

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

STUDIE PÍSTOVÉHO ČERPADLA S LINEÁRNÍM MOTOREM

STUDY OF LINEAR PLUNGER PUMP WITH LINEAR MOTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. PAVEL MACHÁT

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2010

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh pístového čerpadla s lineárním motorem, které je použitelné zejména v lékařství k čerpání krve. Teoretická část obsahuje rozdělení čerpadel, popis mimotělního oběhu a historii umělého srdce. Jsou zde odvozeny základní výpočetní vztahy popisující chování čerpadla. Součástí jsou také návrhy konstrukcí čerpadel, které se liší velikostí, tvarem a použitelností. Následuje návrh zpětných ventilů a jejich výpočet pomocí CFD.

Klíčová slova

Pístové čerpadlo, umělé srdce, mimotělní oběh, lineární motor, zpětný ventil

ABSTRACT

The aim of this thesis is an engineering design of plunger pump with linear motor. This type of pump is used especially for blood pumping in heart surgery. The theoretical part is focused on distribution of pumps, description of extracorporeal circuit and booster heart history. There are basic calculations derived, which describe plunger pump performance. Then varied designs of plunger pumps follows, which are differed in size, shape and application. Next part includes design of reverse valves and their CFD computation.

Key words

Piston pump, booster heart, extracorporeal circuit, linear motor, reverse valve

Bibliografická citace

MACHÁT, P. *Studie pístového čerpadla s lineárním motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 83 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 20. Května 2010

.....

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Úvodem této diplomové práce bych rád poděkoval všem, kteří mi poskytli potřebné informace k dané problematice, zvláště pak děkuji svému vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Františkovi Pochylému, CSc. za cenné rady, připomínky a náměty, čímž mi významně pomohl ke zpracování zadaného tématu. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlovi Rudolfovi, Ph.D. za pomoc při řešení zpětných ventilů pomocí CFD.

OBSAH

1. Úvod	10
1.1. Cíle diplomové práce	10
1.2. Problematika úkolu	10
2. Rozdělení čerpadel	11
2.1. Definice a rozdělení čerpadel	11
3. Hydrostatická čerpadla	12
3.1. Rozdělení hydrostatických čerpadel	12
3.2. Porovnání s hydrodynamickými čerpadly	13
3.3. Parametry hydrostatických čerpadel	13
3.4. Použití hydrostatických čerpadel	14
3.5. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem	15
3.5.1. Definice a rozdělení	15
3.5.2. Pístové hydrostatické čerpadlo	16
3.5.3. Typy pístových čerpadel	17
4. Mimetělní oběh	19
4.1. Úvod	19
4.2. Princip mimotělního oběhu	20
4.3. Součásti systému pro mimotělní oběh	21
4.3.1. Kanyly a linky	21
4.3.2. Rezervoár žilní krve	21
4.3.3. Oxygenerátor	22
4.3.4. Výměník tepla	22
4.3.5. Krevní čerpadla	23
4.3.5.1. Membránová čerpadla	23
4.3.5.2. Pístová čerpadla	23
4.3.5.3. Odstředivá čerpadla	23
4.3.5.4. Peristaltická čerpadla	24
4.3.6. Filtry	24

5. Srdce	25
5.1. Lidské srdce	25
5.2. Umělé srdce	26
5.3. Vývoj umělého srdce	27
6. Výpočtová teorie	29
6.1. Základní schéma	29
6.2. Zadané parametry čerpadla	29
6.3. Odvození základních vztahů	30
6.4. Příklad výpočtu čerpadla pro zadané parametry	42
7. Konstrukční řešení	46
7.1. Lineární pohon	46
7.1.1. Typy lineárních motorů	46
7.1.1.1. Klasický lineární motor	46
7.1.1.2. Piezoelektrický motor	47
7.1.1.3. Kuličkový šroub	48
7.1.2. Výběr motoru	49
7.2. Zpětné ventily	50
7.2.1. Inspirace	50
7.2.2. Návrh ventilů	52
7.2.3. Výpočet proudění ventilem v CFD	54
7.2.3.1. Ventil 1	54
7.2.3.2. Ventil 2	56
7.2.3.3. Ventil 3	58
7.2.3.4. Ventil 4	60
7.2.3.5. Ventil 5	62
7.2.4. Výběr ventilu	64
7.3. Podstata technického řešení	65
7.4. Konstrukce čerpadla 1.	67
7.5. Konstrukce čerpadla 2.	69
7.6. Konstrukce čerpadla 3.	72

7.7. Další konstrukční úpravy	75
7.7.1. Umístění ventilů	75
7.7.2. Pružiny	75
7.7.3. Plynový akumulátor	76
7.7.4. Nesmáčivý materiál	76
8. Závěr	77
9. Seznam použitých zdrojů	79
10. Seznam použitých symbolů a veličin	81

1. Úvod

1.1. Cíle diplomové práce [4]

Cílem je konstrukční studie pístového čerpadla a ventilů pro výkony do 50W, používaného zejména v lékařství k čerpání krve. Navržená konstrukce by měla minimalizovat nevýhody předchozích konstrukcí čerpadel, používaných v lékařství. U dosavadních pístových čerpadel je pohyb pístu vyvolán externím pohonem a to zejména klikovým mechanismem. Nevýhodou tohoto provedení je velká konstrukční složitost hnacího mechanismu, skládajícího se z velkého počtu dílů a tím pádem je i větší riziko poruchy celého systému. Další nevýhodou je nutnost utěsnění hydraulického dílu čerpadla pomocí ucpávek, zajišťující utěsnění vysokého tlaku v pracovní komoře vůči atmosféře. Tento konstrukční prvek je konstrukčně a výrobně náročný, protože vyžaduje použití speciálních materiálů na jednotlivé konstrukční díly a také přesnost jejich výroby. Ucpávka může také při čerpání krve způsobovat její degradaci. Snahou je představit takové provedení pístového čerpadla, které bude při vysoké účinnosti konstrukčně jednoduché, dlouhodobě spolehlivé bez nutnosti časté kontroly a údržby, ve kterém nebude docházet ve větší míře k degradaci krve.

1.2. Problematika úkolu

Práce čerpadla je založena na principu lineárního motoru, jak klasického, tak motoru s kuličkovým šroubem, či piezoelektrického motoru. Základním principem práce čerpadla je změna objemu kapaliny při lineárním pohybu pístu, která vyvolá pohyb sacích a výtlačných ventilů.

2. Rozdělení čerpadel

2.1. Definice a rozdělení čerpadel [1]

Čerpadlem ve všeobecnosti nazýváme energetický stroj nebo zařízení, kterým při dopravě kapaliny (čistě nebo s pevnými, případně plynnými komponentami) statickým nebo dynamickým účinkem zvyšujeme její tlak nebo kinetickou energii. Je to zařízení, prostřednictvím kterého se transformuje mechanická energie, přivedená z vnějšího zdroje (pohonu) dopravované kapalině. Podle toho, na jaký účel se transformovaná energie využije, mluvíme o přenosu hmoty nebo přenosu energie. Přenos hmoty – čerpací proces – je charakterizovaný dopravou určitého množství kapaliny ze zásobní nádrže na místo určení. Obrovská rozmanitost dopravované kapaliny a jejich čerpání téměř v každém odvětví lidské činnosti jsou důvodem velkého počtu čerpadel z hlediska velikosti a typů.

Čerpadla možno rozdělit podle nejrůznějších hledisek: podle jejich aplikace (potravinářské, vodárenské, chemické apod.), podle materiálu ze kterého jsou vyrobena, kapalin které čerpají a dokonce i podle jejich orientace v prostoru. Všechna tato rozdělení mají obecný charakter. Nejvýstižnější systém rozdělení je princip přeměny energie v čerpadle. Podle způsobu přeměny mechanické energie na energii kapaliny charakterizujeme jednotlivé typy čerpadel a jejich podstatu:

Celková energie kapaliny se skládá ze složek obsažených v Bernoulliho rovnici:

$$\underbrace{g \cdot z + \frac{p}{\rho}}_{\text{měrná potenciální energie}} + \underbrace{\frac{v^2}{2}}_{\text{měrná kinetická energie}} = \text{konst}$$

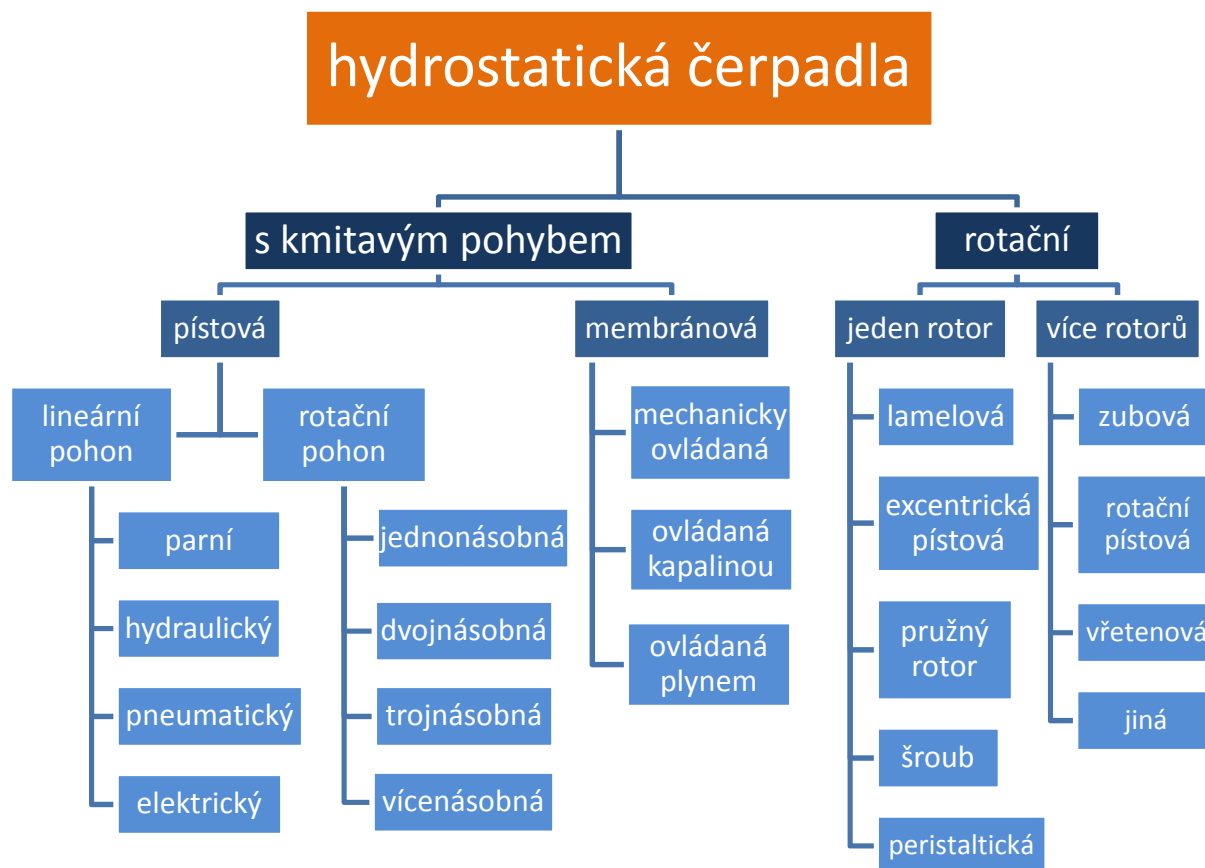
Podle toho, který z jejich členů v procesu transformace v čerpadle převládá, mluvíme o čerpadlech hydrostatických nebo hydrodynamických.

V hydrodynamických čerpadlech se v procesu čerpání mění energie pohonu na kinetickou energii kapaliny tak, aby její následná přeměna uvnitř čerpadla vytvářela potřebný nárůst tlaku.

Převládající transformovanou formou energie v hydrostatických čerpadlech je potenciální energie. Zde je možné mluvit o zvyšování polohy nebo o zvyšování tlaku. Nejvýznamnější hydrostatická čerpadla jsou ta, která pracují na principu přímé přeměny mechanické energie na tlak. Doprava kapaliny se uskutečňuje změnou velikosti činného objemu, což znamená, že kapalina se bezprostředním působením pracovních orgánů (píst, šroub, zub apod.) vytlačuje z pracovního prostoru.

3. Hydrostatická čerpadla

3.1. Rozdělení hydrostatických čerpadel [1]



Obr. 3.1 Rozdělení hydrostatických čerpadel [1]

Charakteristickým znakem všech hydrostatických čerpadel je cyklická změna velikosti činného objemu, tj. jeho střídavé zvětšování a zmenšování. Proto se často hydrostatická čerpadla nazývají i objemovými. Rozdělení hydrostatických čerpadel podle charakteristických konstrukčních znaků je na obr. 3.1.

Každé čerpadlo je kromě jeho primárního účelu – přenosu hmoty možno aplikovat i při přenosu energie. Hydrostatická čerpadla, pracující na principu přímé přeměny mechanické energie na tlak, zahrnují v sobě i hydrostatické převodníky (generátory, motory). Slouží na přenos energie - hydraulický pohon. Kapalinou jako nositelem energie bývá olej nebo kapalina s velmi dobrou mazací schopností. Jejich stavba a konstrukce se vyznačují specifickými vlastnostmi, které je předurčují jako pohonné jednotky s malou hmotností a velkým výkonem, nejčastěji s možností reverzace pohybu (ve funkci motoru i generátoru).

Konstrukce hydrostatických čerpadel, které jsou určené pro přenos hmoty (dopravu) se podstatně odlišuje pro velkou rozmanitost dopravovaných médií od hydrostatických jednotek – generátorů.

3.2. Porovnání s hydrodynamickými čerpadly [5]

- ✓ vysoká účinnost
- ✓ menší počet otáček, a proto větší hmotnost i cena
- ✓ dobrá sací schopnost
- ✓ při konstantních otáčkách dodávají stejný průtok prakticky nezávislý na tlaku
- ✓ s klesajícím tlakem přímo úměrně klesá i příkon
- ✓ při uzavřené armatuře na výtlaku mají teoreticky nekonečně velký výkon
- ✓ viskozita čerpané kapaliny prakticky neovlivňuje dodávaný objemový průtok
- ✓ regulace průtoku je složitější a nedá se užít regulace škrcením na výtlaku

3.3. Parametry objemových čerpadel [5]

Tlak v systému s objemovým čerpadlem se nastaví podle velikosti hydraulického odporu nebo jiné zátěže. Aby nedošlo k nekontrolovatelnému stoupení tlaku, systém s objemovým čerpadlem musí být vybaven vhodným pojišťovacím zařízením, které zabrání i náhodnému stoupení tlaku nad nastavenou jeho velikost.

V objemových čerpadlech v důsledku netěsností pístů, ucpávek, různých jiných těsnících elementů apod. dochází k objemovým ztrátám, proto tato čerpadla vykazují objemovou účinnost, kterou lze definovat následujícím vztahem:

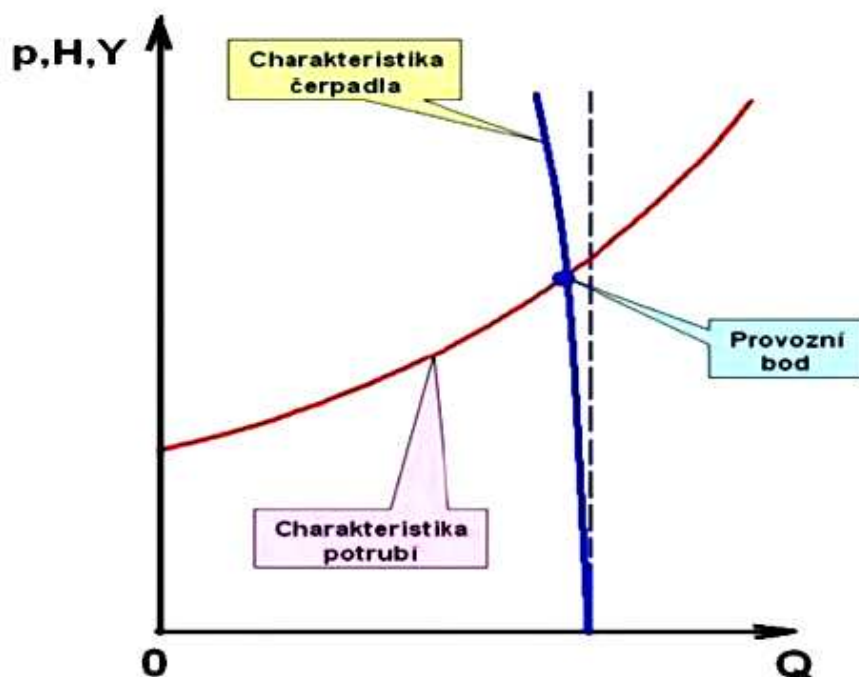
$$\eta_o = \frac{Q_s}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t}$$

kde Q_s - skutečný průtok, Q_t - teoretický průtok, Q_z - ztrátový průtok.

Vedle objemové účinnosti je třeba uvážit i účinnost mechanickou, jako důsledek odporů v ložiskách, ucpávkách, převodech, spojce atd. Celková účinnost je pak dána

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_m$$

Charakteristika čerpadla $Y = f(Q)$, $H = f(Q)$ nebo $p = f(Q)$, je teoreticky definována svislou přímkou, vzhledem k objemové účinnosti a rovněž i ke stlačitelnosti čerpané kapaliny je skutečná charakteristika křivka, která se od svislé přímky nepatrně odchyluje k menšímu průtoku – obr. 3.2.



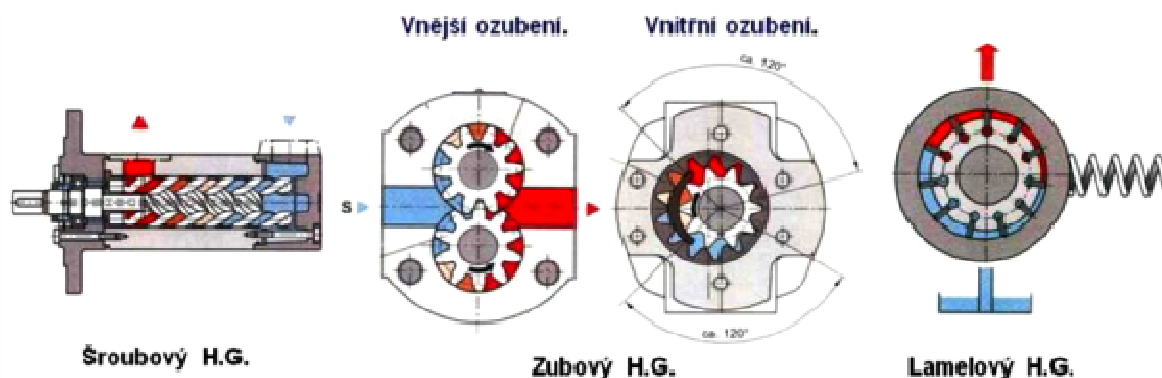
Obr. 3.2 Charakteristika objemového čerpadla [5]

3.4. Použití objemových čerpadel [5]

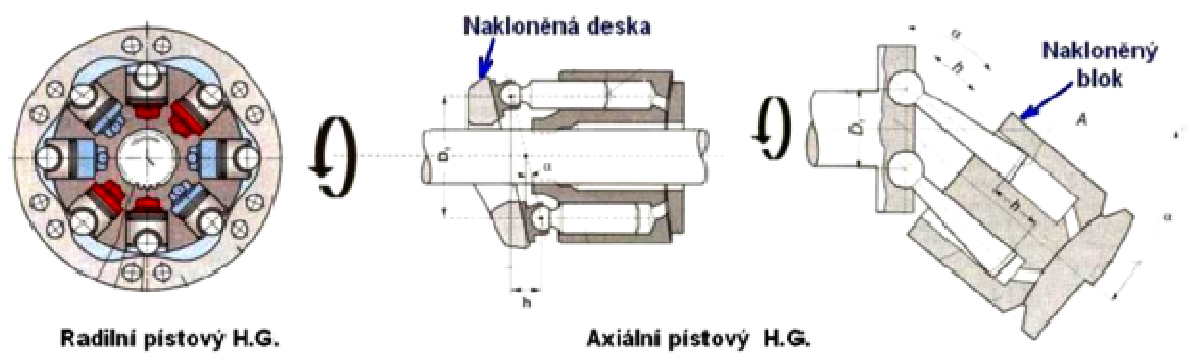
V technické praxi se užívají objemová čerpadla pro nejrůznější aplikace. Používají se ve srovnání s odstředivými čerpadly hlavně v těch případech, kde jsou vyšší tlaky, řádově do 50 MPa a malé průtoky. Asi nejčastěji se používají v oblasti hydraulických mechanismů či servomechanismů, kde se užívají čerpadla šroubová, zubová, lamelová, axiální nebo radiální pístová a další – obr 3.3 a obr. 3.4.

Další velmi rozsáhlé je užití objemových čerpadel v chemickém průmyslu, při konstrukci hydraulických lisů, v hornictví pro čerpání emulzí, při hlubinném vrtání atd. Zde se často používají čerpadla pístová nebo plunžrová, obr. 3.5 uvádí řez plunžrovým, pístovým, membránovým a hadicovým čerpadlem.

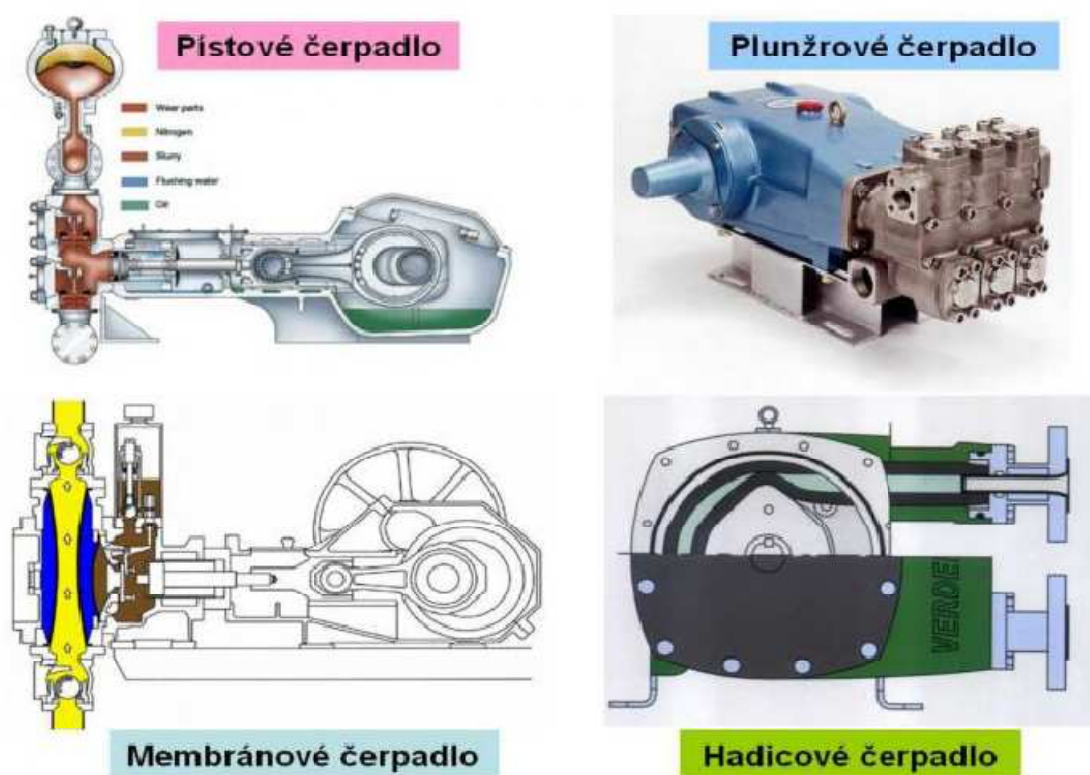
Dalším použitím je v oblasti medicíny při transplantacích, nebo dialýze, kdy se používají čerpadla hadicová také nazývaná peristaltická, pístová, membránová i odstředivá, jako náhrada za biologické srdce, nebo v mimotělním oběhu.



Obr. 3.3 Některá vybraná objemová čerpadla [5]



Obr. 3.4 Schéma radiálních a axiálních pístových čerpadel[5]

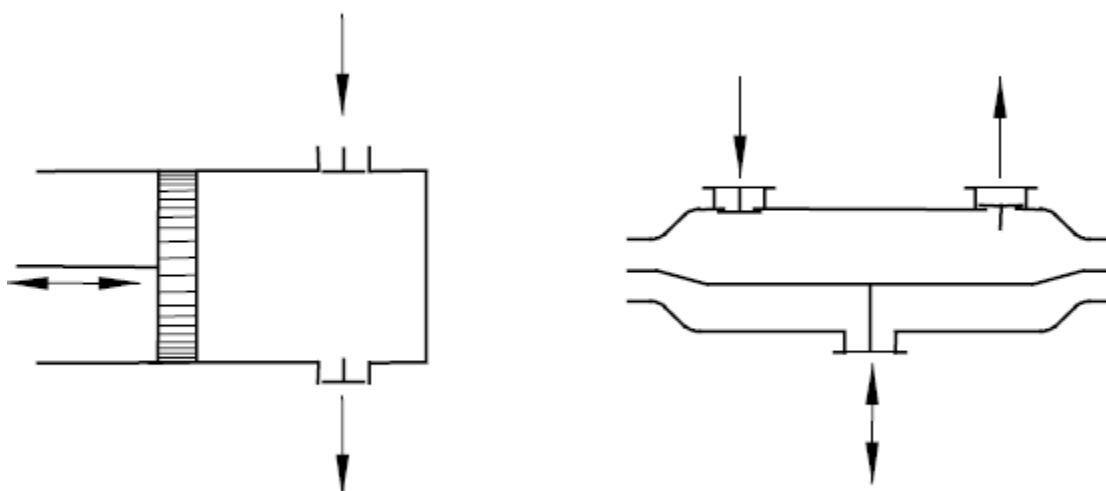


Obr. 3.5 Čerpadlo pístové, plunžrové, membránové a hadicové [5]

3.5. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem [2]

3.5.1. Definice a rozdělení

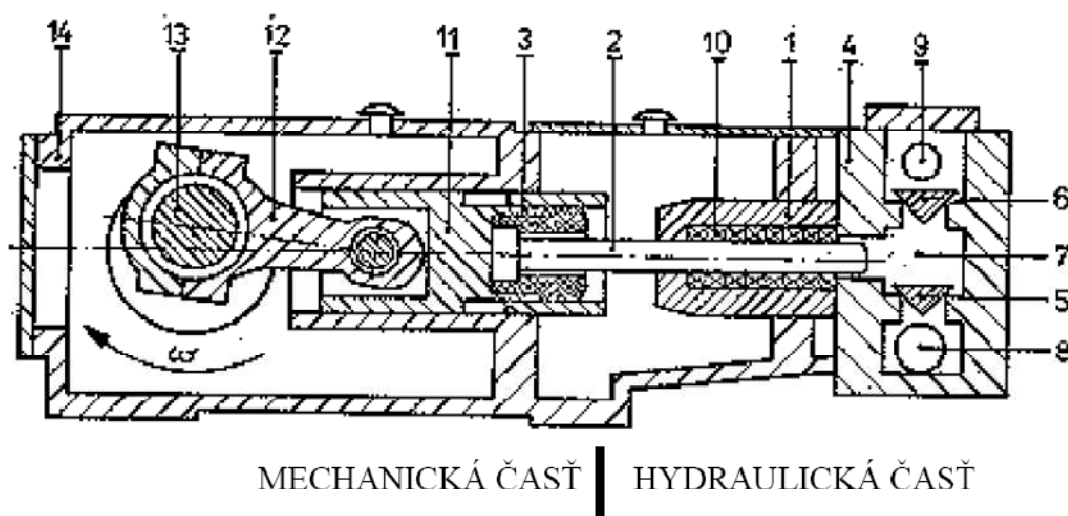
Hydrostatická čerpadla s kmitavým přímočarým pohybem jsou takové, ve kterých se kapalina přemísťuje následkem přímočarého vratného pohybu pístu – plunžru, nebo membrány. Pohyb pístu nebo membrány způsobuje střídavé spojení pracovního prostoru s nasávacím a výtlačným potrubím za pomoci sacího a výtlačného ventilu. Charakteristickým znakem všech hydrostatických čerpadel s kmitavým pohybem je přerušovaný, střídavý cyklus nasávání a výtlačku v pracovním prostoru. Hydrostatické čerpadla s kmitavým přímočarým pohybem rozdělujeme podle tvaru výtlačného prvku na pístové, resp. plunžrové, a membránové – obr. 3.6.



Obr. 3.6 Schéma pístového a membránového čerpadla [2]

3.5.2. Pístové hydrostatické čerpadlo

Základním představitelem hydrostatických čerpadel s kmitavým pohybem činného prvku je jednočinné pístové (plunžrové) čerpadlo, jehož schéma je na obr. 3.7. Ve válci 1 je uložen plunžr. Pomocí uložení 3 je plunžr spojen s mechanickou částí čerpadla. S pracovním válcem je pevně spojená ventilová komora 4, ve které je umístěno sací a výtlačné potrubí.



Obr. 3.7 pístové čerpadlo s klikovým mechanismem [1]

Ventily bývají obvykle konstruované tak, že se otevírají a zavírají samočinně, působením tlaku v pracovním prostoru. Při pohybu plunžru vlevo se pracovní prostor zvětšuje, tlak se v něm zmenšuje a kapalina se ze sací nádrže přes otevřený sací ventil přemísťuje do pracovního prostoru čerpadla. Výtlačný ventil je při tom uzavřený. Tomuto pohybu říkáme sací zdvih a ději proces sání. Plunžr přitom překoná dráhu z horní krajní polohy (horní úvrať) do dolní krajní polohy (dolní úvrať). Při pohybu plunžru opačným směrem, prostor naplněný kapalinou se zmenšuje a tlak v něm nabývá hodnotu výtlačného tlaku. Účinkem zvýšeného tlaku se sací ventil uzavře, otevře se výtlačný ventil a kapalina se vytlačuje do výtlačného potrubí. Tomuto zdvihu říkáme výtlačný zdvih a ději proces vytlačení.

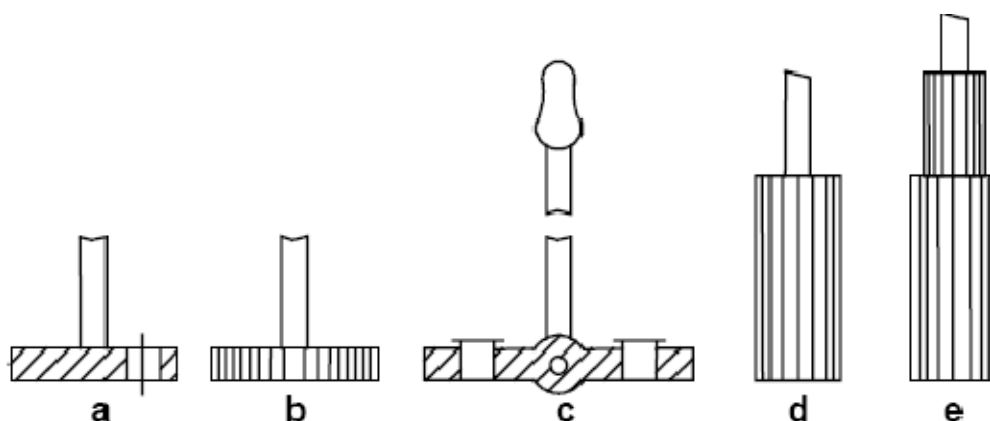
V dalším se prostřednictvím mechanické části čerpadla (např. klikového mechanismu) popsaný cyklus periodicky opakuje. Po sobě jdoucí dva zdvihy (sací a výtlačný) nazýváme dvojdvihem, resp. pracovním cyklem čerpadla.

Část čerpadla, ve které nastává výměna energie mezi kapalinou a pohonným strojem, nazýváme hydraulickou částí čerpadla. Skládá se z tělesa ventilů s ventily, plunžru (pístu) a válce s ucpávkou. K hydraulické části čerpadla patří i ostatní pomocné zařízení (např. pojistný ventil).

Mechanická část čerpadla slouží k zabezpečení přímočarého vratného pohybu plunžru ve válci (u klikového mechanismu na přeměnu otáčivého pohybu pohonného stroje na kmitavý). Mechanická část je nejčastěji oddělená od hydraulické volným prostorem. Tím se oddělují případné prosaky čerpané kapaliny od mazání mechanické části.

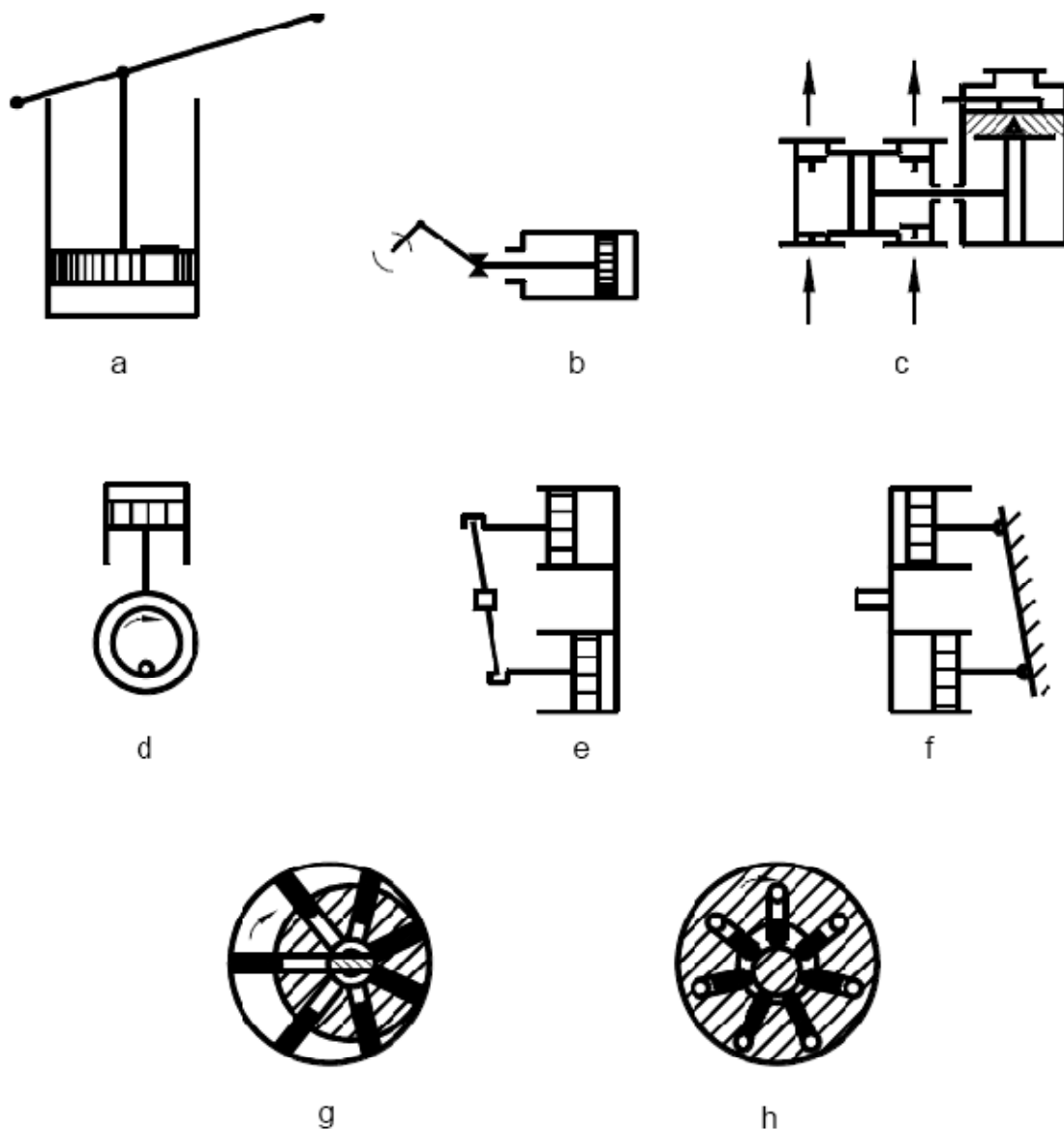
3.5.3. Typy pístových čerpadel

Uspořádání pístových čerpadel a jejich konstrukce jsou velmi rozmanité. Konstrukční koncepce se řídí účelem použití, velikostí dopravního tlaku, výkonem, vlastnostmi dopravované kapaliny apod. Podle tvaru činného (výtlačného) prvku rozlišujeme pístová čerpadla s diskovým pístem, nebo plunžrem. Různé typy pístů jsou zobrazeny na obr. 3.8. V dalším nebudeme rozlišovat pístové nebo plunžrové čerpadlo. Jednoduše, pod pojmem pístové čerpadlo budeme zahrnovat pístové, ale také plunžrové čerpadlo.



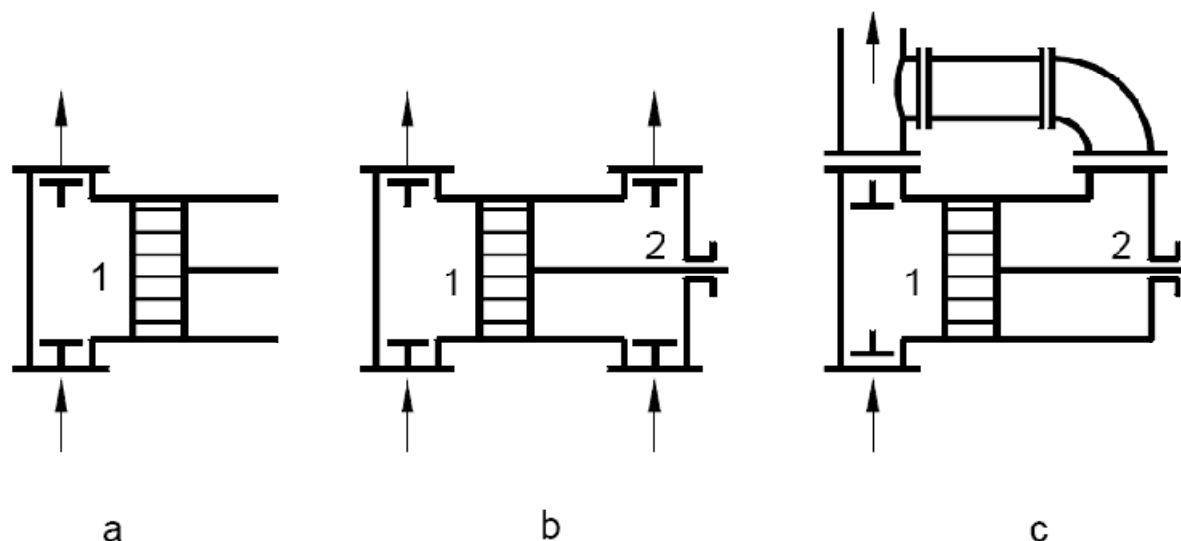
Obr. 3.8 Typy pístů [2]

Podle způsobu pohonu čerpadla rozlišujeme čerpadla s pákovým (ručním) pohonem (obr. 3.9 a), s pohonem od klikového mechanismu (obr. 3.9 b), s lineárním pohonem (parou, hydraulicky, nebo pneumaticky obr. 3.9 c), s excentrickým pohonem (obr. 3.9 d), s rotující nakloněnou deskou (obr. 3.9 e) nebo s axiálně uloženými rotujícími písty (obr. 3.9 f). Kromě toho mohou být pístová čerpadla s radiálním uložením pístů s vnitřním nebo vnějším rozvodem (obr. 3.9 g, h). Je nutné říci, že v oblasti čerpací techniky nacházejí uplatnění především typy pohonů a až d. Ostatní se uplatňují především jako generátory v hydraulických obvodech.



Obr. 3.9 Typy pístových čerpadel [2]

Podle způsobu činnosti rozlišujeme pístová čerpadla na jednočinná, dvojčinná nebo diferenciální (obr. 3.10.) Každé z těchto typů můžeme paralelně spojovat na jedné hřídeli nebo v jednom tělese. Mluvíme o vícenásobném jednočinném, dvojčinném, nebo diferenciálním čerpadle.



Obr. 3.10 a) jednočinné, b) dvočinné, c) diferenciální čerpadlo [2]

Jednočinné čerpadlo (obr. 3.10 a) se vyznačuje tím, že po dobu jednoho dvojdvihu (pracovního cyklu) jednou nasává (neurčitý zdvih) a jednou vytlačuje (určitý zdvih). Znamená to, že polovina pracovního cyklu je z pohledu dopravy kapaliny neúčinná. Čerpání kapaliny je přerušované. Nevýhody jednočinného čerpadla, vyplývající hlavně z nedostatečného využití pracovního cyklu a nerovnoměrnosti dopravovaného množství, se můžou zaměnit s jiným konstrukčním uspořádáním.

Dvočinné pístové čerpadlo (obr. 3.10 b) se vyznačuje tím, že píst rozděluje pracovní prostor na dvě části. Každá část pracovního prostoru má samostatný sací a výtlačný ventil. Při jednom zdvihu v čerpadle probíhá v jedné části pracovního prostoru sání a v druhé výtlač. Celý pracovní cyklus je úplně využitý. Současně se zvyšuje rovnoměrnost dodávky. Velkou nevýhodou je konstrukční složitost a potřeba dvojnásobného počtu citlivých orgánů – samočinných ventilů.

Diferenciální pístová čerpadla (obr. 3.10 c) rovněž jako dvočinné rozděluje pracovní prostor na dvě části. Jedna pracovní část prostoru je nepřetržitě spojená s výtlakem. Proto při pohybu pístu vlevo, část kapaliny, která je vytlačovaná z pracovního prostoru 1, se při výtlačném zdvihu rozděluje na část, která se dostává do systému a část, která proudí do pracovního prostoru 2. Diferenciální čerpadlo spojuje vlastnosti jednočinného a dvočinného čerpadla. V první části pracovního cyklu (sání) je činnost stejná s jednočinným čerpadlem. Do výtlačku pracuje jako dvočinné.

Z hlediska rovnoměrnosti průtoku největší význam má paralelní spojení několika jednočinných, dvočinných, nebo diferenciálních čerpadel na jednom hřídeli.

4. Mímotělní oběh krve

4.1. Úvod [6]

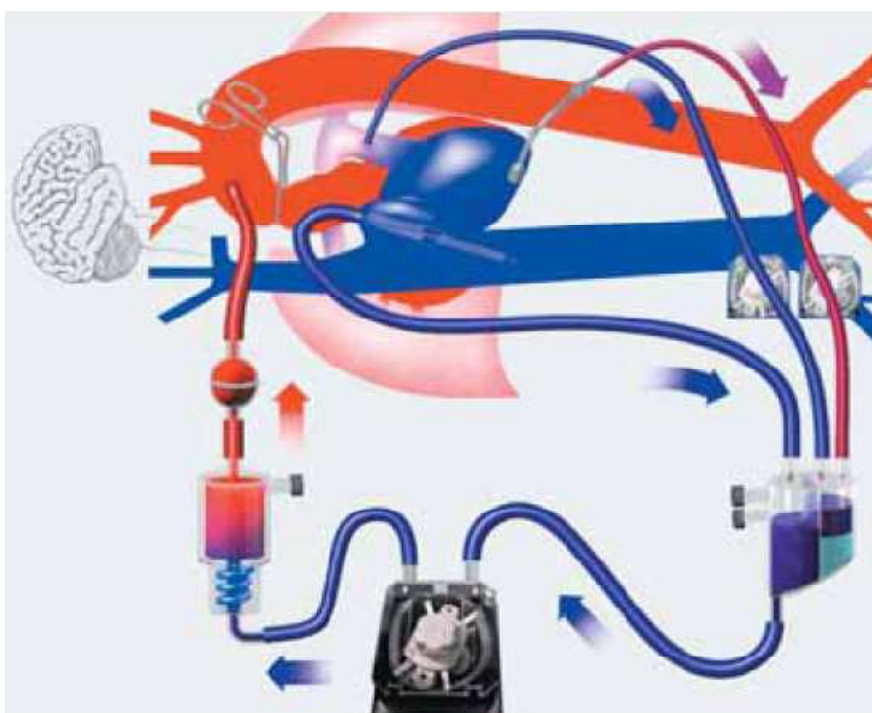
V současnosti se na celém světě uskuteční za pomoci mímotělního oběhu více než 750 000 operací srdce za rok. Metoda, která toto umožňuje – mímotělní krevní oběh – byla k tomuto účelu poprvé úspěšně použita před více než 50 lety – 6. května 1953 a právě toto datum je považováno za jeden z významných mezníků moderní medicíny. Ten den uskutečnil John Gibbon se svým týmem za pomoci mímotělního oběhu v Massachusetts General Hospital

v Bostonu, první operaci na otevřeném srdci. Během 26minutové srdeční zástavy uzavřel u mladé ženy defekt mezisíňové přepážky. Jen s malým časovým odstupem byly úspěšně provedeny první operace v mimotělním oběhu i v bývalém Československu. První uskutečnil Navrátil v Brně v únoru 1958, téhož roku v červenci pak Procházka v Hradci Králové a o málo později i Kafka v Praze. Splnila se tak předpověď, kterou vyslovil francouzský lékař Lulien-Jean LeGalois. Ten již v roce 1812 předpověděl vznik zařízení, pomocí něž bude možno nahradit srdce pumpou, která bude schopna zabezpečit průtok krve všemi orgány a zachovat je tak vitální. Aby však bylo možné toto zařízení zkonstruovat a zavést do klinické praxe, bylo nutné počkat ještě více než jedno století na rozvoj celé řady dalších vědních oborů – moderní anesteziologie, diagnostických i chirurgických metod a dále na nové vědecké objevy v oboru farmakologie (heparin), ale i organické chemie (plastické materiály) apod. Mímotělní oběh je komplexní metoda, která přímým spojením krevního oběhu nemocného se zevně umístěným technologickým zařízením (obr. 4.1) umožňuje po určitou dobu zcela nahradit činnost srdce a plic v základních funkcích:

- ✓ krevní oběh
- ✓ výměna krevních plynů
- ✓ udržování acidobazické rovnováhy vnitřního prostředí
- ✓ regulace teploty

Metoda mímotělního oběhu byla vyvinuta a slouží především k provádění kardiochirurgických zákroků na srdci a hrudní aortě. Technologii mímotělního oběhu je ale možné využít i v jiných situacích – např. k dlouhodobé podpoře oběhu, mímotělní výměně plynů při selhání plic, resuscitaci hluboce podchlazených nemocných, izolované perfuzi končetin chemoterapeutiky při maligních procesech, transplantaci plic, transplantaci jater, operacích intrakraniálních aneurysmat v hluboké hypotermii nebo i při extrakci maligních trombů ze srdce při nádorech ledvin.

4.2. Princip mímotělního oběhu krve [7]



Obr. 4.1 Schéma mímotělního oběhu krve [6]

Žilní krev odváděna působením gravitace nebo aktivního sání žilní kanylou z pravé síně (parciální mimotělní oběh) nebo dvěma kanylami zavedenými do horní a duté žíly (totální mimotělní oběh) → rezervoár žilní krve → pumpa → oxygenátor → výměník tepla → tepenná (arteriální) kanyla zpět do oběhu pacienta (vzestupná aorta, event. stehenní, ilická nebo axilární tepna)

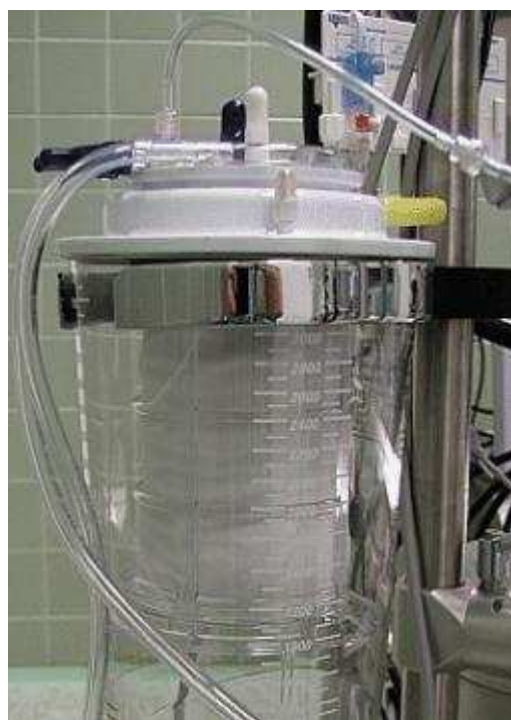
4.3. Součásti systému pro mimotělní oběh

4.3.1. Kanyly a linky [7]

Mohou být žilní a arteriální. Hadice i spojky jsou součástí setů k jednorázovému použití. Používá se materiál minimálně poškozující krevní elementy (hladký, nesmáčivý, netoxický). Hadice jsou průhledné, elastické, ohebné, minimálně zalomitelné, minimálně otíratelné – PVC nebo silikon v medicínské kvalitě (Tygon®, Silmedic®). Šíře hadic musí být zajišťující co nejnižší objem základní náplně mimotělního oběhu a současně dostatečná, aby set kladl toku krve co nejmenší odpor. Těsnost spojek musí být dokonalá z důvodu prevence úniku krve a nasávání vzduchu.

4.3.2. Rezervoár žilní krve [6]

Žilní rezervoár je sběrné zařízení, které je vřazeno do žilní části systému mimotělního oběhu před krevní čerpadlo a oxygenátor. Slouží ke shromažďování krve, která přiteče z nemocného a k vyrovnávání výkyvů mezi žilním přítokem a aktuálními potřebami přísunu krve k čerpadlu. V rezervoáru jsou odstraňovány případné mikrobubliny vzduchu, který může proniknout do žilní části systému např. podél žilních kanyl a lze do něj aplikovat i léky (obr. 4.2). Při tzv. uzavřeném systému mimotělního oběhu se používá plastický žilní rezervoár. Po naplnění celého systému se z rezervoáru odsaje vzduch a rezervoár je naplněn pouze krví. V případě, že by došlo k vyčerpání veškeré krve z rezervoáru, se odtok z něj zablokuje kolapsem plastické stěny (zábrana nasátí vzduchu do tepenného systému mimotělního oběhu). Součástí tohoto systému musí být další, tzv. kardiometrický rezervoár. Rigidní žilní rezervoár se používá v tzv. otevřeném systému mimotělního oběhu. Má komunikaci s okolním atmosférickým tlakem. V rezervoáru musí být udržována jeho minimální pracovní náplň a proti jeho úplnému vyčerpání musí být hladina krve v něm hlídána elektronicky. V případě poklesu hladiny pod určenou mez dojde automaticky k zastavení čerpadla. Kardiometrický rezervoár je sběrné zařízení pro krev odsátou z operačního pole a ze srdečních dutin. Jeho součástí je filtr a tzv. odpěňovací zařízení.



Obr. 4.2 Rezervoár žilní krve [7]

4.3.3. Oxygenerátor [6]

Oxygenátor je další základní součást přístroje pro mimotělní oběh. Slouží k regulované výměně plynů mezi krví nemocného a přiváděnou směsí plynů, a nahrazuje tak funkci plic. V současnosti se standardně používají tzv. membránové oxygenátory (obr. 4.3). Krev a směs plynů jsou odděleny semipermeabilní membránou z mikroporézního polypropylenu, který je zformován do kapilár a ty tvoří prostorovou síť, která je obtékána krví. Uvnitř kapilár proudí směs plynů. Celkový povrch zařízení pro dospělé se pohybuje v rozmezí od 1,7 do 2,5 m².



Obr. 4.3 Oxygenátor [7]

4.3.4. Výměník tepla [7]

Výměník tepla – Obr. 4.4 je součástí oxygenátoru, která je zařazena před okysličovací jednotkou. Úkolem, je chlazení protékající krve k dosažení celkové hypotermie a ohřev před ukončením operace, eventuelně udržování normotermie. Princip práce výměníku je výměna tepla mezi krví a vodou cirkulující v systému spirál nebo trubic z tepelně vodivého materiálu (hliník, nerezová ocel, plast). Zdrojem teplé a studené vody je tepelná jednotka spojená hadicemi s oxygenátorem.



Obr. 4.4 Výměník tepla [7]

4.3.5. Krevní čerpadla – pumpy

Čerpadlo (pumpa) je základním prvkem přístroje pro mimotělní oběh. Nahrazuje srdce v krevním oběhu – přečerpává desaturovanou krev z venózní části systému mimotělního oběhu do oxygenátoru a arteriální části mimotělního oběhu. Požadavkem je dostatečný výkon (zajištění přečerpání vypočteného objemu krve), technicky spolehlivý provoz a šetrnost vůči krevním elementům. [6]

V současné době se v lékařství používá k čerpání krve různých typů čerpadel a to zejména membránových, pístových, odstředivých, nebo peristaltických.

4.3.5.1. Membránová čerpadla [4]

U nich je pohyb membrány zajišťován vnějším zdrojem energie. Může to být pomocí kompresoru, kde je pomocí řídicího ventilu iniciován rytmus pohybu membrány, zajišťující pulzní čerpání krve z komory vybavené sacím a výtlačným ventilem. Nevýhodou těchto čerpadel je celková konstrukční složitost zařízení vyžadující kompresor, řídicí ventil a procesor. Dále jsou známa membránová čerpadla, u nichž je pohyb membrány zajišťován mechanickým převodem z hnacího pohonu, kinematicky pomocí systému táhel spojených přímo s membránou. Membrána může být také zmagnetizována, může tak docházet k pohybu i účinkem magnetického pole. Jedním ze způsobů vyvození pohybu membrány je také pomocí složitějšího servomechanismu. Nevýhodou tohoto provedení je složitější zajišťování převodů z hnacích mechanismů. Celkově pro membránová čerpadla je nevýhodou malá životnost membrány, protože v místě uchycení membrány s pohonem dochází ke koncentraci napětí materiálu, které má za následek poruchu membrány pracující v cyklickém zatížení.

4.3.5.2. Pístová čerpadla [4]

Pohyb pístu je ve většině případů zajišťován externím pohonem, například klikovým mechanismem. V současné době se pro pohon používá lineárních motorů různých konstrukcí, využívaných jak pro jednočinná tak dvojitá čerpadla, přičemž píst může být za účelem zvýšení účinnosti opatřen pružinami, umožňujícími vyladění kmitů pístu do požadované rezonance. Píst může být také poháněn pomocí magnetického pole, stejně jako u membránových čerpadel. Ve většině případů je nutno těsnit píst vůči hydraulickému dílu ucpávkou zajišťující utěsnění vysokého tlaku v pracovní komoře vůči atmosféře, což je konstrukčně a výrobně náročné, neboť to vyžaduje speciálních materiálů na jednotlivé konstrukční díly a přesnost výroby. Samotná ucpávka může také způsobovat degradaci krve.

4.3.5.3. Odstředivá čerpadla [6]

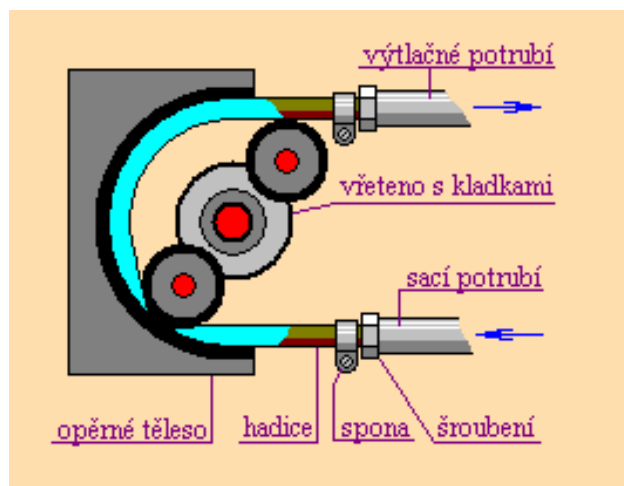
Principem je postupné zrychlování toku krve, která přitéká na povrch rotujícího hladkého kužele (obr. 4.5). V okamžiku dosažení největší kinetické energie na obvodu kužele je krev vháněna odstředivou silou do odvodné hadice. Provoz je spolehlivý a šetrný vůči krevním elementům. Obdobou tohoto typu čerpadla jsou i pumpy, které udělují krvi rychlost pomocí rotujících lopatek. Určitou nevýhodou je vyšší cena rotoru pumpy, který je na jedno použití.



Obr. 4.5 Odstředivé čerpadlo [7]

4.3.5.4. Peristaltické čerpadlo [6]

Nejstarším a nejrozšířenějším čerpadlem je válečková pumpa. Principem je posouvání krve v elastické hadici rotujícími protilehlými válečky, které průsvit hadice stlačují (obr. 4.6). Protože kladky po hadici postupují, tlačí uzavřený úsek hadice před sebou a tím i kapalinu, která je v tomto úseku obsažena. Za kladkou se hadice vlastní silou opět vrací do původního tvaru. Tím vzniká podtlak, který do vzniklého prostoru za kladku nasává další kapalinu. Provoz je spolehlivý, ale je spojen s určitým stupněm traumatizace krevních elementů. Před zapojením do systému se musí přesně nastavit přítláčná síla válečků na hadici (okluze). Nadměrná okluze způsobuje přílišnou hemolýzu krve. Nevýhodou tohoto čerpadla je potřeba nízkých otáček cca 30 – 200 ot/min (nelze je pohánět přímo elektromotorem ani malou rychloběžnou turbínou), dále malá životnost hadice, omezení sací a výtlačné výšky čerpadla, kvůli pružnosti hadice a také omezení použití čerpadla za nízkých teplot, kvůli ztrátě pružnosti hadice.



Obr. 4.6 Peristaltické čerpadlo v praxi [7]

Obr. 4.7 Schéma Peristaltického čerpadla

4.3.6. Filtry

Bezpečnostní prvek k odstranění možných zdrojů mikroembolizace. Krev odsátá z operačního pole totiž obsahuje částičky tkání, kostní dřeně, mikroagregáty bílkovin i krevních elementů, mikrobubliny vzduchu atd. Před návratem do systému mimotělního oběhu musí být proto filtrována.



Obr. 4.8 Systém mimotělního oběhu [11]

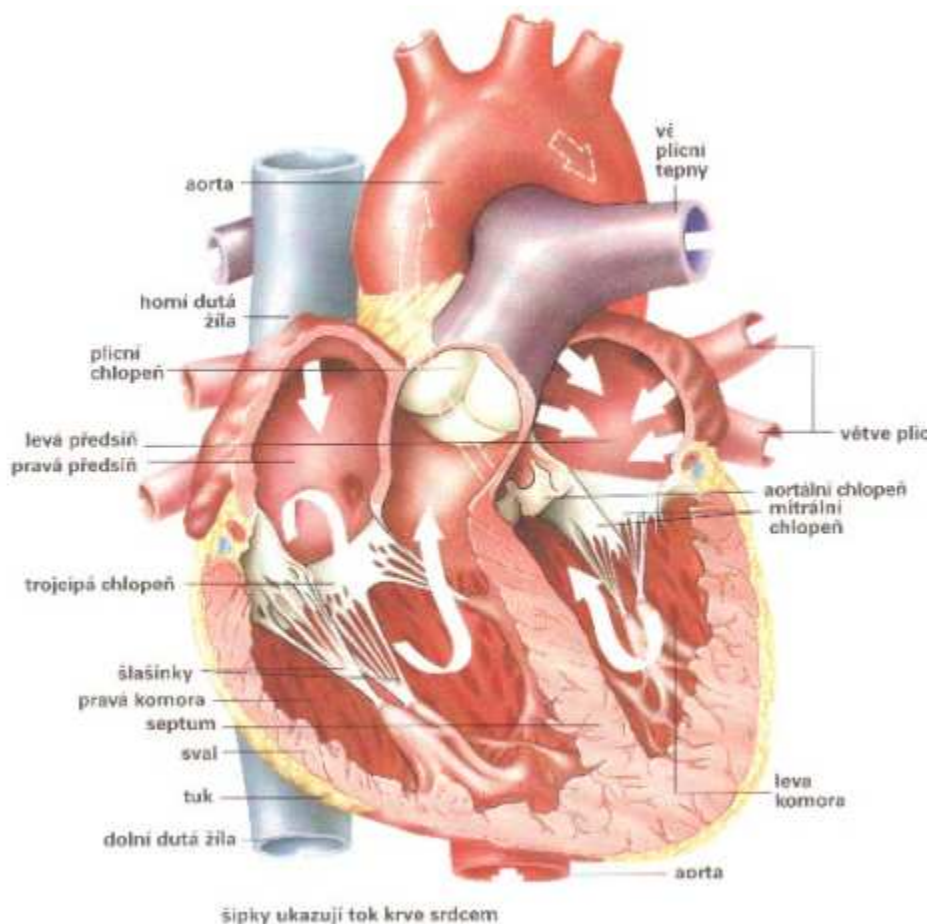
5. Srdce

5.1. Lidské srdce [8]

Srdce (lat. *cor* nebo *cardia* - z řec. καρδιά, kardia) je dutý svalový orgán obratlovců včetně člověka, který svými pravidelnými stahy (kontrakcemi) zajišťuje oběh krve a tím i prokrvení organismu. Pracuje jako dvojitě čerpadlo s ventily (chlopněmi), které nasává krev do předsíní a vytlačuje z pravé komory neokysličenou krev do plicní tepny (malý krevní oběh) a z levé komory okysličenou krev do aorty (hlavní krevní oběh).

Stavbou, funkcí a chorobami lidského srdce se zabývá kardiologie, srdeční choroby patří mezi nejčastější příčiny smrti, zejména v bohatých zemích. V České republice jsou nejčastější příčinou smrti a umírá na ně asi 50 % lidí.

U dospělého člověka je srdce asi 12 cm dlouhé, 8-9 cm široké a 6 cm hluboké. Hmotnost srdce se liší podle pohlaví, u muže se pohybuje kolem 280-340 g, u žen kolem 230-280 gramů. Průměrné srdce udělá okolo 100 000 úderů každý den.¹



Obr. 5.1 Lidské srdce [11]

5.2. Umělé srdce

Srdce je obdivuhodný pracant. Sval o hmotnosti 300 gramů se za den stáhne více než stotisíckrát a přepumpuje přitom více než 17 000 litrů krve. Nemocné srdce je v těžké situaci. Snaží se i nadále zásobovat tělo okysličenou krví, ale je na tuto namáhavou práci příliš slabé. V zoufalé snaze přepíná své síly a samo sobě ještě víc ubližuje. Pacientovi je stále hůře. Při mírnějších postiženích přinesou úlevu léky. Při těžkém poškození srdce je prakticky jediným řešením transplantace. Vhodných orgánů je permanentní nedostatek. Mnohým pacientům proto pomáhají během čekání na transplantaci pumpy, které na sebe přebírají část povinností srdečního svaly. Nejnovější výzkum britských kardiologů ale prokázal, že tyto pumpy dokážou mnohem více. [9]

Umělé srdce je zařízení implantované do těla za účelem nahrazení originálního biologického srdce. Zřejmá výhoda umělého srdce je snížení potřeby srdečních transplantací a tím pádem i požadavků na darovaná srdce. Stejně jako pro všechny orgány vždy poptávka velmi překoná nabídku. [10]

5.3. Vývoj umělého srdce [11]

1958 - Willem Kolff, Tetsuzo Akutsu (polyvinylchlorid) – Obr. 5.2

1965 - Willem Kolff (silikonová guma) – Obr. 5.3

1969 - Domingo Liotta (první transplantace člověku, pacient přežil 3 dny) – Obr. 5.2

1982 - Willem Kolff, Donald Olsen a Robert Jarvik (JARVIK – 7) – Obr. 5.5



Obr. 5.2 Umělé srdce z roku 1958 [11]



Obr. 5.3 Umělé srdce z roku 1965 [11]

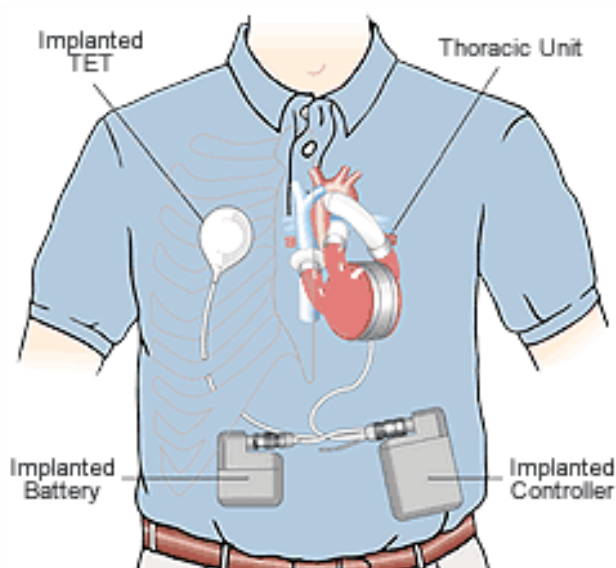


Obr. 5.4 Umělé srdce z roku 1969 [11]



Obr. 5.5 Umělé srdce z roku 1982 [11]

ABIOCOR – současnost



Obr. 5.6 Umělé srdce v současnosti [11] Obr. 5.7 Zapojení umělého srdce ABIOCOR [11]

Jako první umělé srdce dokáže pracovat nezávisle na okolí, pouze s dobíjením baterií. AbioCor – Obr. 5.6 je výsledkem dvacetiletého výzkumu firmy Abiomed, jehož cílem bylo sestavit umělé srdce, které by se obešlo bez složité vnější aparatury. Umělé srdce, které nahrazuje obě komory srdce, může vytlačit krev jen z jediné komory. Teda, střídavě bude posílat krev do plic a potom do těla, namísto do obou naráz, jako to dělá normální srdce. AbioCor je schopné přecerpat více jak 10 litrů za minutu, což je postačující pro každodenní aktivity.

Umělé srdce je vyrobeno z titanu a polyuretanu (AngioFlex). Celý systém váží přibližně 1 kg. První implantace se uskutečnila v roce 2001.

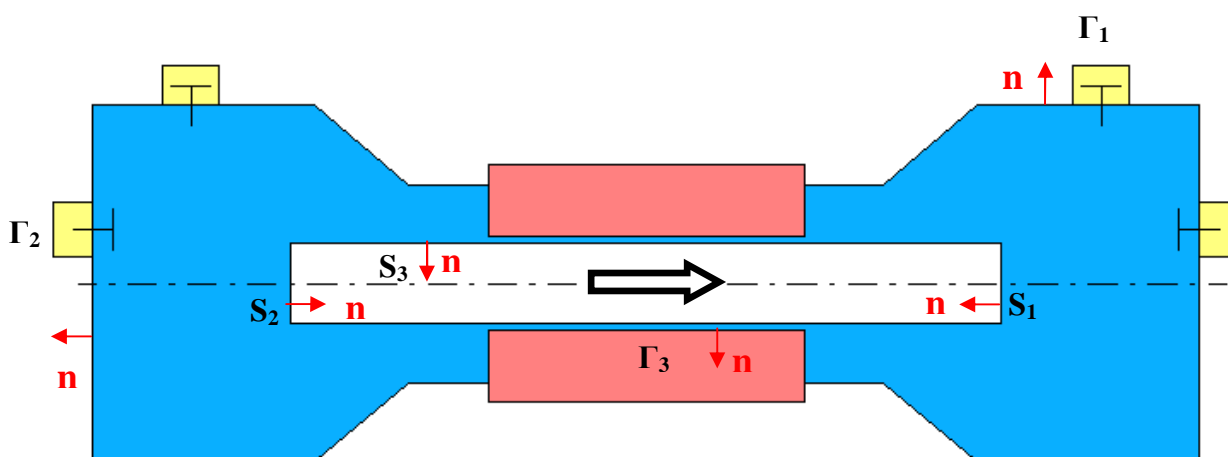
Hlavní části systému:

- ✓ Hydraulická pumpa
- ✓ Kanálový ventil
- ✓ Systém bezdrátového přenosu energie (TET)
- ✓ Vnitřní baterie
- ✓ Vnější baterie
- ✓ Regulační zařízení

6. Výpočtová teorie

6.1. Základní schéma

Schéma znázorňuje základní součásti, tvořící dvojčinné čerpadlo. Obsahuje vyznačení základních ploch a jejich normálových vektorů. Označení ploch čerpadla je následující: čelní plochy pístu S_1 a S_2 , obvodová plocha pístu S_3 , vstupní ventil Γ_2 , výstupní ventil Γ_1 , plocha vinutí motoru Γ_3 . Směr normálových vektorů je orientován ven z kapaliny.



Obr. 6.1. Schéma čerpadla

6.2. Zadané parametry čerpadla

Tato konstrukce pístového čerpadla se navrhuje pro následující parametry:

Průtok: $Q = 1,2 \text{ dcl/s}$

Výtlačná výška: $H_V = 1,5 \text{ m}$

Sací výška: $H_S = 0,4 \text{ m}$

Výkon: $P = \text{do } 5 \text{ W}$

Frekvence: Hodnotu frekvence volíme takovou, abychom dosáhli zadaného průtoku při zvoleném průměru a zdvihu pístu.

6.3. Odvození základních vztahů

Nestlačitelná kapalina (rovnice kontinuity):

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = \operatorname{div} \bar{v} = 0$$

Pohybová rovnice:

$$\rho \cdot \frac{dv_i}{dt} - \frac{\Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \rho \cdot g_i$$

Složku zrychlení rozložíme na:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j$$

Dosadíme do pohybové rovnice a zároveň zanedbáme člen hydrostatického tlaku, který nemusíme uvažovat kvůli menším rozměrům čerpadla:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j - \frac{\Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0$$

Rovnici vynásobíme elementem objemu dV :

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j \cdot dV - \frac{\Pi_{ij}}{\partial x_j} \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot dV = 0$$

Jednotlivé složky představují nestacionární síly, konvektivní síly, viskozí síly, tlakové síly. Tyto složky vynásobíme rychlostí v_i a dostaneme výkony od jednotlivých sil podle vztahu

$$\boxed{P = \bar{F} \cdot \bar{v}} :$$

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_i \cdot v_j \cdot dV - \frac{\Pi_{ij}}{\partial x_j} \cdot v_i \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

U členů vyjadřujících výkon konvektivních a viskozí sil změním indexy i na j a obrátím:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot v_i \cdot dV - \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

Konvektivní člen dále upravíme podle předpisu:

$$\boxed{\frac{\partial a}{\partial x} \cdot a = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot (a^2)}$$

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot v_j = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (v_j \cdot v_j) = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (|\bar{v}|^2)$$

Dosadíme do předcházející rovnice:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (|\bar{v}|^2) \cdot v_i \cdot dV - \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

Po vytknutí derivace:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \underbrace{\left(\frac{\rho}{2} \cdot |\bar{v}|^2 + p \right)}_{\rho \cdot Y_L} \cdot v_i \cdot dV - \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0$$

Vyjádření měrné energie Y_L :

$$\rho \cdot Y_L = \frac{\rho}{2} \cdot |\bar{v}|^2 + p \quad \Rightarrow \quad \boxed{Y_L = \frac{1}{2} \cdot |\bar{v}|^2 + \frac{p}{\rho}} \dots \text{lokální měrná energie}$$

Přepsáním rovnice s dosazenou měrnou energií, dostaneme rovnici celkového výkonu pro elementární částici:

$$\boxed{\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV - \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0}$$

Integrace rovnice výkonu pro elementární částici k určení výkonu v celém objemu:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV - \int_V \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0$$

Rozepsání integrálu členu měrné energie do jednotlivých ploch s využitím Gauss-Ostrogradského věty:

$$\int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = \rho \cdot \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS - \rho \cdot \int_V Y_L \cdot \underbrace{\frac{\partial v_i}{\partial x_j}}_{\text{div } \bar{v}=0} \cdot dV = \rho \cdot \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS =$$

$$= \rho \cdot \int_{S_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS_1 + \rho \cdot \int_{S_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS_2 + \underbrace{\rho \cdot \int_{S_3} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS_3}_0 +$$

$$\rho \cdot \int_{\Gamma_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot d\Gamma_1 + \rho \cdot \int_{\Gamma_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot d\Gamma_2 + \underbrace{\rho \cdot \int_{\Gamma_3} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot d\Gamma_3}_0$$

Integrály přes plochy S_3 a Γ_3 jsou nulové, z důvodu působení pouze viskózních sil.

Rozepsání integrálu členu viskózních sil do jednotlivých ploch s využitím Gauss-Ostrogradského věty:

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV &= \int_S \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS - \int_V \Pi_{ji} \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot dV = \\ &= \int_{S_1} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_1 + \underbrace{\int_{S_2} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_2 + \int_{S_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3}_{\text{odečtou se}} + \underbrace{\int_{\Gamma_1} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot d\Gamma_1}_0 + \\ &+ \underbrace{\int_{\Gamma_2} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot d\Gamma_2}_0 + \underbrace{\int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot d\Gamma_3}_0 - \int_V \Pi_{ji} \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot dV \end{aligned}$$

Integrály přes plochy Γ_1, Γ_2 jsou nulové díky následujícímu důkazu, uvažujeme proudění v místě za ventilem, kde je rovné potrubí s konstantním rychlostním profilem. Integrál přes plochu Γ_3 je také nulový, kvůli nulové rychlosti plochy Γ_3 . Dále integrály přes plochy S_1 a S_2 jsou rovněž nulové, protože různé směry normálových vektorů na těchto plochách nám změň znaménka před integrály a navzájem se odečtou.

Důkaz: (integrály přes plochy Γ_1, Γ_2 jsou nulové)

$$\boxed{\Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i = 0}$$

$$\Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i = \Pi_{j1} \cdot v_j \cdot n_1 = \Pi_{11} \cdot v_1 \cdot n_1 = -\Pi_{11} \cdot v_1$$

$$\Pi_{j1} = 2 \cdot \mu \cdot v_{ij} = 2 \cdot \mu \cdot v_{11}$$

$$v_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \Rightarrow v_{11} = \frac{1}{2} \cdot \left(\underbrace{\frac{\partial v_1}{\partial x_1}}_{\text{div } \vec{v}=0} + \underbrace{\frac{\partial v_1}{\partial x_1}}_{\text{div } \vec{v}=0} \right)$$

Dosazení rozepsaných integrálů do rovnice celkového výkonu:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \int_{S_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS_1 + \rho \cdot \int_{S_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS_2 + \rho \cdot \int_{\Gamma_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot d\Gamma_1 + \\ + \rho \cdot \int_{\Gamma_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot d\Gamma_2 - \int_{S_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3 + \underbrace{\int_V \Pi_{ji} \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot dV}_{2D} = 0 \end{aligned}$$

1. Integrace členu měrné energie:

$$\int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \int_S \left(\frac{1}{2} \cdot |\bar{v}|^2 + \frac{p}{\rho} \right) \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS$$

a) tlaková energie:

$$\int_S \frac{p}{\rho} \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \frac{1}{\rho} \cdot \int_S p \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \frac{1}{\rho} \cdot \int_S p \cdot v_n \cdot dS = \frac{1}{\rho} \cdot p \cdot Q$$

b) kinetická energie:

$$\int_S \frac{1}{2} \cdot |\bar{v}|^2 \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \frac{1}{2} \cdot \int_S |\bar{v}|^2 \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \frac{1}{2} \cdot |\bar{v}|^2 \cdot v_n \cdot dS = \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_S|^2 \cdot Q$$

Dosazení zpět do integrálu měrné energie:

$$\int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_S|^2 \cdot Q + \frac{p}{\rho} \cdot Q$$

Dosazení vypočítaných integrálů do rovnice celkového výkonu:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV - \underbrace{\rho \cdot \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_{S1}|^2 \cdot Q - p_1 \cdot Q}_{S1} + \underbrace{\rho \cdot \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_{S2}|^2 \cdot Q + p_2 \cdot Q}_{S2} + \\ + \underbrace{\rho \cdot \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_{\Gamma1}|^2 \cdot Q + p_{\Gamma1} \cdot Q}_{\Gamma1} - \underbrace{\rho \cdot \frac{\alpha}{2} \cdot |\bar{v}_{\Gamma2}|^2 \cdot Q - p_{\Gamma2} \cdot Q}_{\Gamma2} - \int_{S3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3 + 2D = 0 \end{aligned}$$

Po zjednodušení a odečtení kinetických energií dostaneme:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV - \boxed{p_1 \cdot Q} + \boxed{p_2 \cdot Q} + p_{\Gamma1} \cdot Q - p_{\Gamma2} \cdot Q - \boxed{\int_{S3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3} + 2D = 0$$

Zarámované členy tvoří příkon, který je dán také vztahem $P = \bar{F} \cdot \bar{v}$.

Příkon povrchových sil pístu:

$$\boxed{P_{\bar{r}} = \int_S \sigma_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS}$$

$\sigma_{ji} = \Pi_{ji} - p \cdot \delta_{ji}$...celkový tenzor napětí

Tenzor dosadíme do vztahu pro příkon povrchových sil pístu a rozepíšeme pro jeho jednotlivé plochy:

$$\begin{aligned}
 P_{\dot{\gamma}} &= \int_S \sigma_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS = \int_S (\Pi_{ji} - p \cdot \delta_{ji}) \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS = \int_S \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS - \\
 &- \int_S p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS = \underbrace{\int_{S_1} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_1}_0 + \underbrace{\int_{S_2} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_2}_0 + \int_{S_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3 - \\
 &- \int_{S_1} p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_1 - \int_{S_2} p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_2 - \underbrace{\int_{S_3} p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3}_0
 \end{aligned}$$

Integrál účinku tlaku přes plochu S_3 a integrály viskózních účinků přes plochy S_1 a S_2 jsou nulové na základě předchozích předpokladů a důkazů. Potom dostáváme:

$$P_{\dot{\gamma}} = \int_{S_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3 - \int_{S_1} p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_1 - \int_{S_2} p \cdot \delta_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_2$$

$$\delta_{ji} \cdot v_j = v_i \quad (j = i \Rightarrow \delta_{ji} = 1)$$

$$v_i \cdot n_i = v_n$$

$$v_n \cdot S = Q$$

Po integraci:

$$\boxed{P_{\dot{\gamma}} = \int_{S_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS_3 - p_1 \cdot Q - p_2 \cdot Q}$$

V dalším kroku, abychom vyjádřili hodnotu příkonu, stanovíme hodnoty tlaků na vstupu a výstupu čerpadla a ztráty v čerpadle.

$$\text{Tlak na vstupu:} \quad p_{\Gamma_2} = H_S \cdot \rho \cdot g$$

$$\text{Tlak na výstupu:} \quad p_{\Gamma_1} = H_V \cdot \rho \cdot g$$

$$\text{Ztráty:} \quad 2D$$

Příkon:

$$P_{\dot{\gamma}} = -\frac{p_{\Gamma_1}}{\rho} \cdot Q + \frac{p_{\Gamma_2}}{\rho} \cdot Q - 2D - \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

Ze zadaného průtoku a frekvence pohybu pístu vypočítáme hodnotu zdvihu pístu:

Výchylka pístu:

$$\boxed{x = A \cdot (1 - \cos \omega t)}$$

Rychlost pístu:

$$\frac{dx}{dt} = \boxed{v = A \cdot \omega \cdot \sin \omega t}$$

Z úhlové rychlosti si vyjádříme periodu T:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = \frac{2 \cdot \pi}{T} \Rightarrow T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}$$

Průtok je dán cyklickým pohybem pístu a jeho střední hodnotu získáme integrací:

$$Q = v \cdot S_p = S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t$$

$$\begin{aligned} q &= \frac{1}{T} \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} Q \cdot dt = \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t \cdot dt = \frac{2}{T} \cdot S_p \cdot A \cdot \omega \int_0^{\frac{T}{2}} \sin \omega t \cdot dt = \\ &= -\frac{2}{T} \cdot S_p \cdot A \cdot [\cos \omega t]_0^{\frac{T}{2}} = -\frac{2}{T} \cdot S_p \cdot A \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \frac{T}{2}\right) = -\frac{2}{T} \cdot S_p \cdot A \cdot \cos(\pi) = \frac{2}{T} \cdot S_p \cdot A \end{aligned}$$

$$\boxed{q = \frac{\omega}{\pi} \cdot S_p \cdot A} \Rightarrow A = \frac{q \cdot \omega^{-1}}{S_p} \cdot \pi$$

Dosazení do rovnice výchylky:

$$x = \frac{q \cdot \omega^{-1}}{S_p} \cdot \pi \cdot (1 - \cos \omega t)$$

Hodnota maximální výchylky je v čase T/2:

$$x_{\max} = \frac{q \cdot \omega^{-1}}{S_p} \cdot \pi \cdot \left(1 - \cos \omega \frac{T}{2}\right) = \frac{q \cdot \omega^{-1}}{S_p} \cdot \pi \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \frac{T}{2}\right)$$

$$\boxed{x_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{q \cdot \omega^{-1}}{S_p}}$$

Po dosazení A je rychlost:

$$v = \frac{q}{S_p \cdot \omega} \cdot \pi \cdot \omega \cdot \sin \omega t \Rightarrow \boxed{v = \frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t}$$

Do rovnice pro dosadíme za průtok $Q = S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t$

$$P_{\dot{r}} = -\frac{p_{\Gamma 1}}{\rho} \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t) + \frac{p_{\Gamma 2}}{\rho} \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t) - 2D - \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

Po dosazení za $A = \frac{q \cdot \pi}{\omega \cdot S_p}$

$$P_{\dot{r}} = -\frac{p_{\Gamma 1}}{\rho} \cdot \left(S_p \cdot \frac{q \cdot \pi}{\omega \cdot S_p} \cdot \omega \cdot \sin \omega t \right) + \frac{p_{\Gamma 2}}{\rho} \cdot \left(S_p \cdot \frac{q \cdot \pi}{\omega \cdot S_p} \cdot \omega \cdot \sin \omega t \right) - 2D -$$

$$- \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

Upravením rovnice dostáváme:

$$P_{\dot{r}} = -\frac{p_{\Gamma 1}}{\rho} \cdot (q \cdot \pi \cdot \sin \omega t) + \frac{p_{\Gamma 2}}{\rho} \cdot (q \cdot \pi \cdot \sin \omega t) - 2D - \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

Ze vzorce pro příkon si vyjádříme sílu působící píst na kapalinu:

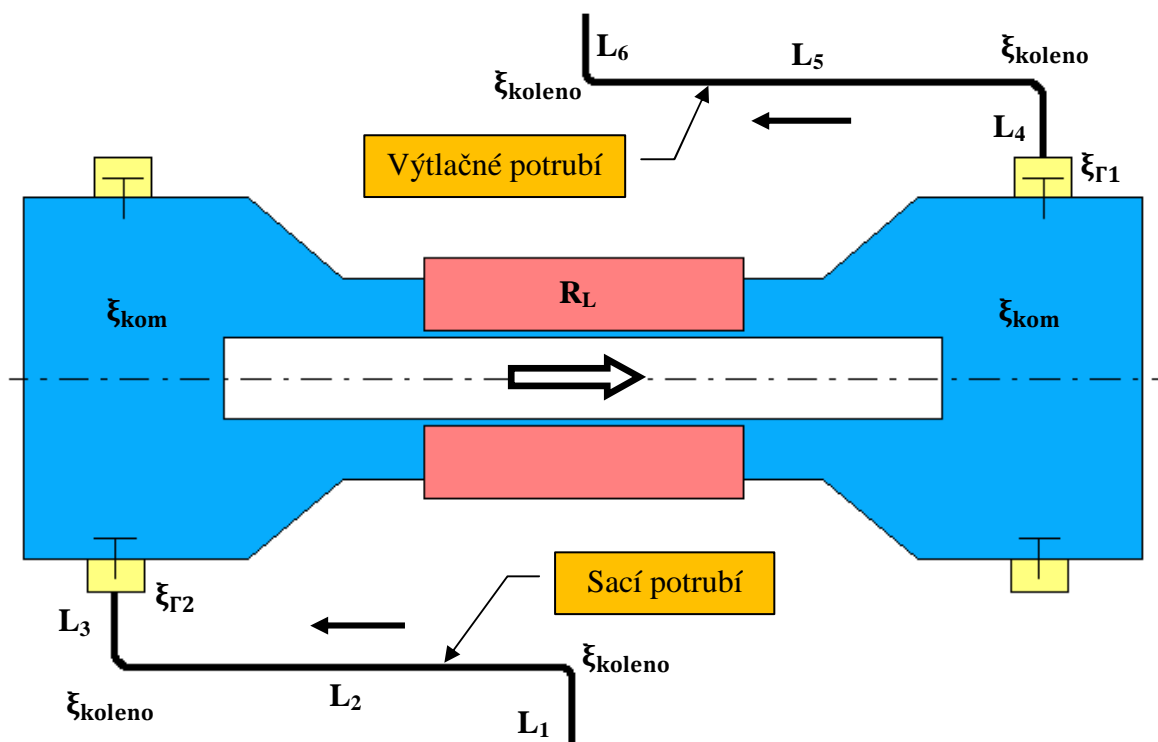
$$P_{\dot{r}} = F \cdot v \Rightarrow F = \frac{P_{\dot{r}}}{v}$$

Z vyjádřené síly si vypočítáme rozdíl tlaků před a za pístem:

$$\Delta p = \frac{F}{S_p}$$

Disipační funkce:

Při výpočtu disipační funkce (ztrát), vycházíme ze schématu na Obr. 6.2., na kterém je zobrazeno čerpadlo se sacím i výtlačným potrubím. V jednotlivých částech čerpadla jsou vyznačeny dílčí ztráty (místní a délkové), podílející se na celkové ztrátové měrné energii.



Obr. 6.2. Zobrazení ztrát v čerpadle

$$D = \rho \cdot Q \cdot Y_z$$

Ztrátová měrná energie Y_z :

- a) místní ztráty:
(na sacím a výtlačném ventilu, ztráty vířením v komoře čerpadla, v ucpávkách, v kolenech potrubí)

$$\xi \cdot \frac{v^2}{2} = \xi \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S^2}$$

- b) délkové ztráty:
(v sacím a výtlačném potrubí čerpadla)

$$\lambda \cdot \frac{l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{v^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S^2}$$

Celková ztrátová měrná energie je dána součtem všech ztrát v čerpadle:

$$Y_z = \xi_{\Gamma 1} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\Gamma 1}^2} + \xi_{\Gamma 2} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\Gamma 2}^2} + 2 \cdot \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\text{kom}}^2} + 4 \cdot \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\text{koleno}}^2} +$$

$$+ \lambda \cdot \frac{l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_p^2}$$

Potom celková disipační funkce je dána:

$$D = \rho \cdot Q \cdot Y_z$$

$$D = \rho \cdot Q \cdot \xi_{\Gamma 1} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\Gamma 1}^2} + \rho \cdot Q \cdot \xi_{\Gamma 2} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\Gamma 2}^2} + \rho \cdot Q \cdot 2 \cdot \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \rho \cdot Q \cdot 4 \cdot \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\text{koleno}}^2} + \rho \cdot Q \cdot \lambda \cdot \frac{l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Po úpravě:

$$D = \xi_{\Gamma 1} \cdot \frac{\rho \cdot Q^3}{2 \cdot S_{\Gamma 1}^2} + \xi_{\Gamma 2} \cdot \frac{\rho \cdot Q^3}{2 \cdot S_{\Gamma 2}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot Q^3}{S_{\text{kom}}^2} + \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot Q^3}{S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot Q^3}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Tuto rovnici upravíme a dosadíme za průtok $Q = S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t$. Dále uvažujeme stejné průřezy na sání a výtlaku čerpadla a označíme ho S_{Γ} :

$$D = (\xi_{\Gamma 1} + \xi_{\Gamma 2}) \cdot \frac{\rho \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t)^3}{2 \cdot S_{\Gamma}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t)^3}{S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t)^3}{S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot (S_p \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \omega t)^3}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

$$D = (\xi_{\Gamma_1} + \xi_{\Gamma_2}) \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot A^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\Gamma}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot A^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot S_p^3 \cdot A^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot A^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Dosadíme za A:

$$D = (\xi_{\Gamma_1} + \xi_{\Gamma_2}) \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{\omega^3 \cdot S_p^3 \cdot 2 \cdot S_{\Gamma}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{\omega^3 \cdot S_p^3 \cdot S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot S_p^3 \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{\omega^3 \cdot S_p^3 \cdot S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot S_p^3 \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \omega^3 \cdot \sin^3 \omega t}{\omega^3 \cdot S_p^3 \cdot 2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Po úpravě dostaneme výslednou rovnici popisující hydraulické ztráty v čerpadle:

$$D = (\xi_{\Gamma_1} + \xi_{\Gamma_2}) \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\Gamma}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Nestacionární člen:

$$\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

$$dV = S_k \cdot dx$$

Kde S_k je průřez komory čerpadla (plocha), mění se v čase z důvodu nepravidelného tvaru komory.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t \quad \Rightarrow \quad dx = \frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t \cdot dt$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \omega \cdot \cos \omega t$$

Jednotlivé členy dosadíme do integrálu:

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV &= \int_V \left(\frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \omega \cdot \cos \omega t \right) \cdot \left(\frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t \right) \cdot dV = \\ &= \int_0^t \left(\frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \omega \cdot \cos \omega t \right) \cdot \left(\frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t \right) \cdot S_k \cdot \frac{q}{S_p} \cdot \pi \cdot \sin \omega t \cdot dt \end{aligned}$$

Výraz upravíme a použijeme první větu o střední hodnotě integrálního počtu:

$$\frac{q^3 \cdot \pi^3}{S_p^3} \cdot \omega \cdot S_k \cdot \cos \omega t_s \cdot \int_0^t \sin^2 \omega t \cdot dt = \frac{q^3 \cdot \pi^3}{S_p^3} \cdot \omega \cdot S_k \cdot \cos \omega t_s \cdot \left[\frac{t}{2} - \frac{1}{4 \cdot \omega} \cdot \sin 2\omega t \right]_0^t$$

Největší hodnota je v čase:

$$t = \frac{T}{2} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = \frac{\pi}{\omega}$$

Po dosazení integrálních mezí dostáváme:

$$\frac{q^3 \cdot \pi^3}{S_p^3} \cdot \omega \cdot S_k \cdot \cos \omega t_s \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot \omega} - \frac{1}{4 \cdot \omega} \cdot \sin 2\omega \frac{T}{2} \right)$$

$$\frac{1}{2 \cdot \omega} \cdot \frac{q^3 \cdot \pi^3}{S_p^3} \cdot \omega \cdot S_k \cdot \cos \omega t_s \cdot \left(\pi - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\omega \frac{T}{2} \right)$$

$$\frac{q^3 \cdot \pi^3}{2 \cdot S_p^3} \cdot S_k \cdot \cos \omega t_S \cdot \pi \cdot \left(1 - \underbrace{\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sin 2\omega \frac{T}{2}}_{\text{tento člen je velmi malý oproti 1}} \right)$$

Potom dostáváme:

$$\frac{q^3 \cdot \pi^4}{2 \cdot S_p^3} \cdot S_k \cdot \cos \omega t_S$$

Pro zjištění největšího účinku nestacionárního členu, dosadíme největší možnou hodnotu funkce cosinus, což je 1.

Výsledný vztah je tedy:

$$\boxed{\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV = \frac{q^3 \cdot \pi^4}{2 \cdot S_p^3} \cdot S_k}$$

6.4. příklad výpočtu čerpadla pro zadané parametry

Průměr pístu (zvolený)

$$d = 12 \text{ mm}$$

Plocha pístu

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = \underline{1,13097 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}$$

Střední průtok (zadaný)

$$q = \frac{\omega}{\pi} \cdot S_p \cdot A = \underline{0,00012 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}$$

Maximální zdvih pístu (zvolený)

$$X_{\max} = 20 \text{ mm}$$

Frekvence pohybu pístu

Pro dosažení požadovaného průtoku čerpadlem, při zvoleném průměru pístu a maximálním zdvihu pístu, musíme určit frekvenci pohybu pístu lineárního motoru.

Při frekvenci 1 Hz (píst se vysune z nulové hodnoty do maximální a zpět za 1s), je průtok čerpadlem:

$$Q = 2 \cdot S_p \cdot X_{\max} = 2 \cdot 1,13097 \cdot 10^{-4} \cdot 0,020 = \underline{4,5239 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}$$

Tento průtok je malý, proto musíme zvýšit frekvenci:

$$f = \frac{q}{Q} = \frac{0,00012}{4,5239 \cdot 10^{-6}} = \underline{26,52578 \text{ Hz}}$$

Volíme frekvenci 27 Hz

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 27 = \underline{196,64}$$

Nestacionární člen

Za plochu S_k dosadíme největší průřez komory čerpadla, kvůli zjištění maximální hodnoty. Tuto plochu získáme z návrhu konstrukce 1, znázorněné v kapitole 7.4. Je to obdelník, se stranami 45 mm a 16 mm. Největší průřez komory: $S_k = 0,720 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Po dosazení zadaných a zvolených hodnot dostáváme maximální hodnotu nestacionárního členu:

$$\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV = \frac{q^3 \cdot \pi^4}{2 \cdot S_p^3} \cdot S_k = \frac{(0,12 \cdot 10^{-3})^3 \cdot \pi^4 \cdot 0,720 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (1,13097 \cdot 10^{-4})^3} = \underline{0,04188 \text{ W}}$$

Disipační funkce

$$D = (\xi_{\Gamma 1} + \xi_{\Gamma 2}) \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\Gamma}^2} + \xi_{\text{kom}} \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{kom}}^2} +$$

$$+ \xi_{\text{koleno}} \cdot \frac{2 \cdot \rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{S_{\text{koleno}}^2} + \frac{\lambda \cdot l}{D_{\text{potrubí}}} \cdot \frac{\rho \cdot q^3 \cdot \pi^3 \cdot \sin^3 \omega t}{2 \cdot S_{\text{potrubí}}^2}$$

Z výsledků výpočtu ventilů pomocí CFD (viz. Kapitola 7.23.) víme, že tlaková ztráta na zpětných ventilech je 2,036016 Pa. Z této hodnoty vypočítáme ztrátový součinitel místního odporu na ventilech. Tato ztráta je vztažena na vstupní rychlost do ventilu.

Hustota: $\rho = 1060 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Průměr potrubí před ventilem: $d_p = 0,008 \text{ m}$

Plocha:

$$S_{\Gamma} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} = \underline{5,02655 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\Delta p = \rho \cdot \xi_{\Gamma} \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \xi_{\Gamma} \cdot \frac{q^2}{2 \cdot S_{\Gamma}^2}$$

$$\xi_{\Gamma} = \frac{\Delta p \cdot 2 \cdot S_{\Gamma}^2}{\rho \cdot q^2} = \frac{2,036016 \cdot 2 \cdot (5,02655 \cdot 10^{-5})^2}{1060 \cdot 0,00012^2} = \underline{6,74035 \cdot 10^{-4}}$$

Místní ztrátový součinitel ξ_{kom} náhlého rozšíření průřezu v komoře čerpadla z průřezu S_0 (návrh konstrukce 1, viz. kapitola 7.4.) na největší průřez komory čerpadla S_k . [4]

S_0 – průřez, kde vstupuje píst do komory čerpadla (návrh konstrukce 1, viz. kapitola 7.4.)

Průřez má tvar obdélníka se stranami 18 mm a 8 mm.

Průřez komory: $S_0 = 0,144 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$$\xi_{\text{kom}} = \left(1 - \frac{S_0}{S_k}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,144 \cdot 10^{-3}}{0,720 \cdot 10^{-3}}\right)^2 = \underline{0,64}$$

Místní ztrátový součinitel ξ_{koleno} kolena se vypočítá ze vztahu:

$$\xi_{\text{koleno}} = f_1(\delta) \cdot f_2(R/d) \cdot f_3(a/b) \quad [4]$$

Jednotlivé hodnoty odpovídají konstrukčnímu návrhu 1 (viz. kapitola 7.4.)

$f_1(\delta)$ - koeficient závislý na úhlu odbočení δ , pro náš případ je $\delta = 30^\circ$ a hodnota odpovídající tomuto úhlu je 0,45.

$f_2(R/d)$ - koeficient závislý na křivosti oblouku R/d_p , kde $R=6$ mm a $d_p=8$ mm, potom $R/d_p=0,75$. Hodnota odpovídající tomuto poměru je 0,44.

$f_3(a/b)$ - je koeficient pro nekruhové profily, pro čtvercový a kruhový průřez je $f_3(a/b) = 1$

Výsledná hodnota ξ_{koleno} je pak:

$$\xi_{\text{koleno}} = f_1(\delta) \cdot f_2(R/d) \cdot f_3(a/b) = 0,45 \cdot 0,44 \cdot 1 = \underline{0,198}$$

Pro výpočet koeficientu tření v potrubí čerpadla potřebujeme nejdříve určit Reynoldsovo číslo z rychlosti kapaliny, průměru potrubí a kinematické viskozity kapaliny:

$$Re = \frac{v_k \cdot d_p}{\nu}$$

Nejdříve vypočítáme průtočnou plochu S potrubí o průměru 8 mm:

$$S = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} = \underline{5,0265 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}$$

Z této plochy rychlost kapaliny v_k , která se vypočítá ze zadaného průtoku $0,00012 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:

$$v_k = \frac{q}{S} = \frac{0,00012}{5,0265 \cdot 10^{-5}} = \underline{2,3873 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Dynamická viskozita krve je $\eta = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ [23]

Kinematická viskozita se získá z podílu dynamické viskozity a hustoty kapaliny:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3}}{1060} = \underline{3,3962 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}}$$

Po dosazení dostáváme hodnotu Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_k \cdot d_p}{\nu} = \frac{2,3873 \cdot 0,008}{3,3962 \cdot 10^{-6}} = \underline{5623,41} > Re_{KR} (2300) \Rightarrow \text{turbulentní proudění}$$

Při uvažování turbulentního proudění v potrubí je koeficient tření podle Konakova [4]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \cdot \log 5623,41 - 1,5)^2} = \underline{0,03628}$$

Součinitele místních ztrát a koeficienty tření dosadíme do vztahu pro disipační funkci a dostaneme závislost disipační funkce na času. Po dosazení určitých hodnot času dostaneme hodnoty disipační funkce, ze kterých by bylo možné sestavit grafické znázornění této závislosti. Z grafu by byl patrný průběh ztrát při zrychlování a zpomalování pístu během zdvihu a dále by se dala odečíst jejich maximální hodnota.

Disipační funkce je ve skutečnosti větší o ztrátu ve spáře lineárního motoru, mezi vinutím a pístem. Tyto ztráty jsou způsobené zpětným průtokem kapaliny při výtláčném zdvihu zpět do sací komory přes tuto spáru. Zpětný průtok je oproti hlavnímu průtoku přes ventily velmi malý, jeho hodnotu však neznáme. Při uvažování tohoto průtoku by se výpočty staly podstatně složitější.

Pro zjištění hodnoty zpětného průtoku je třeba výpočetní oblast čerpadla rozdělit na tři části (dvě komory a oblast spáry) a ke každé z nich napsat pohybovou rovnici a rovnici kontinuity. V prvním kroku si zvolíme průtok spárou, který následně kontrolujeme iteračním způsobem dosazováním do pohybových rovnic a rovnic kontinuity pro jednotlivé oblasti. Proces opakujeme, dokud nenajdeme vyhovující hodnotu průtoku spárou, při které budou splněny rovnice kontinuity.

Pokračování v číselném vyhodnocování příkladu by z důvodu nepřesnosti disipační funkce nemělo smysl, protože získané výsledky by neodpovídaly realitě. Další postup výpočtu by byl následující:

Vypočítanou hodnotu disipační funkce, nestacionárního členu, průtoku a tlaků na sacím a výtláčném ventilu dosadíme do rovnice pro příkon čerpadla, která je v tomto tvaru:

$$P_{\dot{r}} = -\frac{P_{\Gamma 1}}{\rho} \cdot (q \cdot \pi \cdot \sin \omega t) + \frac{P_{\Gamma 2}}{\rho} \cdot (q \cdot \pi \cdot \sin \omega t) - 2D - \rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV$$

Z hodnoty příkonu čerpadla určíme sílu, kterou působí píst na kapalinu ze vztahu:

$$P_{\dot{r}} = F \cdot v \Rightarrow F = \frac{P_{\dot{r}}}{v}$$

Na velikost příkonu čerpadla a potřebnou sílu pístu by se později navrhoval typ lineárního motoru, jeho parametry a velikost.

Sílu pístu využijeme dále k určení vztahu tlakové difference před a za pístem podle následujícího vztahu, pomocí které by bylo možné zkontrolovat správnost určení průtoku spárou lineárního motoru.:

$$\Delta p = \frac{F}{S_p}$$

7. Konstrukční řešení

7.1. Lineární pohon [12]

V celém světě jsou dnes na pohony, zejména u výrobních zařízení, kladeny mimořádné nároky na dynamiku, přesnou regulaci a polohování. V oblasti pohonů, nacházejí v posledních letech stále větší uplatnění elektrické lineární pohony, které díky svým vlastnostem, např. širokému rozsahu sil, rychlosti posuvu, možnosti přesné regulace polohování bez překmitů a vibrací i rovnoměrnosti rychlosti pohybu, dynamickým vlastnostem a chodu bez vůlí, úspěšně nahrazují nejen dosud užívané rotační motory s přídatným mechanickým zařízením (šrouby, řemeny, kulisy, šneky a další), ale i pneumatické a hydraulické pohony. Pouze oblast pohonů s velkou silou nad 20 kN, při minimálních rychlostech posuvu zůstává stále doménou mechanických a hydraulických pohonů.

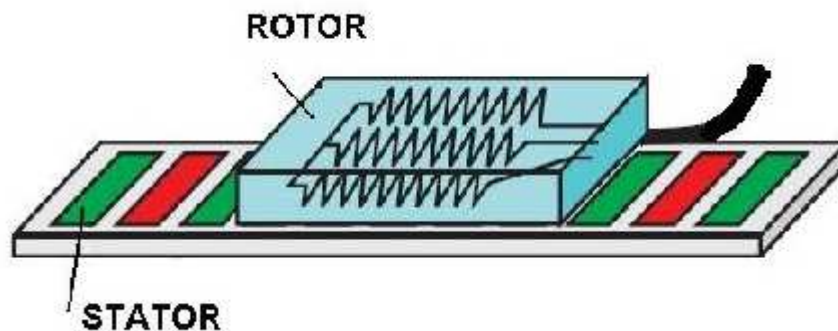
Rozvoj lineárních elektrických pohonů je umožněn stálým zdokonalováním a cenovou dostupností měničů kmitočtů, čidel polohy, lineárních ložisek a permanentních magnetů. K širšímu uplatňování elektrických lineárních pohonů přispívají i ekologické důvody, neboť ve srovnání s hydraulickými a pneumatickými pohony mají nižší hlučnost, neznečišťují ovzduší aerosoly a nevíří prach. Používají se lineární motory synchronní, asynchronní, krokové a reluktanční v široké škále konstrukčních uspořádání, přičemž mnohé z nich jsou určeny pouze k úzce specializovanému využití, mnohdy i za cenu snížení obecně uznávaných technických parametrů, jako je mechanické, elektromagnetické a tepelné využití stroje.

7.1.1. Typy lineárních motorů

Jako pohon čerpadla navrženého v této diplomové práci, může být použito buď klasického elektrického lineárního motoru, piezoelektrického motoru, nebo kuličkového šroubu.

7.1.1.1. Klasický lineární motor [13]

Statorem u lineárních motorů je označován primární díl a rotorem sekundární díl. Primární část je tvořena stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách. Proti primárnímu dílu je konstrukčně uspořádána sekundární část tvořená permanentními magnety, které jsou nalepeny na ocelové podložce. Pokud přivedeme do primární části (jezdec) řídicí proud, vznikne magnetické pole mezi oběma částmi a dojde k pohybu jezdec. Úroveň proudu můžeme ovládat rychlost pohybu.



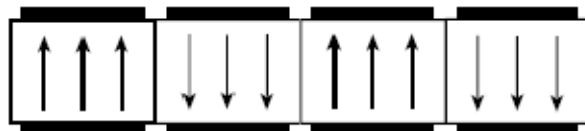
Obr. 7.1. Schéma lineárního motoru [16]



Obr. 7.2. Lineární motor (značka: Copley Controls, model: ServoTube XTB38) [18]

7.1.1.2. Piezoelektrický motor [14]

Fyzikální podstatou funkce piezoelementů je piezoelektrický jev spočívající v deformaci krystalů některých krystalických (nebo i polykrystalických) dielektrik při působení vnějšího elektrického pole. Ta se v rozmanitém konstrukčním provedení motoru převádí na rotační, nebo lineární pohyb rotoru. Princip můžeme vidět na Obr. 7.1., 7.2.



Obr. 7.1. Střídavá polarizovaná piezoelektrická vrstva [20]

Výhody piezoelektrických motorů:

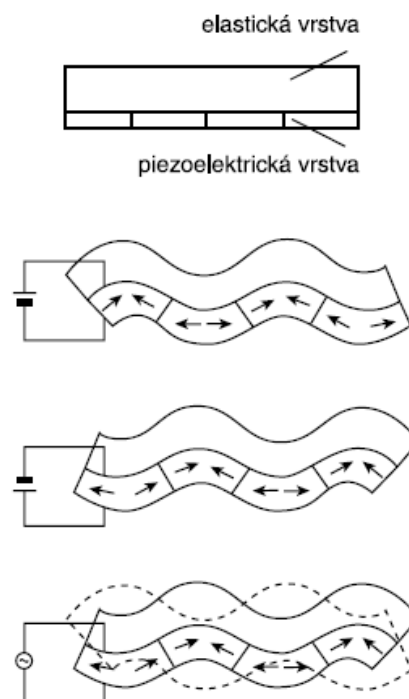
- větší jmenovitý moment (síla) na hřídeli ve srovnání s klasickými motory stejného objemu
- snadné řízení otáček (rychlosti pohybu)
- velký brzdý moment (síla) v klidovém stavu, motor nevyžaduje žádné přídavné prvky
- malý moment setrvačnosti (setrvačnost) rotoru
- tichý chod
- možnost realizovat miniaturní motorky
- nevytváří se elektromagnetické rušení

Nevýhody piezoelektrických motorů:

- obtížné dodržení konstantního koeficientu tření mezi rotorem a statorem
- nutnost použít speciální budicí obvod
- možnost realizovat motory pouze malého výkonu

Podle funkčního principu dělí piezoelektrické motory takto:

- ✓ piezoelektrické motory využívající stojaté vlny
- ✓ piezoelektrické motory využívající postupnou elastickou vlnu
- ✓ piezoelektrické motory využívající mód dvojité vibrace
- ✓ piezoelektrické motory využívající vícenásobný vibrační mód
- ✓ piezoelektrické motory využívající radiální kmity a osově nesymetrický vibrační mód
- ✓ piezoelektrické motory hybridní



Obr. 7.2. Deformace vlivem přiloženého napětí [20]

7.1.1.3. Kuličkový šroub

Další možné vyvození lineárního pohybu pístu je pomocí kuličkového šroubu (Obr. 7.3.). Tato varianta by byla složitá konstrukčně i výrobně a proto ji v tomto případě neuvažujeme.



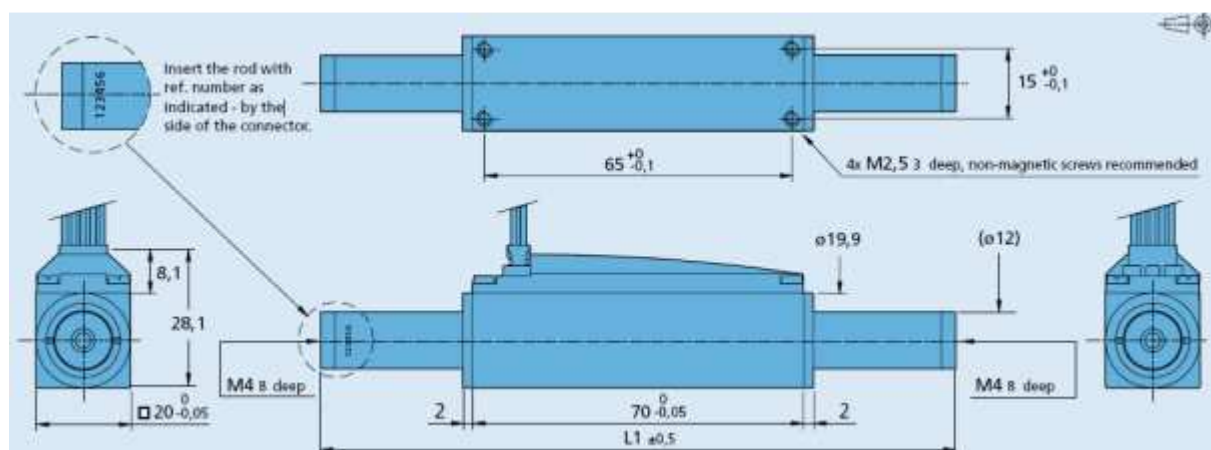
Obr. 7.3. Kuličkový šroub [19]

7.1.2. Výběr lineárního motoru

Z hlediska požadovaných rozměrů navrhovaného čerpadla, pro použití jako umělé srdce, volíme klasický elektrický lineární motor značky Faulhaber (Obr. 7.4.), s rozměry dle Obr. 7.5.



Obr. 7.4. Linear DC-servomotor LM 2070 [17]



Obr. 7.5. Rozměry lineárního motoru Faulhaber [17]

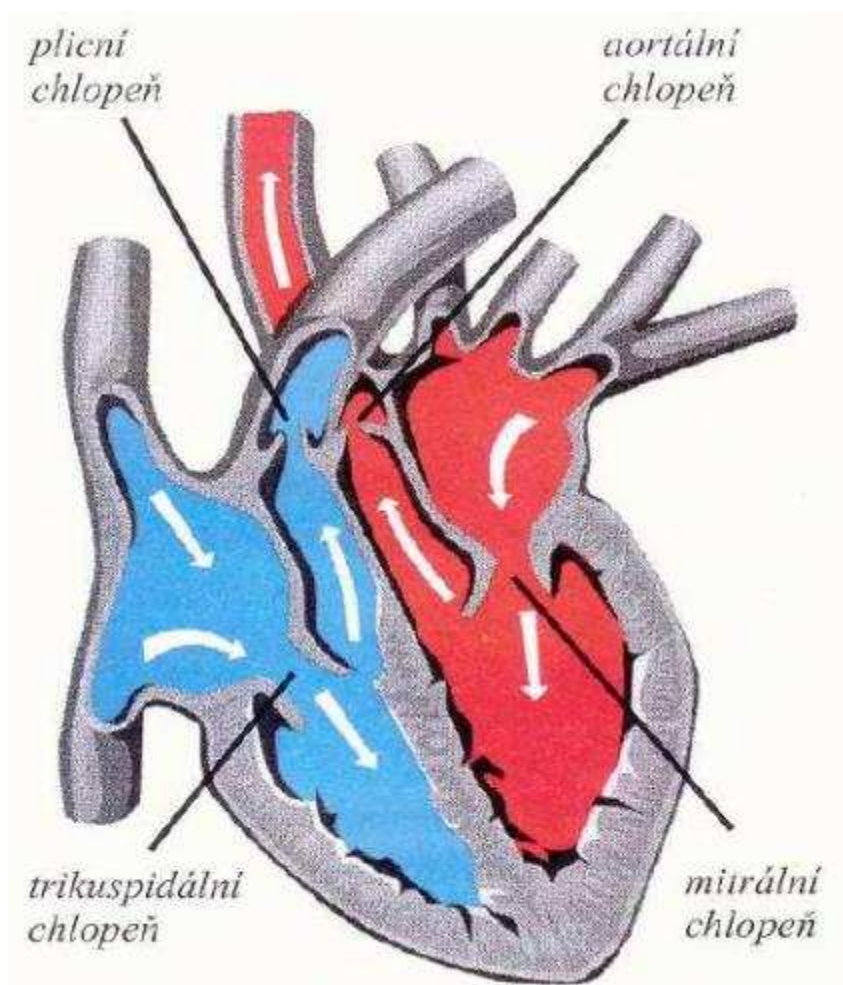
7.2. Zpětné ventily

Jedním z cílů diplomové práce je návrh a optimalizace sacích a výtlačných ventilů.

7.2.1. **Inspirace** [15]

Jako inspirace nám posloužily umělé chlopně, používané ve zdravotnictví jako zpětné ventily, umožňující pouze jednosměrný tok krve a zabraňující jejímu návratu do předchozích oddílů.

V současné době jsou k dispozici dva druhy chlopních náhrad – mechanické chlopně (Obr. 7.7., 7.8. a 7.9.) a biochlopně (Obr. 7.10.). Dnes používané mechanické chlopně jsou kuličkové, diskové nebo nejčastěji dvoulisté. Kostra chlopně spolu s listy jsou vyrobeny z pyrolitkarbonu a okraj sloužící k ukotvení stehů z dakronu. Biochlopně jsou tvořeny kostrou, do které je všita prasečí aortální chlopeň nebo chlopeň vytvořená z hovězího osrdečníku. K přišítkám slouží rovněž pruh dakronu. Životnost mechanické náhrady je prakticky neomezená a nutnost operace a výměny chlopně nastává pouze při rozvoji komplikace (krvácení, infekce, trombóza). Naproti tomu při použití biochlopně je třeba předpokládat potřebu operace s výměnou po několika letech, která je dána následkem degenerace a zvrápenatění cípů chlopně.



Obr. 7.6. Chlopně v lidském srdci [11]



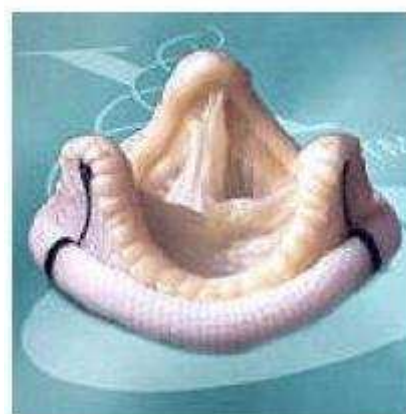
Obr. 7.7. První umělá chlopeň kuličková (Starr-Edwards Ball) [11]



Obr. 7.8. Umělá chlopeň dvoulístková (St. Jude Medical Carbomedics) [11]



Obr. 7.9. Umělá chlopeň naklápěcí (Meditronic-Hall) [11]



Obr. 7.10 Biologické chlopně [21]

7.2.2. Návrh ventilů

Stejně jako u celé konstrukce čerpadla, byla při návrhu zpětných ventilů hlavním cílem jednoduchost konstrukce. Proto jsme zvolili ventil s kuželkou (Obr. 7.11.), popř. s kuličkou (Obr. 7.12.). Poloha kuželky v ose rotace ventilu je zajištěna pomocí vodících žebër po obvodu tělesa ventilu (Obr. 7.13.), rovnoběžných s osou rotace, které i zároveň zabraňují rozkmitání kuželky (kuličky) uvnitř ventilu. Průchodnost ventilu v jednom směru je zajištěna dorazem, tvořeným z žebër po obvodu (Obr. 7.13.).

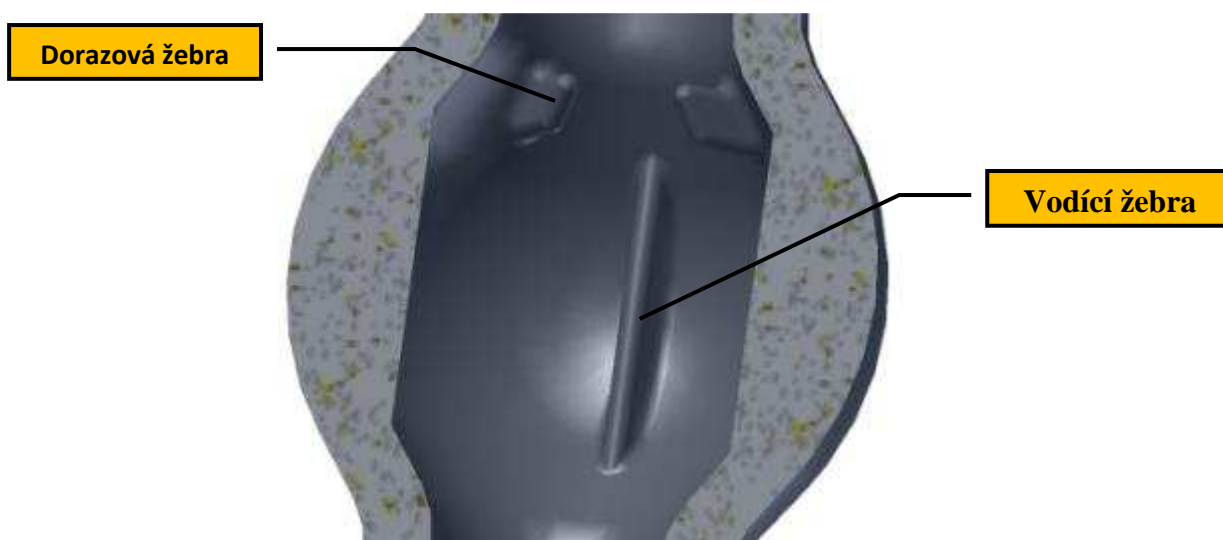
K optimalizaci v CFD jsme navrhli pět variant ventilů, lišících se tvarem a velikostí (Obr. 7.14. a, b, c, d, e, f). Vstupní i výstupní průřez ventilů má průměr 8 mm. Na Obr. 7.14. a) je konstrukce ventilu s kuželkou, těleso v tomto případě obsahuje čtyři vodící i dorazová žebra, pootočená o úhel 45° , kde vodící žebra jsou kolmá na osu rotace ventilu. Konstrukce na Obr. 7.14. b) je konstrukčně totožná s předchozí, pouze průtočný průřez kolem kuželky je zvětšený ze 14 mm na 18 mm, při zachování stejného rozměru kuželky. Obr. 7.14. c) znázorňuje rovněž konstrukci s kuželkou, s menšími rozměry průměru i úhlu kužele než u předchozích konstrukcí. Po obvodu jsou navržena pouze tři žebra, kde dorazová jsou kolmá na stěnu kuželky. Následující dva obrázky popisují konstrukce s kuličkou, kde na Obr. 7.14. d) je ventil s žebry vodícími i dorazovými. Na rozdíl od této konstrukce je na Obr. 7.14. e) znázorněn ventil, který má oba typy žebër spojené v jedno žebro, plnící obě funkce.



Obr. 7.11. Kuželka



Obr. 7.12. Kulička



Obr. 7.13. Vodící a dorazová žebra ventilu



a) Ventil 1



b) Ventil 2



c) Ventil 3



d) Ventil 4



e) Ventil 5

Obr. 7.14. Návrhy konstrukcí ventilů

7.2.3. Výpočet proudění ventilem v CFD

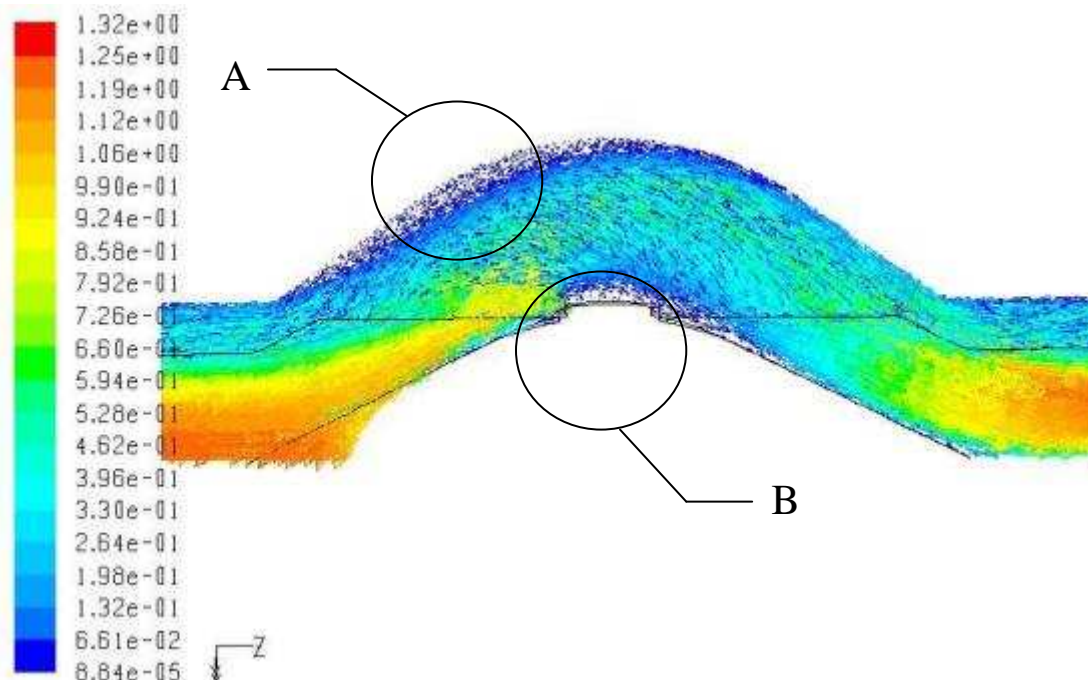
Výpočet proudění ventilem v CFD pomocí programu Fluent, nám poslouží k optimalizaci tvaru komory a činného tělesa (kuželky, kuličky) ventilu z hlediska proudění, pomocí funkce Vectors of velocity. Dále získáme hodnoty rychlostí a tlaků při obtékání ventilu a také velmi důležitou tlakovou ztrátu ventilu, která nám vystupuje v disipační funkci čerpadla.

Pro zjednodušení výpočtu a tvorby výpočetní sítě (mesh) v programu Gambit, jsme využili symetrie ventilu. Konstrukce se čtyřmi žebry jsme zjednodušili na čtvrtinu a se třemi žebry na třetinu.

Nejprve jsme si ve 3D programu vytvořili modely průtočných částí ventilu, které jsme importovali do programu Gambit, kde jsme vytvořili výpočetní síť a nadefinovali okrajové podmínky. Vyexportovanou síť jsme otevřeli v programu Fluent, kde následně proběhl výpočet. I přes to, že proudění v čerpadle je zejména nestacionární (pulsační) a většinou turbulentní, jsme zvolili laminární a stacionární proudění. Proudění krve v těle je složitější, pulsační a někdy i při vyšších hodnotách Reynoldsova čísla laminární. Proto nám pro zjednodušení výpočtu postačí výše uvedené nastavení. Jako pracovní látku jsme zvolili vodu, u které jsme přepsali viskozitu, aby se co nejvíce podobala krvi. Použití krve pro výpočet by bylo velice problematické, z hlediska složitosti matematických modelů krve.

Na následujících obrázcích je znázorněn průběh proudění, rychlostí a tlaků, u pěti výše uvedených typů ventilů. Rovněž pro dané ventily jsou v tabulce uvedeny hodnoty tlakových ztrát.

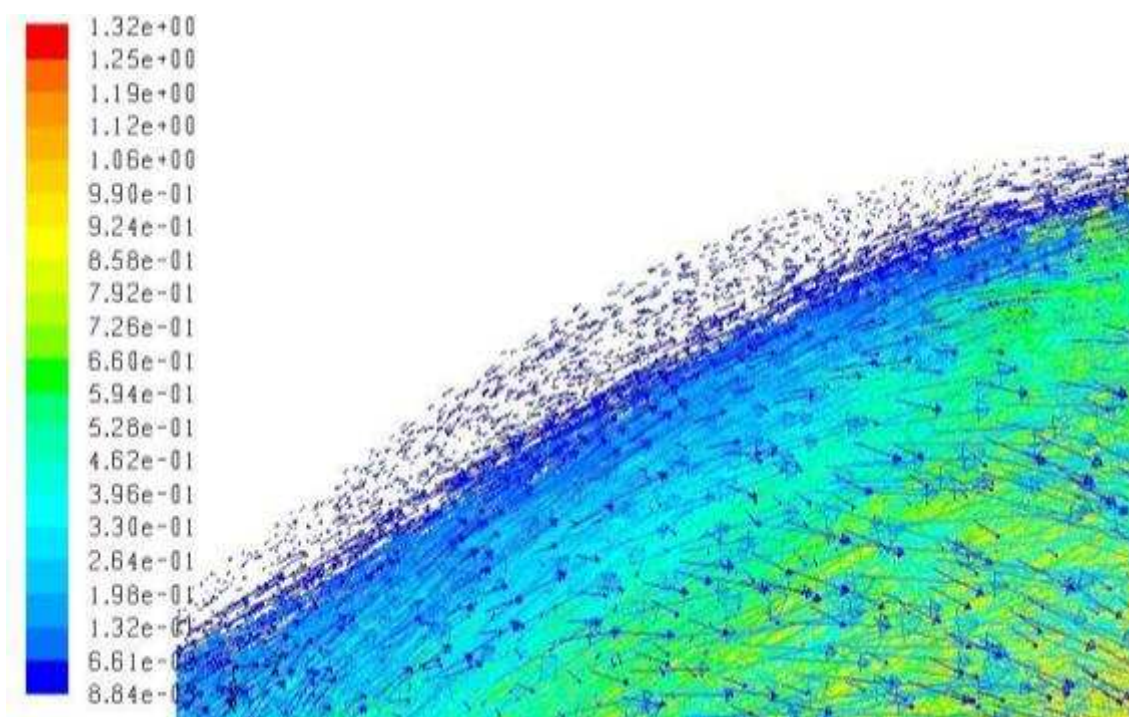
7.2.3.1. Ventil 1



Obr. 7.15. Proudění ventilem 1

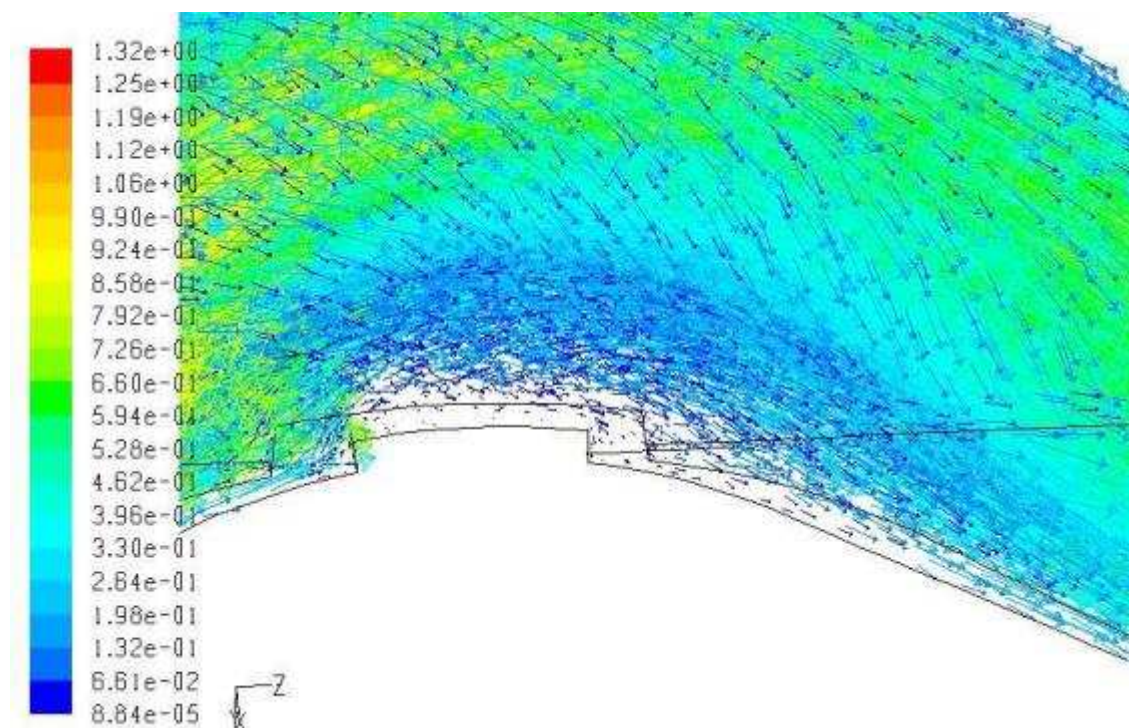
Na Obr. 7.15. můžeme vidět celkové proudění ventilem 1. Největší rychlosti jsou v okolí osy rotace ventilu. Při obtékání kuželky vzniká menší vír za vstupem do ventilu, držící se u stěny (Det. A), kde je proudění opačným směrem než hlavní proud ventilem. Dále pak můžeme vidět menší odtržení proudění při obtékání největšího průměru kuželky (Det. B). Na výstupu z ventilu (za kuželkou) a při obtékání dorazového žebra nám nevzniká žádné větší víření ani odtržení proudění (Obr. 7.18.).

Det A

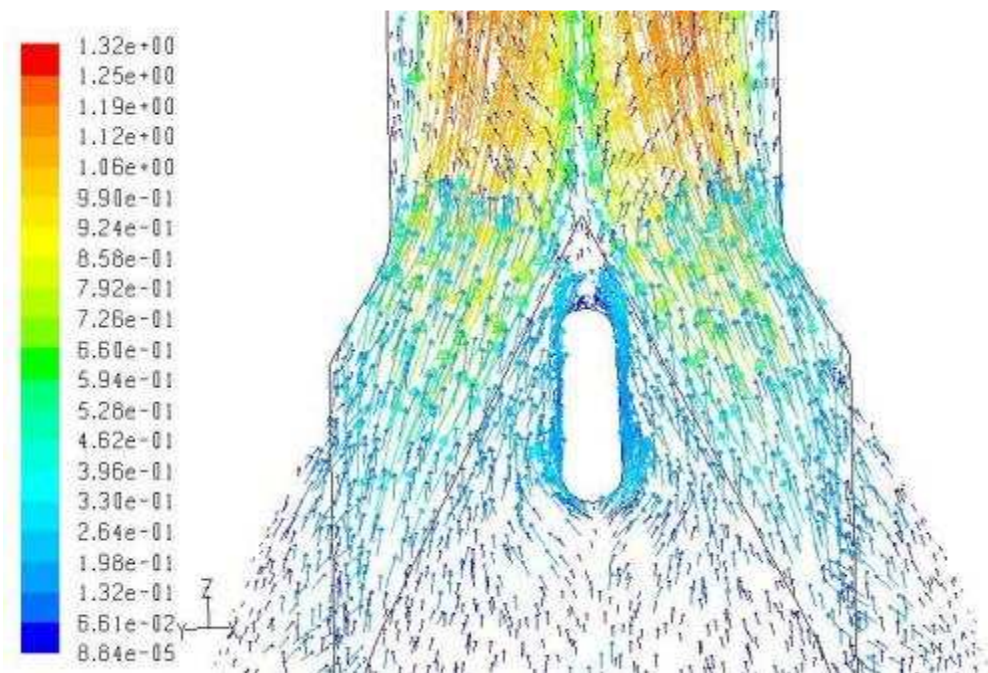


Obr. 7.16. Ventil 1 – Det A

Det. B:

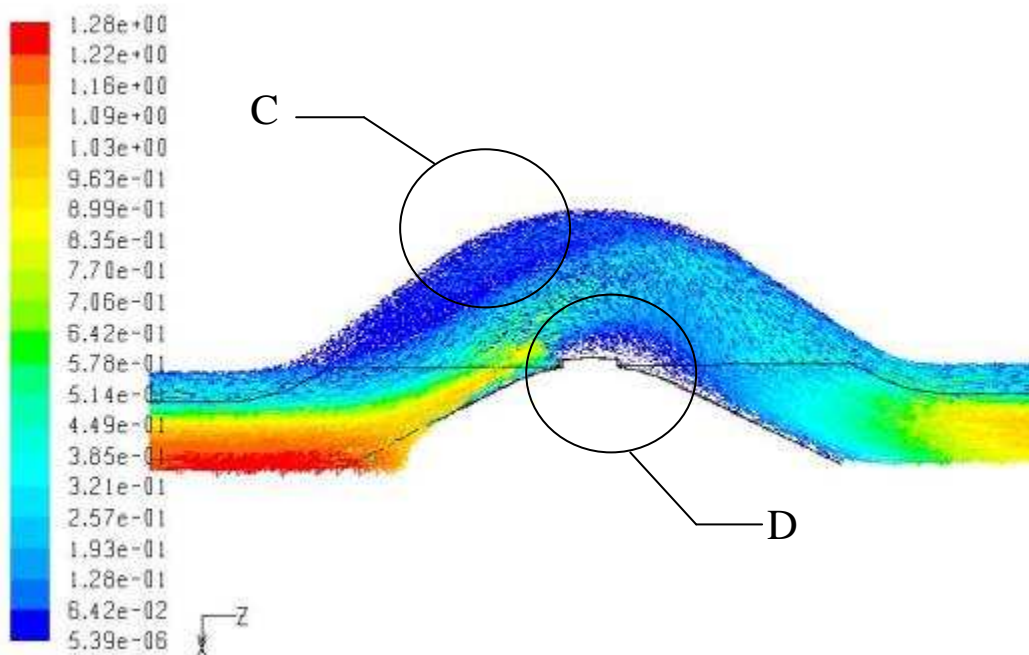


Obr. 7.17. Ventil 1 – Det B



Obr. 7.18. výstup z ventilu 1

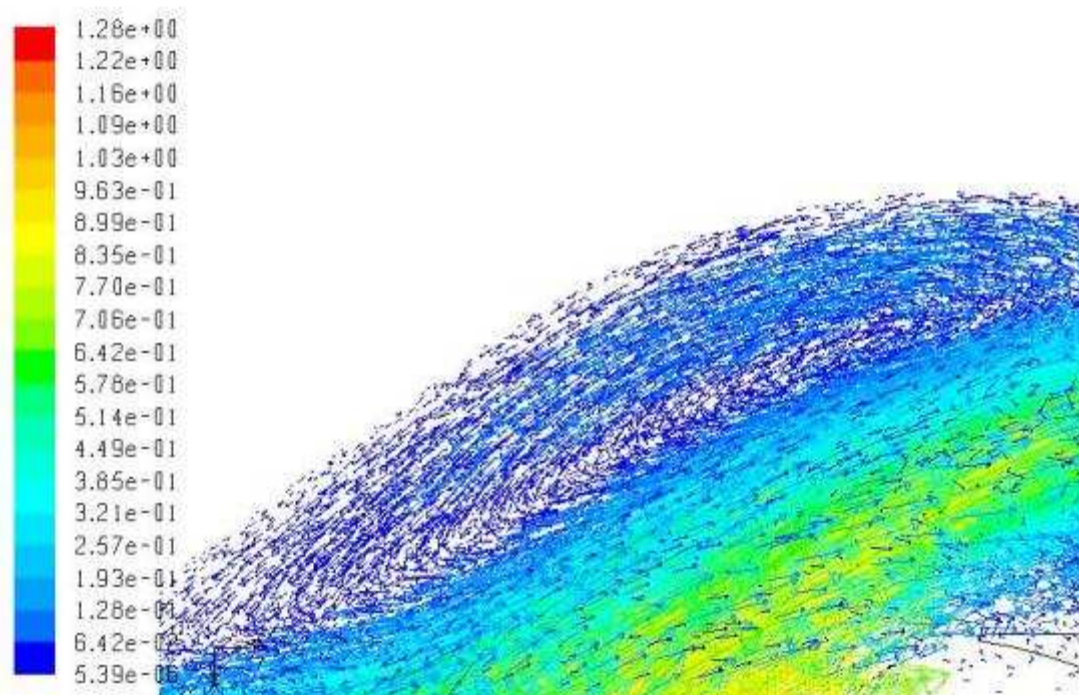
7.2.3.2. Ventil 2



Obr. 7.19. Proudění ventilem 2

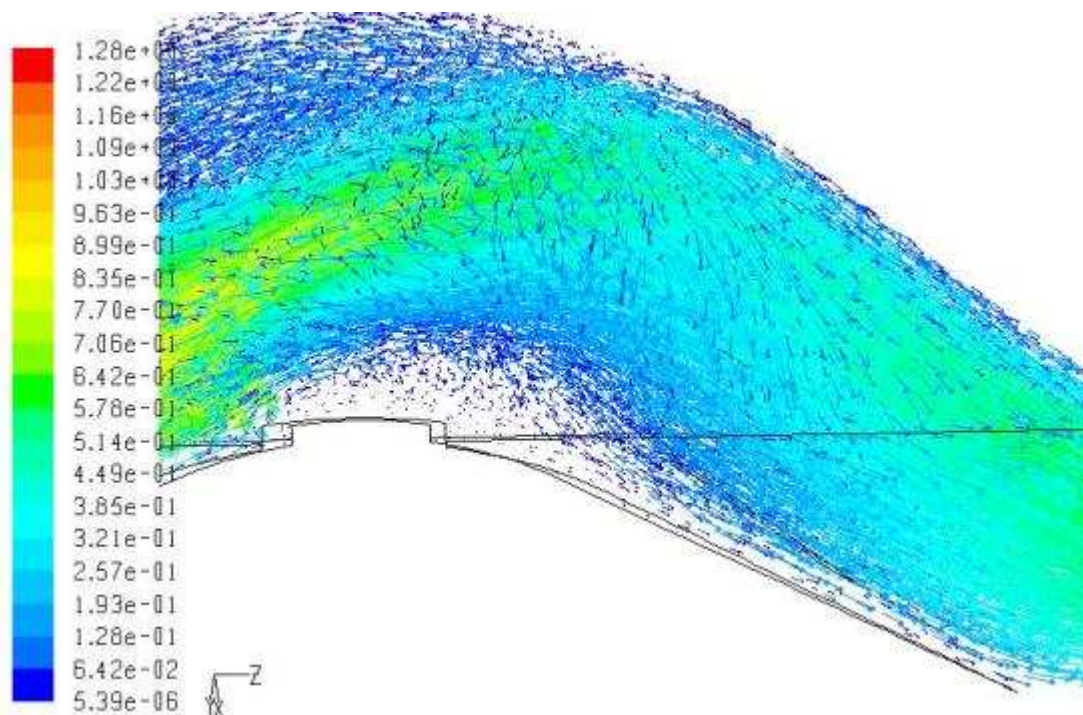
Při obtékání ventilu 2 (Obr. 7.19.) vzniká díky velkým rozměrům průtočného průřezu horší proudění, než u ventilu 1. Za vstupem do ventilu je vidět velký vír u stěny (Det. C). Tento prostor je z hlediska proudění kapaliny naprosto zbytečný, proudění tam má opačný směr a vzniká tam ztráta. Det. D znázorňuje odtržení proudění za největším průměrem kuželky, které je také větší než u ventilu 1 a díky velkým rozměrům tělesa ventilu nám proudění naráží do jeho stěny a nekopíruje tvar kuželky. Na výstupu z ventilu je proudění téměř totožné jako v předchozím případě.

Det. C



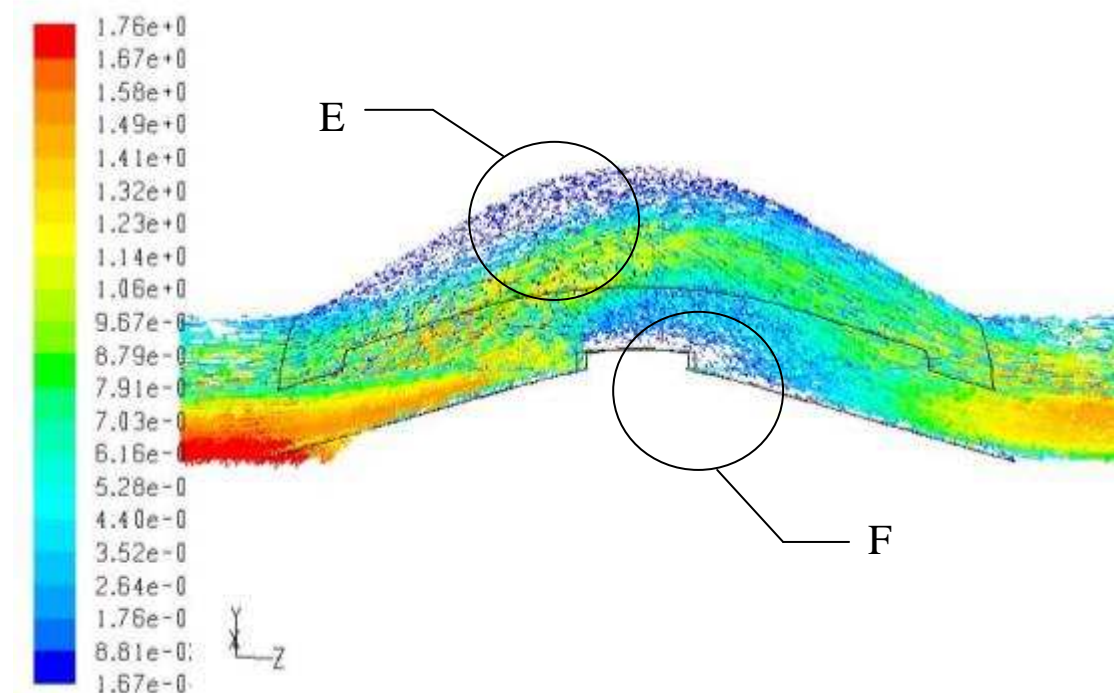
Obr. 7.20. Ventil 2 – Det. C

Det. D



Obr. 7.21. Ventil 2 – Det. D

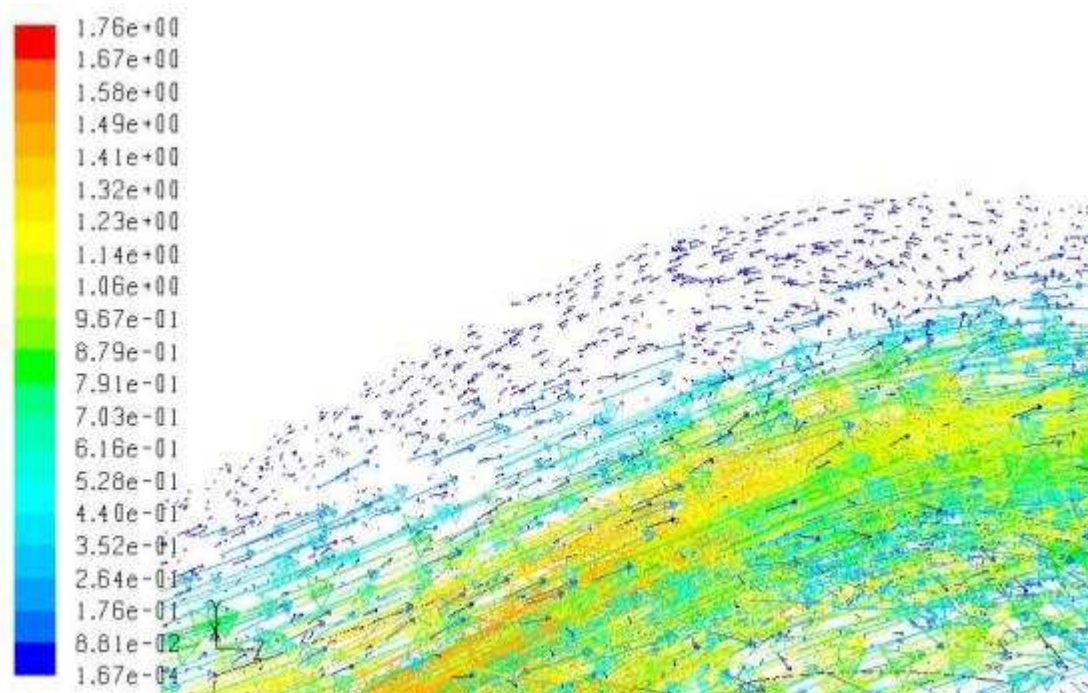
7.2.3.3. Ventil 3



Obr. 7.22. Proudění ventilem 3

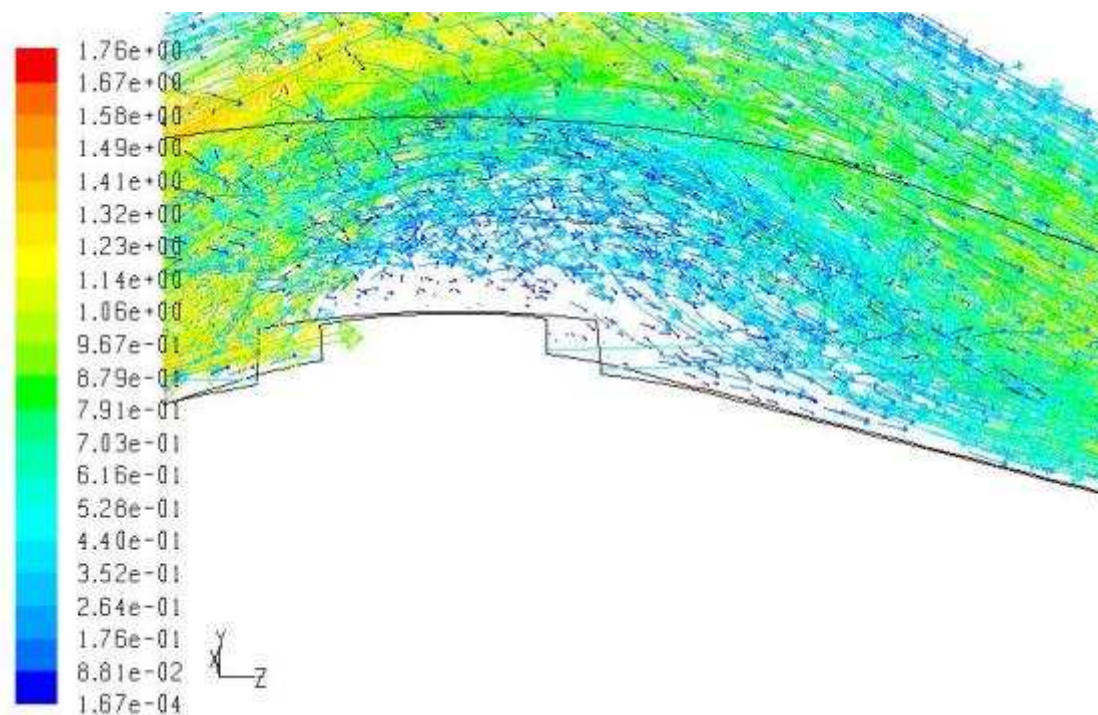
Z důvodu menších rozměrů kuželky při zachování stejného rozměru tělesa ventilu vzniká opět rozsáhlý vír za vstupem do ventilu (Det. E), podílející se na ztrátě. Odtržení za největším průměrem kuželky je docela výrazné. Přestože kuželka má menší průměr, tak kvůli velkým rozměrům tělesa hlavní proud zcela nekopíruje kuželku (Det. F). Výstup za kuželkou je obdobný jako u předchozích případů. Obtékání dorazového žebra není ideální, což je ovlivněno nezaoblením jeho hran. Proto můžeme vidět narážení proudění na přední část žebra a odtržení proudění za žebrem (Obr. 7.25.).

Det. E

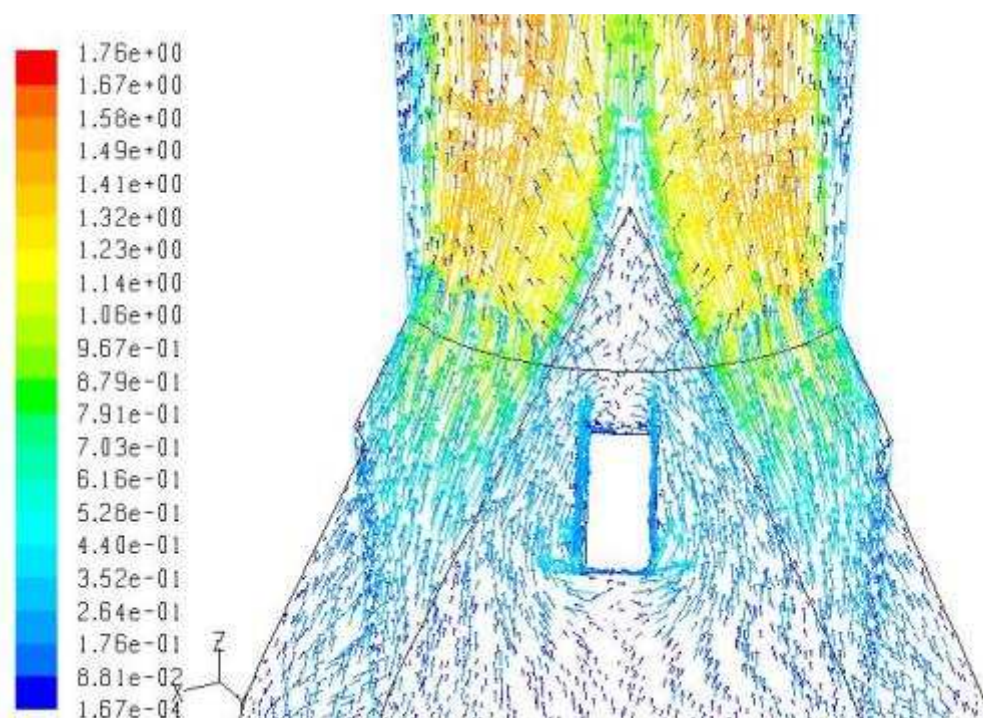


Obr. 7.23. Ventil 3 – Det. E

Det. F

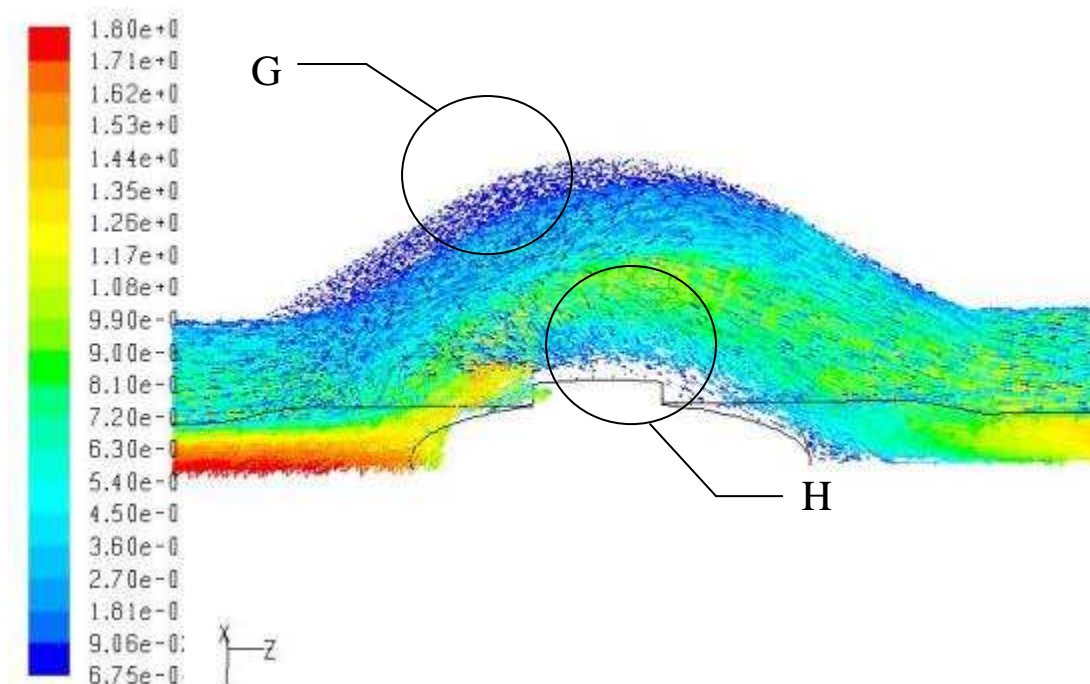


Obr. 7.24. Ventil 3 – Det. F



Obr. 7.25. Výstup z ventilu 3

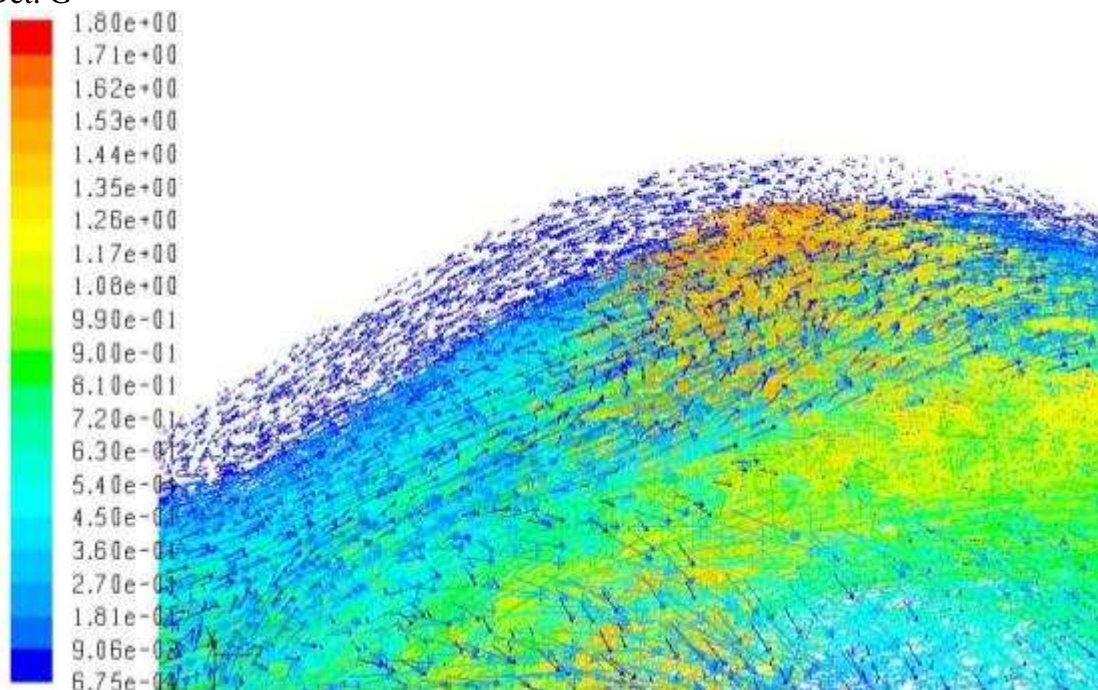
7.2.3.4. Ventil 4



Obr. 7.26. Proudění ventilem 4

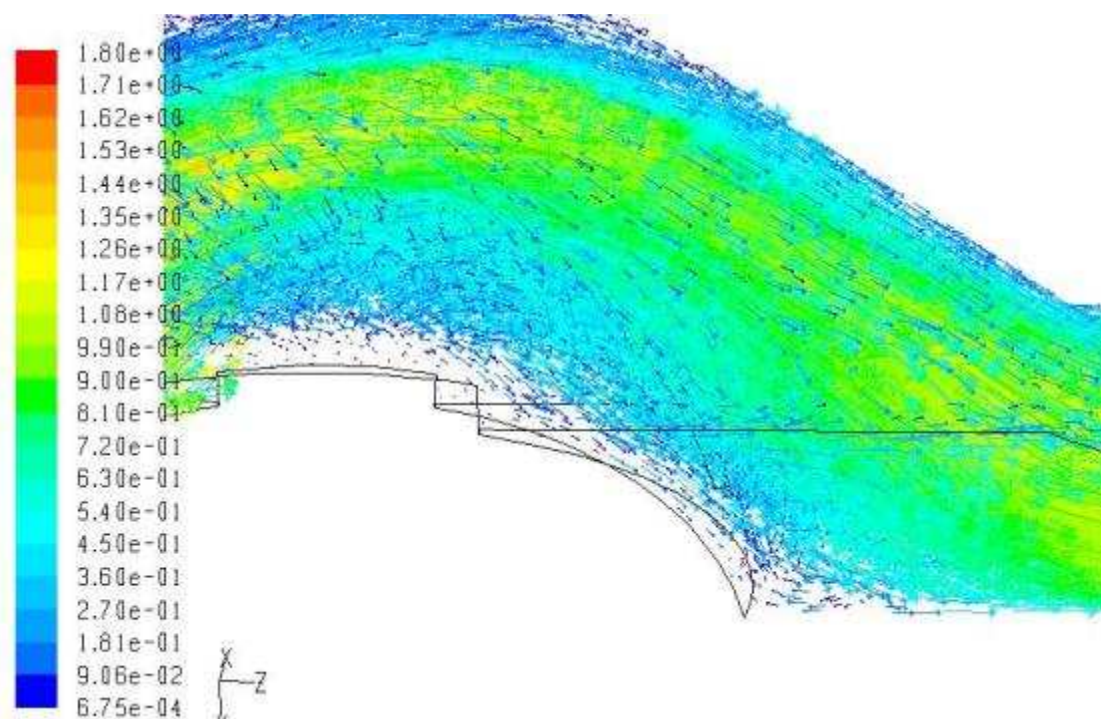
Poměrně velký vír za vstupem do ventilu (Det. G), můžeme vidět i při obtékání kuličky (Obr. 7.26.). Z tohoto obrázku je patrná nevyužitá část ventilu nad hlavním proudem kapaliny. Odtržení za největším průměrem ventilu (Det. H) není nějak extrémní. Velký rozdíl v proudění mezi kuličkou a kuželkou je vidět na Obr. 7.29., kde na výstupu z ventilu vzniká za kuličkou velké odtržení proudění a otočení směru proudu. Z tohoto obrázku je také patrné špatné obtékání dorazového žebra při vynechání zaoblení hran.

Det. G

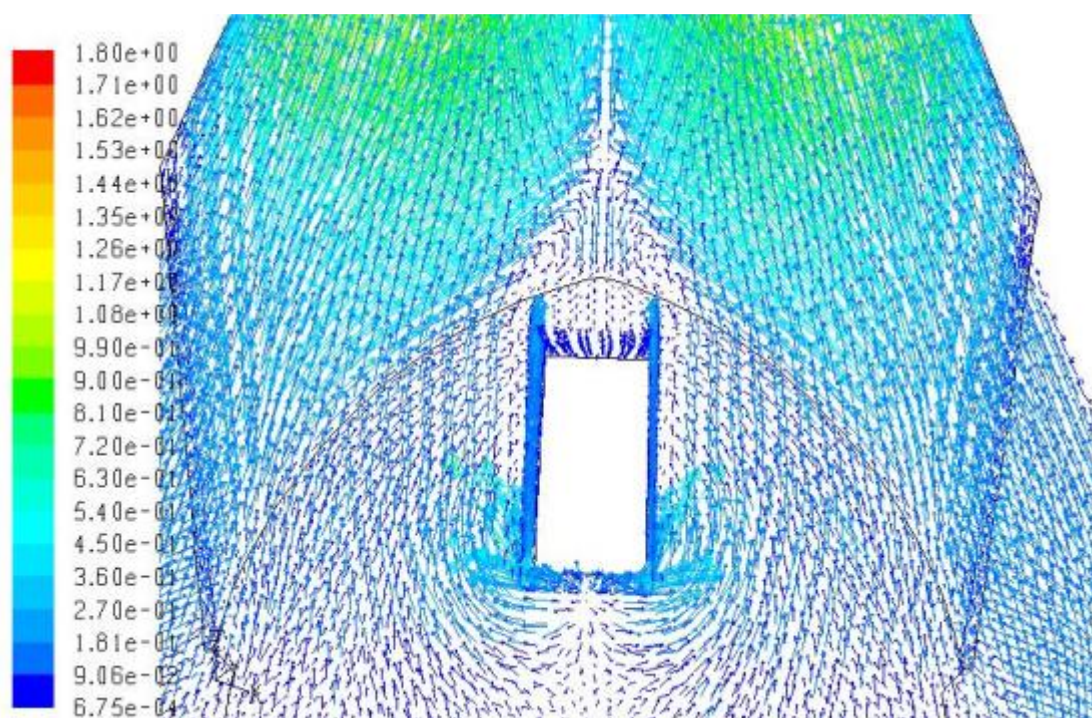


Obr. 7.27. Ventil 4 – Det. G

Det. H

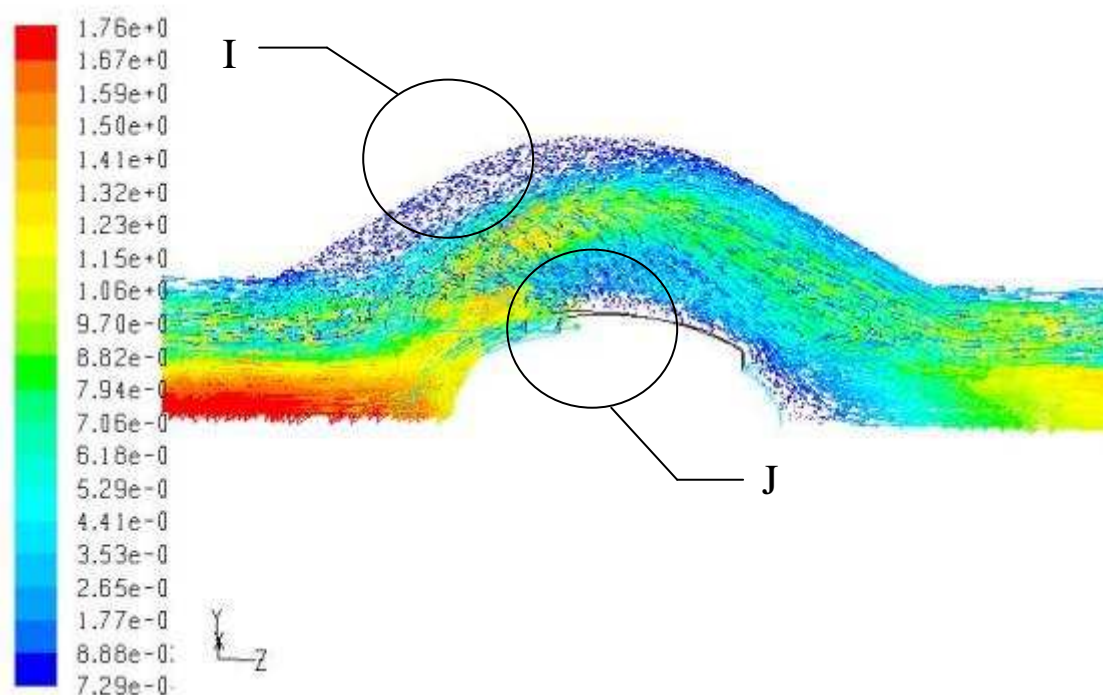


Obr. 7.28. Ventil 4 – Det. G



Obr. 7.29. Výstup z ventilu 4

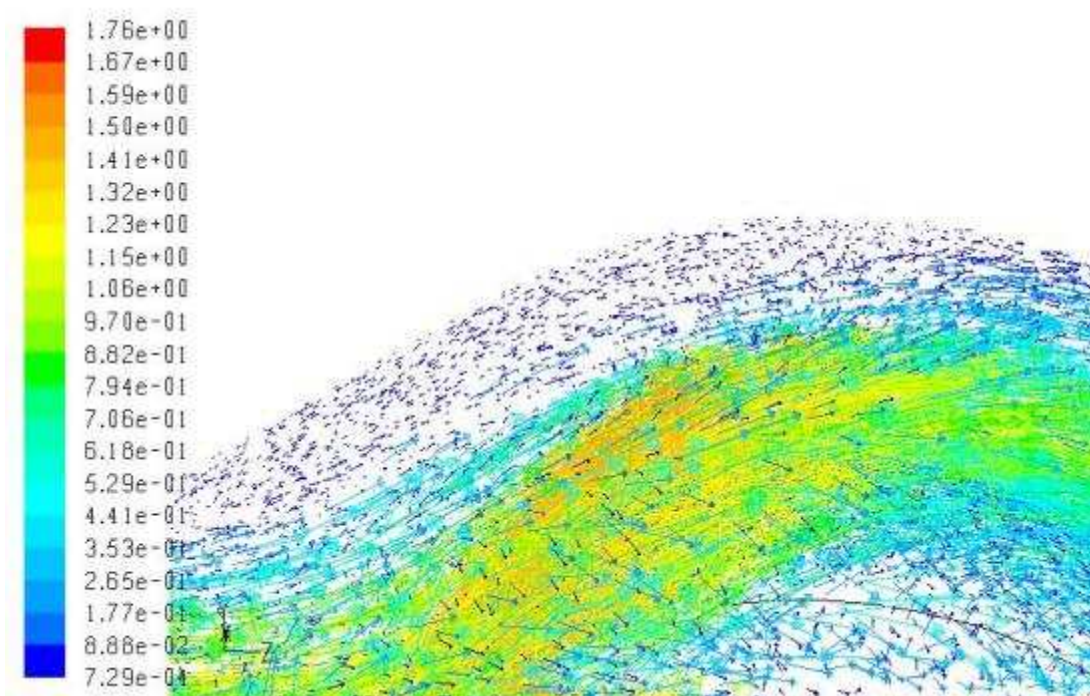
7.2.3.5. Ventil 5



Obr. 7.30. Proudění kolem ventilu 5

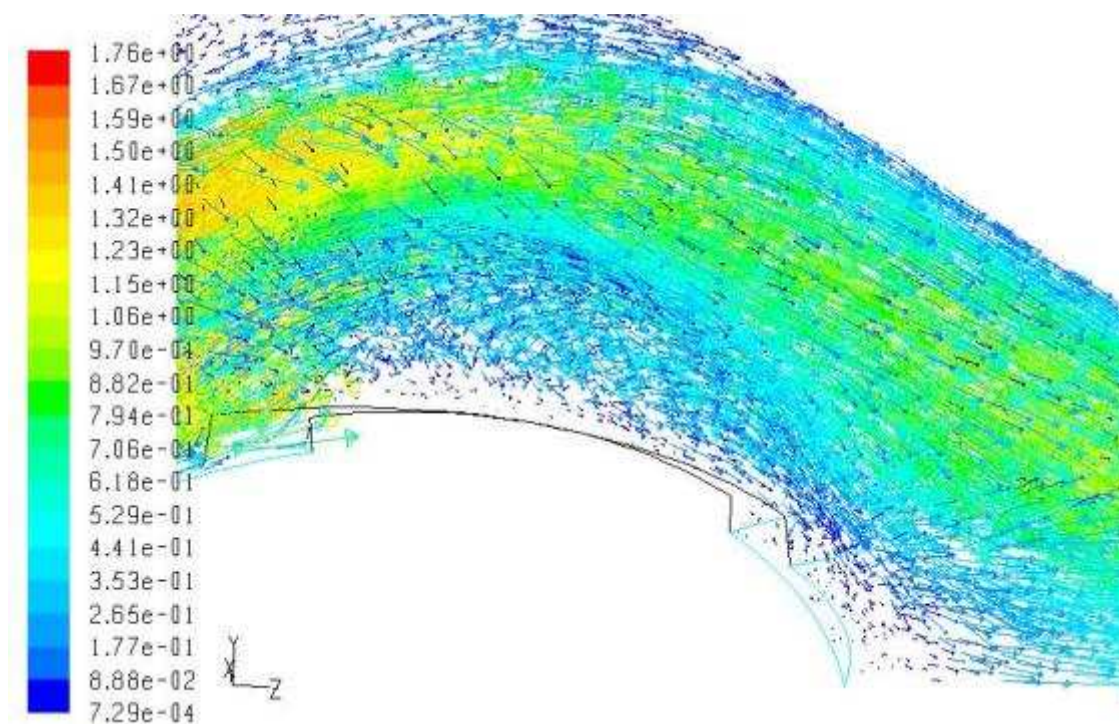
Proudění na Obr. 7.30. je obdobné předchozímu případu s kuličkou. Vír na vstupu do ventilu i odtržení za kuličkou se téměř nezměnil (Det. I, Det. J). Jediným rozdílem oproti předchozímu případu je proudění na výstupu z ventilu, při vynechání dorazového žebra a jeho spojení vedením. Za tímto žebrem a za kuličkou vzniká odtržení proudění a víření (Obr. 7.33.).

Det. I

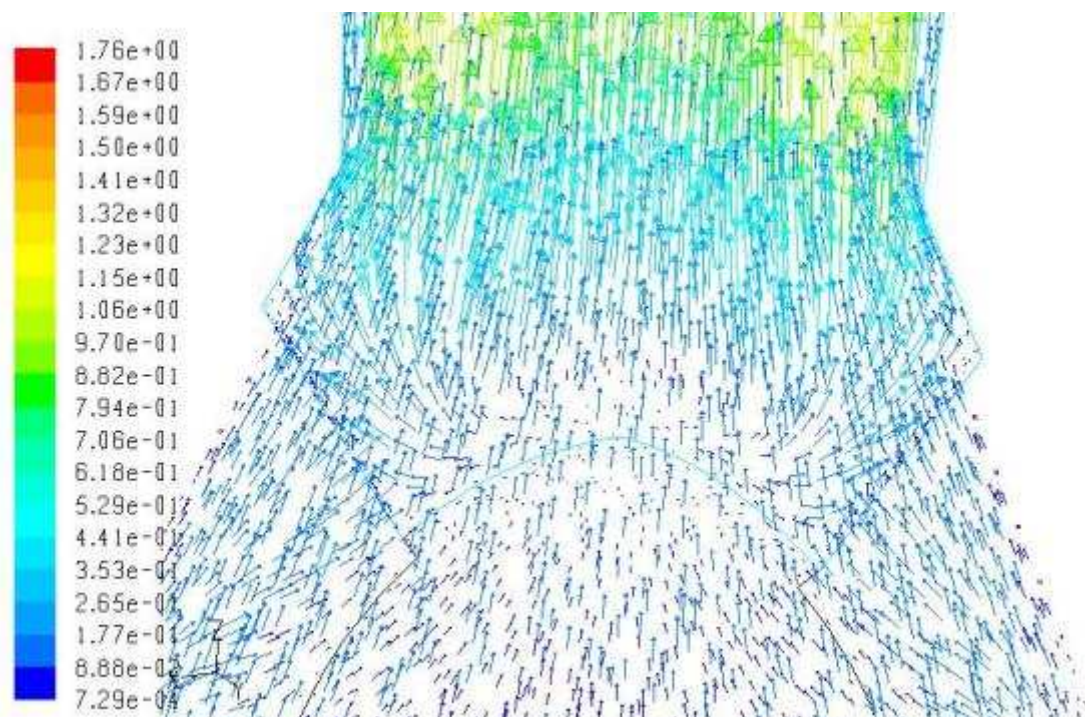


Obr. 7.31. Ventil 5 – Det. I

Det. J



Obr. 7.32. Ventil 5 – Det. J



Obr. 7.33. Výstup z ventilu 5

Na každém ventilu jsme pomocí programu Fluent zjistili tlakovou ztrátu, která je jedním z kritérií výběru daného typu ventilu do konstrukce čerpadla. Tyto hodnoty jsme zapsali do tabulky. (Tab. 7.1.)

typ ventilu	tlaková ztráta [Pa]
ventil 1	2.036016
ventil 2	1.667656
ventil 3	3.694915
ventil 4	3.493363
ventil 5	3.384741

Tab. 7.1. Tlakové ztráty na ventilech

7.2.4. Výběr ventilu

Z výsledků získaných v programu Fluentu je zřejmé, že nejmenší tlakové ztráty jsou u ventilů s kuželkou. Proudění na výstupu z ventilu je klidnější a bez víření rovněž u ventilů s kuželkou. Proudění uvnitř ventilu je tím lepší, čím je menší průtočný průřez ventilu, protože nevznikají velké víry a odtržení proudění okolo činného tělesa ventilu. Na zlepšení obtékání žebor má velký vliv zaoblení ostrých hran. Pro zlepšení proudění by bylo vhodné v místech, kde vzniká víření u stěny (za vstupem do ventilku) přitlačit stěnu tělesa ventilu více ke kuželce nebo kuličce. Dále ke snížení tlakové ztráty by přispělo použití profilu, který by měl optimální obtékání kapalinou a dále optimalizování počtu žebor v tělesu. Nezbytnou částí návrhu ventilu by byl experiment, který se v tomto případě neuskutečnil. Pomocí experimentu by bylo možné porovnat vypočítané hodnoty tlakových ztrát s naměřenými a vyzkoušel by se pevnostní návrh žebor (jejich tloušťka a velikost).

Do konstrukce navrženého čerpadla použijeme ventil 1 (Obr. 7.14. a). Ze všech navržených ventilů má nejlepší proudění uvnitř ventilu a jeho tlaková ztráta 2,036016 Pa je vyhovující. Dalším kritériem pro volbu tohoto ventilu je jeho velikost, protože je ze všech navržených ventilů nejmenší a neovlivní tak celkovou velikost navrhovaného čerpadla.

7.3. Podstata technického řešení

Jak už bylo řečeno v úvodu, snahou je představit čerpadlo jednoduché a provozně dlouhodobě spolehlivé. Tohoto cíle je dosaženo pístovým čerpadlem, jehož podstata spočívá v tom, že v tělese čerpadla je zabudován lineární motor s jednočinným nebo dvojitým pístem, kde pracovní prostor lineárního motoru je těsnicí spárou přímo propojen s pracovní komorou tělesa naplněnou tekutinou. Pracovní komora čerpadla je opatřena sacím a výtlačným zpětným ventilem.

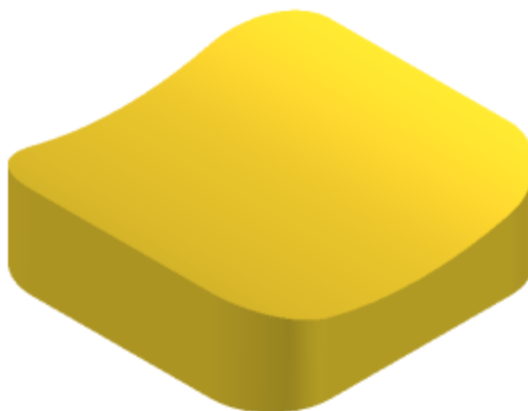
V dalším bude navrženo několik konstrukcí, lišících se tvarem, typem pohonu, velikostí, počtem vstupů a výstupů, umístění ventilů apod.

Zpětné ventily budou součástí konstrukce, to znamená, že nebudou vkládány celé do tělesa čerpadla. Díky symetrii čerpadla se pouze vloží činné těleso (kuželka) do komůrky připravené uvnitř tělesa čerpadla, jehož součástí budou i vodící a dorazová žebra. (Obr. 7.34.)

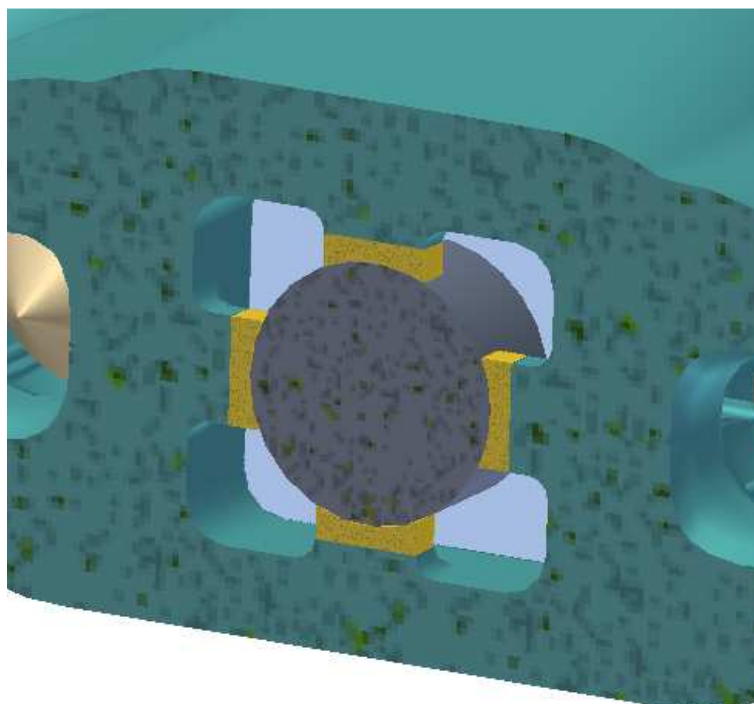


Obr. 7.34. Komůrka ventilu v tělese čerpadla

Součástí konstrukce bude také vedení pístu za lineárním motorem. Bude tvořeno čtyřmi segmenty (Obr. 7.35.) z otěru odolného materiálu (keramika, teflon), které budou umístěny na žebrech čerpadla (Obr. 7.36.). Vedení má za úkol vymezit případnou excentricitu při pohybu pístu.

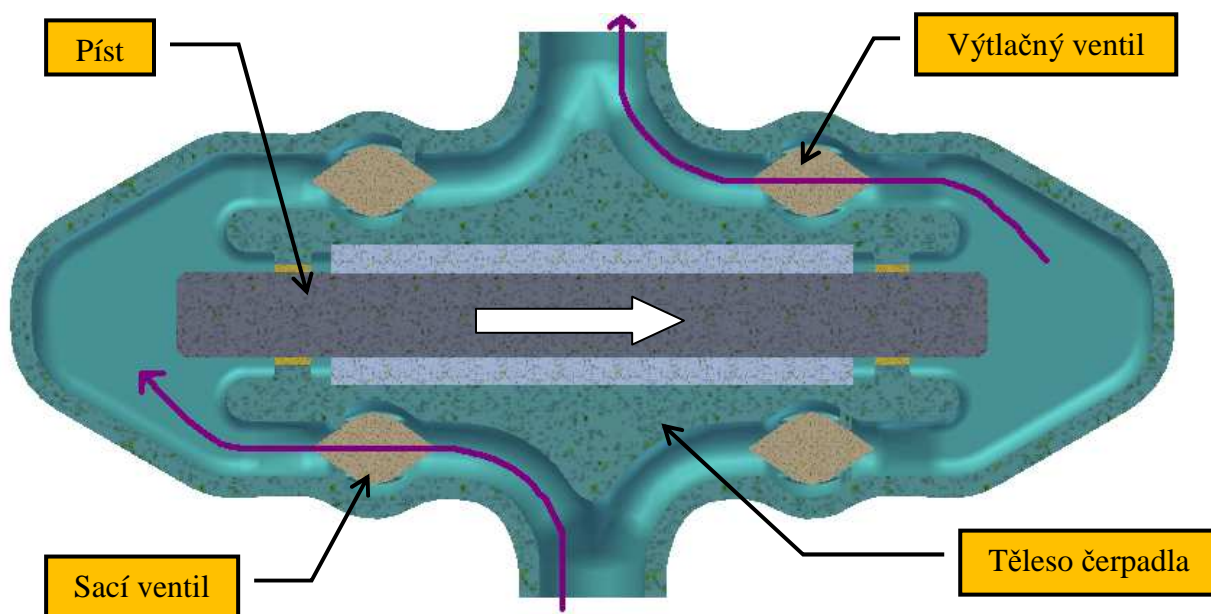


Obr. 7.35. Segment vedení



Obr. 7.37. Řez uložení pístu v segmentech vedení

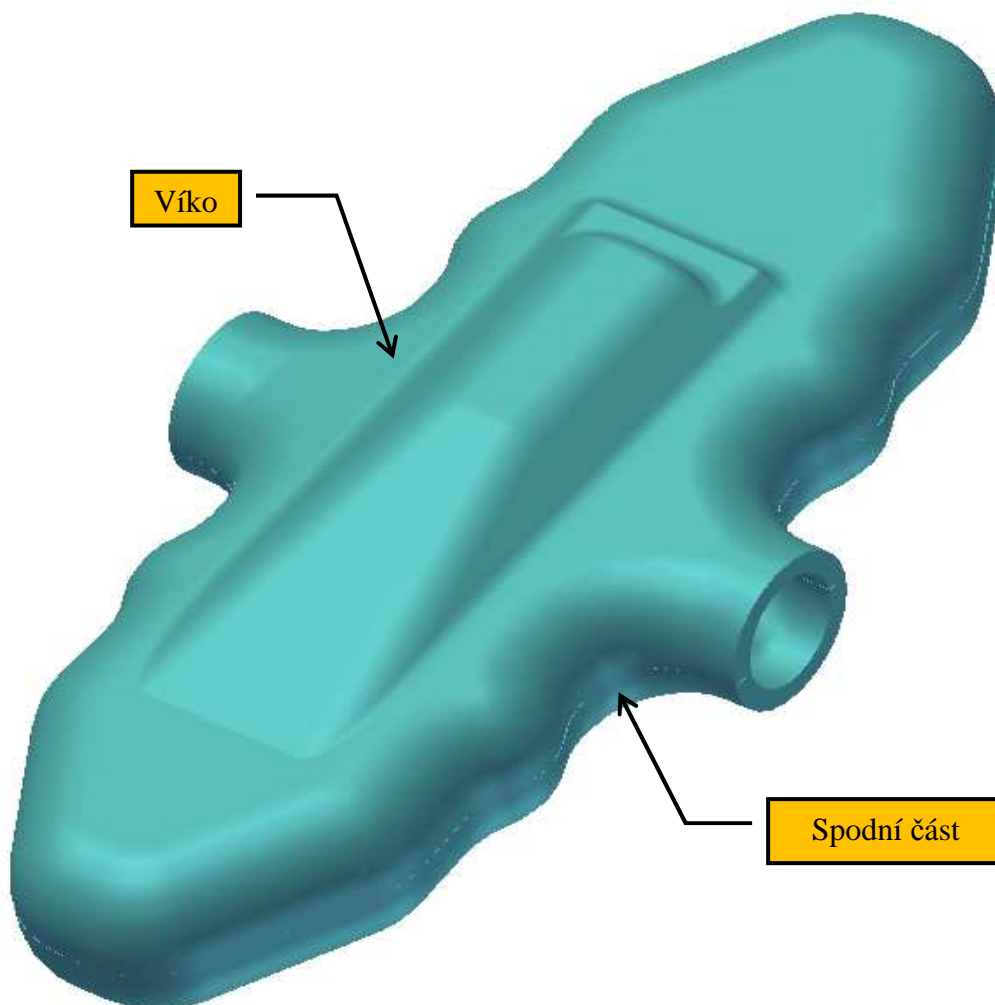
Princip práce je znázorněn na obrázku 7.38. Změna objemu kapaliny v pracovní komoře čerpadla vlivem lineárního pohybu pístu vyvolá pohyb sacích a výtlačných ventilů. Při pohybu pístu doprava se v levé komoře otevře sací ventil a uzavře výtlačný a kapalina je nasávána do komory, naopak v pravé komoře se otevře výtlačný a uzavře sací ventil a kapalina je vytlačovaná do výstupu čerpadla. Současně malá část kapaliny proudí opačným směrem skrz těsnicí spáru mezi pístem a lineárním motorem. Tento cyklus se opakuje cyklickým pohybem pístu v obou komorách.



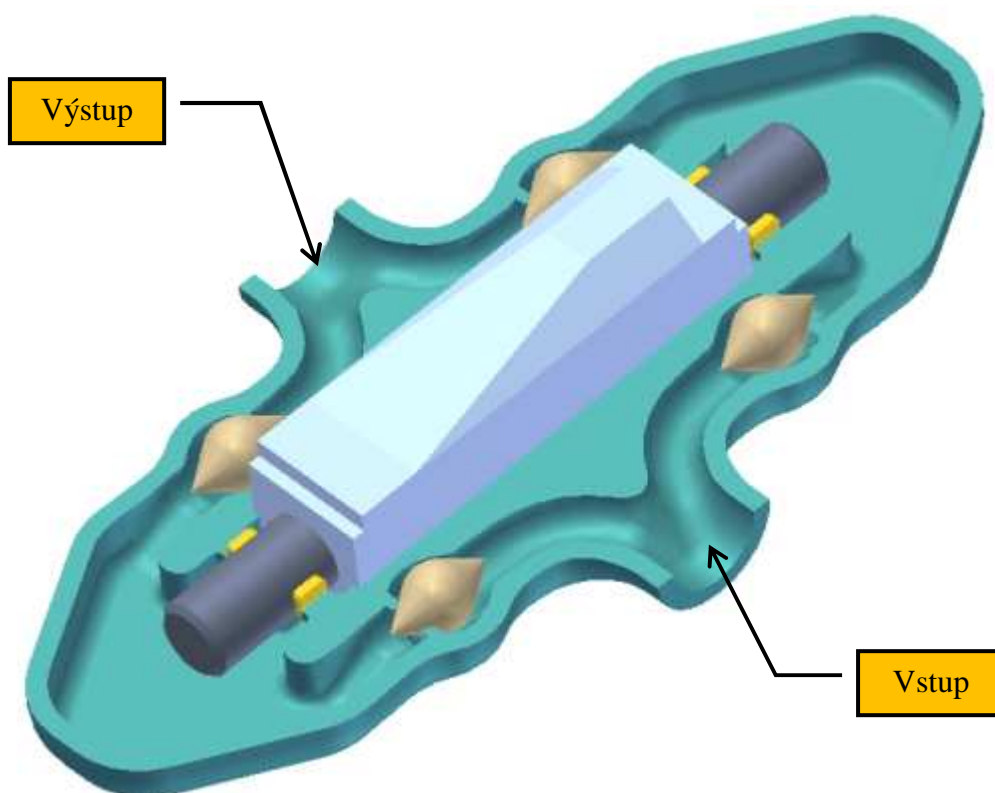
Obr. 7.38. Princip práce čerpadla

7.4. Konstrukce 1

Celkový pohled na konstrukci čerpadla 1 můžeme vidět na Obr. 7.39. Čerpadlo má jeden vstup a jeden výstup, proto jeho použití by bylo buď pro mimotělní oběh krve, nebo při použití dvou těchto čerpadel vedle sebe i jako umělé srdce, protože je třeba simulovat funkci srdce, které má dvě komory, kde každá má svůj vstup i výstup. Použitý je lineární motor Faulhaber, jehož rozměry jsme popsali výše. Čerpadlo je navrženo tak, aby jeho rozměry byly co nejmenší, kde jeho celkové rozměry jsou znázorněné na Obr. 7.42. Průměry vstupů a výstupů jsou 15 mm a tento rozměr je použitý i u následujících konstrukcí. Dvě základní části čerpadla, víko a spodní část (Obr. 7.39.) jsou symetrické, oblasti komor a potrubí jsou naprosto identické, pouze prostor pro umístění lineárního motoru je u víka zvětšený, dle rozměrů a tvaru motoru. Dále pak celkové uspořádání všech dílců čerpadla je vidět na Obr. 7.40. Výhodou této konstrukce jsou malé rozměry, jednoduchost konstrukce a použití nižší frekvence pohybu pístu. Nevýhodou je už dříve zmíněné složité použití jako umělé srdce, protože konstrukce by se o hodně zvětšila a počet všech součástí by se zdvojnásobil. Tím by se samozřejmě zvětšila i pořizovací cena celého čerpadla.



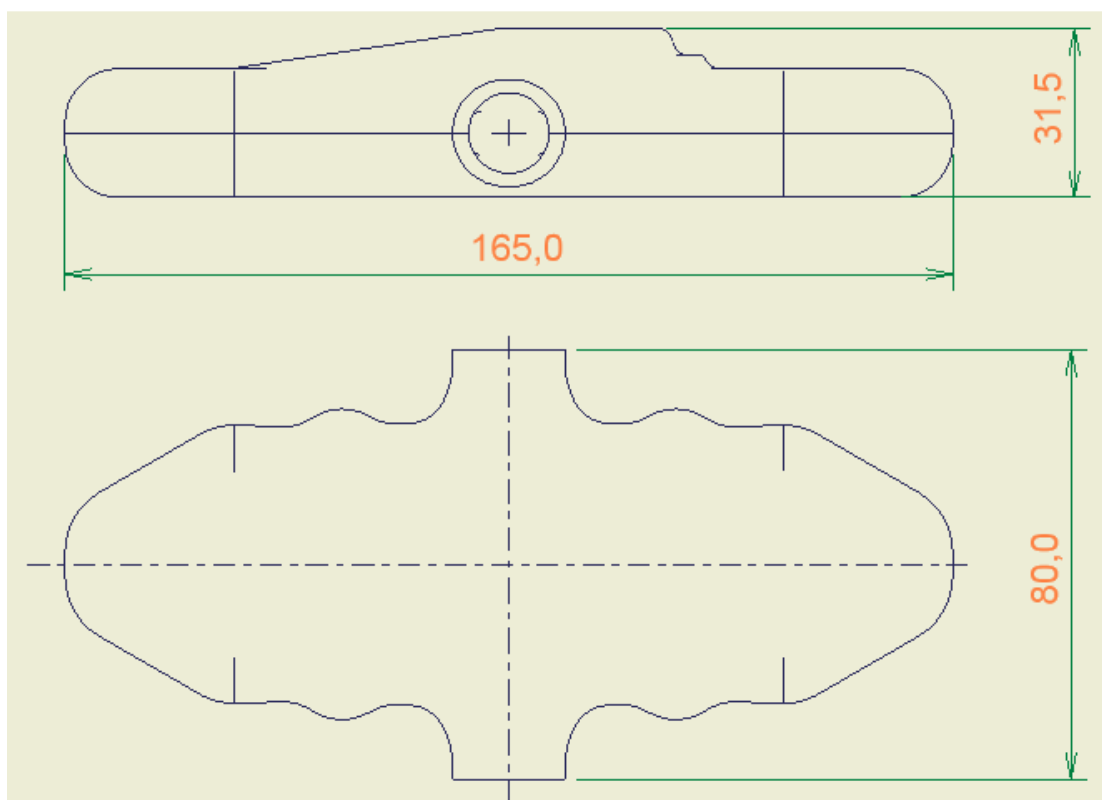
Obr. 7.39. Konstrukce 1 – celkový pohled



Obr. 7.40. Konstrukce 1 – bez víka



Obr. 7.41. Víko čerpadla 1



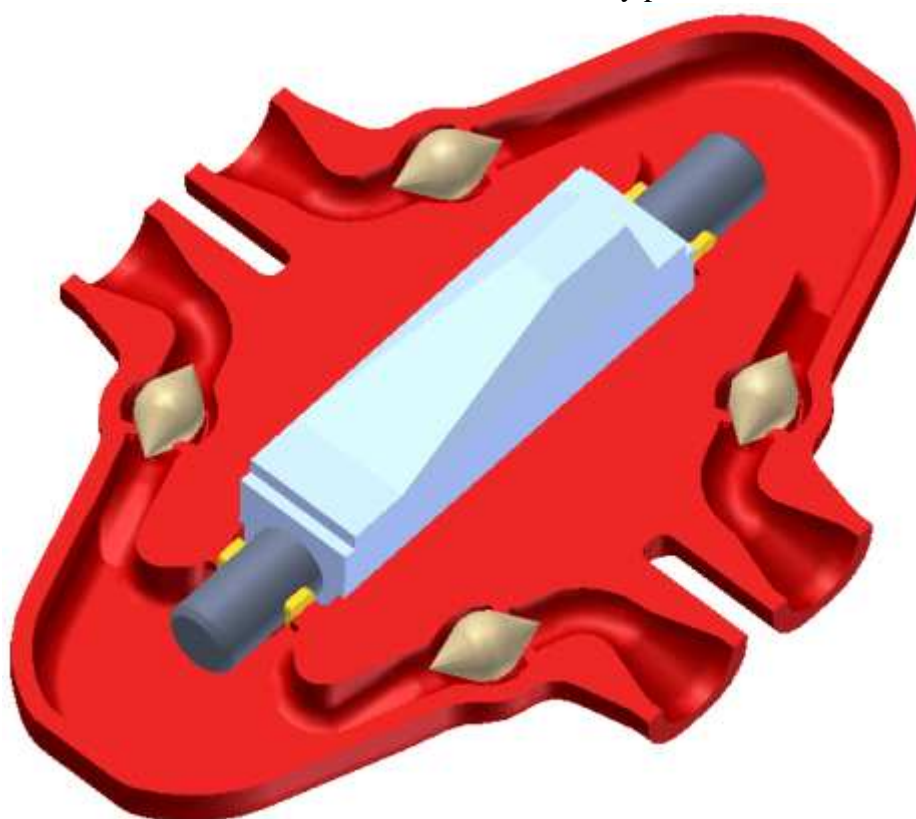
Obr. 7.42. Konstrukce 1 – celkové rozměry

7.5. Konstrukce 2

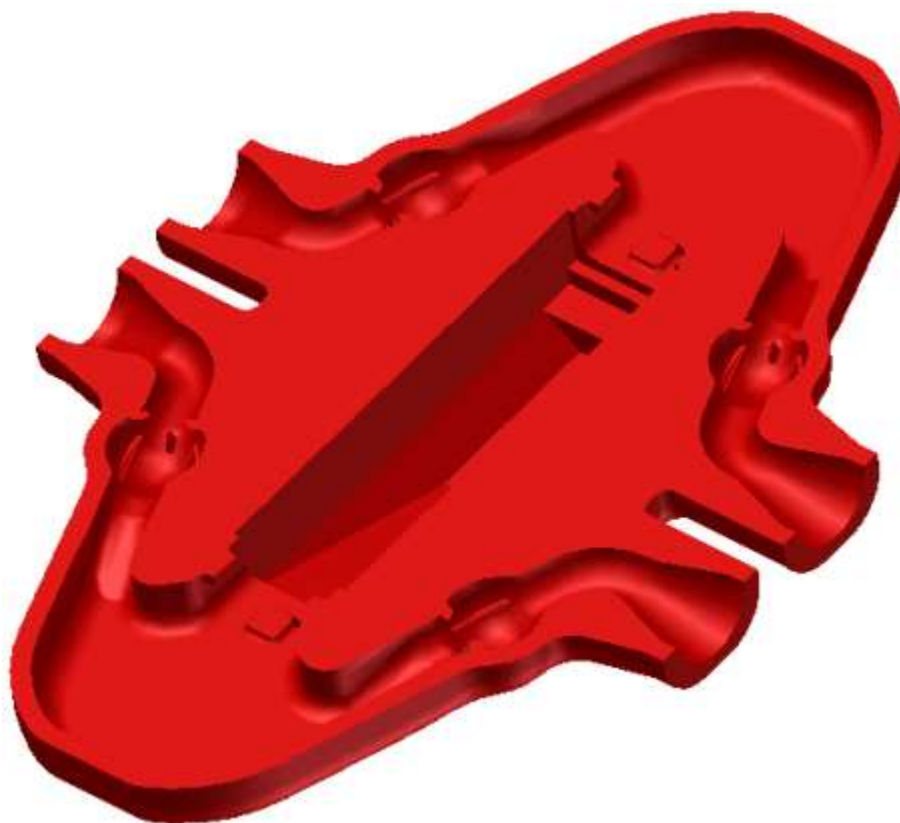
Konstrukce 2 je velice podobná první konstrukci. Čerpadlo je použitelné rovnou jako umělé srdce, z důvodu použití dvou vstupů a dvou výstupů, stejně jako u biologického srdce. Celkovou konstrukci můžeme vidět na Obr. 7.43. Tato konstrukce má stejně jako předchozí dvě symetrické části (víko a spodní část), použitý je stejný lineární motor. Uspořádání všech částí je názorné z Obr. 7.44. Tato konstrukce je o něco málo větší než ta předchozí (Obr. 7.46.), ale při porovnání použití jako umělé srdce je tato konstrukce o mnoho jednodušší, menší a obsahuje menší počet částí. Velkou nevýhodou tohoto čerpadla je nutnost použití vysoké frekvence při ponechání stejného rozměru pístu a zdvihu, z důvodu dosažení požadované hodnoty průtoku. Tento problém by mohl být vyřešen použitím jiného typu lineárního motoru, s jinými rozměry pístu. Ale po prostudování nabídky lineárních pohonů jsme zjistili, že při zvětšení průměru pístu se rapidně zvětší i rozměr statoru motoru a celá konstrukce by se stala nadměrně velkou a jako umělé srdce nepoužitelnou. Tento problém by mohl být vyřešen návrhem nového motoru s požadovanými vlastnostmi, parametry a rozměry.



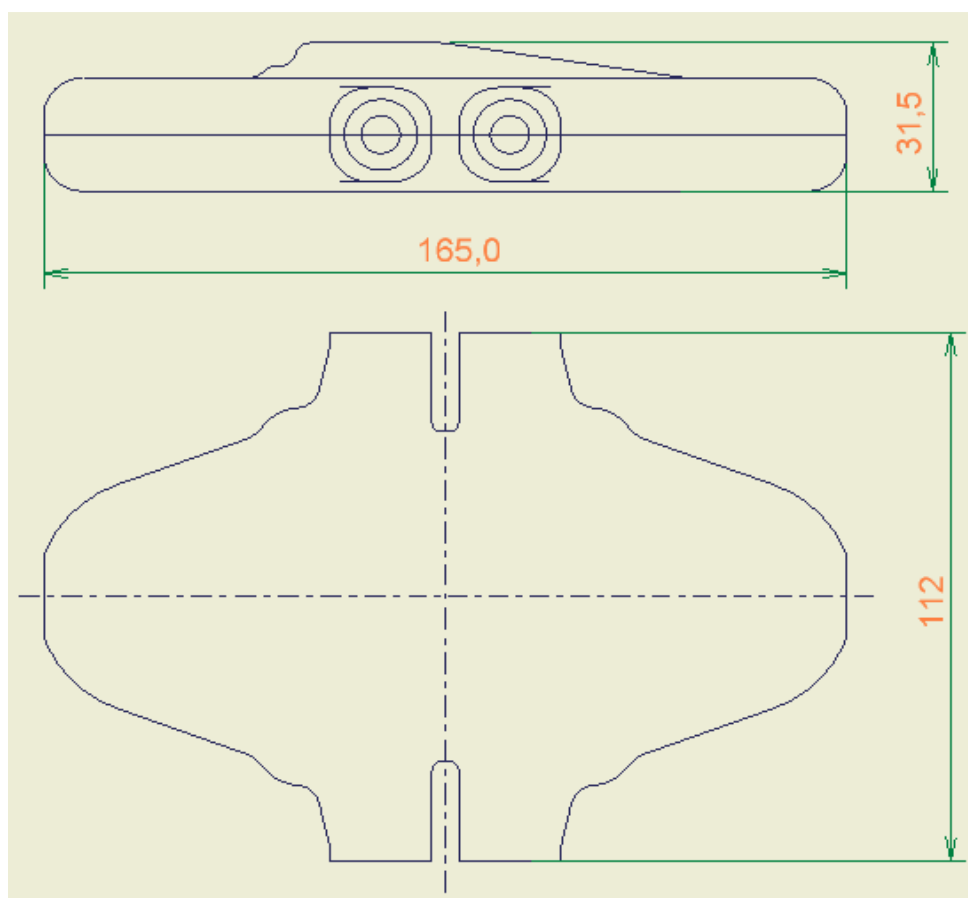
Obr. 7.43. Konstrukce 2 – celkový pohled



Obr. 7.44. Konstrukce 2 – bez víka



Obr. 7.45. Víko čerpadla 2



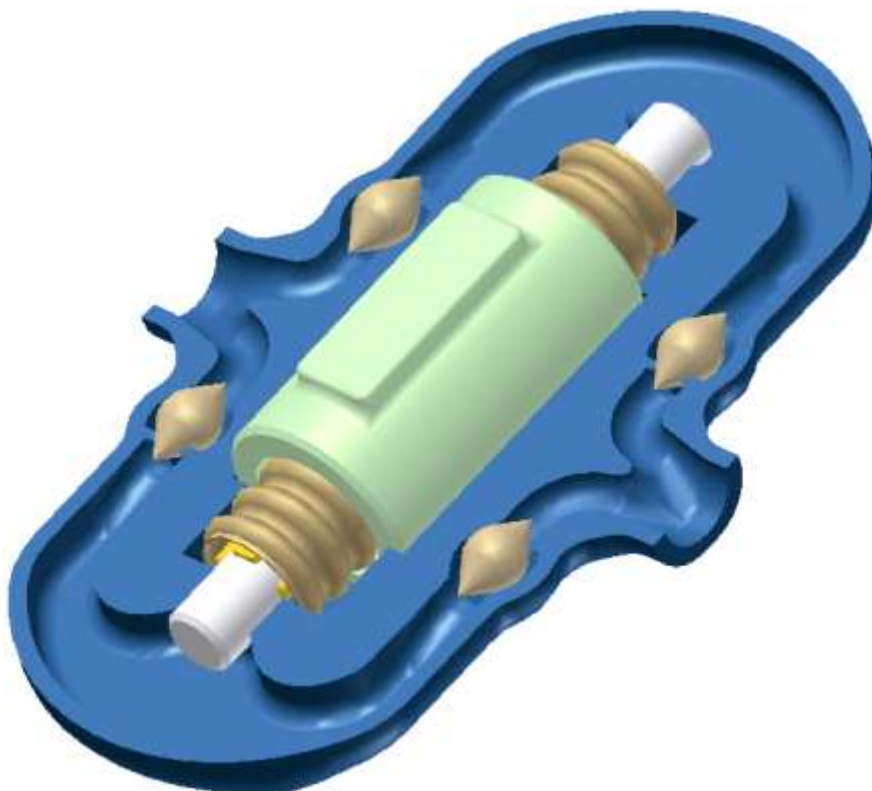
Obr. 7.46. Konstrukce 2 – celkové rozměry

7.6. Konstrukce 3

U předchozích dvou konstrukcí byl lineární motor zatopený v čerpané kapalině. Konstrukce 3 (Obr. 7.47.) se liší tím, že spára mezi pístem a státorem motoru je v plynu. Těsnění je provedeno pomocí pružného vlnovce, který je připevněný k pístu na jedné straně a statoru čerpadla na druhé (Obr. 7.50.). Malá část čerpané kapaliny už tedy neprotéká skrz spáru lineárního motoru, ale otvory uvnitř členitého pístu, které jsou dostatečně velkého průměru, z důvodu minimalizování délkových ztrát v těchto otvorech (Obr. 7.50.). Aby ale neprotékala většina čerpané kapaliny při výtlačku opačným směrem do sací komory skrz píst, musí se použít dvě těsnící spáry (pro každou komoru jedna spára). Celkové uspořádání dílců použitých v tomto čerpadle je znázorněno na Obr. 7.48. Použité dílce a princip konstrukce je analogický předchozím konstrukcím. Výhodou této konstrukce je ponechání lineárního motoru v suchu. Nevýhodou je určitě nutnost návrhu nového motoru, který by musel mít požadované parametry a tvar pístu. Celková konstrukce je z důvodu použití tohoto motoru větší, rozměry jsou zřejmé z Obr. 7.51. Pořizovací náklady by vzrostly díky pořízení nového motoru a přidáním další součásti, vlnovce. Nevýhodou tohoto uspořádání je také nutnost navržení dvou těsnících spár, ve kterých dochází částečně k degradaci krve a k hydraulickým ztrátám. Čerpadlo toho typu by bylo použitelné například pro mimotělní oběh, protože má pouze jeden vstup a jeden výstup pro obě komory čerpadla. Pro použití jako umělé srdce by nebyl problém upravit čerpadlo obdobně jako v předchozím případě, kde by se použil pro každou komoru vlastní vstup i výstup.



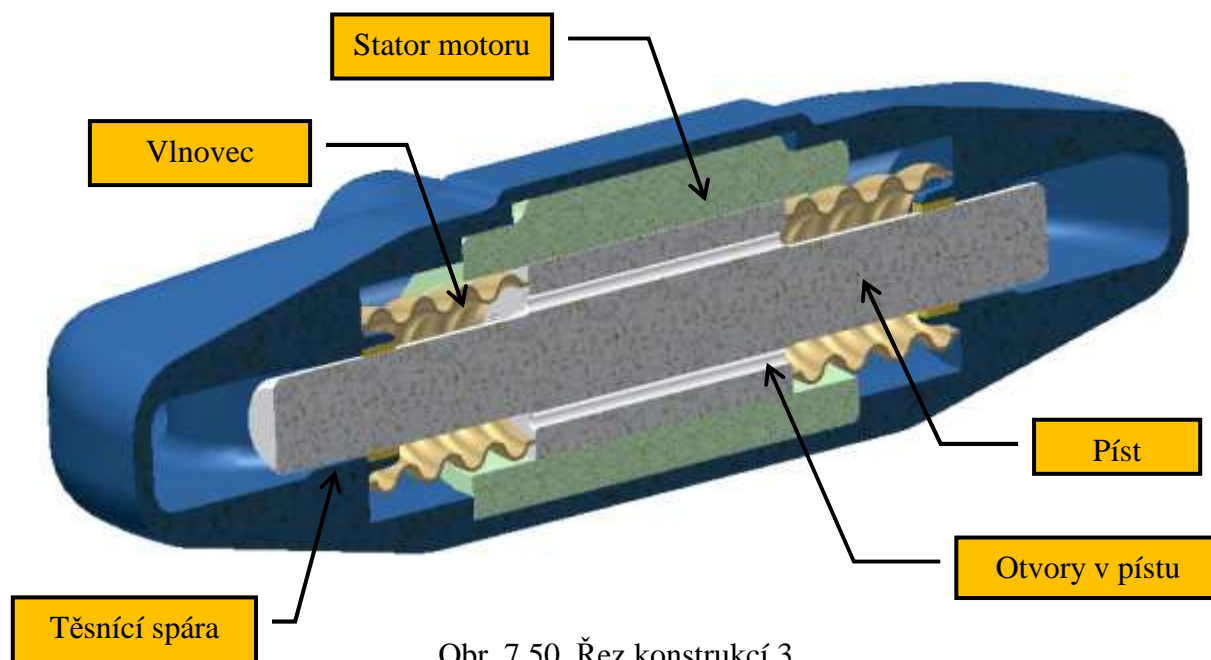
Obr. 7.47. Konstrukce 3 – celkový pohled



Obr. 7.48. Konstrukce 3 – bez víka

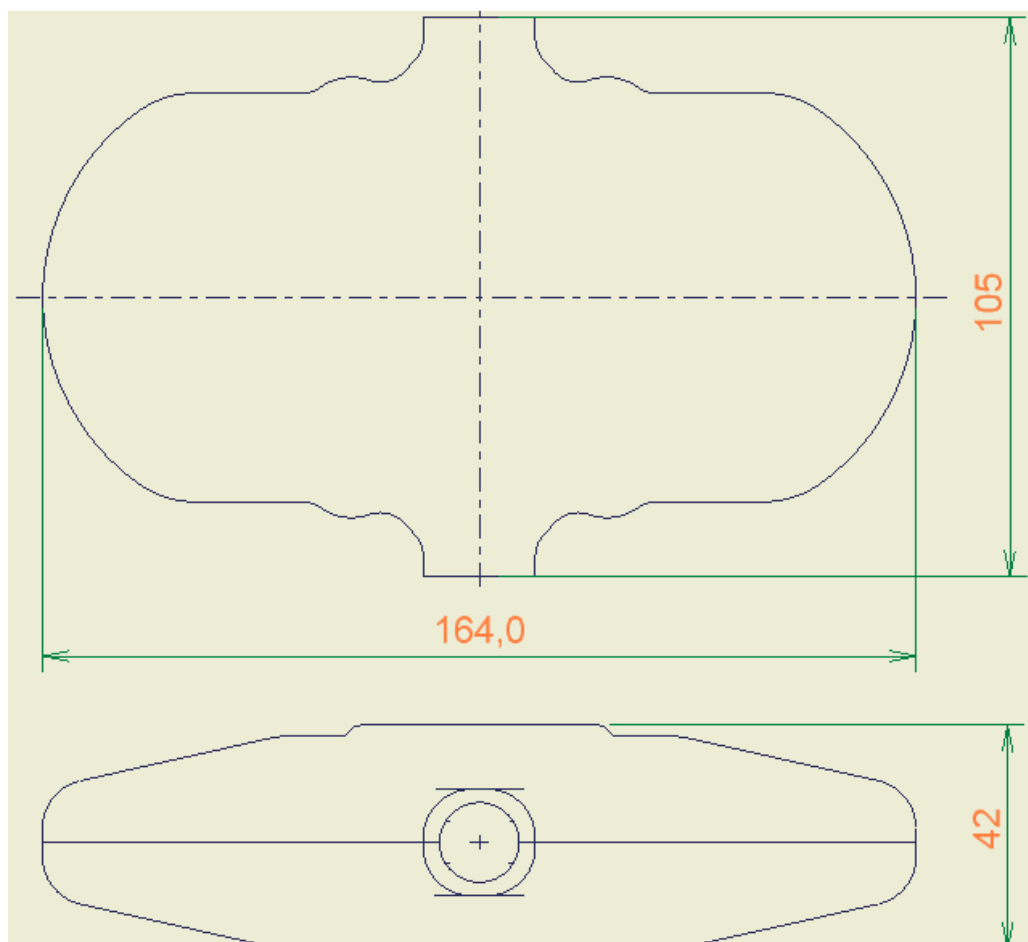


Obr. 7.49. Víko čerpadla 3



Obr. 7.50. Řez konstrukcí 3

Prostor nad vlnovcem je naplněný plynem. Tento plyn je nevodivý, protože při použití vodivého plynu by docházelo ke zkratům, nebo by se části lineárního motoru museli opatřit povrchovou úpravou, která by zkratům zabránila. Dále by tento plyn měl mít co nejmenší viskozitu, kvůli snížení ztrát. Jako nízkoviskózní, vodivý plyn lze použít například helium.



Obr. 7.51. Konstrukce 3 – celkové rozměry

7.7. Další konstrukční úpravy

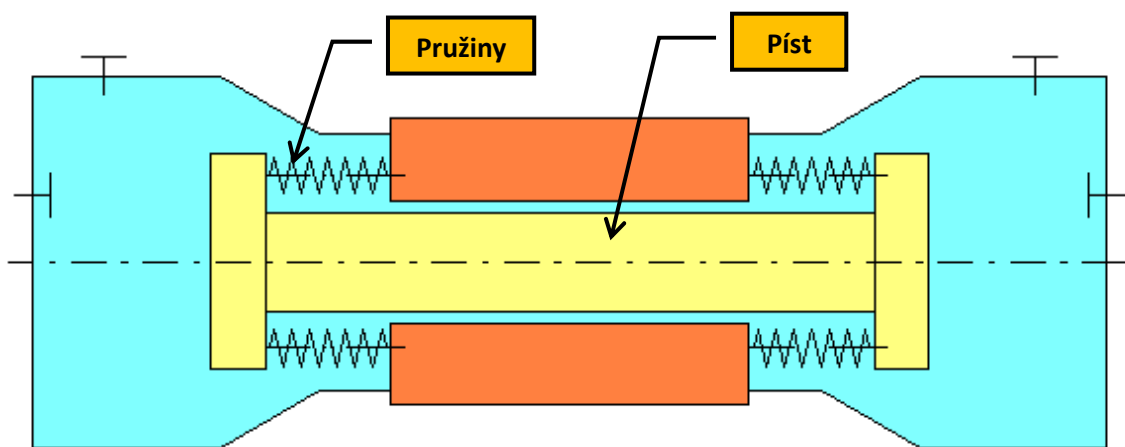
Kvůli zvýšení účinnosti čerpadla, zabránění možné degradace čerpané kapaliny (krve), nebo kvůli odstranění tlakových pulsací v čerpadle je možno použít následující konstrukční úpravy čerpadla.

7.7.1. Umístění ventilů

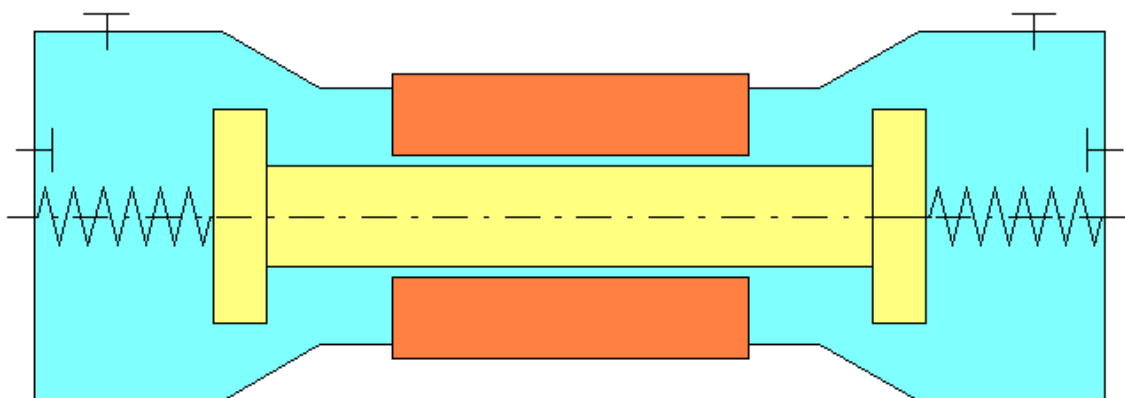
Pro zvýšení sací schopnosti je možné umístit sací ventily čerpadla do osy rotace pístu. Zdvih pístu musí být navržený tak, aby v horní úvratí byl umístěný těsně před ventilem. Píst začne rychle ustupovat a tím se vytvoří velký podtlak, který zvýší sací schopnost čerpadla oproti ventilům postaveným ve velké vzdálenosti od pístu nebo mimo osu.

7.7.2. Pružiny [4]

Princip funkce lineárního motoru je založen na harmonickém pohybu pístu. Za účelem zvýšení účinnosti je píst opatřen pružinami, které umožňují vyladit celý systém do požadované rezonance. Systém se naladí na frekvenci budící síly lineárního motoru, takže celý pracuje v rezonanci. Rozmístění a počet budících pružin může být různé. Příklady umístění budících pružin můžeme vidět na následujících obrázcích, kde na Obr. 7.52. je umístěno více pružin po obvodu pístu a jsou přichycené ke statoru lineárního motoru. Další provedení je zřejmé z Obr. 7.53. kde je použito pouze dvou centrálních pružin (v každé komoře čerpadla jedna) připevněných k tělesu čerpadla.



Obr. 7.52. Více pružin po obvodu

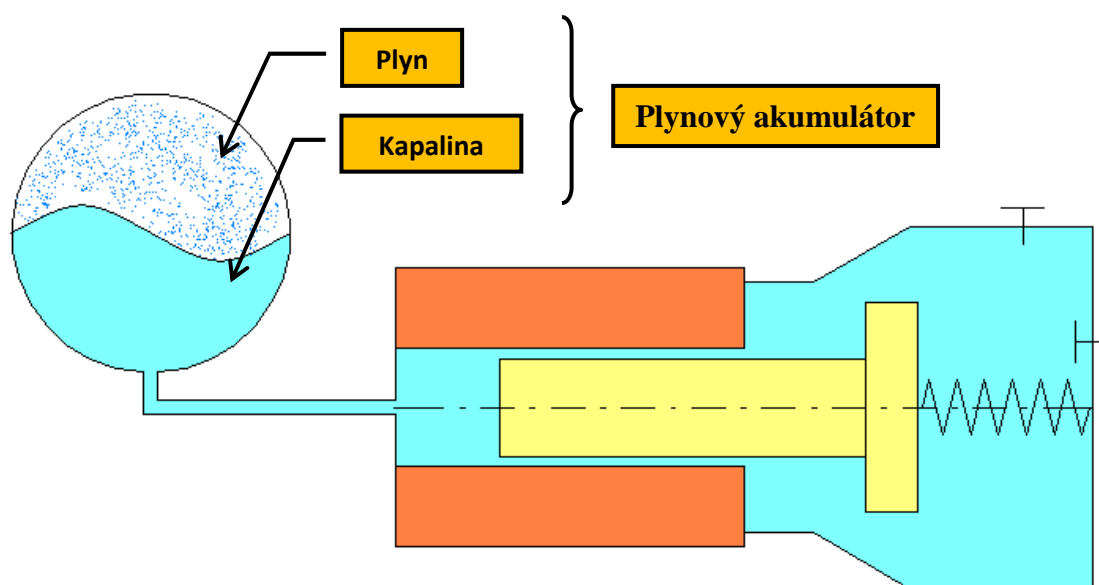


Obr. 7.53. Centrální pružiny

7.7.3. Plynový akumulátor [4], [2]

Tlak v pracovním prostoru čerpadla se po dobu pracovního cyklu značně mění. Největší vliv na tlakové změny mají setrvačné síly vznikající při nestacionárním pohybu kapaliny v celém systému s pístovým čerpadlem. K omezení těchto tlakových pulsací se do systému umísťuje akumulátor (vzdušník). Akumulátor je tlaková nádoba, která je částečně naplněna čerpanou kapalinou a částečně plynem. Buď jsou odděleny pružným členem, nebo kapalina vytváří volnou hladinu, nad kterou je plyn. Následkem stlačitelnosti se tlumí tlakové změny a kompenzuje nerovnoměrnost průtoku.

Plynový akumulátor může být spojený u jednočinného čerpadla s pracovním prostorem lineárního motoru (Obr. 7.54.). Jak je vidět z tohoto obrázku, lze zkombinovat i s budícími pružinami, které mohou být použity i u jednočinného čerpadla.



Obr. 7.54. Čerpadlo s plynovým akumulátorem

7.7.4. Nesmáčivý materiál

Za účelem minimalizace hydraulických ztrát v čerpadle a zabránění degradaci čerpané látky (krve), se vnitřní plochy čerpadla opatří nesmáčivým nátěrem. Mezi tyto plochy patří pracovní komory čerpadla, pracovní prostor lineárního motoru a v případě použití plynového akumulátoru, tak i obě jeho komory.

8. Závěr

Úkolem diplomové práce byla konstrukční studie pístového čerpadla a jeho zpětných ventilů, používaného v lékařství k čerpání krve. Konstrukce měla minimalizovat nevýhody předchozích konstrukcí pístových čerpadel. Cílem byla co nejjednodušší konstrukce s minimálním počtem dílů, bez externího pohonu a těsněním pomocí ucpávek. Dalším požadavkem byla konstrukční úprava zabraňující degradaci krve.

Další náplní diplomové práce bylo odvození základních výpočetních vztahů, použitelných k určení parametrů čerpadla a jeho pohonu. Vycházelo se z Navier - Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity, pomocí kterých jsme vyjádřili vztahy pro příkon čerpadla, jeho ztrát a potřebnou sílu lineárního motoru.

Jako pohon čerpadla bylo možné použít více typů lineárních pohonů, jako klasického, piezoelektrického, nebo s kuličkovým šroubem. Po zpracování rešerše lineárních pohonů použitelných pro náš případ, jsme z hlediska dostupnosti, funkce a rozměrů zvolili klasický elektrický lineární motor značky Faulhaber.

Při řešení zpětných ventilů pomocí CFD jsme navrhli pět variant ventilů, lišících se tvarem činného tělesa, velikostí průtočného průřezu a ovládním pohybu kuželky. Jako činné těleso byla použita kuželka nebo kulička. Průchodnost pouze jedním směrem byla zajištěna dorazovými žebry a kvůli stabilitě činného tělesa a zabránění jejímu rozkmitání byla použita vodící žebra. Z hlediska proudění uvnitř ventilu hraje velkou roli velikost průtočného průřezu. Při velkém průřezu vznikají víry za vstupem do ventilu a odtržení proudění při obtékání činného tělesa. Ze stejného důvodu hraje také vliv tvar činného tělesa, protože za kuličkou vzniká oproti kuželce mnohem větší odtržení proudění a víření. Při vyčíslení tlakových ztrát je zřejmé, že důležitý je jednak tvar činného tělesa, protože ztráty byly větší při použití kuličky, ale také zaoblení všech ostrých hran. Pro navržené konstrukce jsme zvolili z hlediska ztrát, proudění a velikosti ventil s kuželkou a čtyřmi dorazovými i vodícími žebry.

Podstata technického řešení čerpadla spočívá v tom, že v tělese čerpadla je zabudován lineární motor s dvojčinným pístem. Čerpadlo má dvě komory, přičemž při pohybu pístu je do jedné komory kapalina nasávána a z druhé současně vytlačována. Obě komory jsou opatřeny sacím a výtlačným ventilem. Tělesa ventilů jsou řešena jako součást konstrukce, do které se vloží kuželka. Vedení pístu a zamezení jeho vyosení je tvořeno segmenty z keramiky nebo teflonu.

V dalším kroku byly navrženy tři konstrukce použitelné buď pro mimotělní oběh, nebo jako umělé srdce. Liší se tvarem, velikostí, počtem vstupů a výstupů, typem pohonu a funkcí.

První konstrukce je nejmenší, celkové rozměry má 165x80 mm. Obsahuje jeden vstup a jeden výstup. Čerpadlo je proto použitelné pro mimotělní oběh, nebo při umístění dvou těchto čerpadel vedle sebe jako umělé srdce. Obsahuje klasický lineární motor s průměrem pístu 12 mm.

Druhá konstrukce je větší než první, její celkové rozměry jsou 165x112 mm. Má instalovaný stejný pohon jako první konstrukce. Každá komora tohoto čerpadla obsahuje vlastní vstup i výstup, stejně jako je to v lidském srdci. Proto je použitelné jako umělé srdce. Nevýhodou tohoto uspořádání oproti prvnímu, je nutná vyšší frekvence pohybu pístu pro dosažení stejného průtoku, při zachování stejného zdvihu a průměru pístu.

Třetí varianta je rozměrově podobná druhé, celkové rozměry jsou 164x105 mm. Liší se však funkcí a typem lineárního motoru. Spára motoru je utěsněna pomocí vlnovce, a proto je lineární motor v suchu. Kapalina protéká zpět otvory v členitém pístu. Třetí provedení obsahuje také jeden vstup a výstup, což by stačilo pro mimotělní oběh, ale je možné ji upravit, po vzoru druhé konstrukce, kvůli použití jako umělé srdce. Výhodou je právě ponechání motoru bez kontaktu s čerpanou kapalinou. Nevýhodou je větší počet částí, nutnost použití dvou ucpávek a návrh nového motoru.

Pro zvýšení účinnosti čerpadla lze umístit ventily do osy rotace pístu nebo použít pružiny pro vyladění pohybu pístu do rezonance.

K omezení tlakových pulsací je možné použít plynový akumulátor, umístěný na jednočinném čerpadle.

Z hlediska snížení degradace krve by bylo dobré použít nesmáčivý nátěr, který by zároveň snížil ztráty třením.

V této diplomové práci byla navržena jednoduchá konstrukce čerpadla s minimálním počtem dílů. Kvůli zjednodušení výpočtů při počáteční studii a konstrukčnímu návrhu tohoto typu pístového čerpadla, bylo uvažováno ve většině případů stacionární a laminární proudění i přes vyšší hodnotu Reynoldsova čísla. Proto výsledky získané z výpočtů a plně neodpovídají realitě. V příkladu řešení čerpadla jsme zjistili, že při použití lineárního motoru s průměrem pístu 12mm potřebujeme velmi vysokou frekvenci pohybu pístu k dosažení požadovaného průtoku. Tento problém lze vyřešit použitím většího průměru pístu a většího zdvihu. Tím by se ale zvětšil rozměr motoru a tím i celého čerpadla, které by už nebylo možné použít jako umělé srdce. Proto bude možná nezbytné vyrobení speciálního motoru pro tento konstrukční návrh, který bude mít požadované parametry při vyhovujících rozměrech.

Při dalším zkoumání a vývoji tohoto konstrukčního návrhu je nutné optimalizovat tvar komory čerpadla pomocí CFD, s uvažováním nestacionárního proudění a se zvoleným matematickým modelem krve.

Další nezbytnou částí případného zkoumání by bylo provedení experimentu, pro potvrzení, nebo vyvrácení teoreticky získaných hodnot.

9. Seznam použitých zdrojů

- [1] VARCHOLA, Michal. *Objemové - hydrostatické čerpadlá*. Bratislava: Strojnícka fakulta STU, 2003. 203 s.
- [2] ŠTÁVA, Petr. *Pístová čerpadla : skriptum*. Ostrava : VŠB - TU, 1996. 152 s.
- [3] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha : SNTL, 1987. 624 s.
- [4] ŠOB, František. *Hydromechanika*. 2. Brno : CERM, 2002. 238 s.
- [5] VUT FSI, BRNO. *Pístové čerpadlo, zejména čerpadlo na krev*. Původce vynálezu: František POCHYLÝ, Josef KOLÁČNÝ, Simona FIALOVÁ. Česká republika. Užité vzor 20094.
- [6] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin* [online]. Ostrava : VŠB - Technická univerzita, 2008 [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/JanalikVybranekapitolyzmechanikytekutin.pdf>>.
- [7] *Kardiologické fórum* [online]. 2005 [cit. 2010-05-13]. Mímotělní oběh v současné klinické praxi. Dostupné z WWW: <http://www.kardiologickeforum.cz/pdf/kf_05_02_08.pdf>.
- [8] *Kardio - motol* [online]. [cit. 2010-05-13]. Přístroje v srdeční a cévní chirurgii. Dostupné z WWW: <<http://www.kardio-motol.cz/dokumenty/pristroje.ppt>>.
- [9] *Srdce In Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 2006, [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Srdce>>.
- [10] PETR, Jaroslav. Umělé srdce uzdravuje. *Osel* [online]. 2006, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.osel.cz/index.php?clanek=2220>>.
- [11] *NAVAJO* [online]. [cit. 2010-05-13]. Umělé srdce. Dostupné z WWW: <<http://umele-srdce.navajo.cz/>>.
- [12] *Gerstner.felk.cvut* [online]. [cit. 2010-05-13]. Umělé srdce a chlopně. Dostupné z WWW: <gerstner.felk.cvut.cz/biolab/.../prezentace/umele_srdce.ppt>.
- [13] Praktické aplikace lineárních motorů. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2001, 9, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/prakticke-aplikace-linearnich-motoru>>.
- [14] Lineární pohony na vzestupu. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2006, 11, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-pohony-na-vzestupu>>.

- [15] *Dce.felk.cvut* [online]. [cit. 2010-05-13]. Piezoelektrické akční členy. Dostupné z WWW: <http://dce.felk.cvut.cz/ip/prednasky/IP_piezo.pdf>.
- [16] Ideální umělá chlopeň neexistuje, přesto dokáže zachránit život. *Kardiochirurgie : novinky* [online]. [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.kardiochirurgie.cz/novinky/idealni-umela-chlopen-neexistuje-presto-dokaze-zachranit-zivot-170>>.
- [17] Lineární pohony . *Hiwin* [online]. [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.hiwin.cz/pdf/clanek_o_linearnich_motorech_-_technika_a_trh.pdf>.
- [18] *Directindustry* [online]. [cit. 2010-05-13]. Linear electric servo-motor. Dostupné z WWW: <<http://www.directindustry.com/prod/faulhaber/linear-electric-servo-motor-7023-397690.html>>.
- [19] *Directindustry* [online]. [cit. 2010-05-13]. Linear electric motor (tubular) . Dostupné z WWW: <<http://www.directindustry.com/prod/copley-controls/linear-electric-motor-br-tubular-13737-221018.html>>.
- [20] Rychloběžné kuličkové šrouby. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2008, 11, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/rychlobezne-kulickove-srouby>>.
- [21] Piezoelektrické motory. *Odbornecasopisy* [online]. 2004, 1, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.odbornecasopisy.cz/download/el010404.pdf>>.
- [22] *Trubka.fs.cvut* [online]. [cit. 2010-05-13]. Náhrady chlopní. Dostupné z WWW: <http://trubka.fs.cvut.cz/downloads/NPH2008/Kropac_Nahrady_chlopmi.pdf>.
- [23] *ConVERTER* [online]. [cit. 2010-05-18]. Dynamická viskozita. Dostupné z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/dynamicka-viskozita.htm>>.

10. Seznam použitých symbolů a veličin

CFD		...Computational fluid dynamics
Δp	[Pa]	...Tlaková diference před a za pístem
D	[m]	...Disipační funkce
d	[m]	...Průměr pístu
d_p	[m]	...Průměr potrubí
$D_{\text{potrubí}}$	[m]	...Průměr potrubí
F	[N]	...Síla pístu lineárního motoru
f	[s ⁻¹]	...Frekvence
g	[m/s ²]	...Gravitační zrychlení
H	[m]	...Spád
H_s	[m]	...Sací výška čerpadla
H_v	[m]	...Výtlačná výška čerpadla
$L_{1,2,3,4,5,6}$	[m]	...Délky potrubí v čerpadle
n	[1]	...Normálový vektor
p	[Pa]	...Tlak kapaliny
P	[W]	...Výkon
p_{r1}	[Pa]	...Tlak na výtlačném ventilu
p_{r2}	[Pa]	...Tlak na sacím ventilu
Q	[m ³ /s]	...Průtok
q	[m ³ /s]	...Střední průtok
Q_s	[m ³ /s]	...Skutečný průtok
$Q_{\text{spára}}$	[m ³ /s]	...Průtok spárou motoru
Q_t	[m ³ /s]	...Teoretický průtok
Q_z	[m ³ /s]	...Ztrátový průtok
R	[m]	...Poloměr oblouku kolena potrubí
Re	[Pa]	...Reynoldsovo číslo
R_L	[N.m ⁻⁵ .s]	...Délková ztráta ve spáře motoru
S	[m ²]	...Plocha
S_0	[m ²]	...Průřez komory na vstupu pístu do komory
S_1	[m ²]	...Čelní plocha pístu (tlačná)
S_2	[m ²]	... Čelní plocha pístu (sací)

S_3	$[m^2]$...Plocha pláště pístu
S_k	$[m^2]$...Největší průřez komory čerpadla
$S_{\text{mezikruží}}$	$[m^2]$...Plocha mezikruží
S_p	$[m^2]$...Čelní plocha pístu
$S_{\text{potrubí}}$	$[m^2]$...Plocha potrubí
S_Γ	$[m^2]$...Průtočná plocha ventilů
T	$[s]$...Perioda
v	$[m/s]$...Rychlost kapaliny
v_k	$[m/s]$...Rychlost kapaliny
v_n	$[m/s]$...Normálová složka rychlosti
v_s	$[m/s]$...Střední rychlost
x	$[m]$...Poloha
X_{max}	$[m]$...Maximální výchylka pístu
Y	$[J/kg]$...Měrná energie
Y_L	$[J/kg]$...Lokální měrná energie
Y_z	$[J/kg]$...Ztrátová měrná energie
z	$[m]$...Výška
Γ_1	$[m^2]$...Průtočná plocha výtlačného ventilu
Γ_2	$[m^2]$...Průtočná plocha sacího ventilu
Γ_3	$[m^2]$...Vnitřní plocha vinutí motoru
δ_{ij}	$[-]$...Kroneckerovo delta
η	$[\%]$...Účinnost
η	$[Pa.s]$...Dynamická viskozita
η_0	$[\%]$...Objemová účinnost
η_c	$[\%]$...Celková účinnost
η_m	$[\%]$...Mechanická účinnost
λ	$[-]$...Třecí součinitel
ν	$[m^2/s]$...Kinematická viskozita
ξ	$[-]$...Ztrátový součinitel místního odporu
ξ_{koleno}	$[-]$...Ztrátový součinitel místního odporu v kolenu potrubí
ξ_{kom}	$[-]$...Ztrátový souč. místního odporu přechodu z S_1 na S_k
ξ_{Γ_1}	$[-]$...Ztrátový souč. místního odporu výtlačného ventilu
ξ_{Γ_2}	$[-]$...Ztrátový součinitel místního odporu sacího ventilu

Π	[Pa]	...Nevratný tenzor napětí
ρ	[kg/m ³]	...Hustota kapaliny
σ_{ij}	[Pa]	...Celkový tenzor napětí
ω	[s ⁻¹]	...Vlastní frekvence pohybu pístu