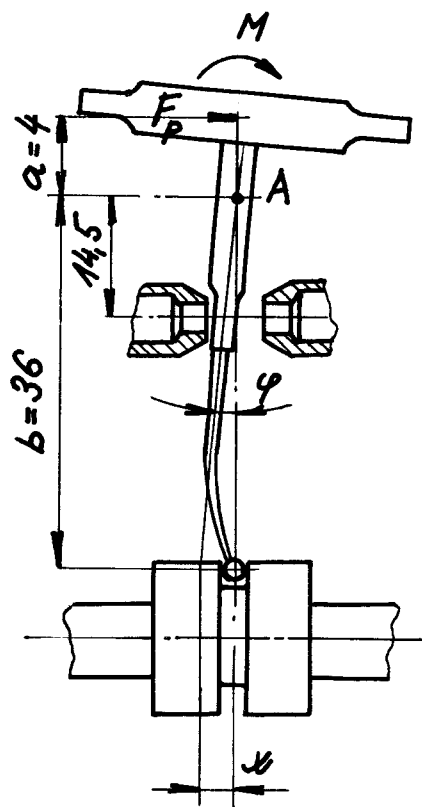
Obr. 15



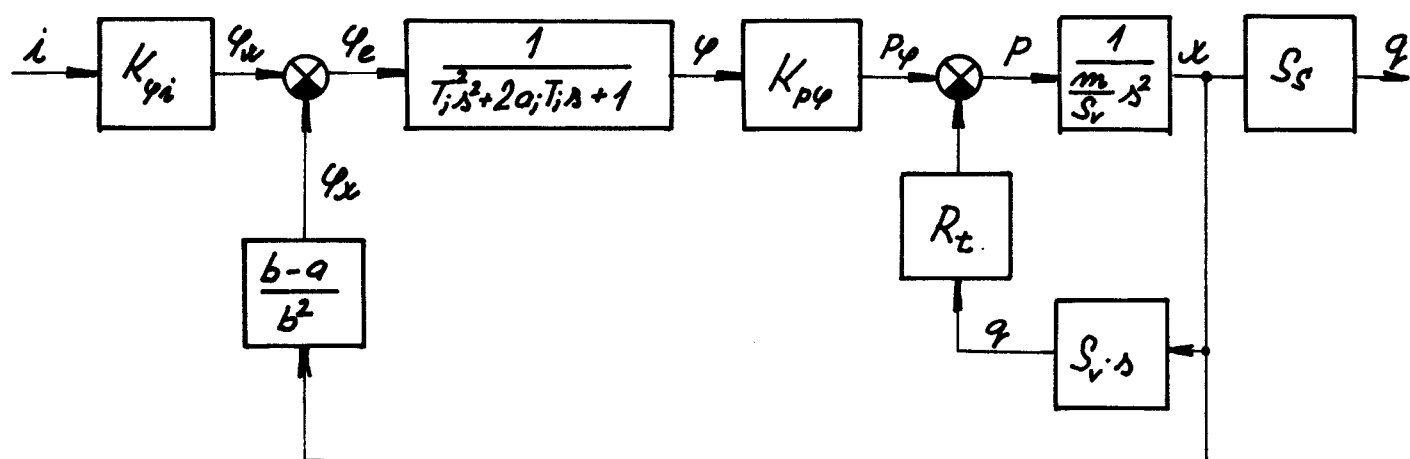
Obr. 12



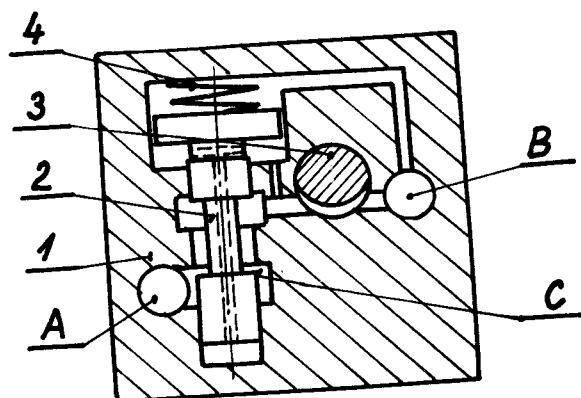
Obr. 13



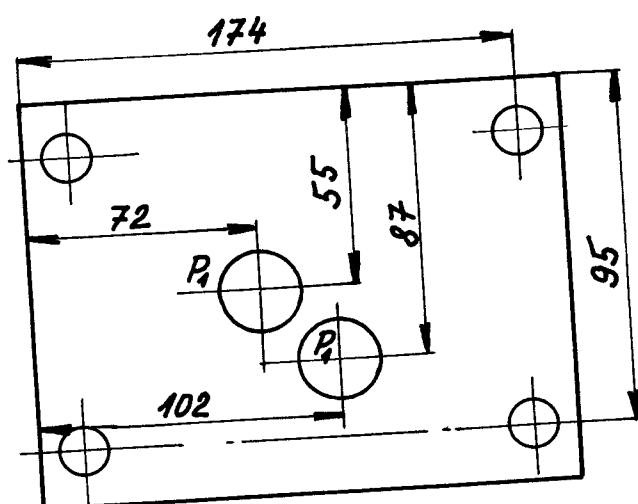
Обр. 10



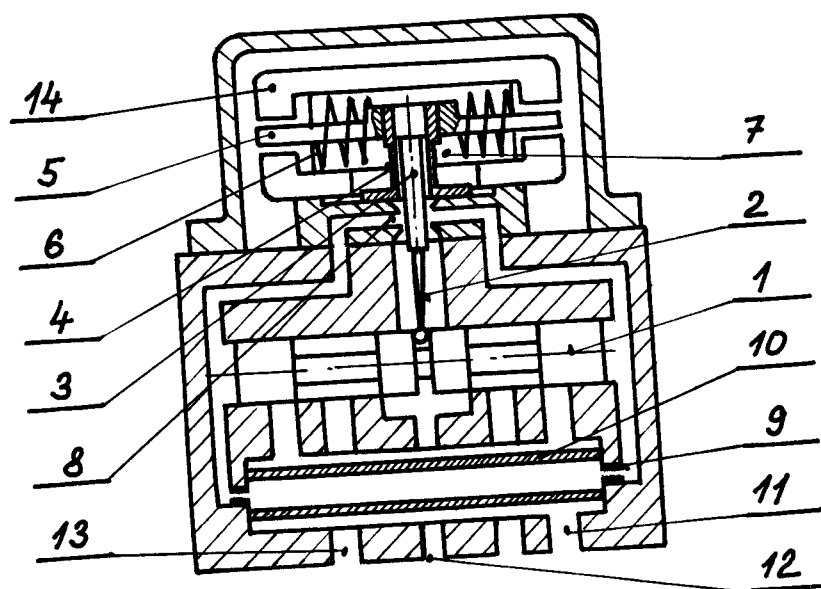
Обр. 11



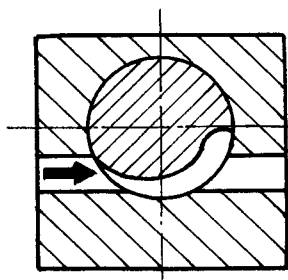
Obr. 7



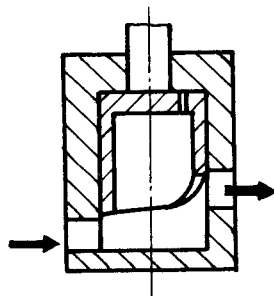
Obr. 8



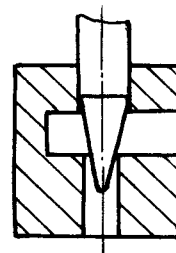
Obr. 9



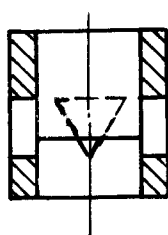
Obr. 1



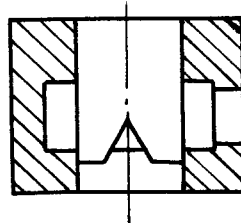
Obr. 2



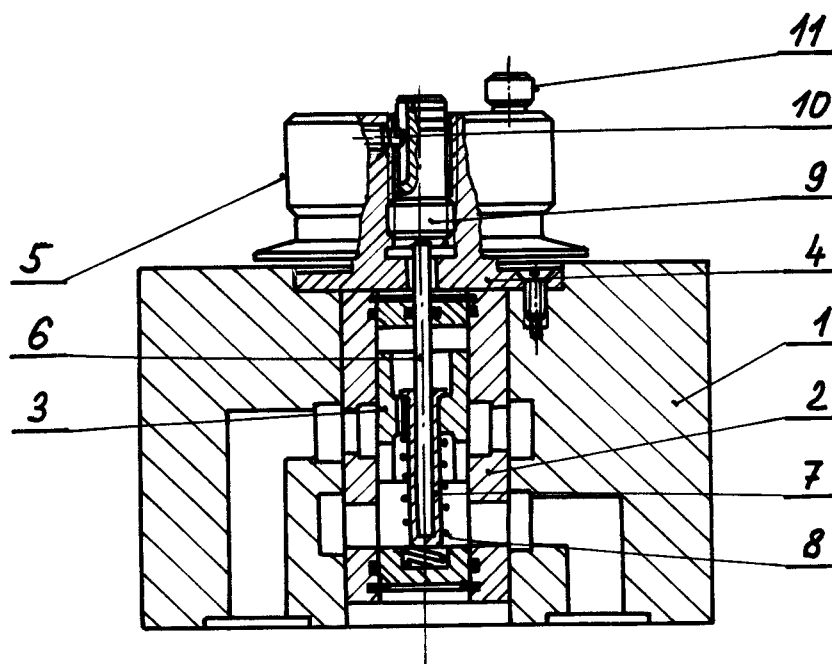
Obr. 3



Obr. 4



Obr. 5



Obr. 6