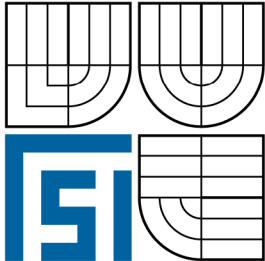


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

HYDRAULIC CYLINDER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

JIŘÍ SEDLÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/12

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Jiří Sedláček

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Přímočarý hydromotor**

v anglickém jazyce:

### **Hydraulic cylinder**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obecný popis jednotlivých typů hydromotorů bude doplněn o základní rovnice a charakteristiky. Následně by měla být věnována hlavní pozornost přímočarým hydromotorům a to z hlediska jejich konstrukce, provedení dorazů a tlumení, vhodného těsnění i statického výpočtu.

Cíle bakalářské práce:

Student se seznámí s možnostmi v konstrukci přímočarých hydromotorů, získá představu o pevnostním výpočtu těchto motorů a vytvoří jednoduchý matematický model sloužící k dalšímu rozboru.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Peňáz, V. - Benža, D.: Tekutinové mechanismy, VUT v Brně, Brno, 1990.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 16.11.2011



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá hydromotory a jejich rozdělením. Dále se věnuje přímočarým hydromotorům, jejich rozdělení, částem, ze kterých se skládá, a také jejich využitím. Důležitou součástí hydromotorů jsou také pevnostní výpočty, které jsou v práci také uvedeny. Práce obsahuje matematický model pro výpočet vlastních frekvencí přímočarých hydromotorů.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Hydromotor, přímočarý hydromotor, těsnění.

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the hydraulic motors and their distribution. It also deals linear hydraulic motors, their distribution, parts of which are composed, and their use. An important part of the hydraulic motors are strength analysis, which are also listed in this thesis. The bachelor thesis includes a mathematical model for natural frequencies solution of linear hydraulic motors.

## **KEYWORDS**

Hydraulic motors, cylinder hydraulic motors, seal.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SEDLÁČEK, J., *Přímočarý hydromotor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Čestně prohlašuji, že bakalářskou práci Přímočarý hydromotor jsem vytvořil samostatně pod vedením Ing. Roman Klas, Ph.D. a pokud jsem čerpal z literárních či odborných zdrojů jiných autorů, všechny jsem je uvedl v seznamu literatury.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za pomoc při řešení problémů v mé práci a také mým rodičům, kteří mě po celou dobu bakalářského studia podporovali.

## OBSAH

<b>1 ÚVOD</b> .....	<b>7</b>
1.1 VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ .....	8
1.2 OBECNÁ CHARAKTERISTIKA HYDROMOTORŮ .....	8
<b>2 ROZDĚLENÍ HYDROMOTORŮ</b> .....	<b>10</b>
2.1 ROTAČNÍ HYDROMOTORY .....	10
2.1.1 Zubové motory .....	10
2.1.2 Lamelové motory .....	11
2.1.3 Šroubové hydromotory .....	12
2.1.4 Pístové hydromotory .....	12
2.2 HYDROMOTORY S KYVNÝM POHYBEM .....	13
2.2.1 Kyvné hydromotory s otočným pístem.....	13
2.2.2 Kyvné hydromotory s přímočarým hydromotorem a převodem...	13
2.2.3 Kyvný hydromotor s paralelními písty .....	14
<b>3 PNEUMATICKÉ MOTORY</b> .....	<b>15</b>
<b>4 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY</b> .....	<b>16</b>
4.1 CHARAKTERISTIKA PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ .....	16
4.2 ROZDĚLENÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ .....	17
4.3 ZÁKLADNÍ PARAMETRY A CHARAKTERISTIKY PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ .....	20
4.4 ZÁKLADNÍ PRVKY PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ .....	21
4.4.1 Princip dorazů .....	22
4.5 DRUHY TĚSNĚNÍ.....	25
4.5.1 Dynamické těsnění.....	25
4.5.2 Statické těsnění .....	29
4.6 STICK SLIP EFFECT, STRIBECKOVA KŘIVKA.....	30
4.7 NAMÁHÁNÍ A VÝPOČET PÍSTNÍ TYČE .....	31
<b>5 ELEKTROHYDRAULICKÁ ANALOGIE</b> .....	<b>35</b>
5.1 ODPOR PROTI POHYBU .....	35
5.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ .....	37
5.3 ODPOR PROTI DEFORMACI.....	38
5.4 STABILITA SYSTÉMU, OBECNÉ ŘEŠENÍ VLASTNÍ FREKVENCE SYSTÉMU BEZ TLUMENÍ.....	38
5.5 ŘEŠENÍ JEDNOSTUPŇOVÉHO HM S OBOUSTRANNOU PÍSTNICÍ A TUHÝM POTRUBÍM A JEDNOSTRANNOU PÍSTNICÍ S PRUŽNÝM POTRUBÍM .....	40
5.6 ŘEŠENÍ VLASTNÍ FREKVENCE SYSTÉMU S OHLEDEM NA TLUMENÍ V KRAJNÍCH POLOHÁCH .....	46
<b>6 ZÁVĚR</b> .....	<b>47</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>48</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ</b> .....	<b>49</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK</b> .....	<b>51</b>



# 1 ÚVOD

Úkolem této bakalářské práce je poukázat na konstrukční rozdíly u přímočarých hydromotorů. Tyto hydromotory jsou doplněny o základní charakteristiky a pevnostní výpočty. V práci je zmíněna historie hydraulických strojů, které úzce souvisí s funkcí hydromotorů. Podstatnou část práce tvoří samotné rozdělení těchto motorů. S hydraulickými mechanismy se úzce spojují také pneumatické mechanismy. Spojitosti a rozdílnosti hydraulických a pneumatických motorů jsou v práci taktéž uvedeny. Největší pozornost je věnována právě přímočarým hydromotorům. Práce obsahuje části přímočarých hydromotorů, pevnostní výpočet a dále typy těsnění, bez kterých by přímočaré hydromotory nebyly tolik využívané z hlediska jejich účinnosti. V závěru je nastíněn výpočet vlastních frekvencí hydromotorů. Výpočet frekvencí se provádí kvůli případným rezonancím, které mohou být příčinou havárie zařízení. Rezonance nastane v případě, když jsou např. otáčky motoru shodné s některou z vlastních frekvencí hydromotoru.

Hydraulické stroje zaujímaly významné místo v dějinách techniky. Vznik vyspělých středisek civilizace je úzce spjat s užíváním vody, jakožto využitím hydraulických strojů ke svému prospěchu. Jejich základním prvkem je čerpadlo na vstupu a výstupní část tvoří hydromotor. Tyto převody nejprve využívaly vodu jako médium. Použití oleje rozšířilo toto pracovní médium i do modernějších podmínek. Hydrostatický převod byl poprvé navržen roku 1906. Hydrostatický pohon, který tvoří přímočarý hydromotor, se použil u mobilních prostředků v roce 1907. Od roku 1950 se hydrostatické mechanismy kombinují i s elektronickými prvky [1].

Hydraulické stroje se dělí z hlediska přeměny energie na hydrostatické a hydrodynamické. U hydrodynamických strojů probíhá nepřímo přeměna mechanické energie na hydraulickou, tj. přes kinetickou energii kapaliny. Tlak kapaliny se nazývá hydrodynamický a je závislý na rychlosti a poloze. Hydrostatické stroje jsou založeny na přímé přeměně mechanické energie na energii tlakovou. Přeměna probíhá přímo na pracovním prvku stroje. Tlak kapaliny je hydrostatický. Tento tlak není závislý na rychlosti, ani poloze média.

Pístové stroje se rozšířily z důvodu jednoduchosti výroby. Vyrobí kruhový válec a píst lze s vysokou přesností a jakostí povrchu, což zaručuje jak těsnost, tak i nízké tření při vyšších tlacích pracovního média. Jedním z nejstarších představitelů hydrostatických strojů je pístové čerpadlo se samočinnými ventily. Tato čerpadla s ventily zůstala vhodným typem pro oblast vyšších tlaků kapalin (více jak 50 MPa) potřebných v nových technologiích jakými jsou lisování a řezání pevných materiálů vodním paprskem. Hydraulický lis Bramah, který byl vytvořen v roce 1795, využívá hydrostatického pohonu, jehož počátky objevil již v první

polovině sedmnáctého století Blaise Pascal. Největší rozkvět těchto převodů nastal až po druhé světové válce [1].

## 1.1 VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

Nejprve jsou uvedeny vlastnosti obecných hydraulických mechanismů. Do hydraulických mechanismů se zařazují také hydromotory. Mezi výhody hydraulických mechanismů lze zařadit snadný rozvod energie i do méně přístupných míst. Dále také možnost dosáhnout velkých silových převodů jednoduchými mechanickými prostředky. Hydraulické mechanismy mohou jednoduše měnit směr pohybu (reverzovat). Řízení základních parametrů těchto mechanismů, jakými jsou otáčky, průtok, tlak, a další, je snadné. K pracovním prvkům hydraulických mechanismů se přivádí olej. Tento olej zajišťuje stálé mazání. Chod mechanismů je tichý a klidný. Pracovní médium, které neustále proudí mechanismem, odvádí teplo. Tudíž zabraňuje přehřátí a tepelnému ovlivnění pracovních prvků. Citlivost na přetížení je u hydraulických mechanismů malá.

U těchto mechanismů je snadná blokáce pohybů.

Jako nevýhody těchto mechanismů je možné uvést citlivost na nečistoty, velké nároky na přesnost při výrobě a montáži, ze kterých plyne drahá výroba prvků do mechanismů. Jako další negativní faktory lze uvést závislost vlastností mechanismů na vlastnostech kapaliny a nezanedbatelné ztráty při přenosu energie [3]. Dále budou přiblíženy z hydraulických mechanismů pouze hydromotory.

## 1.2 OBECNÁ CHARAKTERISTIKA HYDROMOTORŮ

Hydromotory jsou výstupním prvkem hydraulického mechanismu. V porovnání s hydrogenerátory plní inverzní funkci. Na vstupu se do hydromotoru přivádí kapalina o určitém průtoku a tlaku. V pracovním prostoru se přivedená energie převádí ze sloupce kapaliny na pracovní prvky daného hydromotoru. Na výstupní části je moment a otáčky (rotační hydromotor) nebo síla a rychlost (přímočarý hydromotor). Hydromotory neboli převodníky jsou žádané v hydrostatických mechanismech díky svým kladným vlastnostem. Jednou z nich je rovnoměrná změna pracovního objemu během jedné otáčky. Nerovnoměrná změna pracovního prostoru způsobuje při konstantním průměru nerovnoměrné otáčení motoru. Další výhodou je malý vnitřní odpor motorů. Tento odpor se projevuje nežádoucím úbytkem tlakové energie. Tvoří jej odpor třením, dále pak odpory způsobené změnami směru průtoku kapaliny. Další výhodou je malá hmotnost a malé rozměry. Hydromotor by měl mít co největší svodový odpor. Svodový odpor závisí na utěsnění především pracovního prostoru. Velikost utěsnění je dána velikostí vůlí mezi vzájemně se pohybujícími prvky a dodržením geometrických tvarů těchto částí, ale také úzce souvisí s průtokovou účinností. Převodník by

měl být navržen tak, aby jeho chod byl klidný a tichý s vysokou spolehlivostí a životností za nízkou cenu [1, 2, 4].

V další kapitole se nachází rozdělení a podrobnější popis jednotlivých druhů HM. U jednotlivých typů je uvedena také jejich stručná charakteristika.

## 2 ROZDĚLENÍ HYDROMOTORŮ

Tekutinové motory i generátory se zařazují do skupiny převodníků. Hydrostatický převodník je definován jako hydraulický prvek určený k přenosu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak (slouží k převodu tlakové energie tekutiny na činné části motoru). Hydromotory se dělí dle druhu pohybu výstupního členu na rotační, s kyvným pohybem a přímočaré.

### 2.1 ROTAČNÍ HYDROMOTORY

Rotační hydromotory charakterizuje široký rozsah otáček, menší rozměry a hmotnosti.

Dělení dle činných prvků, které vytváří geometrický objem motoru:

- Zubové
- Lamelové
- Šroubové
- Pístové

V dnešní době se nejčastěji využívají z rotačních motorů motory lamelové a pístové. Důvodem většího využití lamelových motorů je jejich velký geometrický objem při relativně malých rozměrech. Axiální pístové motory se využívají vzhledem k dynamickým vlastnostem pro vysoké frekvence, na rozdíl od radiálních, které se využívají pro nízké frekvence a velké kroutící momenty [4].

#### 2.1.1 Zubové motory

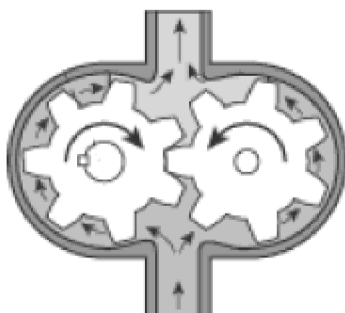
Využití těchto hydromotorů je tam, kde se pracuje při vyšších otáčkách. Fungují jako reverzní, tudíž může pracovní médium proudit v obou směrech. Tyto motory tvoří dvě spolu zabírající ozubená kola. Pracovní prostor tvoří mezera mezi zuby. Při nízkých otáčkách není vhodné zubové motory používat, protože jejich účinnost je velmi malá a skluz velký. Řídit kroutící moment lze pouze změnou tlaku. Zubové hydromotory lze rozdělit na hydromotory s vnějším a vnitřním ozubením [2].

##### *Hydromotory s vnějším ozubením*

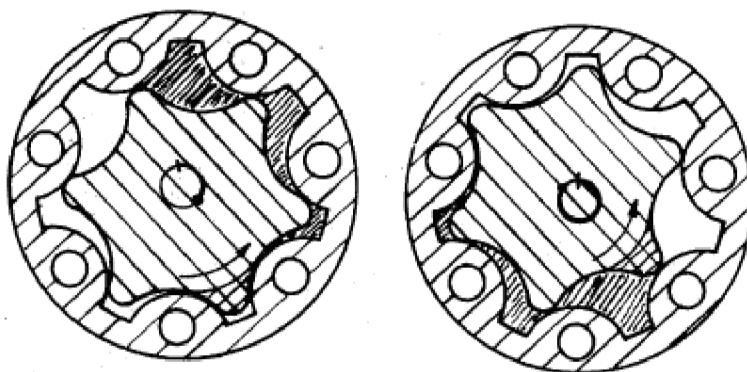
Pracovní médium je přiváděno na vstupní část motoru. Díky tlakovému spádu mezi vstupem a výstupem se ozubená kola uvedou do pohybu a kapalina proudí do výstupní části motoru. Profil zubu může mít libovolný tvar, který musí splňovat normy. Nejčastěji se využívá cykloidní a evolventní ozubení. Kola musí být vyrobena z jedné série výrobní operací odvalováním [3].

### ***Hydromotory s vnitřním ozubením***

Rotor hydromotoru s vnitřním ozubením tvoří sedm zubů, které chodí po tzv. statickém kole, které obsahuje vždy jeden zub navíc než kolo rotoru. Těmito počty je docíleno, že záběr ozubených kol je stálý. Záběr ozubených kol vytváří sedm oddělených pracovních komor, ze kterých jsou tři komory spojeny se vstupním prostorem a čtyři komory s výstupním tlakovým prostorem. Rozvod média do komor zajišťuje rozváděcí ústrojí, které může být radiální nebo axiální. Rotor vykonává složený planetový pohyb. Nejznámějším zástupcem je hydromotor s označením ORBIT (orbitální pohyb pastorku). Výhodou ORBIT motorů je velký výstupní moment při nízkých otáčkách [3].



**Obr. 1** – schéma zubového hydromotoru [3]



**Obr. 2** – schéma zubového hydromotoru ORBITAL s vnějším ozubením [4]

#### **2.1.2 Lamelové motory**

Charakteristickým znakem lamelových motorů je velký geometrický objem při relativně malých rozměrech v porovnání s ostatními rotačními motory. Princip těchto motorů spočívá v otáčejícím se rotoru uvnitř statoru a plochých radiálně pohyblivých lamelách, které jsou přitlačovány pružinami. Tím je zaručen rozběh i při zatížení. Dělení lamelových motorů dle křivkové dráhy a uspořádání lamel je:

- s nevyváženým rotorem,
- s vyváženým rotorem,
- s lamelami ve statoru.

### 2.1.3 Šroubové hydromotory

Šroubové hydromotory nejsou příliš rozšířené. Výhodou je rovnoměrnost otáčení a nízká hlučnost. Pracovní tlak je až 20 MPa. Náročnost na čistotu média není vysoká. Účinnost šroubových hydromotorů je závislá na otáčkách a viskozitě kapaliny [5].

### 2.1.4 Pístové hydromotory

Pístové hydromotory jsou nejrozšířenější motory, které se používají v hydraulických mechanismech. Pracovním prvkem je píst, který koná přímočarý vratný pohyb. Dělí se do dvou skupin: axiální a radiální [5].

#### *Axiální pístové hydromotory*

Vyrábějí se v regulačním i neregulačním provedení. Používají se v prostředí, kde je třeba dosahovat vysoké frekvence. Dle konstrukce se axiální pístové hydromotory dělí na motory:

##### *- s nakloněným blokem válců*

Tyto motory mají větší rozměry. Nevýhodou jsou horší dynamické vlastnosti, avšak volba vyšších otáček a tím i větší regulační rozsah jsou žádané [5].

##### *- s nakloněnou deskou*

Hydromotor s nakloněnou deskou má nižší rozběhový moment, což je způsobeno vyššími třecími odpory mezi pístem a blokem válců při přenosu momentu od nakloněné desky přes blok válců na hřídel motoru, tím má také menší účinnost. Jeho výhodou jsou menší rozměry [5].

#### *Radiální pístové hydromotory*

Radiální pístové hydromotory jsou navrhovány pro nízké a střední otáčky. Tlak, při kterém se pracuje, dosahuje až 40 MPa. Výhodou při vyšších tlacích je vysoký kroutící moment, který je používán k pohonu strojů bez mechanické převodovky. Podobně jako radiální hydrogenerátory jsou radiální pístové hydromotory vyráběny ve dvou provedeních:

##### *- s písty vedenými ve statoru*

Síla z pístu od tlaku kapaliny se přenáší na výstředník vytvořený na výstupním hřídeli hydromotoru. Přenos síly od pístu ke středu excentru je zajištěn prostřednictvím ojnice, naklápěním vedení pístu nebo prostřednictvím vícebokého hranolu. Počet pístů bývá 5 až 7, pro zvýšení kroutícího momentu mohou být písty uspořádány ve dvou řadách, vzájemně pootočených o polovinu rozteče. Rozvod je válcovým nebo plochým šoupátkem. Protože geometrický objem je tvořen zdvihem pístů sledujících kruhovou dráhu, nazývají se hydromotory tohoto typu jednokřivkové [5].

### - s písty vedenými v rotoru

Odlišností od radiálního hydrogenerátoru má hydromotor v křivkové dráze pro písty, díky které je možný několikanásobný zdvih každého pístu během jedné otáčky. Z tohoto důvodu se těmto hydromotorům říká vícekřivkové. Rozvod kapaliny je válcovým nebo plochým šoupátkem. Tyto hydromotory mají sudý počet pístů, díky kterým jsou radiální síly vyrovnány.

Nejčastější použití radiálních pístových hydromotorů je u pohonů navíjecích bubnů jeřábů a pohonů pojezdových kol mobilních strojů. Při velkých točivých momentech se tyto hydromotory kombinují s planetovým převodem, který je opatřen brzdou pro klidovou polohu hydromotoru [5].

## **2.2 HYDROMOTORY S KYVNÝM POHYBEM**

Kyvné hydromotory slouží k přenosu kroutícího momentu. Tento přenos se nachází v omezeném úhlu natočení. Typy hydromotorů s kyvným pohybem se dělí dle způsobu přenosu kroutícího momentu na [4]:

- *hydromotory s otočným pístem*
- *přímočaré hydromotory s převodem*
- *paralelní uspořádání pístů*

### **2.2.1 Kyvné hydromotory s otočným pístem**

Hydromotor představuje válec s pravoúhlým průřezem pracovního prostoru, ve kterém se pohybuje kyvná lopatka – píst. Maximální úhel výkyvu je 280 až 300° podle uspořádání pístu a dělící stěny. Pro větší momenty se vyrábějí hydromotory s dvoustranným pístem, které při shodných rozměrech dosahují dvojnásobného momentu, avšak úhel výkyvu je max. 100°.

Nevýhodou je nedokonalé utěsnění pístu a to nejen po obvodě, ale i na čelech a také utěsnění hřídele mezi tlakovým a odpadním prostorem. Účinnost dosahuje hodnot mezi 60 - 70%. Pracovní tlak je až 21MPa [5].

### **2.2.2 Kyvné hydromotory s přímočarým hydromotorem a převodem**

Pracovním prvkem je píst, který koná přímočarý pohyb. Od přímočarého pohybu je odvozen kyvný pohyb hřídele. Vzájemná poloha činného prvku a hřídele je buď sousá, anebo je výstupní hřídel kolmo k ose pístu. Pohyb hřídele je závislý na pohybu pístu pomocí šroubu. Pohybující se píst zároveň vytváří současně matici, která natáčí šroub a tudíž i výstupní hřídel. Proti pootočení je činný prvek zajištěn vodícími tyčemi nebo přímými drážkami. Nejčastější použití hydromotoru, který převádí z přímočarého pohybu na kyvný, je ozubený převod [5].

### **2.2.3 Kyvný hydromotor s paralelními písty**

Díky poměrně malým rozměrům vzhledem k přenášenému momentu mají tyto hydromotory řadu uplatnění. Nejvíce se využívají ve zvedacích a manipulačních zařízeních. Nevýhodou těchto motorů je to, že kroutící moment na výstupu závisí na natočení kulisy, tudíž se používá maximální úhel  $100^\circ$  [5].

Úzce spojeny s činností hydromotorů jsou pneumotory, o kterých je zmínka v následující kapitole.



### 3 PNEUMATICKÉ MOTORY

Základním rozdílem mezi hydraulickými motory a pneumatickými motory je v tom, že u pneumatických motorů je nositelem energie vzduch nebo jiný plyn. Vzduch má odlišné fyzikální vlastnosti od kapaliny. Hlavním rozdílem je ten, že vzduch je stlačitelný. Pneumotory se liší také v konstrukci, jelikož se pracuje s menšími tlaky oproti hydromotorům. Pneumatický pohon je odolnější vůči kmitání a značným změnám zatížení. Lépe se také oproti ostatním pohonům přizpůsobí provozu, ve kterém dochází k častým reverzacím. Největší nevýhodou je nízká účinnost. Vzduch či jiný plyn sloužící jako pracovní médium musí splňovat několik požadavků: musí být zbaven nečistot, vlhkosti, je třeba jej nasytit olejovou mlhou, která zajišťuje mazání pracovních prvků pneumatického pohonu. Nedostatkem pneumotorů je také hlučnost a potřeba přesné regulace otáček [11].

Pneumatické motory mohou konat obdobně jako hydraulické motory pohyb přímočarý, rotační a kyvný. Na kyvný pohyb se využívají křídlové pohony nebo pohony s ozubeným pastorkem a hřebenem [11].

Charakteristickými znaky pro přímočaré pneumatické motory jsou možnosti dosahovat vysokých rychlostí, jednoduchost konstrukce a malá náročnost na přesnost výroby. Obdobně jako přímočaré hydromotory tak i přímočaré pneumotory se dělí na jednočinné a dvojčinné. Nejčastěji se používají pneumotory s jednostrannou pístnicí. Nevýhodou těchto motorů je špatná regulace rychlosti pístu. Pro zdvihy v řádech desítek milimetrů se volí membránové motory. Důvodem, proč jsou membránové pneumotory tak žádané, je vysoká průtoková účinnost a schopnost vyvodit velké síly při snadné konstrukci, tak i výrobě motoru [4].

Přímočarý pneumatický motor je navržen pro tlaky do 1 MPa a rychlosti výstupního vedení až 20 m/s [4].

Tématikou pro další část práce jsou přímočaré hydromotory. Je zde řešen pevnostní výpočet, samotné části přímočarých hydromotorů, jejich rozdělení a těsnící prvky, které se v nich využívají.

## 4 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY

### 4.1 CHARAKTERISTIKA PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Jsou nejrozšířenějším typem hydromotorů. Stejně jako hydrogenerátory jsou nezbytnou součástí každého hydraulického obvodu, jelikož převádějí tlakovou energii na mechanickou (inverzní činnost k hydrogenerátorům), ale také řídí parametry při přenosu energie. Přímočaré hydromotory jsou často označovány jako pracovní válce. Výhodami přímočarých hydromotorů je jejich technologie výroby. Výroba je jednoduchá s vysokou spolehlivostí a životností. Dalšími pozitivy jsou malé rozměry, při kterých dokáží přímočaré hydromotory vyvinout velké síly, až stovky tisíc Newtonů, malá hmotnost vzhledem k velikosti přenášeného výkonu, dobrá průtoková i tlaková účinnost. Nezbytnou součástí je také konstrukční spolehlivost a jednoduchost. Základními prvky přímočarého hydromotoru jsou válec, píst, pístnice a víka válce [5].

Princip činnosti přímočarého hydromotoru spočívá v tom, že pracovní médium o tlaku  $p$  působí ve válci na píst plochy  $S$ , pak síla, kterou vyvozuje píst, se vypočítá ze vztahu [5]:

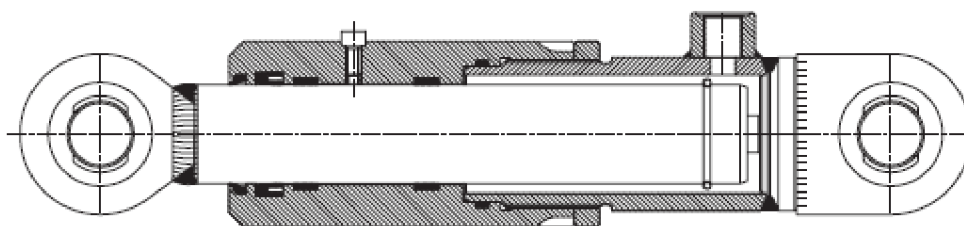
$$F = S \cdot p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \quad [\text{N}] \quad (5)$$

kde  $F$ ...síla vyvozující píst [N]  
 $S$ ... činná plocha pístu [ $\text{mm}^2$ ]  
 $p$ ...tlak kapaliny [MPa]  
 $D$ ...vnější průměr pístu [mm]

rychlost, kterou se pohybuje píst, se určí ze vztahu:

$$v = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6)$$

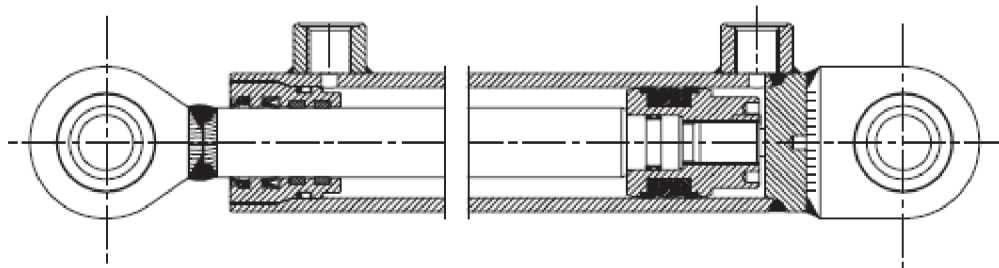
$Q_v$ ...objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]  
 $S$ ... činná plocha pístu [ $\text{mm}^2$ ]  
 $D$ ...vnější průměr pístu [mm]



**Obr. 4** – jednočinný hydromotor plunžr [12]

## 4.2 ROZDĚLENÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Přímočaré hydromotory mohou být jednočinné nebo dvojčinné. U jednočinných hydromotorů zajišťuje pracovní zdvih tlaková kapalina, kdežto vratného pohybu se dosahuje působením vnějšího zatížení, případně pružiny. U dvojčinných motorů jsou pohyby v obou směrech ovládány tlakovou kapalinou [5].



**Obr. 5** – dvojčinný hydromotor bez tlumení v koncových polohách [12]  
Dalším rozdělení u přímočarých hydromotorů je na: jednostupňové a vícešupňové.

Přímočaré hydromotory jednostupňové	S jednostrannou pístnicí		
	Plunžrový		
	S oboustrannou pístnicí		
Přímočaré hydromotory vícešupňové	Teleskopický		
	Tandemový		
	Vícenásobný		
		Jednočinný	Dvojčinný

**Tab. 1** rozdělení HM

Rozdílnost u hydromotorů s jednostrannou pístnicí a oboustrannou pístnicí je v průchodnosti vík. U jednostranného prochází pístnice pouze jedním víkem válce. U dvoustranného prochází oběma víky. Geometrické objemy u jednostranného dvojčinného přímočarého hydromotoru jsou odlišné při obou smyslech pohybu pístu. Při pohybu pístnice směrem dozadu (vysouvání) je přenášena větší síla při menší rychlosti. Při pohybu pístnice směrem dopředu (zasouvání) je přenášena síla menší při vyšší rychlosti. Tento rozdíl je dán rozdílem ploch. Zatímco u pohybu pístnice směrem dozadu je plocha

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (7)$$

kde  $D$ ... vnější průměr pístu [mm], tak u pohybu dopředu je

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (8)$$

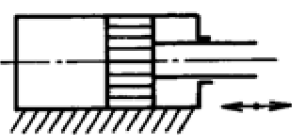
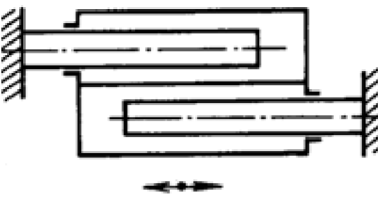
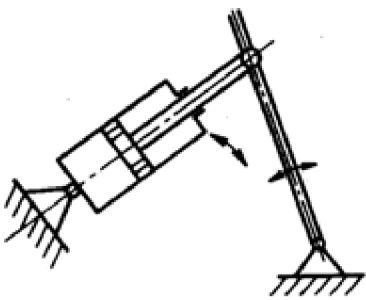
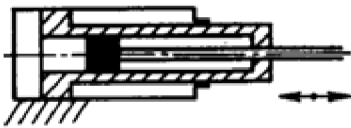
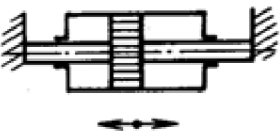
$D$ ... vnější průměr pístu [mm],

$d_1$ ...vnější průměr pístnice [mm]

Plunžrový hydromotor má vnější průměr pístnice obdobný s vnitřním průměrem válce. Tyto průměry bývají lícované. Tento hydromotor je určen pro největší síly. Využívá se např. u hydraulických lisů.

Využití víceúhňových hydromotorů je při velkých zdvizích. Nejvyužívanějším z víceúhňových hydromotorů je teleskopický, jehož stupně se dle potřeby vysouvají, přičemž jako první se vysouvá píst s největším průměrem. Výstupní člen se skládá z několika členů v soustředném uspořádání. Počet pístů bývá až 5. Maximální vysunutí teleskopického hydromotoru činí více než trojnásobek počáteční výšky hydromotoru. S postupným vysouváním pístnic se síla snižuje, ovšem rychlost vysouvání se zvyšuje. Využití teleskopického hydromotoru jsou např. sklop korby nákladního automobilu, pohyb ramene jeřábu [5].

Kromě již uvedených typů přímočarých hydromotorů lze využít i řadu dalších konstrukcí, či speciálních provedení. Mezi tato provedení lze uvést hydromotor s jistěním polohy, u nichž lze píst zajistit v určitých mezipolohách a koncových polohách. Velký výběr je také v tom, jak mohou být hydromotory upevněny k rámu stroje. Podle toho rozdělujeme:

Uspořádání s pevným válcem	Uspořádání s pevnou pístnicí	Uspořádání s výkyvným válcem, válec je zavěšen na otočném čepu
		
Válec stojí, píst se pohybuje	Píst stojí, válec se pohybuje	
		

**Tab. 2** rozdělení upevnění hydromotoru k rámu stroje

Dalším dělením hydromotorů je dle použití. Do první skupiny se zařazují motory, které překonávají pouze pasivní odpory. U těchto motorů není stěžejní vnější zatížení, nýbrž poměr rychlostí při pohybu vpřed a vzad. Druhou skupinu tvoří motory přesných posuvných mechanismů. Rozměry těchto motorů se stanoví z nejmenší požadované rychlosti a minimálního průtoku daným motorem. Do třetí skupiny spadají motory určené k překonání vnější zátěže [4].

Hydromotory lze rozdělit dle toho, který prvek se pohybuje. Mohou být využity dvě možnosti. V první se pohybuje válec, tím pádem je upevněna pístní tyč, druhá spočívá v tom, že se pohybuje pístní tyč a těleso válce je upevněno [4].

Upevnění hydromotorů může být pomocí ok, kulových kloubů, ok s kloubovými ložisky, či pomocí příruby nebo patky [5].



**Obř. 6** – druhy zřvěsných ok HM [12]

### 4.3 ZřKLADNř PARAMETRY A CHARAKTERISTIKY PŘřMOČARřYCH HYDROMOTORř

- geometrickř objem  $V_{02}$  [m<sup>3</sup>]

- objemovř prřtok  $Q_m$  [m<sup>3</sup> .s<sup>-1</sup>]

- pohybovř frekvence  $f$  [s<sup>-1</sup>]

$$f = \frac{v}{2 \cdot h} \quad (9)$$

$v$ .....rychlost translace [m .s<sup>-1</sup>],

$h$ .....zdvih přstnice [m]

- zřtěžnř sřla  $F_z$  [N]

$$F_z = \Delta p \cdot S \quad (10)$$

$\Delta p$ .... tlakovř spřd [Pa],

$S$ ..... řinnř plocha přstu [m<sup>2</sup>]

- zřtěžnř tlak  $p_z$  [Pa]

$$p_z = \frac{h}{V_{02}} \cdot F_z \quad (11)$$

$h$ .....zdvih přstnice [m],

$V_{02}$ ... geometrickř objem [m<sup>3</sup>],

$F_z$  .... Zřtěžnř sřla [N]

- vřkon  $P$  [W] pro přřmořarř motory

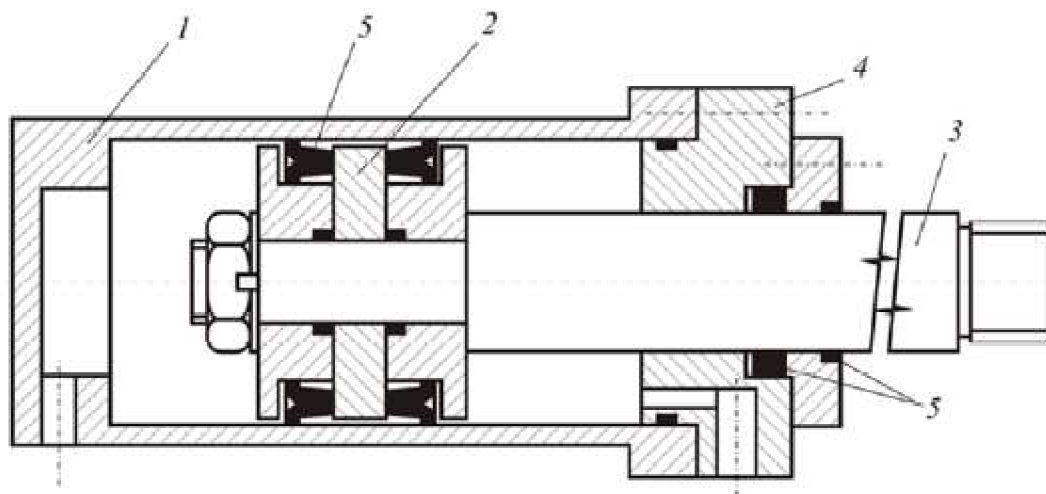
$$P = \Delta p \cdot S \cdot v \quad (12)$$

$\Delta p$ .... tlakovř spřd [Pa],

$S$ ..... řinnř plocha přstu [m<sup>2</sup>],

$v$ .....rychlost translace [m .s<sup>-1</sup>]

## 4.4 ZÁKLADNÍ PRVKY PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ



**Obr. 7** – schéma dvojčinného HM: 1- válec, 2 – píst, 3 – pístnice, 4 – víko, 5 – těsnění [9]

### *Válec*

Konstrukce a výroba hydraulického válce se řídí dvěma základními body. Prvním je druh stroje. Druhým a podstatnějším jsou požadavky kladené na funkci pohonu. Velkou pozornost je třeba věnovat tam, kde se pracuje s menšími rychlostmi a je nebezpečí trhavých pohybů. Tyto pohyby znemožní zvýšení tuhosti posunového mechanismu. Právě tuhost válce nejvíce ovlivňuje tuhost celého hydraulického systému (tuhost přímočarého motoru). Konstrukce a provedení hydraulických válců se provádí většinou z trubek, které jsou vhodné pro provoz vody, či emulzí. Vnitřní průměr trubky musí být opracován a obroben na potřebnou geometrickou přesnost a jakost povrchu. Dokončující operací je broušení. Broušení se provádí kvůli tomu, aby se těsnění co nejméně opotřebovávalo. Pro výrobu válců je nevhodná šedá litina, z důvodu poréznosti. Tahle vlastnost zapříčiňuje, že při vyšších tlacích může propouštět olej. Pro vyšší tlaky nebo větší rozměry se využívá ocelolitina, nebo kovaný materiál [2, 4, 7].

### *Píst, pístní tyč*

Při volbě pístní tyče se vychází ze dvou požadavků. Pístní tyč musí být dostatečně tuhá, aby její deformace nezpůsobovaly zpříčení a opotřebení válce. Je opatřena těsněním, před kterými se nachází stírací kroužky. Tuhostí a výpočtem pístnice se budeme zabývat níže. Pístnice zajišťuje spolehlivý přenos síly na hnaný mechanismus a musí splňovat určité vlastnosti. Pístnice pracuje i ve venkovním prostředí, se kterým je spojena prašnost a vlhkost, která způsobuje korodování. Pístní tyče se vyrábějí z jakostních ocelí, které jsou chromovány nebo povrchově kaleny a následně broušeny nebo leštěny. Chromování způsobuje menší tření ve vedení pístnice a zlepšuje odolnost proti korozi.

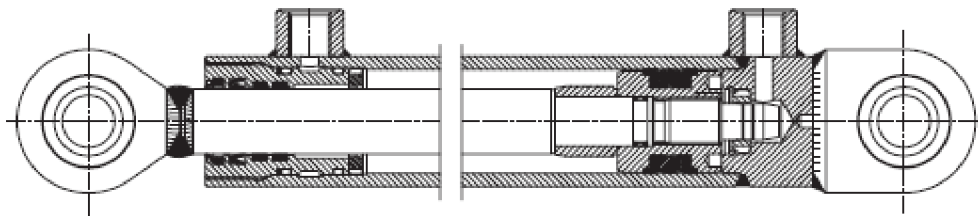
Píst je vyroben z oceli, nebo šedé litiny. Píst bývá vyroben jako jeden kus, který je k pístnici buď přišroubován, nebo je píst opatřen závitem. U diferenciálních pístů s malými

rozdíly průměrů se vyrábí píst i pístní tyč z jednoho kusu. Píst, jehož nezbytnou součástí je těsnění, které musí být vyrobeno tak, aby ztráty byly minimální, se pohybuje v pracovním válci. Jako těsnění pístu se nejčastěji používají manžety, pístní kroužky, případně O – kroužky. Na druhu těsnění je závislá volba a provedení pístu [2, 5, 7].

### **Víka**

Víka jsou vyráběna obvykle z litiny, oceli nebo neželezných kovů. Spojení vík s válci je více možnostmi. Mezi nejčastější patří spojení přírubami, našroubováním vík na válec, nebo přišroubováním vík na opěrnou desku.

Jestliže pohyb v libovolném místě zdvihu pístu není zastaven řídicím prvkem, píst naráží v plném zdvihu na víka válce. Pokud je rychlost pístu v krajní poloze větší než  $0,1\text{ms}^{-1}$ , je nutné pohyb pístu před nárazem zpomalit. Toto zpomalení se řeší tlumením. Tlumení se konstruuje buď v jedné, nebo v obou krajních polohách. Princip tlumení spočívá ve škrcení průtoku kapaliny z odpadní větve hydromotoru. Podstatou je zasouvání nástavce či osazení pístu nebo pístnice do vybrání ve víku motoru. Škrcení je způsobeno buď změnou velikosti vůle mezi tlumící částí a vybráním, nebo je řízeno škrťícím ventilem vestavěným do víka. Volný průtok kapaliny při zpětném pohybu je možný díky zabudování jednosměrného ventilu [5, 7].



**Obr. 8** – dvojčinný hydromotor s tlumením v koncové poloze [12]

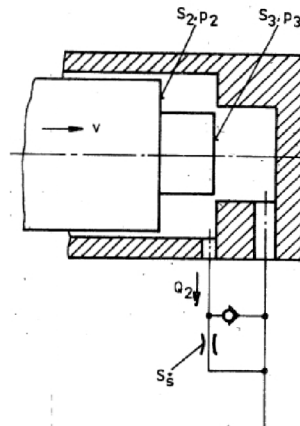
Při příjezdu pístu do krajní polohy je nebezpečí nárazu pístu do víka. Je zde možnost rázu. Z tohoto důvodu se pro plynulejší chod využívají dorazy, o kterých je zmínka v následující podkapitole.

#### **4.4.1 Princip dorazů**

U pístu, který se dostává do krajní polohy motoru, nastává hrozba nebezpečí nárazu na víka válce. Díky nebezpečí nárazu vznikají v hydromotoru rázy. Rázy způsobují nepříjemný hluk. Stává se však, že hluk může způsobit i defekt hydromotoru. Kvůli tomuto negativnímu vlivu se začali využívat přímočaré hydromotory s tlumením rychlosti v krajních polohách. Podstata tlumení spočívá v škrcení průtoku kapaliny z odpadní větve servomotoru. Škrcení se provádí zmenšením průřezu v koncových polohách pracovního válce. Do zmenšeného



průřezu, který se nachází ve víku válce, je vyvrtán kanál, kterým se kapalina vytlačuje ven z motoru. Škrčení může být také pomocí škrťacího ventilu, který je zabudován ve víku (viz. Obr. 7). Pro reverzaci pohybu je nutné zabudovat do víka válce také jednosměrný ventil [4, 5].



**Obr. 9** – schématické znázornění škrčení kapaliny škrťacím ventilem [5]

Postup při výpočtu škrťacích ventilů:

- výpočet tlakového spádu

$$\Delta p = R \cdot Q^n \text{ [Pa]} \quad (13)$$

$\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

R...odpor [ $\Omega$ ],

Q..... průtok škrťacím ventilem [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$n < 1, 2 >$ ,  $n=2$  jestliže délka plochy, kde dochází ke škrčení průtoku je malá v porovnání s průtočnou plochou průřezu

- hydraulický poloměr

$$r_h = \frac{S_1}{o} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi \cdot d} = \frac{d}{4} = \frac{r}{2} \text{ [mm]} \quad (14)$$

$S_1$ ...průtočná plocha [ $\text{mm}^2$ ],

o...průtočný obvod [mm]

- hydraulický poloměr mezikruží se šířkou mezery  $\delta$

$$r_h = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot d} = \frac{\delta}{2} \text{ [mm]} \quad (15)$$

$\delta$  ... šířka mezery [mm]

- výpočet průtoku škrťicím ventilem,  $n = 2$

$$Q_v = S_v \cdot v_v = \alpha \cdot S_v \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (16)$$

$Q_v$ ...objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\alpha$ ...součinitel  $\langle 0,68 ; 0,78 \rangle$ ,

$S_v$ ...průtočná plocha ventilu [ $\text{mm}^2$ ],

$\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

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

Na základě rozsahu rychlostí nebo otáček motoru lze vypočíst průtočnou plochu:

$$S \cdot v_v = V_{02} \cdot n_{\min} = Q_{\min} = \alpha \cdot S_v \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (17)$$

- minimální průtočná plocha

$$S_{v_{\min}} = \frac{Q_{\min}}{\alpha \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}} \quad [\text{mm}^2] \quad (18)$$

$S_{v_{\min}}$ ...minimální průtočná plocha [ $\text{mm}^2$ ],

$Q_{\min}$ ...minimální průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\alpha$ ...součinitel,  $\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

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

- maximální průtočná plocha

$$S_{v_{\max}} = \frac{Q_{\max}}{\alpha \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}} \quad [\text{mm}^2] \quad (19)$$

$S_{v_{\max}}$ ...minimální průtočná plocha [ $\text{mm}^2$ ],

$Q_{\max}$ ...minimální průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\alpha$ ...součinitel,  $\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

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

Nedílnou součástí hydromotorů je těsnění. Díky těsnění je účinnost hydromotorů tak vysoká a proto jsou hydromotory tak využívány. Volba těsnění závisí na několika faktorech o kterých je zmíněno níže.

## ***Těsnění***

Funkce hydraulického mechanismu, tím i přenášený výkon, jsou velmi závislé na tom, jak dobře jsou utěsněny pracovní i tlakové prostory. Dále na těsnění závisí zajištění dostatečně velkých svodových odporů pro dosažení potřebných tlaků a průtoků. Těsnění zvyšuje svodový odpor bez navýšení náročnosti technologie jeho výroby. Těsnicí prvky se dělí do dvou základních skupin:

- dynamické těsnění,
- statické těsnění.

Ucpávkou je nazýváno spojení mezi samotným těsněním a těsněnými součástmi [4].

Vzhledem k důležitosti těsnění při použití hydromotorů budou v následující kapitole popsány základní druhy těsnících prvků.

## **4.5 DRUHY TĚSNĚNÍ**

### **4.5.1 Dynamické těsnění**

Nazývána také pohybová. Jejich využití je při utěsnění funkčních ploch mezi nimiž dochází ke vzájemnému pohybu. U pohybových těsnění se dbá na vysokou životnost, nízký součinitel tření a snadnou montáž a výměnu během provozu. U těchto těsnění se požaduje schopnost těsnit druhy pohybů (rotační, posuvný), dále daný druh média, kterými jsou oleje, syntetické kapaliny nebo vzduch, ale i rozsah tlakových spádů a rozsah rychlostí vzájemného pohybu součástí při provozních teplotách. Dynamické těsnění slouží ke zvýšení svodového odporu mezi dvěma pohybujícími se součástmi. Nejrozšířenějším dynamickým těsněním je spárové těsnění [5].

### ***Spárové těsnění***

Při použití tohoto těsnění se dosahuje vysokých hodnot svodového odporu zmenšením velikosti spáry mezi vzájemně pohybujícími se součástmi. Spárové těsnění je velmi složité na výrobu. Při výrobě je nutné dbát na úzké výrobní tolerance, přesnost geometrických tvarů a velmi hladký povrch. Jako další nevýhody je možno uvést radiální nevyvážení, vysokou citlivost na nečistoty a na mazací schopnost média. Naopak mezi jeho výhody lze zařadit konstrukční jednoduchost, vysokou životnost a spolehlivost. Také dobrá schopnost těsnit v obou směrech a velká pohybová citlivost jsou často žádanými vlastnostmi. Pohyblivá citlivost je charakterizována jako minimální změna tlakového spádu při rozběhu součástí. Spárové těsnění se využívá pro krátké zdvihy (do 50 mm) a tlaky do 50 MPa. Použití nacházejí při vyšších rychlostech [5].

## **Manžety**

Princip manžet spočívá v přitlačení jazýčku manžet na těsněné plochy. Jazýček vznikne ohnutím hrany manžety směrem k těsněné ploše. Díky ohnutí jazýčku vzniká v těsnění předpětí už po jeho montáži. Manžety dobře těsní i při tlacích blízkých tlaku atmosférickému. Výhodami manžet, díky kterým jsou využívány, jsou: poměrně malá náročnost na dodržení vůlí a geometrického tvaru těsněných prvků, schopnost těsnit i vyšší tlaky, které se využívají v hydraulických mechanismech, dále zajištění dobré těsnosti a pohyblivé citlivosti. Vyráběné manžety mohou být různých tvarů i materiálů. Jako nevýhodu manžet lze uvést schopnost těsnit pouze v jednom směru působení tlaku. Montáž manžet probíhá tak, aby tlaková tekutina přitlačovala jazýčky k těsněnému povrchu. Pokud bude montáž prováděna jinak, těsnění nesplňuje svou funkci. Manžety lze rozdělit podle jejich tvaru a materiálů na [5]:

- **U – manžety pryžové**

Vyrábějí se jako nevrstvené (homogenní) nebo vrstvené. Jako vrstvené lze označit ty manžety, které jsou zpevněny textilními vložkami, které obsahují přírodní nebo syntetická vlákna. Pro nižší tlaky do 20 MPa, se využívají nevrstvené manžety, pro tlaky do 40 MPa se využívají tvrzené. Pro jeden směr pohybu se využívá jen jedna manžeta [5].

- **U – manžety pryžové drážkované**

Lze jimi těsnit přímočarý pohyb do rychlostí 2 m/s a při malých rychlostech i kyvný pohyb. Těsněné tlaky dosahují hodnot až 16 MPa [5].

- **U – manžety kožené**

Tyto manžety se také nazývají usňové. Jejich využití je jak u hydraulických, tak i pneumatických mechanismů. Kvůli odolnosti proti minerálním olejům se na jejich povrch nanáší syntetická pryskyřice. Pokud pryskyřice nevyhovuje, je nutné použít jako materiál manžety laminát. Jak laminát, tak i syntetická pryskyřice mají malý součinitel tření. Tato vlastnost zvyšuje pohybovou citlivost pístu. Využití usně je pro vysoké hodnoty tlaků až 70 MPa [5].

- **V – manžety**

V praxi často používaný název jsou manžety stříškové. Montáž spočívá ve spojení 2 až 3 manžet nad sebe. Využití lze jak v hydraulických tak i pneumatických mechanismech. Stříškové manžety mohou být impregnované pryskyřicí nebo z laminátové usně, ale jako jejich materiál může být použit i teflon nebo jiný plastický materiál. V – manžety těsní tlaky do 50 MPa. Při hodnotách tlaků blízkých se nule je nutné využití pomocných přitlačných prvků. Do těchto prvků lze zařadit pružiny a pryžové vložky [5].

- **Manžety ševčín**

Manžety ševron těsní pouze přímočarý pohyb. Ovšem použití tlaků je až do 100 MPa. Při nízkých tlacích není jejich těsnost vhodná. Jejich výroba je z vrstvené pryže. Vyrábějí se dělené a nedělené. K požadovanému utěsnění se využívá 4 až 6 manžet za sebou [5].

- **Jazýčkové manžety**

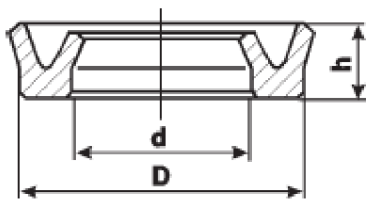
Slouží u tlaků 0 – 35 MPa. Při nízkých tlacích se schopnost těsnit zlepšuje přítlačnými koužky z pryže [5].

- **Manžety miskové usňové a pryžové**

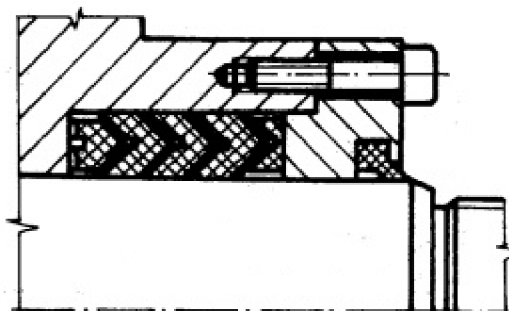
Jejich použití slouží k těsnění pístů. Vyrábějí se pouze nedělené. Podle materiálu je lze využít pro různé tlaky. Například usňové se používají až pro 50 MPa [5].

- **Y – manžety**

Využívají se do 60 MPa. Mají obdobné vlastnosti jako manžety ševron. Při montáži se využívá více těchto těsnění za sebou. Oproti ševron manžetám jsou vyšší. Jazýček dosedající na funkční plochu je tužší. Tuhost jazýčku zapříčiňuje větší tření a snižuje těsnost při nižších tlacích [5].



**Obr. 10** – základní rozměry Y manžety [12]



**Obr. 11** – schéma manžet ševron v montážním stavu [4]

- **Kloboučkové manžety**

Využívají se pro těsnění pístních tyčí. Otvor manžety bývá kuželový. Tímto kuželem se dosáhne většího předpětí při montáži [5].

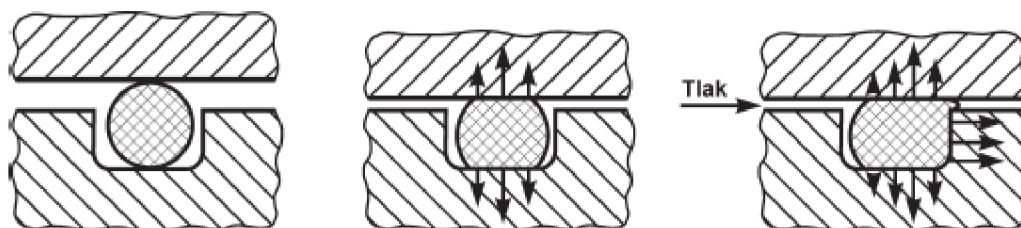
- **O - kroužky**

O - kroužky se využívají velmi často jako těsnící prvek. Vlastnosti, díky kterým jsou tak žádané, jsou jednoduchá konstrukce a snadná vyměnitelnost v provozu. Aby tyto vlastnosti byly naplněny, musí se dodržet určité zásady. Těsněná kapalina nesmí obsahovat tvrdé částice a musí mít dobrou mazací schopnost. Prvky, které se těsní, musí mít malou rychlost pohybu.

Nejlépe pokud rychlost není větší než 1 m/s. Drsnost těsněných ploch musí být co nejmenší. Hodnoty drsností se pohybují mezi 0,1 – 0,4  $\mu\text{m}$ . Těsněné plochy by měly být bez otvorů. Výroba funkčních, tedy i těsněných ploch by měla být dle požadavků výrobce daného těsnění.

Princip těsnění O - kroužkem spočívá v odvalování O - kroužku v drážce při vzájemném pohybu těsněných součástí. Síla, která vzniká při vzájemném pohybu, tlačí kroužek do spáry mezi součástmi. Tím dochází k velkému namáhání a rychlému opotřebení. Tzv. „zatečení“ těsnění závisí na tlaku média, na šířce spáry a na materiálu těsnění. Jeden O – kroužek, který se vždy pro utěsnění používá, dokáže utěsnit až 10 MPa. Při tlacích do 20 MPa se u O - kroužků používají opěrné kroužky. Tyto kroužky zamezují materiálu vnikat do spár. Jako materiál kroužků lze použít teflon, vrstvenou pryž nebo usní. Při montáži opěrných kroužků a O – kroužku se musí dbát na to, aby mezi kroužky nevznikla vůle. Je-li O – kroužek delší dobu v klidu, přilne ke stěně, čímž se zvyšuje síla potřebná k rozběhu pístu [5].

O – kroužky se vyrábějí i v provedení připomínající kříž nebo čtyřlístek.



**Obr. 12** – správná montáž O - kroužků [10]

### ***Pístní kroužky***

Využívají se při vysokých teplotách, vyšších rychlostech a při těsnění ploch s otvory. Slouží také k těsnění rotačních pohybů. Životnost při již zmíněných podmínkách je vysoká. Vyrábějí se dělené. Počet kroužků, které se použijí, závisí na velikosti tlaku a na průměru těsněného pístu. Nejméně se však použijí dva za sebou. Materiál využívající se na výrobu pístních kroužků je různorodý. Nejčastějším je však ocelový kovaný kroužek, u kterého je nutnost mazání [5].

### ***Gufera***

Slouží k utěsnění rotačního pohybu. Využití je při malých tlacích do 0,15 MPa a při vysokých rychlostech až do 35 m/s. Rychlost, při které je gufero použito, závisí na materiálu těsnění, tvrdosti těsnění a jeho povrchu. Hodnoty drsnosti povrchu jsou od 0,2  $\mu\text{m}$  pro rychlosti vyšší než 8 m/s. Gufera se vyrábějí z pryže. Podmínkou pro použití hřídelových těsnění je přívod mazání a chlazení k těsněným plochám. Tato těsnění se využívají hlavně pro hydraulické mechanismy, ale využití nacházejí i při těsnění plynů [5].

Při větších vůlích nebo při vysokých tlacích hrozí nebezpečí zatlačení manžety nebo kroužku do spáry mezi těsněné plochy, proto lze využít kombinaci těsnících prvků uvedených výše[5].

#### 4.5.2 Statické těsnění

Statická těsnění, nazývaná též nepohyblivá, slouží k utěsnění ploch součástí, u kterých nedochází ke vzájemnému pohybu těchto součástí. Nároky na vlastnosti statických těsnění jsou daleko nižší než u dynamických těsnění. Nejčastěji používané těsnící prvky jsou těsnění plochá a O – kroužky [5].

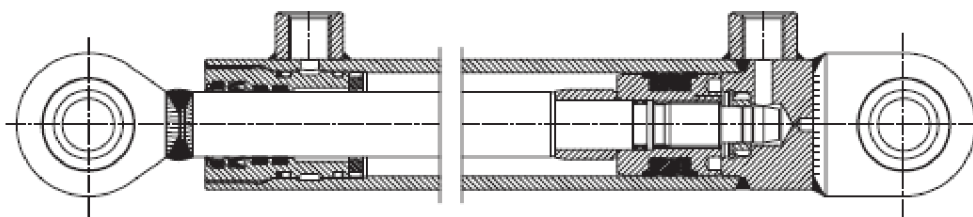
##### *Plochá těsnění*

Materiálů pro výrobu plochých těsnění je nepřeberné množství. Často užívanými materiály jsou papír, pryž, korek, hliník, umělé hmoty a měď. Plochá těsnění slouží k utěsnění spojů takových součástí, u kterých nedochází k častému rozpojování dílců. Výhodou těchto těsnění je jednoduchá výroba a schopnost těsnění přilnout se a vytvarovat dle tvaru těsněných ploch.

Mezi negativní vlastnosti je možno zařadit větší síly, které jsou žádoucí pro dosažení potřebného měrného tlaku v těsnění. Dalšími negativními faktory lze označit obtížné zajištění konstantní hodnoty stlačení v celém průřezu těsnění a trvalé deformace, které zapříčiňují další použití téhož těsnění [5].

##### *O - kroužky*

Zajišťují dokonalé a spolehlivé utěsnění, uložení součástí „kov na kov“ a s tím spojené rovnoměrné stlačení kroužku. Stlačení bývá větší než u dynamického těsnění. O – kroužky i po demontáži lze použít pro další těsnění. Průřez drážky pro O – kroužek je možné vyrobit ve více provedeních. Vyrábějí se obdélníkové, trojúhelníkové, rybinové, ale i oblé drážky. Kroužky těsní tlaky až 100 MPa. Materiál pro O – kroužky se využívá pryž, ale je možné použít i různé plastické hmoty požadovaných vlastností [5].



**Obr. 13** – dvojčinný hydromotor s tlumení v koncových polohách [12]

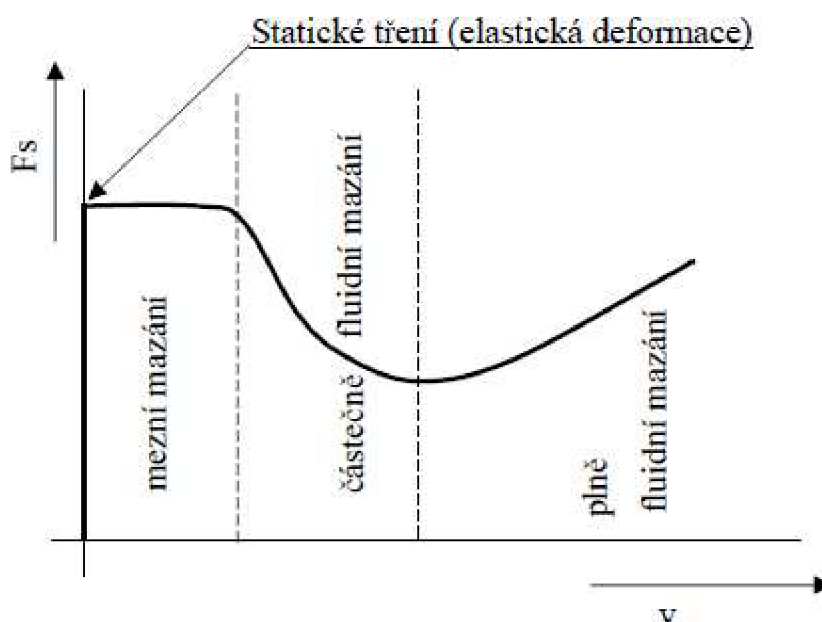
S volbou těsnění úzce souvisí slip effect a Stribeckova křivka. Slip effect řeší problematiku vzájemně se pohybujících prvků, jejich mazání a velikost mazacího filmu mezi těmito prvky. Stribeckova křivka pojednává o způsobu mazání. V kapitole 4.6 jsou tyto dva pojmy více popsány.

#### 4.6 STICK SLIP EFFECT, STRIBECKOVA KŘIVKA

S volbou těsnících prvků a těsnění úzce souvisí Stick slip effect, který spadá do oboru, který se nazývá tribologie. Tribologie pojednává o chování vzájemně se dotýkajících povrchů, které se proti sobě pohybují. Tribologický proces je založen na materiálových interakcích třecích těles, které probíhají v daném prostoru. Zahrnuje také veškeré tření, které je spojeno s opotřebením materiálu. Tření lze charakterizovat jako odpor proti pohybu mezi dvěma k sobě přitlačovanými tělesy. Tření lze dělit na suché, kapalinové, plynné a plazmatické. Suché tření nastává tehdy, je-li vrstva materiálu, kde probíhá tření, v tuhém stavu. Suché tření lze dále dělit na deformační a adhezní tření. U kapalinového tření lze brát v úvahu, že vrstva materiálu, ve které probíhá tření, má vlastnosti kapaliny. Obdobou je plynné tření, jen s tím rozdílem, že vrstva, kde probíhá tření, má vlastnosti plynu [17].

Stick slip effect pojednává o problematice nízkých rychlostí vzájemného pohybu. Díky nízkým rychlostem může docházet k zastavení pohybu systému. V kritických případech až ke svaření materiálu. Zjistilo se, že lokální tavení materiálu může být využito i pro zlepšení tření během posouvání bez toho, aniž by došlo v materiálech ke svaření [16, 17].

Stribeckova křivka charakterizuje závislost třecí síly na relativní rychlosti tělesa pohybujícího se po podložce. Křivka se mění dle použitých materiálů, dále pak podle teploty a dalších ovlivňujících faktorů.



Obr. 14 – Stribeckova křivka [16]



Ze Striebeckovy křivky je patrné, že ji lze dělit do čtyř režimů. Každý režim charakterizuje daná rychlost. Velikost třecí síly je závislá na daném mazání. Statické tření probíhá u těles, které jsou v klidu. Působí-li na těleso vnější síla, dojde k deformaci drsností povrchů styčných ploch. Pokud je působící síla větší než síla statického tření, dochází k utržení tělesa. Mezní mazání probíhá při velmi nízkých rychlostech, proto nedochází k vytvoření tekutého filmu mezi tělesy. U mezního mazání dochází ke kontaktu těleso na těleso, proto dochází ke značnému opotřebením povrchů. Při částečném fluidním mazání je mazivo vtáhnuto do prostoru mezi tělesy, tím vzniká vrstva tekutého filmu. Třecí vlastnosti jsou ovlivněny viskozitou použitého maziva, rychlostí pohybu a kontaktní geometrií. U plného fluidního mazání je mezi povrchy těles vytvořena vrstva tekutého filmu, která je dostatečně velká na to, aby nedocházelo ke kontaktu povrchů těles. Opotřebením materiálu u plně fluidního mazání je minimální [16].

Volbu rozměrů hydromotorů velmi ovlivňuje pevnostní výpočet. Hlavním aspektem, který se řeší při výpočtu, je namáhání pístní tyče na vzpěr. V následující kapitole jsou metody výpočtu rozebrány.

#### **4.7 NAMÁHÁNÍ A VÝPOČET PÍSTNÍ TYČE**

Pístnice se uvažují jako štíhlé pruty, které jsou namáhané na vzpěr. Metody, dle kterých se řeší namáhání prutů na vzpěr, jsou dvě. Stabilní rovnovážný stav řeší deformace, průběhy napětí, které se pohybují v oblasti Hookova zákona. V praxi se ale častěji využívá labilní (nestabilní) rovnovážný stav. Je to způsobeno tím, že labilní větev řeší možnost porušení již v počáteční poloze bez ohledu překročení maximálního povoleného napětí. Počátky řešení problému labilního stavu se datují od roku 1744. Při porovnání namáhání dvou prutů zjistíme, že u silného prutu malé délky namáhaným osovým tlakem dojde při překročení meze pevnosti k jeho rozdrčení, pokud je materiál křehký. Zatímco u štíhlého prutu, je-li zatěžující síla malá, zachovává si prut svoji přímost. Tento stav nazýváme stabilní. Pokud se velikost zatěžující síly zvýší na tzv. kritickou sílu (Eulerovu kritickou sílu), mění se rovnováha ze stabilní na neutrální (indiferentní), což může způsobit ohnutí prutu, které se může nacházet v rovnováze za každého ohybu. Rovnovážná poloha tedy v tomto stavu nenastává. Pokud se nepřekročí kritická síla, vnější a vnitřní síly i jejich momenty jsou v rovnováze. Při překročení Eulerovy síly, vnitřní síly a jejich momenty už nevyrovnávají účinky sil vnějších, tudíž deformace teoreticky roste bez omezení, dochází k lomu. Křehký prut praskne, houževnatý se značně ohne [6].

Při namáhání relativně tenké tyče (poměr délky ku průřezu je malý) tlakem, se začíná prut od určitého okamžiku prohýbat. Při zatěžování větším zatížením se mění charakter deformace. Během počáteční fáze se střednice stlačuje a nepodstatný je její ohyb. Při vyšších

zátěžných silách je ohyb podstatný a naopak stlačování nepodstatné. Přechodová část mezi těmito dvěma hranicemi se nazývá mezní stav vzpěrné stability. Prut, který je namáhán na tlak, musí splňovat několik předpokladů. Střednice prutu v nezatíženém stavu musí být ideálně přímá. Prut by měl být prizmatický. Materiál prutu musí splňovat podmínku Hookovského materiálu (homogenní materiál, izotropní, lineárně pružný). Průřez prutu je tlustostěnný, prut by měl být zatížen dvěma osamělými silami působící v těžištích čel, přičemž nositelky sil a střednice prutu jsou v nezatíženém stavu totožné. Poslední podmínkou je ta, že při zatěžování platí v celém průběhu zatížení prutové předpoklady prostého namáhání prutů. Jsou – li tyto podmínky splněny jedná se o ideální tlakové namáhání ideálního prutu. Hlavní podstata řešení je v určení, zda se jedná o stlačování či ohýbání prutu [13].

Při řešení stlačování prutu se využívá Castiglianovy věty. Castiglianova věta řeší jak energii napjatosti  $W = \int_0^l \frac{N^2}{2 \cdot E \cdot S_2} dx$ , (20)

N...normálové zatížení [N], E...Youngův modul pružnosti [MPa],  $S_2$ ...průřez pístnice [mm],

tak také deformaci střednice (průhyb)  $u(x) = \frac{\partial W}{\partial F(x)} = \int_0^l \frac{N(x)}{E \cdot S_2(x)} \cdot \frac{\partial N(x)}{\partial F(x)} dx$  (21)

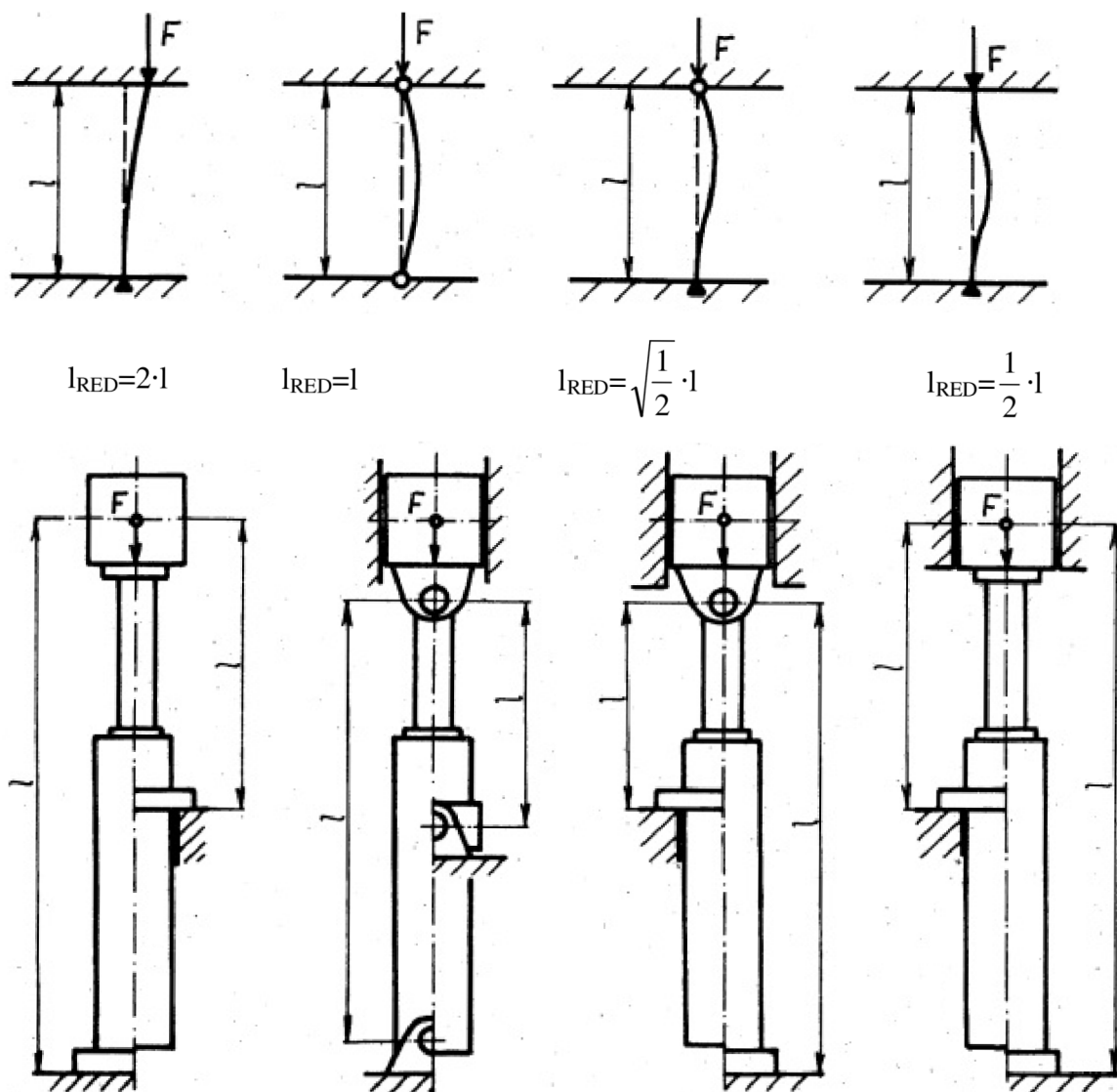
N...normálové zatížení [N], E...Youngův modul pružnosti [MPa],  $S_2$ ...průřez pístnice [mm] [13].

Při ohýbání prutu je nutné pro řešení využít diferenciální rovnici ohybové čáry prutu. Chceme – li určit ohybový moment, je třeba uvolnit prvek prutu v nedeformovaném stavu (ohybový moment je v tomto stavu nulový). Při průhybu deformované střednice je třeba uvažovat zatížení nejen od ohybového momentu, ale i posouvající a normálové síly. Za předpokladu uvažování charakteristického rozměru prutu (dlouhý a štíhlý) je podstatným namáháním ohyb. Z rovnice momentové podmínky statické rovnováhy

$$M_o(x) - F \cdot w(x) = 0 \rightarrow M_o(x) = F \cdot w(x) \quad (22)$$

$M_o$ ... ohybový moment [N·mm], F...zatěžující síla [N], w...průhyb [mm], je zřejmé, že ohybový moment (napětí) je funkcí průhybu a nelze řešit deformace a napětí odděleně. Jelikož při řešení diferenciální rovnice II. řádu se objevují 2 konstanty, je nutné využít okrajových podmínek [13].

Při výpočtu dle Eulera se uvažují 4 možné případy uložení, ve kterých se mění redukovaná délka.



Obr. 15 - možná uložení při výpočtu tělesa namáhaného na vzpěr [6]

### Výpočet kritické síly:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{RED}} [N] \quad (23)$$

$\pi$  ... Ludolfovo číslo,

$E$  ... Youngův modul pružnosti [MPa],

$J$  ... osový kvadratický moment [ $m^4$ ],

$l_{RED}$  ... délka pístní tyče [m] brána s ohledem na uložení pístnice (viz Obr. 14)

### Výpočet kvadratického momentu pro kruhový průřez

$$J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} [m^4] \quad (24)$$

$d_1$  ... průměr pístnice [m]

### Výpočet maximálního provozního zatížení

$$F = \frac{F_{KR}}{3,5} [N] \quad (25)$$

### Výpočet kritické síly pomocí $\sigma_{KR}$

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S_2 [N] \quad (26)$$

$\sigma_{KR}$  ... kritická hodnota napětí [MPa],

$S_2$ ...průřez pístitnice [mm<sup>2</sup>],

### Výpočet kritického napětí, vztah platí pouze pro $\lambda > \lambda_m$

$$\sigma_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda} [MPa] \quad (27)$$

$\pi$  ... Ludolfovo číslo [-],

$E$ ... Youngův modul pružnosti [MPa],

$\lambda$  ... štíhlostní poměr [-]

### Výpočet štíhlostního poměru

$$\lambda = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{S}{J}} \quad (28)$$

$l_{RED}$  ... délka pístitní tyče [m],

$S$  ... průřez pístitnice [m<sup>2</sup>],

$J$  ... osový kvadratický moment [m<sup>4</sup>]

### Výpočet mezního štíhlostního poměru

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_m}} \quad (29)$$

$\pi$  ... Ludolfovo číslo [-],

$E$  ... Youngův modul pružnosti [MPa],

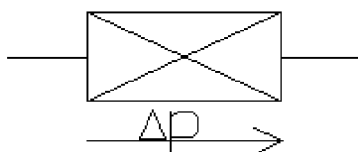
$\sigma_m$  ... mez pružnosti materiálu prutu [MPa]

Při volbě hydromotoru se musí brát ohled také na volbu vlastní frekvence, aby nedocházelo v soustavě k případným rezonancím, které způsobují havárie. Vlastní frekvence hydromotoru závisí na několika důležitých faktorech, které nemohou být při volbě opomíjeny. Kapitola 5 se zabývá problémy vlastních frekvencí a faktory, které je ovlivňují.

## 5 ELEKTROHYDRAULICKÁ ANALOGIE

Jak v elektrických, hydraulických, tak i pneumatických obvodech probíhají statické i dynamické jevy. Tyto jevy lze popsat obdobnými diferenciálními rovnicemi. Elektrohydraulická analogie se zabývá výpočtem hydraulických tlakových ztrát. Na rozdíl od jiných metod elektrohydraulická analogie využívá experimentálně zjištěných veličin (většinou se jedná o objemový průtok  $Q$ ). Do elektrohydraulické analogie spadají tři druhy odporů: odpor proti pohybu, odpor proti zrychlení, odpor proti deformaci.

### 5.1 ODPOR PROTI POHYBU



- schématická značka R

Při výpočtu tlakových ztrát se využívá analogie k Ohmovu zákonu. Obecná rovnice pro tlakové ztráty:

$$\Delta p = R \cdot Q_v^n \quad [\text{Pa}] \quad (5)$$

$\Delta p$ .... tlakový spád [Pa],

R...odpor [ $\Omega$ ],

$Q_v$ .... objemový průtok [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$n = 1$  pro laminární proudění,  $1 < n < 2$  přechodová oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním,  $n = 2$  pro turbulentní proudění

Stejně jako analogie k Ohmovu zákonu, elektrohydraulická analogie využívá i Kirchhoffových zákonů. První Kirchhoffův zákon pojednává o zákonu zachování elektrického náboje. V elektrohydraulické analogii se využívá média, avšak zachování energií je totožné. Součet průtoků kapaliny, která do smyčky vtéká, musí být roven součtu průtoků kapaliny, která ze smyčky vytéká. Druhý Kirchhoffův zákon pojednává o zákonu zachování energie ve smyčkách. V elektrohydraulické analogii je založen na tlakovém spádu.

Ztráty, které jsou způsobeny při proudění pracovního média, jsou zapříčiněny třením mezi kapalinou a stěnou kanálu, kterým kapalina proudí, nebo vnitřním třením částic kapaliny o sebe navzájem. Při zjišťování ztrát se vychází z Bernoulliovy rovnice, která vyjadřuje zákon zachování energie. Bernoulliova rovnice se zapisuje jako součet měrných energií. Obecné znění Bernoulliovy rovnice je:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot H = konst \quad (19)$$

$\frac{p}{\rho}$  ... měrná tlaková energie,  $\frac{v^2}{2}$  ... měrná kinetická energie,  $g \cdot H$  ... měrná potenciální energie

U hydrostatických mechanismů lze složku polohové energie zanedbat z důvodu toho, že u těchto mechanismů se nepracuje s výrazným převýšením. Při řešení ztrát se vždy řeší dva průřezy, jimiž kapalina protéká.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot H_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot H_2 + Y_Z \quad (20)$$

$\frac{p}{\rho}$  ... tlaková energie v bodě 1, 2,

$\frac{v^2}{2}$  ... kinetická energie v bodě 1, 2,

$g \cdot H$  ... potenciální energie v bodě 1, 2,

$Y_Z$  ... ztráty

Tlakové ztráty závisí na typu proudění a na druhu hydraulického odporu (místní, délkové). Odporů mohou být řazeny buď sériově, nebo paralelně. O tom, které proudění uvažujeme, rozhoduje Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re} = \frac{v_s \cdot D}{\nu} [-] \quad (21)$$

$v_s$  ... střední rychlost proudění [m/s],

$D$  ... charakteristický rozměr průřezu [mm],

$\nu$  ... kinematická viskozita

Hodnota kritického Reynoldsova čísla ( $\text{Re}_{\text{krit}}$ ) je 2300 pro kruhové průřezy. Je-li  $\text{Re} > \text{Re}_{\text{krit}}$  jedná se o turbulentní proudění, je-li  $\text{Re} < \text{Re}_{\text{krit}}$  jedná se laminární proudění [5, 7, 8].

Po dosazení do vzorce pro tlakové ztráty místní dostáváme Weisbachův vztah pro tlakový úbytek [4]:

$$Y_Z = \lambda_1 \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{\Delta p_Z}{\rho} \Rightarrow \Delta p_Z = \rho \cdot \lambda_1 \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} = R \cdot Q^n \quad (22)$$

$\lambda_1$  ... třecí ztrátový součinitel [-],

$l$  ... délka potrubí [m],

$d$  ... průměr potrubí [m],

$v_s$  ... střední rychlost proudění [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\rho$  ... měrná hustota [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

Po dosazení do vzorce pro délkové tlakové ztráty dostáváme:

$$Y_z = \zeta \cdot \frac{v_s^2}{2} = \frac{\Delta p_z}{\rho} \Rightarrow \Delta p_z = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v_s^2}{2} = R \cdot Q^n \quad (23)$$

$\zeta$ ... ztrátový součinitel [-],

$v_s$ ... střední rychlost proudění [ $m \cdot s^{-1}$ ],

$\rho$ ... měrná hustota [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

Z rovnice kontinuity (16) dostáváme formulaci R vycházející z Bernoulliho rovnice:

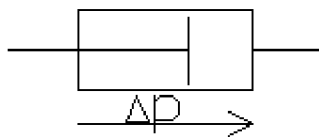
a) pro místní ztráty

$$R = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot v^n \cdot S^n} \quad (24)$$

b) pro délkové ztráty

$$R = \rho \cdot \zeta \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot v^n \cdot S^n} \quad (25)$$

## 5.2 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ



- schématická značka H

Při řešení tohoto odporu se vždy uvažuje ideální kapalina. Odpor proti zrychlení přeměňuje tlakovou energii na pohybovou energii zrychlením či zpomalením tekutiny a naopak. Základním vztahem, který vyjadřuje setrvačné účinky závisící na tlakových ztrátách, je:

$$\Delta p = \frac{m}{S^2} \frac{dQ}{dt} [Pa] \quad (26)$$

$\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

$m$ ... hmotnost [kg],

$S$ ... činná plocha pístu [ $m^2$ ],

Odpor proti zrychlení lze pro kruhový průřez vypočítat:

$$H = \frac{\rho \cdot l_1}{S_3} [kg \cdot m^{-4}] \quad (27)$$

$H$ ... odpor proti zrychlení [ $kg \cdot m^{-4}$ ],

$\rho$ ... měrná hustota [ $kg/m^3$ ],

$l_1$ ... délka řešené části [m],

$S_3$ ... průřez kapaliny [ $m^2$ ]

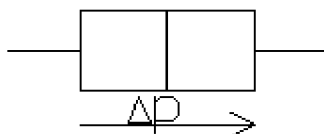
Po rozšíření (23) dostáváme vztah:

$$H = \frac{m}{S_3^2} [kg \cdot m^{-4}] \quad (28)$$

kde m...hmotnost [kg],

$S_3$ ...průřez kapaliny [m<sup>2</sup>], ze kterého lze vypočítat ekvivalentní odpor u zrychlování některých pevných částí (píst a pístnice přímočarého hydromotoru) [5, 7].

### 5.3 ODPOR PROTI DEFORMACI



- schématická značka D

Odpor proti deformaci se označuje D [Nm<sup>-5</sup>]. Vyjadřuje vliv pružnosti nositele energie i vedení. O velikosti tlakového spádu a tvaru diferenciální rovnice rozhoduje to, zda jsou odpory řazeny sériově nebo paralelně. Jako výchozí rovnici pro výpočet tlakových ztrát lze uvést:

$$\Delta p = D \int Q \cdot dt \quad (29)$$

$\Delta p$ ... tlakový spád [Pa],

D...odpor proti deformaci [Nm<sup>-5</sup>],

Odpor proti deformaci se vypočte [5, 7]:

$$D = \frac{\Delta p}{\Delta V} [N \cdot m^{-5}] \quad (30)$$

$\Delta p$  ... změna tlaku [N/m<sup>2</sup>],

$\Delta V$  ...změna objemu [m<sup>3</sup>]

Převrácená hodnota odporu proti deformaci se nazývá kapacita:

$$C = \frac{1}{D}$$

V podkapitole 5.4 je řešena stabilita systému, nebo-li vlastní frekvence. Pro výpočet frekvence se využívá Laplaceovy transformace. Po aplikaci transformace se dospěje k diferenciální rovnici, která je také obsažena v dané podkapitole.

### 5.4 STABILITA SYSTÉMU, OBECNÉ ŘEŠENÍ VLASTNÍ FREKVENCE SYSTÉMU BEZ TLUMENÍ

Při řešení stability systému se využívá Laplaceova transformace. Laplaceův obraz funkce x(s) je dán integrálem:



$$X(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \cdot x(t) \cdot dt \quad (31)$$

Častým označením  $X(s) = L[x(t)]$ . Pro náš případ označujeme  $L[Q(t)] = q(s)$ .

Systém je stabilní, pokud odezva na konečný vstupní signal je konečná. Systém je určen přenosem:  $Y(s) = \frac{q(s)}{P(s)}$ , kde P je polynom. Kořeny polynomu P jsou nazývány póly přenosu.

Systém je stabilní, pokud reálná část pólů přenosu je záporná. Pokud je reálná část kořenů rovna nule, jedná se o mez stability. Jedná se o přenos druhého řádu

$Y(s) = \frac{q(s)}{P(s)} = \frac{K}{1 + 2 \cdot a \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2}$ , který odpovídá diferenciální rovnici

$$T^2 \frac{d^2 Q}{dt^2} + 2 \cdot a \cdot T \frac{dQ}{dt} + Q = K \cdot \Delta p \quad (32)$$

T... časová konstanta [-],

a... součinitel poměrného tlumení [-],

K... součinitel zesílení [-]

Po zavedení kruhové frekvence

$$\omega_0 = \frac{1}{T}, \quad (33)$$

T... časová konstanta [-],

dostáváme přenos ve tvaru  $Y(s) = \frac{q(s)}{P(s)} = \frac{K'}{1 + 2 \cdot a \cdot T \cdot s + T^2 \cdot s^2} = \frac{K' \omega_0^2}{\omega_0^2 + 2 \cdot a \cdot \omega_0 \cdot s + s^2}$

Výsledkem (32) mohou být tři možné případy:

$$\lambda^2 + 2 \cdot a \cdot \omega_0 \cdot \lambda + \omega_0^2 = 0 \rightarrow \lambda_{1,2} \quad (34)$$

a) kořeny jsou různá reálná čísla, řešení je tedy ve tvaru

$$Q_h = c_1 \cdot e^{\lambda_1 t} + c_2 \cdot e^{\lambda_2 t}$$

b) kořen je několikanásobný

$$Q_h = (c_1 + t \cdot c_2) \cdot e^{\lambda t}$$

c) kořeny jsou komplexně sdružená čísla

$$Q_h = e^{\lambda t} \cdot [c_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + i \cdot c_2 \cdot \sin(\omega \cdot t)]; \lambda_{1,2} = \alpha \pm i \omega$$

$\alpha$ ... reálná část kořene,

$\omega$ ... vlastní frekvence, imaginární část kořene

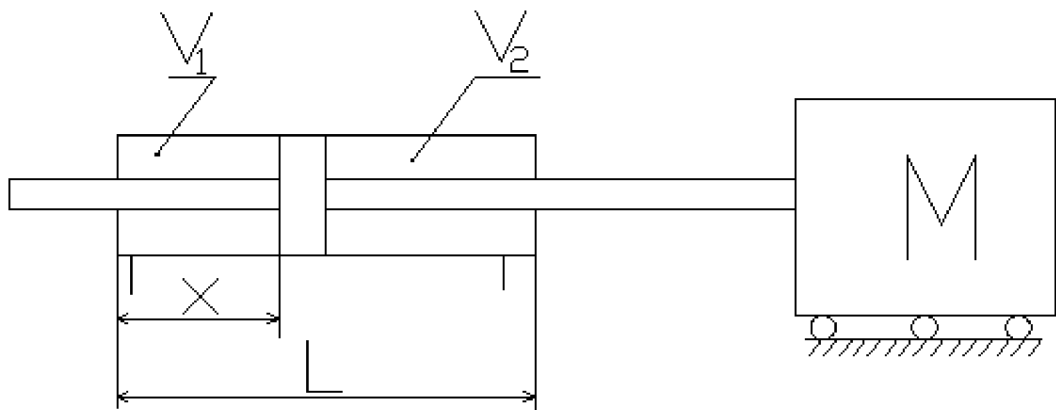
Jelikož uvažujeme soustavu, která má jako kořeny komplexně sdružená čísla ve tvaru  $\lambda_{1,2} = \alpha \pm i\omega$ , vycházející z  $Q_h = e^{\lambda t} \cdot [c_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + i \cdot c_2 \cdot \sin(\omega \cdot t)]$ , přechodová charakteristika bude periodická, frekvence tlumeného kmitání je

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi}{T_k} \quad (35)$$

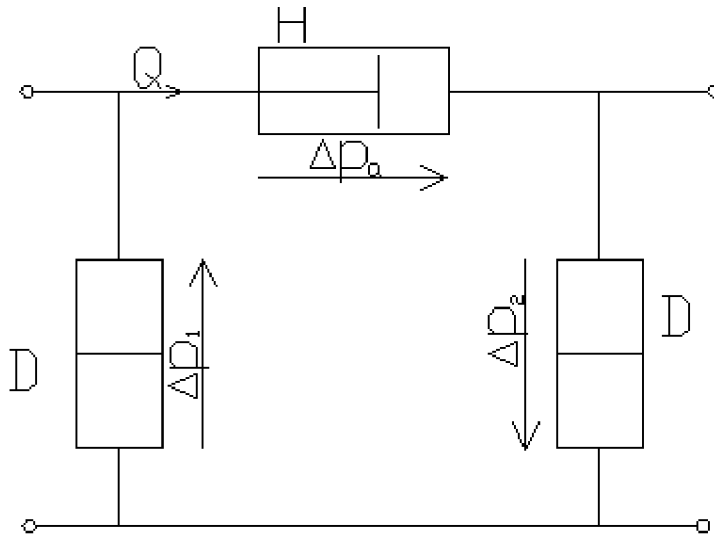
Pro aplikaci výpočtu byl vytvořen matematický model, který poukazuje na hodnoty vlastních frekvencí. Model srovnává dva hydromotory, u kterých byla vytvořena charakteristika, která je v podkapitole také obsažena.

### 5.5 ŘEŠENÍ JEDNOSTUPŇOVÉHO HM S OBOUSTRANNOU PÍSTNICÍ A TUHÝM POTRUBÍM A JEDNOSTRANNOU PÍSTNICÍ S PRUŽNÝM POTRUBÍM

V podkapitole je naznačen matematický model výpočtu vlastní frekvence přímočarého hydromotoru. Nejprve je řešen hydromotor s oboustrannou pístnicí, dále je uveden přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí. Při řešení je využito Laplaceovy transformace. Úkolem matematického modelu je poukázat na faktory, které ovlivňují vlastní frekvenci hydromotoru. Při výpočtu jsou použity konkrétní hodnoty. V modelu je řešen pouze oboustranný hydromotor, který je vyňat z obecného schématu. Uvažuje se dokonale tuhý válec motoru.



**Obr. 16** - schéma pro výpočet vlastní frekvence pohonu HM s oboustrannou pístnicí [14]



**Obr. 17** – schématické znázornění obvodu [14]

**Pro výpočet vlastní frekvence HM byly zvoleny následující hodnoty:**

$L=500\text{mm}$ ,  $K=1,5 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ ,  $M= 200\text{kg}$  se vypočte vlastní frekvenci pro případ, že píst se nachází

a) 10mm b) 25mm c) 50mm d) 100mm e) 250mm od krajní polohy.

V příkladu vycházíme z druhého Kirchhoffova zákona, který vypovídá o tlakových spádech. Součet tlakových spádů je roven nule:  $\Delta p_H + \Delta p_1 + \Delta p_2 = 0$

Řešení vlastní frekvence pohonu pomocí diferenciální rovnice

$$H \frac{dQ}{dt} + D_1 \int Q \cdot dt + D_2 \int Q \cdot dt = 0 \quad (36)$$

Po úpravě dostaneme

$$H \frac{d^2 Q}{dt^2} + (D_1 + D_2) \cdot Q = 0$$

Rovnice (32), (33) jsou výchozí pro výše uvedenou rovnici. Tato rovnice je brána s ohledem na formulaci  $\omega_0$ .

$$\lambda^2 + \frac{D_1 + D_2}{H} = 0 \Rightarrow \lambda_{1,2} = 0 \pm i \cdot \omega_0$$

Z rovnice (28), která je diferenciální druhého řádu, homogenní, lze vyjádřit vlastní frekvenci jednostupňového hydromotoru s oboustrannou pístnicí (viz obr. 15):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(D_1 + D_2)}{H}} \quad (37)$$

Vyjádření  $D_1$  a  $D_2$

$$D_1 = \frac{K}{V_1} = \frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot x} = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^9}{\pi \cdot (0,05^2 - 0,025^2) \cdot x} = 1,01 \cdot 10^{12} \cdot \frac{1}{x} [N \cdot m^{-5}]$$

$$D_2 = \frac{K}{V_1} = \frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot (L - x)} = 1,01 \cdot 10^{12} \cdot \frac{1}{L - x} [N \cdot m^{-5}]$$

$$H = \frac{M}{(S_D - S_d)^2} = \frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2} = \frac{200}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (0,05^2 - 0,025^2)\right]^2} = 9,22 \cdot 10^7 [N \cdot m^{-5}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(D_1 + D_2)}{H}} = \sqrt{\frac{\frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot x} + \frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot (L - x)}}{\frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2}}} = \sqrt{\frac{\frac{K}{x} + \frac{K}{(L - x)}}{\frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2}}}$$

x [m]	0,01	0,025	0,05	0,1	0,25
$D_1 [N \cdot m^{-5}]$	$1,01 \cdot 10^{14}$	$4,07 \cdot 10^{13}$	$2,03 \cdot 10^{13}$	$1,01 \cdot 10^{13}$	$4,07 \cdot 10^{12}$
$D_2 [N \cdot m^{-5}]$	$2,07 \cdot 10^{12}$	$2,14 \cdot 10^{12}$	$2,26 \cdot 10^{12}$	$2,54 \cdot 10^{12}$	$4,07 \cdot 10^{12}$
$\omega_0 [s^{-1}]$	$1,06 \cdot 10^3$	681	493	370	297
f [Hz]	168	108	78,6	58,9	47,2

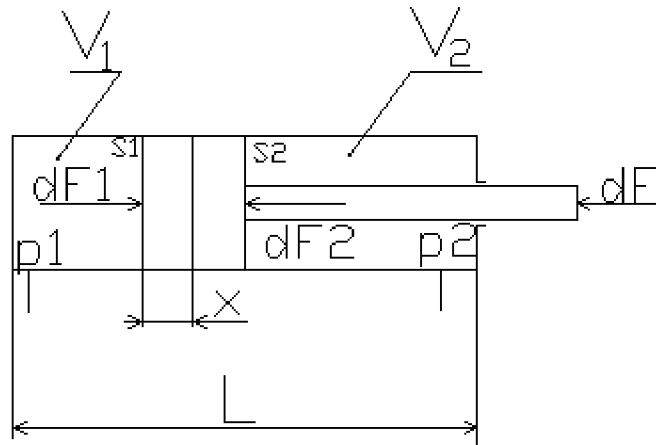
Závislost je symetrická vzhledem k bodu  $x = 0,25m$  [14].

Je zřejmé, že odpor proti deformaci je závislý na ploše mezikruží, která je ovšem ovlivněna pevnostním výpočtem při namáhání na vzpěr pístní tyče, tudíž rozměry musí splňovat oba požadavky. Další prvky ovlivňující velikost odporu proti deformaci je nejen posunutí pístu hydromotoru, ale také vlastnosti kapaliny, konkrétně modul pružnosti kapaliny. Odpor proti zrychlení ovlivňuje nejen hmotnost motoru, ale také plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí [14].

Po úpravě rovnice pro vlastní frekvenci je patrné, které veličiny frekvenci ovlivňují. Jednou z veličin je modul pružnosti kapaliny, který je dán vlastnostmi proudícího média. Čím vyšší posunutí pístu je, tím je vyšší i vlastní frekvence. Dále čím bude hmotnost pístu, pístnice a břemene menší, tím bude menší odpor proti zrychlení a poroste  $\omega_0$  a nebo vlastní frekvence. Pokud bude plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí větší, tak také hodnota frekvence bude vyšší.

### HM s jednostrannou pístnicí

Pro porovnání s oboustranným hydromotorem je uveden i model výpočtu hydromotoru s jednostrannou pístnicí. Také u hydromotoru s jednostrannou pístnicí se zjišťuje vlastní frekvence. Rozdílnost výpočtu je v konstrukčním řešení těchto motorů. Při výpočtu se zohlednilo i pružné potrubí. Výpočet je také řešen s konkrétními hodnotami.



**Obr. 18** - schéma pro výpočet vlastní frekvence pohonu HM s jednostrannou pístnicí [14]

Pro pružné potrubí je nutné uvažovat při výpočtu také odpor proti deformaci potrubí. Při výpočtu je třeba zahrnout korekci modulu objemové pružnosti kapaliny  $K$  [14]:

$$K_s = \kappa^2 \cdot K, \quad (38)$$

kde  $K$ ...modul objemové pružnosti [Pa],

pro tenkostěnné potrubí kruhového průřezu platí

$$\kappa = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot s}}} \quad (39)$$

$E$ ...Youngův modul pružnosti materiálu potrubí [MPa],

$s$ ... tloušťka stěny [m],

$D$ ... vnější průměr pístu [m]

Z rovnice (35) je kapacita pro pružné potrubí rovna:

$$C_H = \frac{V}{\kappa^2 \cdot K_1} \quad (40)$$

$C$ ... kapacita [ $\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^2$ ],

$V$ ...objem [ $\text{m}^3$ ],

Redukovaná kapacita pro HM s jednostrannou pístnicí:

$$C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \frac{S_2^2}{S_1^2}} \quad (41)$$

Objemy pracovních prostorů ve válci závisejí na poloze pístu. Díky pohybu pístu se také bude měnit kapacita a s ní i spojená statická tuhost [14].

Kapacity pro jednotlivé části HM:

$$\text{- před pístem } C_1 = \frac{S_1 \cdot x}{K_1} \quad (42)$$

x...posunutí pístu [mm],

$K_1$ ...modul objemové pružnosti kapaliny

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

D...vnější průměr pístu [mm]

$$\text{- za pístem } C_2 = \frac{S_2 \cdot (L - x)}{K_1} \quad (43)$$

L - x...posunutí pístu [mm],

$K_1$ ...modul objemové pružnosti kapaliny

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

D...vnější průměr pístu [mm],

d...vnější průměr pístnice [mm]

Po dosazení rovnic (42, 43) do rovnice (41) dostáváme vztah pro redukovaný odpor proti deformaci [14]:

$$D_r = \frac{1}{C_r} = \frac{K}{S_1} \left( \frac{1}{x} + \frac{1}{(L-x)} \frac{S_1}{S_2} \right) \quad (44)$$

Postup při výpočtu je obdobný jako u HM s oboustrannou pístnicí. Jediným rozdílným prvkem je plocha  $S_2$ , která je rovna ploše pístu, nikoliv ploše mezikruží mezi pístem a pístnicí. Při matematickém výpočtu se využilo stejných hodnot, které byly zadány při výpočtu HM s oboustrannou pístnicí.

**Pro HM s jednostrannou pístnicí jsou voleny totožné hodnoty jako pro HM s oboustrannou pístnicí:**

$L=500$  mm,  $K=1,5 \cdot 10^9$  Pa,  $M= 200$  kg se vypočte vlastní frekvenci pro případ, že píst se nachází

a) 10 mm b) 25 mm c) 50 mm d) 100 mm e) 250 mm od krajní polohy.

$$D_1 = \frac{K}{V_1} = \frac{4 \cdot K}{\pi \cdot D^2 \cdot x} = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^9}{\pi \cdot 0,05^2 \cdot x} = 1,02 \cdot 10^{12} \cdot \frac{1}{x} [N \cdot m^{-5}]$$

$$D_2 = \frac{K}{V_1} = \frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot (L - x)} = 1,02 \cdot 10^{12} \cdot \frac{1}{L - x} [N \cdot m^{-5}]$$

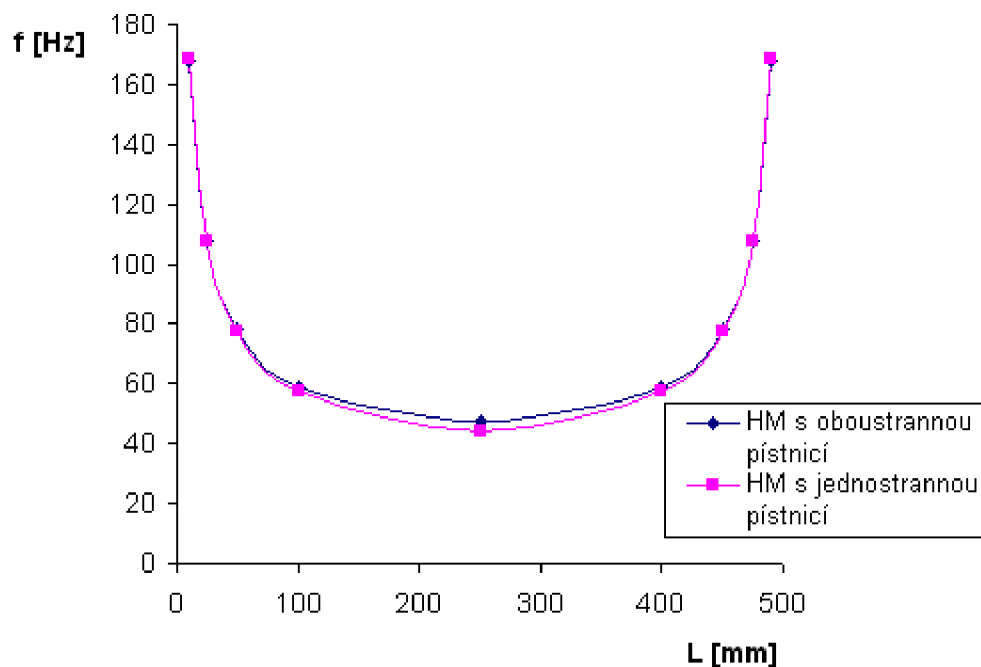
$$H = \frac{M}{(S_D - S_d)^2} = \frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2} = \frac{200}{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (0,05^2 - 0,025^2)\right]^2} = 9,22 \cdot 10^7 [N \cdot m^{-5}]$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(D_1 + D_2)}{H}} = \sqrt{\frac{\frac{4 \cdot K}{\pi \cdot D^2 \cdot x} + \frac{4 \cdot K}{\pi(D^2 - d^2) \cdot (L-x)}}{\frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2}}} = \sqrt{\frac{\frac{K \cdot (D^2 + d^2)}{x} + \frac{K \cdot D^2}{(L-x)}}{\frac{M}{\left[\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right]^2}}}$$

x [m]	0,01	0,025	0,05	0,1	0,25
$D_1 [N \cdot m^{-5}]$	$1,02 \cdot 10^{14}$	$4,07 \cdot 10^{13}$	$2,04 \cdot 10^{13}$	$1,02 \cdot 10^{13}$	$4,07 \cdot 10^{12}$
$D_2 [N \cdot m^{-5}]$	$1,56 \cdot 10^{12}$	$1,61 \cdot 10^{12}$	$1,70 \cdot 10^{12}$	$1,91 \cdot 10^{12}$	$3,06 \cdot 10^{12}$
$\omega_0 [s^{-1}]$	1059	678	489	362	371
f [Hz]	169	108	78	58	59

Výpočet a vykreslený průběh frekvence byly vyhotoveny pomocí programu Microsoft Excel.

### Průběh vlastní frekvence



**Obr. 19** – průběh vlastní frekvence HM

Z rovnice vyjádření vlastní frekvence je patrné, které veličiny ji ovlivňují. Modul pružnosti kapaliny, který je dán vlastnostmi proudícího média, je hodnota, kterou nelze ovlivnit. Posunutí pístu ovlivňuje vlastní frekvenci přímo úměrně, což znamená, že s rostoucí

hodnotou roste i vlastní frekvence. Také čím bude hmotnost pístu, pístnice a břemene menší, tím bude menší odpor proti zrychlení a poroste  $\omega_0$  a vlastní frekvence. Pokud bude plocha mezikruží mezi pístem a pístnicí větší, tak také hodnota frekvence bude vyšší. Ovšem velikost mezikruží závisí na pevnostním výpočtu pístnice na vzpěr.

## 5.6 ŘEŠENÍ VLASTNÍ FREKVENCE SYSTÉMU S OHLEDEM NA TLUMENÍ V KRAJNÍCH POLOHÁCH

Tato kapitola se zabývá výpočtem vlastní frekvence s ohledem na škrčení průtoku v krajních polohách válce HM (podkapitola 4.4.1).

Řešení vlastní frekvence pohonu pomocí diferenciální rovnice

$$H \frac{dQ}{dt} + RQ + D_1 \int Q \cdot dt + D_2 \int Q \cdot dt = 0 \quad (45)$$

Po úpravě dostaneme

$$\frac{d^2Q}{dt^2} + \frac{R}{H} \frac{dQ}{dt} + \frac{(D_1 + D_2)}{H} \cdot Q = 0, \text{ po zavedení substituce dostaneme}$$

$$\lambda^2 + 2 \cdot a \cdot \omega_0 \cdot \lambda + \omega_0^2 = 0 \Rightarrow \lambda_{1,2} = -a \cdot \omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{a^2 - 1} = \alpha \pm i\beta$$

$$2 \cdot a \cdot \omega_0 = \frac{R}{H} \rightarrow$$

$$a = \frac{1}{2} \frac{R}{H \cdot \omega_0} = \frac{1}{2} \frac{R}{\sqrt{H \cdot (D_1 + D_2)}} \quad (46)$$

Shodně s řešením diferenciální rovnice, u které se zanedbalo tlumení, spěje výsledek řešení na kořeny rovnice, které jsou komplexně sdružené. Aby nastala stabilita systému, je nutné, aby reálné části kořenů byly menší než nula. Pokud by byla reálná část alespoň jednoho z kořenů kladná, systém je nestabilní. Je-li jeden z kořenů roven nule, systém se nachází na mezi stability. Díky záporné, reálné části kořenu se charakteristika utlumuje.

Z rovnice (46) je zřejmé, jaké faktory ovlivňují tlumení v koncových polohách hydromotoru. Pokud odpor proti pohybu bude příliš velký, tak také hodnota tlumení bude vysoká. Pokud bude odpor proti zrychlení nebo odpor proti deformaci bude vysoký, hodnota tlumení bude nižší.



## 6 ZÁVĚR

V této bakalářské práci byl vypracován ucelený přehled základních typů hydromotorů, které se rozdělují do třech kategorií podle druhu pohybu výstupního členu na rotační, s kyvným pohybem a přímočaré. Každý druh hydromotoru má své využití, díky svému konstrukčnímu řešení a specifickým vlastnostem, proto nelze všeobecně říci, který typ je nejlepší.

Velká část této práce je zaměřena na nejvíce používaný typ hydromotoru. Je to přímočarý hydromotor, u kterého jsou detailně popsány základní parametry, konstrukční řešení a charakteristiky jednotlivých částí. Pokud se v praxi má zvolit pro dané zařízení vhodný hydromotor, tak základními požadavky je způsob uložení, maximální pracovní tlak a objemový průtok, který je důležitý pro správnou regulaci hydromotoru.

Důležitým prvkem každého hydromotoru je těsnění. Používají se jak statická, tak i dynamická těsnění. Na pohyblivých částech se využívají dynamická těsnění, především gufera. Pokud se utěšňuje prostor mezi víkem a válcem, používají se statická těsnění. Upřednostňují se O-kroužky, které se dají znovu použít po demontáži.

Při konstrukci hydromotoru je důležité provést pevnostní výpočet pístnice na vzpěr. Tuto problematiku matematicky popsal Euler pro všechny možné typy uložení již v 18. století.

Hydromotory jsou součástí pracovních zařízení, u kterých je potřeba se vyvarovat možnému vzniku rezonance, která by způsobila havárii zařízení. Rezonance vznikne v případě, kdy dojde ke shodě vlastní frekvence některé ze součástí s budící frekvencí daného zařízení. Práce obsahuje matematický model výpočtu vlastních frekvencí hydromotorů. Vlastní frekvence jsou vypočteny pro jednotlivé vysunutí pístu. Byly porovnány dva typy hydromotorů, a to hydromotory s oboustrannou pístnicí a s jednostrannou pístnicí. Z uvedených grafů je zřejmé, že oba typy hydromotorů mají v podstatě stejné vlastní frekvence pro dané vysunutí pístu.

Jako zdroj informací k této bakalářské práci byly využity také nejnovější katalogy firem, které se zabývají sériovou i prototypovou výrobou hydromotorů. V některých odvětvích průmyslu jsou kladeny čím dál větší nároky na kvalitu dodávaných hydromotorů. Proto jsou výrobci nuceni neustále zdokonalovat konstrukční řešení, výrobní procesy a vyvíjet materiály s vhodnými mechanickými vlastnostmi. Díky těmto činnostem jsou některé firmy schopny splnit i nejnáročnější požadavky zákazníka a tím i tvoří pokrok ve vývoji hydromotorů.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLÁHA, J., BRADA, K., *Hydraulické stroje*. SNTL, 1992, ISBN 800-30-0665-1
- [2] PROKEŠ, Josef. *Hydraulické pohony*. 1. vydání. 1957. 275 s
- [3] JANOVEC, Aleš. *Bakalářská práce sestavení souboru multimediálních schémat hydromotorů*. Brno, 2007. [online]. [cit. 2012-03-23].  
URL: <[http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2007/BP\\_Janovec.pdf](http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2007/BP_Janovec.pdf)>
- [4] VOSTROVSKÝ, Jiří. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. ČVUT 7385, Praha, 1991. 248 s. ISBN 800-10-0626-3
- [5] PEŇÁZ, V., BENŽA D. *Tekutinové mechanismy*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní. 1. vydání. 1990. 211 s. ISBN 802-14-0082-X
- [6] Stabilita součástí– vzpěrná pevnost [online]. [cit. 2012-03-10].  
URL: <[www.czu.kbx.cz/2.rocnik/PRU%8ENOST%20A%20PEVNOST/8.kapitola.pdf](http://www.czu.kbx.cz/2.rocnik/PRU%8ENOST%20A%20PEVNOST/8.kapitola.pdf)>
- [7] PIVOŇKA, J., kolektiv *Tekutinové mechanismy*. SNTL, Praha. 1987. 624 s.
- [8] VAĎURA, J., *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní. 2. vydání. 1987. 171s
- [9] Stavba a provoz strojů 2 – Mechanismy – distanční text [online]. [cit. 2012-02-23].  
URL: <[www.zrrallyteam.cz/download/mechanismy.pdf](http://www.zrrallyteam.cz/download/mechanismy.pdf)>
- [10] Těsnící prvky RUBENA– firemní stránky [online]. [cit. 2012-02-23].  
URL: <[http://www.abeltechnik.cz/rubena/tesnici\\_prvky.pdf](http://www.abeltechnik.cz/rubena/tesnici_prvky.pdf)>
- [11] Pneumatické lineární pohony SMC Training– firemní stránky [online]. [cit. 2012-03-08].  
URL: <[http://2009.oc.smc-cee.com/sk/pdf/LG1\\_Antriebe.pdf](http://2009.oc.smc-cee.com/sk/pdf/LG1_Antriebe.pdf)>
- [12] Hydraulické systémy – firemní stránky [online]. [cit. 2012-02-23].  
URL: <[www.hydraulics.cz](http://www.hydraulics.cz)>
- [13] Pružnost a pevnost – učební texty[online]. [cit. 2012-03-23].  
URL: < <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/> >
- [14] GERTHOFFER, A., *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. ČUKK Š – 331/66. 1984. 161s
- [15] Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení – Vysoká škola Báňská Ostrava [online]. [cit. 2012-04-18].  
URL: <<http://www.338.vsb.cz/studium9.htm> >
- [16] PŘÍBORSKÝ, Petr. *Diplomová práce - Potlačení tření v servomechanismu*. Brno, 1999. [online]. [cit. 2012-05-10].  
URL: <<http://www.volny.cz/priborik/files/dipl.pdf> >
- [17] Katedra strojírenské technologie – TU Liberec[online]. [cit. 2012-05-10].  
URL: < [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud\\_materialy/ttv/tribologie.pdf](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/ttv/tribologie.pdf) >

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

- a... součinitel poměrného tlumení [-],  
C... kapacita [ $\text{kg} \cdot \text{l} \cdot \text{m}^4 \cdot \text{s}^2$ ],  
 $d_1$ ... vnější průměr pístnice [mm],  
d... průměr potrubí [m],  
D... vnější průměr pístu [mm],  
 $D_1$ ... odpor proti deformaci [ $\text{Nm}^{-5}$ ],  
 $D_2$ ... odpor proti deformaci [ $\text{Nm}^{-5}$ ],  
E... Youngův modul pružnosti [MPa],  
F... síla vyvozující píst [N],  
 $F_z$  ... zátěžná síla [N],  
h..... zdvih pístnice [m],  
H... odpor proti zrychlení [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}$ ],  
J ... osový kvadratický moment [ $\text{m}^4$ ],  
K... součinitel zesílení [-]  
 $K_1$ ... modul objemové pružnosti kapaliny [Pa],  
l.... délka potrubí [m],  
 $l_1$ ... délka řešené části [m],  
 $l_{\text{RED}}$  ... délka pístní tyče [m],  
m ... hmotnost [kg],  
 $M_o$  ... ohybový moment [ $\text{N} \cdot \text{mm}$ ],  
N ... normálové zatížení [N],  
o ... průtočný obvod [mm],  
p ... tlak kapaliny [MPa],  
 $p_z$  ... zátěžný tlak [Pa],  
P ... výkon [W],  
 $Q_v$  ... objemový průtok [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  
 $Q_{\text{min}}$  ... minimální průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],  
 $Q_{\text{max}}$  ... maximální průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],  
R ... odpor [ $\Omega$ ],  
Re ... Reynoldsovo číslo [-]  
s ... tloušťka stěny [m],  
S ... činná plocha pístu [ $\text{mm}^2$ ],  
 $S_1$ ...průtočná plocha [ $\text{mm}^2$ ],  
 $S_2$ ...průřez pístnice [ $\text{mm}^2$ ],  
 $S_3$ ...průřez kapaliny [ $\text{m}^2$ ],

$S_V$  ... průtočná plocha ventilu [ $m^2$ ],  
 $S_{Vmin}$  ... minimální průtočná plocha [ $m^2$ ],  
 $S_{Vmax}$  ... maximální průtočná plocha [ $m^2$ ],  
 $S_1$  ... průtočná plocha [ $m^2$ ],  
 $S_2$  ... průřez kapaliny [ $m^2$ ],  
 $T$  ... časová konstanta [-],  
 $v_s$  ... střední rychlost proudění [ $m \cdot s^{-1}$ ],  
 $v$  ... rychlost translace [ $m \cdot s^{-1}$ ],  
 $V_{02}$  ... geometrický objem [ $m^3$ ],  
 $w$  ... průhyb [mm],  
 $x$  ... posunutí pístu [mm],  
 $\alpha$  ... reálná část kořene [-],  
 $\alpha_1$  ... součinitel [-],  
 $\Delta p$  ... tlakový spád [Pa],  
 $\Delta V$  ... změna objemu [ $m^3$ ],  
 $\delta$  ... šířka mezery [mm],  
 $\rho$  ... měrná hustota [ $kg \cdot m^{-3}$ ],  
 $\pi$  ... Ludolfovo číslo [-],  
 $\lambda$  - štíhlostní poměr [-],  
 $\lambda_1$  ... třecí ztrátový součinitel [-],  
 $\nu$  ... kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ],  
 $\zeta$  ... ztrátový součinitel [-],  
 $\omega$  ... vlastní frekvence, imaginární část kořene [ $s^{-1}$ ],  
 $\omega_0$  ... frekvence tlumeného kmitání [ $s^{-1}$ ],  
 $\sigma_m$  ... mez pružnosti materiálu prutu [MPa],  
 $\sigma_{KR}$  ... kritická hodnota napětí [MPa]

## SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK

<b>Obr. 1</b> – schéma zubového hydromotoru [3] .....	11
<b>Obr. 2</b> – schéma zubového hydromotoru ORBITAL s vnějším ozubením [4].....	11
<b>Obr. 4</b> – jednočinný hydromotor plunžr [12].....	16
<b>Obr. 5</b> – dvojčinný hydromotor bez tlumení v koncových polohách [12].....	17
<b>Tab. 1</b> rozdělení HM.....	17
<b>Tab. 2</b> rozdělení upevnění hydromotoru k rámu stroje.....	19
<b>Obr. 6</b> – druhy závěsných ok HM [12].....	20
<b>Obr. 7</b> – schéma dvojčinného HM: 1- válec, 2 – píst, 3 – pístnice, 4 – víko, 5 – těsnění [9]..	21
<b>Obr. 8</b> – dvojčinný hydromotor s tlumením v koncové poloze [12] .....	22
<b>Obr. 9</b> – schématické znázornění škrcení kapaliny škrťacím ventilem [5].....	23
<b>Obr. 10</b> – základní rozměry Y manžety [12] .....	27
<b>Obr. 11</b> – schéma manžet ševron v montážním stavu [4].....	27
<b>Obr. 12</b> – správná montáž O - kroužků [10].....	28
<b>Obr. 13</b> – dvojčinný hydromotor s tlumením v koncových polohách [12] .....	29
<b>Obr. 14</b> – Stribeckova křivka [16] .....	30
<b>Obr. 15</b> - možná uložení při výpočtu tělesa namáhaného na vzpěr [6] .....	33
<b>Obr. 16</b> - schéma pro výpočet vlastní frekvence pohonu HM s oboustrannou pístnicí [14] ...	40
<b>Obr. 17</b> – schématické znázornění obvodu [14] .....	41
<b>Obr. 18</b> - schéma pro výpočet vlastní frekvence pohonu HM s jednostrannou pístnicí [14] ..	43
<b>Obr. 19</b> – průběh vlastní frekvence HM .....	45