



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ŠTÚDIA MEMBRÁNOVÉHO ČERPADLA S LINEÁRNYM MOTOROM

STUDY OF DIAPHRAGM PUMP WITH LINEAR MOTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. L'UBOŠ DUBOVÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Luboš Dubový

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

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

Studie membránového čerpadla s lineárním motorem

v anglickém jazyce:

Study of diaphragm pump with linear motor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce čerpadla je založena na principu lineárního motoru, jak klasického, tak motoru s kuličkovým

šroubem, nebo piezoelektrického motoru.

Změna objemu při lineárním pohybu pístu, vyvolá pohyb membrány, případně vlnovce.

Tím je zajištěn čerpací efekt.

Cíle diplomové práce:

Cílem je konstrukční řešení membránového čerpadla v závislosti na předchozí literární rešerši. Konstrukční řešení bude optimalizováno výpočtovým modelováním.

Seznam odborné literatury:

-Pivoňka, J. a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL Praha, 1987

-Šťáva, P.: Pístová čerpadla. VŠB Ostrava, skriptum

ABSTRAKT

Obsahem této diplomové práce je studie membránového čerpadla s lineárním pohonem. Jako lineární pohon byl použit lineární motor. Práce je podložena teoretickými výpočty čerpadla a jeho konstrukčními návrhy. Taktéž obsahuje optimalizaci sacího, resp. výtlačného, ventilu pro čerpadlo, vytvořené pomocí programu pro výpočtové modelování proudění.

Práce je doplněna základním pohledem na různé druhy čerpadel na základě rozdělení na hydrodynamická a hydrostatická čerpadla. Následně je uveden přehled čerpadel užívaných k čerpání krve.

Klíčová slova

čerpadlo, membránové, lineární, motor, ventil

ABSTRACT

The content of this master's thesis is a study of diaphragm pump with linear drive. Linear motor was used as the linear drive. Thesis is well – founded by theoretic calculation of pump and its design draft. Likewise, the thesis includes optimization of suction, or pressure, valve for pump, created by using computer fluid dynamics software.

Thesis is complemented by basic view of different types of pumps based on the classification by hydrodynamic and hydrostatic pumps. Subsequently, the preview of blood – flow pumps is presented.

Key words

pump, diaphragm, linear, motor, valve

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

DUBOVÝ, Ľ . *Studie membránového čerpadla s lineárním motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 78 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE:

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na téma Štúdia membránového čerpadla s lineárnym pohonom vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho práce pána prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. a s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených na zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

V Brne, dňa 26. mája 2010

.....
Luboš Dubový

POĎAKOVANIE:

Ďakujem týmto všetkým, ktorí mi svojimi radami pomáhali pri tvorbe diplomovej práci, zvlášť pánovi prof. Ing. Františkovi Pochylému CSc., za odborné vedenie, rady a venovaný čas. Ďalej by som chcel poďakovať rodičom, ktorí mi umožnili štúdium a podporovali ma v ňom.

Ďakujem.

Obsah:

1. Úvod.....	8
2. Prehľad problematiky.....	9
2.1 Rozdelenie čerpadiel.....	9
2.1.1 Hydrodynamické čerpadlá.....	11
2.1.2 Hydrostatické čerpadlá s rotačným pohybom.....	14
2.1.3 Hydrostatické čerpadlá s priamočiarym pohybom.....	19
2.2 Čerpadlá na čerpanie krvi.....	21
2.2.1 Hydrodynamické čerpadlá.....	22
2.2.2 Hydrostatické čerpadlá.....	24
2.3 Umelé chlopne.....	27
2.4 Lineárne motory.....	30
2.5 Tepelné trubice.....	35
3. Vlastná štúdia čerpadla.....	37
3.1 Princíp činnosti.....	38
3.2 Teoretický výpočet.....	39
3.3 Konštrukčný návrh.....	53
3.3.1 Optimalizácia ventilov.....	53
3.3.2 Návrh čerpadla.....	63
4. Záver.....	72
5. Zoznam použitej literatúry.....	74
6. Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	77

1. Úvod

Snaha presunúť časť látky z jedného miesta na miesto druhé, je základná potreba, ktorú ľudia riešia od nepamäti. Či už to bolo za čias Mezopotámčcov, ktorý viedli vodu korytami skrz polia na zaistenie dostatku vlhky alebo Londýňčanov, ktorí naopak potrebovali prečerpať splašky preč z obydľia, vždy to bola snaha, o vytvorenie čo najjednoduchšieho a najefektívnejšieho systému. Aj v dnešnej dobe používame čerpanie média snáď vo všetkých aspektoch ľudského života, či už pri spomínanom zavlažovacom systéme a kanalizácií alebo čerpaní ropy a pohonných látok ako aj prečerpávaní potravín a všetkých látok potrebných k ľudskému životu. Látok, bez ktorých sa nezaobíde človek, ako bytosť naplňujúca svoje potreby, ale aj ako bytosť, ktorej bytie samotné je založené na prečerpávaní látok celým telom a teda i samotný ľudský život je závislý na čerpaní.

Toto životodarné čerpanie prebieha vo vnútri tela a dodáva nám energiu, ktorou môžeme „žiť“. Je to práve krv, ktorá nás zásobuje onými látkami, toľko potrebnými, pre našu výživu. Každý systém, v ktorom je snaha o čerpanie média, obsahuje zariadenie, ktoré sa podieľa na čerpanom efekte a tým danú látku premiestňuje na požadované miesto. V ľudskom tele je takýmto zariadením srdce. Srdce, svojím sťahovavým pohybom zabezpečuje prietok krvi dokonca v dvoch systémoch (obehoch). A to v malom, pľúcnom a veľkom, telovom. Tento dômyselný stroj sa teda stará o dva okruhy naraz a to z pravidla bez výpadku a akýchkoľvek porúch. Niekedy ale tieto poruchy nastanú. Nastanú vtedy, ak srdce neadekvátne zaťažujeme, žijeme takým spôsobom, ktorý činnosť srdca priamo ohrozuje alebo za to môže genetická indispozícia, ktorú zatiaľ ovplyvniť nevieme a možno aj preto sa hľadajú ďalšie riešenia. Riešenia, ktoré by zabezpečili náhradu chorého srdca a tým by umožnili predĺženie, príp. zjednodušenie života.

Aj z týchto dôvodov vznikli rôzne umelé náhrady, ktoré by mohli činnosť srdca zastúpiť. A to aspoň na dobu, dokedy sa nenájde vhodný darca a pacientovi sa voperuje nové ľudské srdce, príp. ako podpora pri zníženej činnosti oslabeného srdca. Pacientovi to umožňuje „vydržať“ túto čakaciu dobu, ktorú by inak nemusel a v minulosti to iste tak aj bolo, prežiť.

Z tohto pohľadu sa mi naskytuje jedinečná príležitosť, podieľať sa na vývoji a samotnom návrhu čerpadla, ktoré by sa mohlo takejto umelej náhrady priblížiť.

Snažili sme sa teda o akúsi štúdiu, ktorá pojíma hlavne daný problém z pohľadu pohonu, ktorý býva u takýchto umelých náhrad problém, nakoľko sa rieši zložitými mechanizmami alebo neformnými zariadeniami, slúžiacimi na samotný pohon. Dnešný technologický pokrok nám ale umožňuje použiť také pohony, ktoré v minulosti neboli možné a ktoré môžu celkový pohľad na vec zjednodušiť, príp. celkom zmeniť. V tejto štúdií sme sa teda zamerali na použitie lineárneho pohonu, ktorý by mohol byť vhodný na takéto typ zariadenia.

Samotnú konštrukciu čerpadla predchádzal teoretický výpočet, na základe ktorého sme schopní zistiť všetky potrebné parametre, ktoré by malo čerpadlo spĺňať. Súčasťou takéhoto návrhu býva výpočtové modelovanie prúdenia a následne experiment, ktorý potvrdí alebo vyvráti navrhované riešenie.

2. Prehľad problematiky

Kapitola bola spracovaná na základe informácií zo zdrojov:

[2], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [17], [20], [23], [24], [26], [27], [28], [29], [31], [33], [35]

Čerpadlo vo všeobecnosti nazývame energetický stroj alebo zariadenie, ktorým pri doprave kvapaliny (čistej alebo s pevnými, prípadne plynnými komponentmi) statickým alebo dynamickým účinkom zvyšujeme jej tlak alebo kinetickú energiu. Je to zariadenie, prostredníctvom ktorého sa transformuje mechanická energia, privádzaná z vonkajšieho zdroja (pohonu) dopravovanej kvapaline. Podľa toho, na aký účel sa transformovaná energia využije, hovoríme o prenose hmoty alebo prenose energie. Prenos hmoty – čerpač proces – je charakterizovaný dopravou určitého množstva kvapaliny zo zásobnej nádrže na miesto určenia. Obrovská rozmanitosť dopravovaných kvapalín, ich čerpanie takmer v každom odvetví ľudskej činnosti sú dôvodom veľkého počtu čerpadiel z hľadiska veľkosti a typov.

Významným faktorom pri sledovaní technického rozvoja od najstarších čias, t.j. od premeny vodnej sily cez ďalšie formy energie až po nukleárne štiepenie, je skutočnosť, že čerpadlo zostáva pravdepodobne druhým najvšeobecnejšie používaným strojom. Predstihol ho jedine elektromotor. [33]

Nie je teda neočakávané, že čerpadlo sa dostalo do všetkých aspektov ľudského života a teda aj do samotného ľudského tela. Náhrada srdca umelou protézou nie je celkom nová myšlienka. Prvé začiatky siahajú do polovice dvadsiateho storočia, kde sa snažili z počiatku o náhradu chlopne. Postupne sa začali objavovať dočasné umelé obehy, keď bolo treba operovať priamo srdce, čo za chodu nebolo možné. Tam sa objavila snaha vytvoriť čo najvernejšiu kópiu ľudského srdca a návezne ju do tela vložiť.

Prvá totálna náhrada umelým srdcom prebehla (podľa [23], [28]) v roku 1957 v Amerike, kde umelé srdce voperovali psovi. Následne v roku 1969 prebehla prvá mimotelová náhrada u človeka, za kedy sa vykonávala operácia priamo na ľudskom srdci. Prvá úspešná transplantácia prebehla v roku 1982, kedy bolo nahradené ľudské srdce srdcom umelým s názvom Jarvik 7, po svojom vynálezcovi Robertovi Jarvikovi. Pacient prežil s týmto srdcom až 112 dní. Od tohto momentu sa srdcové náhrady vylepšovali a zvyšovala sa aj doba života s takouto náhradou. Posledná zmienka hovorí o pacientovi, ktorý prežil s umelým srdcom 17 mesiacov.

2.1 Rozdelenie čerpadiel

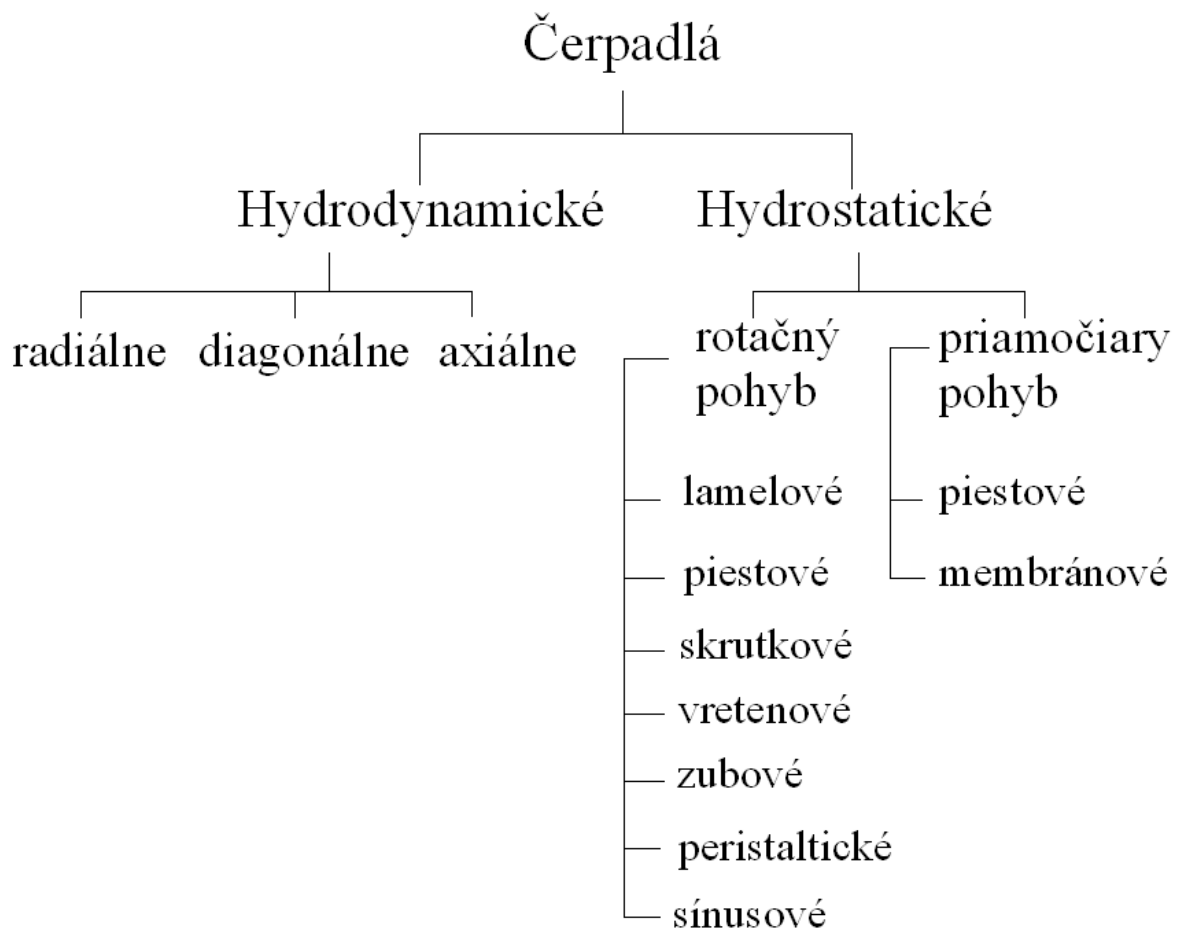
Čerpadlá možno rozdeliť podľa (podľa [33]) viacero hľadísk. Podľa zamerania, čerpaného média, podľa umiestnenia v priestore, materiálového vyhotovenia a podobne. Najcharakteristickejším rozdelením ale, je rozdelenie podľa princípu premeny čerpadla, teda spôsob premeny mechanickej energie na energiu čerpanej kvapaliny. Celková energia kvapaliny sa skladá z potenciálnej energie a z energie kinetickej. Podľa toho, ktorá energia prevláda pri procese transformácie v čerpadle, rozdeľujeme čerpadlá na dve hlavné skupiny, a to:

- hydrodynamické
- hydrostatické

Hydrodynamické čerpadlá sú založené na premene energie, pri ktorej prevláda kinetická zložka energie, ktorá sa ďalej podieľa na narastaní tlaku. U hydrostatických čerpadiel dochádza k priamemu narastaniu potenciálnej energie a teda premeny energie mechanickej na tlakovú. To dochádza zmenou veľkosti činného objemu, kde kvapalina je vytláčaná priamo z tohto priestoru pôsobením pracovných orgánov.

Hydrodynamické čerpadlá možno ďalej rozdeliť, podľa pohybu čerpanej kvapaliny na radiálne, diagonálne a axiálne. U týchto čerpadiel je rotujúci akčný člen, ten pôsobí na kvapalinu a tým jej udeľuje rýchlosť.

Hydrostatické čerpadlá môžeme ďalej deliť podľa ich konštrukcie. Zmena činného objemu je zabezpečená pôsobením akčného člena. Akčný člen môže byť rotačného pohybu alebo pohybu priamočiareho. U rotačného pohybu akčného člena poznáme čerpadlá: lamelové, piestové, skrutkové, vretenové, zubové, peristaltické, sínusové a iné. Pri priamočiarom pohybe akčného člena poznáme z pravidla čerpadlá: piestové a membránové. Tento priamočiary pohyb môže byť zabezpečený hydraulicky, pneumaticky, magneticky a mechanicky. Stručné rozdelenie čerpadiel môžeme vidieť na obr. 2.1.



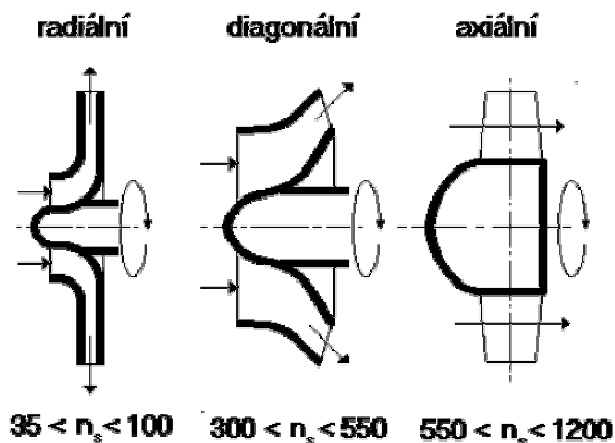
Obr. 2.1 – Rozdelenie čerpadiel [33], [9]

Následne popíšem základné hydrodynamické a hydrostatické čerpadlá. Keďže ale moja práca pojednáva o hydrostatickom čerpadle, budem sa viac venovať práve týmto čerpadlám.

2.1.1 Hydrodynamické čerpadlá

Hydrodynamické čerpadlá sú čerpadlá (podľa [9]) s nepriamou premenou mechanickej energie v kinetickú a potenciálnu (tlakovú) energiu kvapaliny. Mechanická práca dodávaná hnacím motorom sa z časti v týchto čerpadlách mení najskôr na pohybovú energiu kvapaliny (čerpaná kvapalina dostane určitú rýchlosť prúdenia) a potom sa premení z tejto energie na energiu potenciálnu (tlakovú) vo výlačnom hrdle. Účinnosť hydrodynamických čerpadiel je z pravidla nižšia, ako u čerpadiel hydrostatických, z dôvodu dvojakej premeny energie a následne teda dvojakej straty. Prietok hydrodynamických čerpadiel je však omnoho rovnomernejší a navyše, vyššie hodnoty prietoku sa dajú realizovať len lopatkovými, predovšetkým axiálnymi čerpadlami.

Podľa prúdenia kvapaliny a meridiálnej zložky výstupnej rýchlosti sa tieto čerpadlá rozdeľujú na: radiálne, diagonálne a axiálne. Pre porovnanie podľa rýchlobežnosti nám slúžia špecifické otáčky. S narastajúcou hodnotou špecifických otáčok n_s narastá hodnota menovitého prietoku čerpadla a klesá hodnota menovitej mernej energie čerpadla. Rozdelenie podľa týchto otáčok vidíme na obr. 2.2



Obr. 2.2 Rozdelenie hydrodynamických čerpadiel podľa rýchlobežnosti [3]

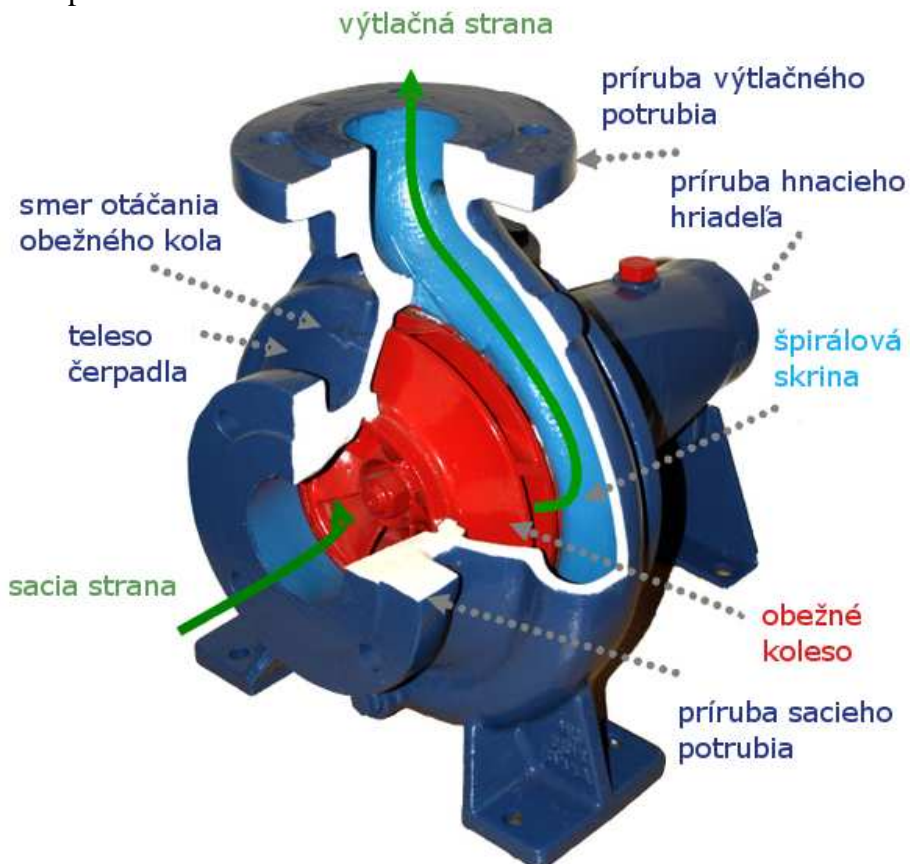
a, Radiálne čerpadlo

Tento typ čerpadla (podľa [9]) dopravuje kvapalinu točivým pohybom činnejšej časti roto, ktorým je obežné koleso. Kvapalina vstupuje do obežného kolesa axiálne (rovnobežne s osou) a vystupuje z obežného kolesa radiálne (kolmo, k ose otáčania), pôsobením odstredivej sily.

Obežné koleso čerpadla je uložené v špirálovej skrini, ktorá premieňa kinetickú energiu na energiu tlakovú. Pre malé dopravné výšky môže čerpadlo pracovať i bez prevádzača. Veľkých dopravných výšok možno dosiahnuť spojením niekoľko obežných kolies s príslušnými prevádzačmi za sebou, v tzv. niekoľko stupňové odstredivé čerpadlo. Veľké množstvá kvapaliny sa na malé výšky dopravujú čerpadlami niekoľkoprúdovými.

Kvapalina vstupuje do obežného kolesa relatívnou rýchlosťou, kolmo k nemu. Obežné koleso je však unášané obvodovou rýchlosťou. Aby nenastal náraz kvapaliny na lopatku, a tým vírenie a strata energie, je potrebné dať lopatke na začiatku sklon podľa smeru tejto relatívnej rýchlosti. Z tohto smeru je potom kvapalina odchyľovaná zakrivenou lopatkou. Podľa

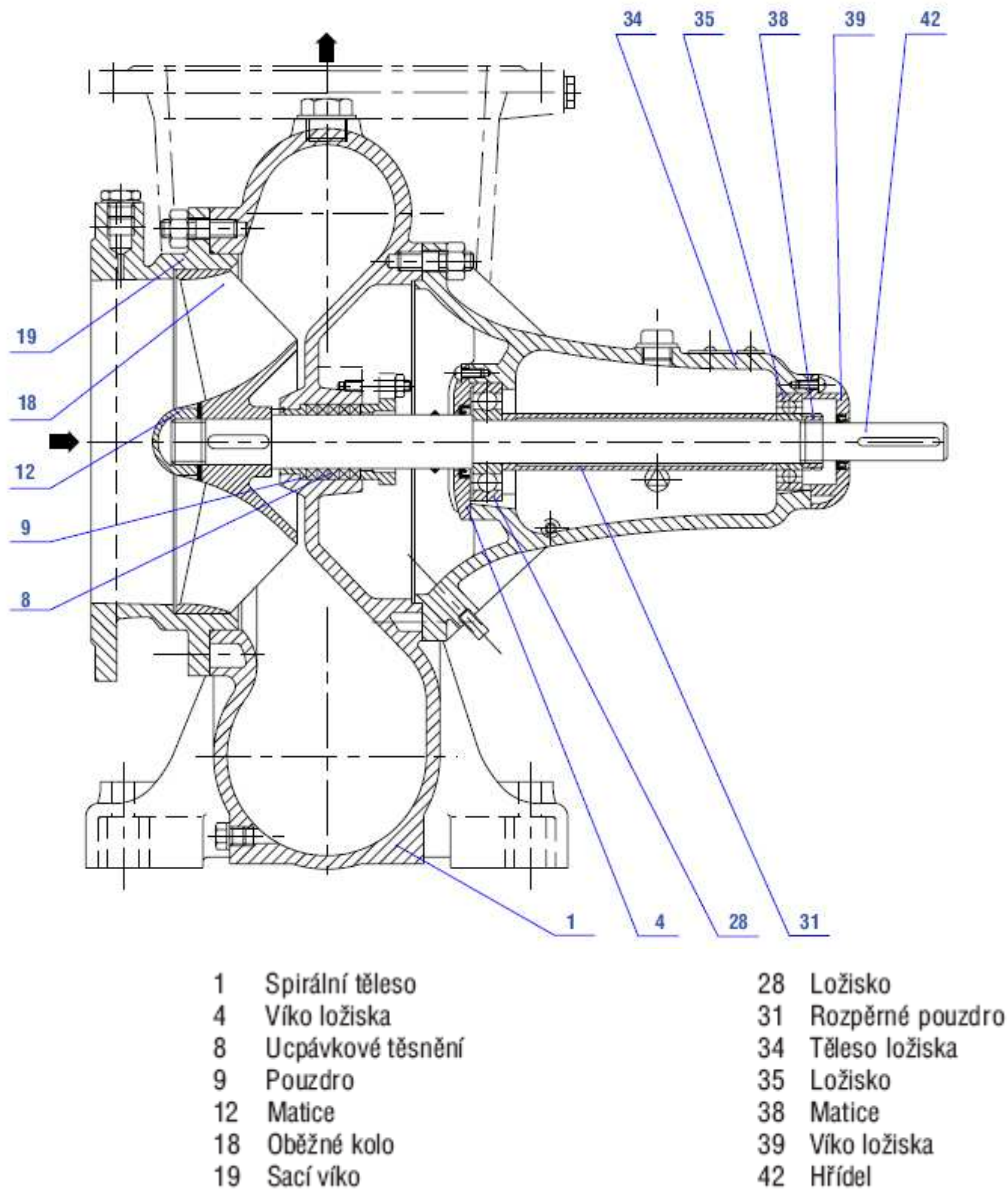
tohto princípu existuje veľké množstvo obežných kolies a teda aj rôznych úprav a samotných konštrukcií radiálnych čerpadiel.



Obr. 2.3 Radiálne čerpadlo [15]

b, Diagonálne čerpadlo

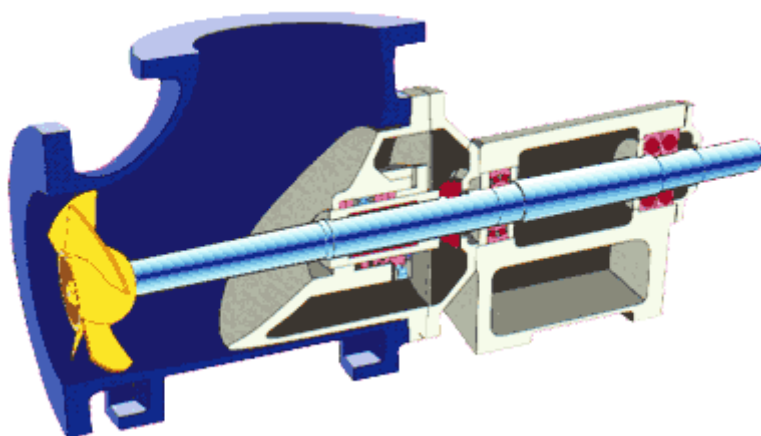
U diagonálneho čerpadla (podľa [9]) vteká kvapalina do obežného kolesa v axiálnom smere a vyteká z neho smerom šikmým k hriadeľu (diagonálnym), pričom využíva čiastočne odstredivú silu. Tieto čerpadlá majú veľký počet merných otáčok. So stúpajúcim počtom merných otáčok prechádza vstupná hrana stále viac a viac do sacieho hrdla kolesa, kde potom zaujme radiálny smer alebo smer šikmý. Dĺžka lopatky sa tým predĺži a vedenie vody je dokonalejšie. Výstupná hrana sa v náryse kolesa prejaví ako šikmá čiara k osi. Tým sa čiastočne vyrovnávajú dĺžky prúdových vlákien. Výstupná hrana je v skutočnosti skrutkovicou, ležiacou na kužeľovej ploche. Lopatka sama je potom čiastočnou skrutkovou plochou. Vonkajší veniec obežného kolesa sa vynecháva, pretože by zbytočne zvyšoval stratu trením kvapaliny o nerovný povrch venca a výroba je ľahšia. Aby však boli lopatky dostatočne silné, zosilňujú sa ich steny smerom k náboju.



Obr. 2.4 Rez diagonálním čerpadlom [18]

c, Axiálne čerpadlo

Postupným zmenšovaním pomeru stredného výstupného priemeru k strednému vstupnému priemeru lopatky, dostaneme (podľa [9]) axiálne obežné koleso. Tento pomer môže byť tak malý, že sa spomenuté priemery skoro rovnajú. Prúdové vlákna sa pri prietoku obežným kolesom prejavujú v náryse ako axiálne čiary – odtiaľ názov axiálne čerpadlá. Ak sú lopatky obežného kolesa široké, prekrývajú sa aspoň čiastočne v axiálnom smere a tak z nich vzniká skrútkovicové axiálne koleso. Ak sú ale lopatky úzke, potom sa už neprekrývajú a nevzniknú medzi nimi kanále. Potom má obežné koleso tvar vrtule. Vtedy pracuje každá lopatka v prúde samostatne, bez zreteľu na vzdialenosť druhej lopatky, a musí byť preto samostatne riešená. Čerpadlá axiálne môžu dosiahnuť väčšiu účinnosť ako odstredivé čerpadlá a to až do 90%. Sú schopné čerpať veľké prietoky ale do malých výšok.



Obr. 2.5 Axiálne čerpadlo [18]

2.1.2 Hydrostatické čerpadlá s rotačným pohybom [33]

Princíp práce hydrostatických čerpadiel s rotačným pohybom spočíva v tom, že ich pracovné orgány vykonávajú spojitý rotačný pohyb, pričom neustále menia veľkosť pracovného priestoru a premiestňujú kvapalinu z nasávacieho do výtlačného priestoru. Oproti čerpadlám s kmitavým pohybom, v ktorých sa pracovný priestor striedavo spája s výtlačným, resp. nasávacím radom hydraulického systému, v čerpadlách s rotačným pohybom plní úlohu uzatváracieho prvku (rozvodu) samotný činný prvok (zub, rotačný piest, skrutka a pod.), čím odpadá citlivý rozvodový orgán (napr. samočinný ventil). V porovnaní s hydrostatickými čerpadlami s kmitavým priamočiarym pohybom rotačné hydrostatické čerpadlá majú tieto výhodné vlastnosti:

- pri väčšine typov rotačných hydrostatických čerpadiel je rovnomernosť prietoku vyššia, čím odpadá nutnosť použiť vzdušníky v systéme,
- jednoduchosť konštrukcií väčšiny typov (napr. zubové, rotačné piestové),
- podstatne menšie rozmery pri rovnako veľkých parametroch (výkone),
- možnosť spojenia veľkého množstva typových rozmerov s rýchlobežnými pohonnými motormi, rotačné piestové čerpadlá sú rýchlobežnejšie.

a, Lamelové čerpadlo

Principiálna schéma činnosti lamelového čerpadla je na obr. 2.6. Pri otáčaní rotora 1, v radiálnych otvoroch ktorého sú umiestnené lamely 2, dochádza k zmene plôch CDD_1C_1 a ABB_1A_1 , pretože lamely sú v neustálom kontakte s vnútornou valcovou plochou statora 3. Stred valcovej plochy statora je posunutý od stredu O_1 rotora o excentricitu e . Zväčšovanie plochy CDD_1C_1 pri rotácii rotora s lamelami je príčinou zväčšovania pracovného priestoru. Pracovný priestor je ohraničený valcovými plochami rotora a statora, dvoma susednými lamelami a dvoma navzájom rovnobežnými stenami, ktoré ohraničujú šírku valcových plôch. Zmenšenie plochy ABB_1A_1 vyvoláva analogické zmenšovanie pracovného priestoru čerpadla.

Preto pri zväčšovaní pracovného objemu nastáva v ňom znižovanie tlaku – nasávanie, a pri zmenšovaní pracovného priestoru zvyšovanie tlaku – vytlačanie. Aby nasávací priestor bol nepretržite oddelený od výtlačného priestoru, najmenej jeden pár susedných lamiel musí

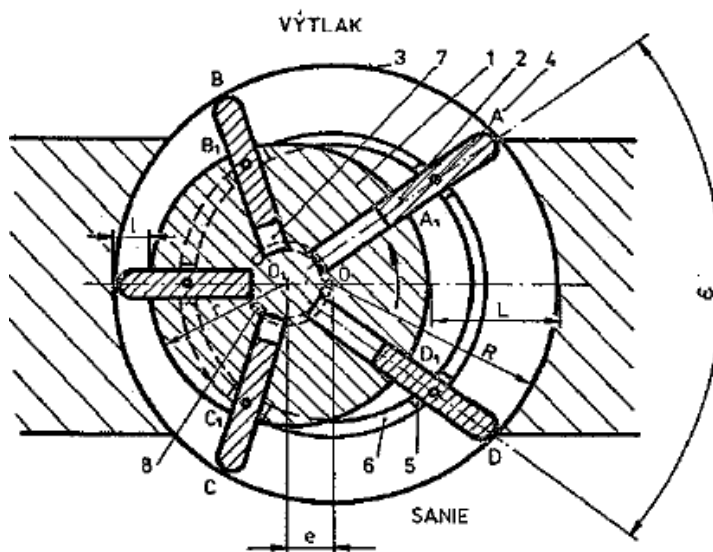
uzatvárať pracovný priestor. Lamely sú najčastejšie vedené a vykonávajú nútený pohyb. Nútený pohyb sa realizuje tak, že čapy 4 sú otočne uložené v lamelách aj vo vedení 5, ktoré sa otáča vo vybraní 6, vytvorenom v stenách statora. Priestory pod lamelami 7 sú odľahčené pomocou drážok 8 tak, že sú navzájom prepojené.

Lamelové čerpadlá v porovnaní s inými hydrostatickými čerpadlami sa vyznačujú tým, že pri daných vonkajších rozmeroch majú najväčší geometrický objem. Vyznačujú sa preto pomerne malou hmotnosťou na jednotku prietoku. Pri porovnaní so

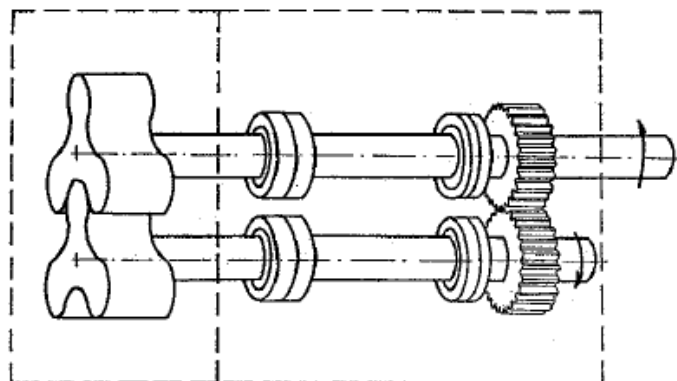
zubovými čerpadlami majú rovnomernejší prietok a v porovnaní s piestovými oveľa jednoduchšiu konštrukciu. Sú výrobne lacnejšie a rozmerovo oveľa výhodnejšie. Uplatňujú sa najmä v automatizácii výrobných procesov. To znamená, že sa používajú ako zdroje tlakovej kvapaliny na pohon jednotlivých systémov, na zabezpečenie mastiacich zariadení a pod. Používajú sa v hydraulických lisoch, v stavebných strojoch, ako prečerpávacie jednotky, v potravinárstve, taktiež ako prečerpávacie jednotky na čerpanie málo viskózných kvapalín bez mechanických nečistôt. Výkonovo sa vyrábajú na prietoky od 0,1 do 4 l.s⁻¹ a tlaky do 15 MPa.

b, Rotačné piestové čerpadlo

Rotačné piestové čerpadlá sú stroje s dvoma súbežnými hriadeľmi, z ktorých jeden je hnaný a druhý hnací. Na týchto hriadeľoch je upevnený výtláčny prvok (piest) ktorý sa otáča v uzavretej skrini s určitými prevádzkovo nutnými axiálnymi a radiálnymi vôľami. Pracovný prvok (rotujúci piest) je vytvorený tak, aby v každej polohe oddeľoval nasávací a výtláčny priestor. Každé takéto čerpadlo má tri radiálne medzery, na ktorých sa oddeľuje nasávanie od výtlaku. Dve radiálne medzery sú medzi výtláčnym prvkom a obvodom skrine čerpadla a jedna medzi piestami. Pri otáčaní rotujúceho piesta sa v nasávacom priestore zaplní profilová medzera dopravovanou kvapalinou. Takto zaplnená profilová medzera je v obvodovom smere premiestnená do výtláčneho priestoru, čím nastáva plynulé prúdenie smerom od sania k výtlaku. Dopravovanú kvapalinu pritom oddeľujú navzájom rotujúce piesty.



Obr. 2.6 Lamelové čerpadlo [33]



Obr. 2.7 Schéma pohonu čerpadla [33]

Vlastné rotačné piestové čerpadlo vynášiel roku 1867 Behrens. Je známy veľký počet typov rotačných piestových čerpadiel, ktoré sa odlišujú predovšetkým tvarom rotujúceho piesta (niekedy sa nazýva tiež vačka). Charakteristické tvary rotujúcich piestov ukazuje obr. 2.8. Geometrický tvar rotujúceho piesta sa riadi najmä dopravovaným médiom. Rozhodujúce sú jeho vlastnosti, ako je viskozita, mechanická čistota (obsah pevných častíc), vláknitosť, resp. citlivosť na strih a pod.

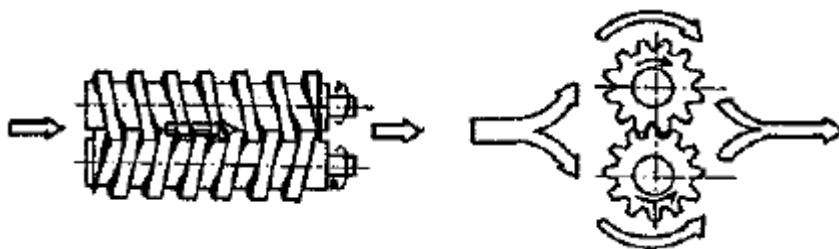


Obr. 2.8 Typy rotujúcich piestov pre rotačné piestové čerpadlo [33]

c, Vretenové čerpadlo

Vretenové čerpadlá charakterizuje to, že nasávací a výtláčny priestor sú od seba oddelené jedným alebo niekoľkými pracovnými orgánmi v tvare vretena (skrutky, závitovky). Činnou časťou čerpadla je jedno alebo viac rotujúcich vretien skrutkovitého tvaru. Pohyb dopravovanej kvapaliny od sania k výtlaku je v smere osi otáčania pracovných orgánov (obr. 2.9). Na rozdiel od niektorých iných rotačných hydrostatických čerpadiel (zubové), nemôže v pracovnom priestore nastať kompresia kvapaliny. Preto je ich chod tichý, prietok rovnomerný a čerpadlo môže pracovať pri vyšších otáčkach.

Profil vretien môže byť rôzny. Riadi sa počtom vretien a spôsobom pohonu. Podľa profilu vretena rozlišujeme vretenové čerpadlá s jednoduchým profilom (obdĺžnikový, lichobežníkový),



Obr. 2.9 Schéma činnosti vretenového čerpadla [33]

cykloidným profilom, evolventným profilom alebo špeciálnym tvarom rotora a statora. Čerpadlá s jednoduchým profilom závitov sa vyrábajú jednovretenové (závitkové, dávkovacie, resp. vretenové podávače) alebo dvojevretenové. Čerpadlá s cykloidným profilom závitov sú dvoj-, najčastejšie trojevretenové, no môžu byť aj viacvretenové. Samostatnú skupinu tvoria jednovretenové čerpadlá so špeciálnym tvarom rotora a statora (MOHNO). Osobitným typom jednovretenového čerpadla je tzv. globoidné čerpadlo. Je to vreteno s uzatváracím prvkom v tvare ozubeného kotúča, ktorého os otáčania je kolmá a mimobežná na os závitov. Závitov vretena zaberajú do ozubeného kotúča, čím oddeľujú jednotlivé závitové medzery.

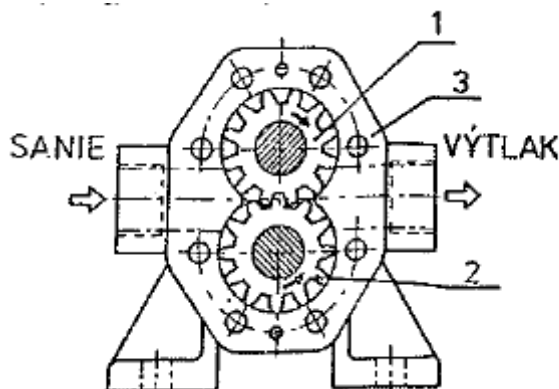
d, Zubové čerpadlo

Zubové čerpadlá patria medzi najrozšírenejšie z rotačných hydrostatických čerpadiel. Uplatňujú sa v mazacích systémoch ako zdroje tlaku a na dopravu najrôznejších kvapalín, predovšetkým bez mechanických nečistôt. Sú z najstarších typov medzi rotačnými hydrostatickými čerpadlami. Prvá zmienka o zubovom čerpadle pochádza od J. Keplera z roku 1600, ďalšia od pražského hodinára J. Buergiho (1604) a praktické použitie našlo zubové čerpadlo od Pappenheima (1636)

Pomerne širokú oblasť použitia nachádzajú pre svoju jednoduchú konštrukciu, vysokú prevádzkovú spoľahlivosť a životnosť. Nemajú citlivé rozvodové orgány, relatívne rovnomerný prietok nevyžaduje doplňujúce zariadenia (vzdušníky). Nemenej dôležitá a výhodná je ich reverzibilita, t.j. čerpadlový a motorový režim (vo všetkých kvadrantoch). Konštruujú sa bežne na tlak 3 – 5 MPa. V hydraulických mechanizmoch na tlaky do 16 MPa, výnimočne aj viac. Prietok sa pohybuje od $0,04 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Pri minimálnych prietokoch sa používajú aj ako dávkovacie čerpadlá (výroba umelých vlákien). Pri veľkých prietokoch sa pre svoju jednoduchosť uplatňujú pri čerpaní ťažkých vykurovacích olejov a veľmi často ako prečerpávacie jednotky.

Pri veľkých prietokoch majú sklon k zvýšenej hlučnosti. Zvýšená hlučnosť je všeobecnou vlastnosťou každého zubového čerpadla. Otáčky zubových čerpadiel obvykle zodpovedajú otáckam pohonných elektromotorov. Miniaturne zubové čerpadlá majú spravidla veľké otáčky (až 600 s^{-1}), veľké čerpadlá na čerpanie viskózných kvapalín sú s malými otáčkami (menej) ako 10 s^{-1} .

Najviac rozšírené sú zubové čerpadlá s dvoma rovnakými ozubenými kolesami (obr. 2.10). Čerpadlo pozostáva z hnaného 1 a hnacieho 2 ozubeného kolesa, ktoré sú uložené s minimálnymi radiálnymi a axiálnymi vôľami v telese čerpadla 3. Pri otáčaní ozubených kolies v smere šípok, kvapalina zaplňuje zubové medzery, prechádza z oblasti nasávania do oblasti výtlaku. V oblasti nasávania zuby vychádzajú zo záberu a v oblasti výtlaku vchádzajú do záberu, čím vytlačujú kvapalinu zo zubových medzier.

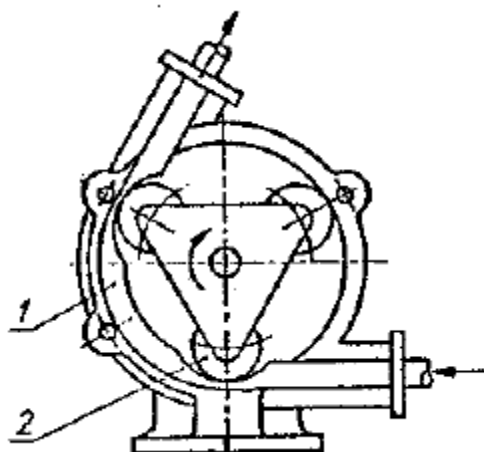


Obr. 2.10 Zubové čerpadlo s rovnakými kolesami s vonkajším ozubením [33]

e, Peristaltické čerpadlo

Čerpadlo uvedeného typu (obr. 2.11) sa skladá z pružnej rúrky 1, po ktorej sa odvažuje rotor čerpadla 2 tak, aby oddeľoval nasávaciu od výtlacnej strany v prípade jedného ramena alebo oddeľoval tiež navzájom jednotlivé pracovné priestory. Princíp čerpadla spočíva v posúvaní uzavretého objemu v smere otáčania rotora. Čerpadlá tohto princípu sa vyznačujú veľkou jednoduchosťou, ale predovšetkým tým, že nepotrebujú upchávku, sú hermetické. Hermetická konštrukcia tohto čerpadla, jednoduchá konštrukcia, priechodný nezužujúci sa pracovný priestor, relatívne dobrá nasávací schopnosť včítane samonasávania a jednoduchá reverzibilita chodu boli dôvodom ich konštrukčného prepracovania do väčších veľkostí a zvyšovania ich využitia nielen v laboratórnych podmienkach, ale aj pre priemyselné využitie. Preto sa rýchle rozširujú do aplikácií v potravinárskom priemysle, rybárstve, vo farmaceutickom a kozme-

tickom priemysle. Uplatňujú sa ako dávkovacie čerpadlá (presnosť dávkovania $< 1.5 \%$) v medicíne a v chemickom priemysle. Limitujúcim faktorom životnosti je pružný stator – rúrka. Pri strate pružných vlastností funkčnej časti rúrky sa posunie o potrebnú dĺžku a nahradí novou pracovnou časťou. Peristaltické čerpadlá sa konštruujú pre prietoky až $60 \text{ m}^3/\text{hod}$ s priemerom DN 100 a dopravné výšky $H = 180 \text{ m}$ pri dlhodobej prevádzke.



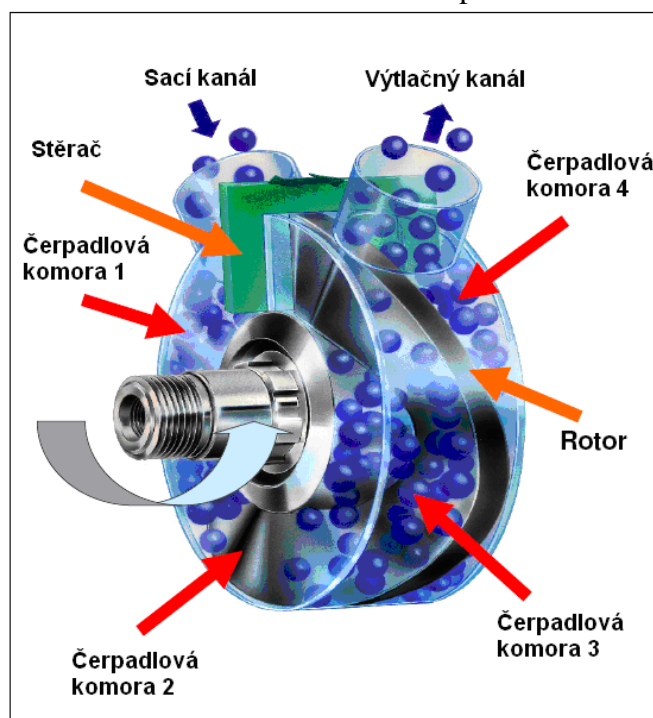
2.11 Peristaltické čerpadlo [33]

e, Sínusové čerpadlo

Je to čerpadlo (podľa [11]) pomerne nové a málo známe. Oproti klasickým čerpadlám sa vymyká svojím princípom a jednoduchou konštrukciou, ktorá nie je náročná na údržbu. Je určené pre stredné a malé výkony, kde zaisťuje plynulú dodávku čerpaného média.

Z obr. 2.12 je vidieť, že hlavné teleso má tvar valca. Teleso na svojom plášti obsahuje sací a výtlačný kanál medzikruhového prierezu. Vo vnútri je vsadený rotor, ktorý má na sebe rozvinutú sínusoidu. Táto sínusoida predstavuje hlavnú ideu tohto čerpadla. Rotor je spojený s hriadeľom, vďaka ktorému je do čerpadla privádzaná potrebná energia od motora. Princíp je založený na otáčajúcom sa rotore. Sínusoida rozdeľuje vnútornú časť čerpadla na štyri čerpadlové komory. Dve komory tu pracujú ako unášače kvapaliny. Odvádzajú médium od sacieho kanála a privádzajú ho k výtlačnému kanálu. Na obr. 2.12 sú označené ako čerpadlová komora 2 a 3. Ďalšie dve komory sú rozdelené stieračom. Tento prvok je unášaný otáčajúcim sa rotorom po sínusoide. Rozdeľuje tú časť, kde je kvapalina vytlačovaná a nasávaná. Na strane, kde je výtlačný kanál, tvorí prekážku a núti tak kvapalinu odtekať týmto kanálom preč. Naopak, na druhej strane tohto prvku je vytváraný podtlak, ktorý prisáva kvapalinu do čerpadla. Podtlak je vytvorený vďaka stieraču, ktorý prehradí tok média. Vzniknutý voľný priestor sa potom musí zaplniť novým pritekajúcim čerpaným médium.

Výhody sú jednoduchá konštrukcia, ľahká údržba, plynulý chod, možnosť i opačného chodu, kludný chod bez vibrácií a pulzácií a možnosť čerpať i rôzne zmesi a viskózne kvapaliny. Z nevýhod je to potom strata pri pohybe stierača.

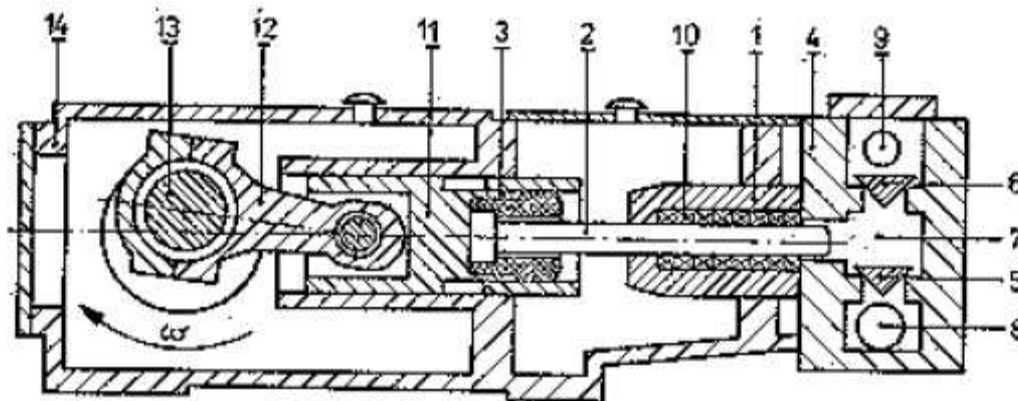


Obr. 2.12 Sínusové čerpadlo [11]

2.1.3 Hydrostatické čerpadlá s priamočiarym pohybom [33]

a, Piestové čerpadlo

Základným predstaviteľom hydrostatických čerpadiel s kmitavým priamočiarym pohybom činného prvku je jednočinné piestové (plunžrové) čerpadlo, ktorého schéma je na obr. 2.13. Vo valci 1 je uložený plunžer 2. Pomocou uloženia 3 je plunžer spojený s mechanickou časťou čerpadla. S pracovným valcom je pevne spojená ventilová komora 4, v ktorej je umiestnený nasávací 5 a výtlačný 6 ventil. K ventilovej komore sa pripájajú nasávacie a výtlačné potrubia. Ventily bývajú spravidla konštruované tak, že sa otvárajú a zatvárajú samočinne, pôsobením tlaku v pracovnom priestore. Pri pohybe plunžra vľavo sa pracovný priestor zväčšuje, tlak v ňom sa znižuje a kvapalina sa z nasávacej nádrže cez otvorený nasávací ventil premiestňuje do pracovného priestoru čerpadla. Výtlačný ventil je pritom uzavretý. Tomuto pohybu hovoríme nasávací zdvih a deju proces nasávania. Plunžer pritom prekoná dráhu z hornej krajnej polohy (horná úvrať) do dolnej krajnej polohy (dolná úvrať). Pri pohybe plunžra opačným smerom priestor naplnený kvapalinou sa znižuje a tlak v ňom nadobúda hodnotu

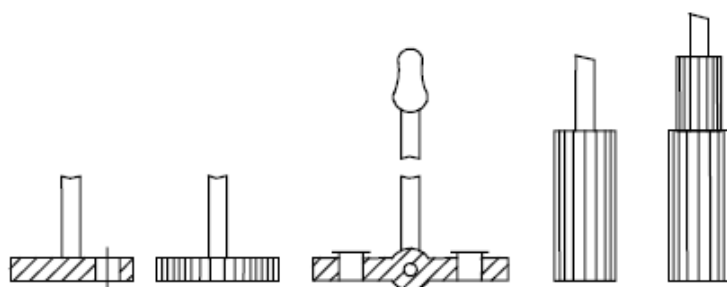


Obr. 2.13 Schéma jednočinného plunžrového čerpadla [33]

výtlačného tlaku. Účinkom zvýšeného tlaku sa nasávací ventil uzavrie, otvorí sa výtlačný ventil a kvapalina sa vytlačí do výtlačného potrubia. Tomuto zdvihu hovoríme výtlačný zdvih a deju proces vytlačenia. V ďalšom sa prostredníctvom mechanickej časti čerpadla (napr. kľukového mechanizmu) opísaný cyklus periodicky opakuje. Po sebe idúce dva zdvihy (nasávací a výtlačný) nazývame dvojzdvihom, resp. pracovným cyklom čerpadla. Časť čerpadla, v ktorej nastáva výmena energie medzi kvapalinou a pohonným strojom, nazývame hydraulickou časťou čerpadla. Pozostáva z telesa ventilov s ventilmi, plunžra (piesta) a valca s upchávkou. K hydraulickej časti čerpadla patria aj ostatné pomocné zariadenia (napr. poistný ventil).

Mechanická časť čerpadla slúži na zabezpečenie priamočiareho vratného pohybu plunžra vo valci, t.j. na premenu otáčavého pohybu pohonného stroja na kmitavý. Mechanická časť je najčastejšie oddelená od hydraulickej voľným priestorom. Tým sa oddeľujú prípadné priesaky čerpanej kvapaliny od mazania mechanickej časti. Mechanická časť pozostáva z kľukového mechanizmu s kľukovým hriadeľom a ojnicou. Križiak zabezpečuje mechanické spojenie plunžra s ojnicou.

Usporiadanie piestových čerpadiel a ich konštrukcia sú veľmi rozmanité. Konštrukčná koncepcia sa riadi účelom použitia, veľkosťou dopravného tlaku, výkonom, vlastnosťami dopravovanej kvapaliny a pod. Podľa tvaru činného (výtlačného) prvku rozlišujeme piestové čerpadlá s diskovým piestom, alebo plunžrom. Rôzne typy piestov a plunžrov sú znázornené na obr. 2.14.



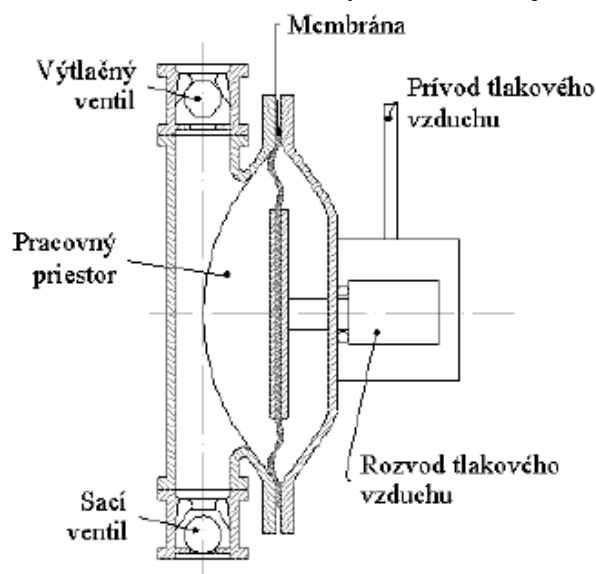
Obr. 2.14 Rôzne typy výtlačného prvku [33]

b, Membránové čerpadlo

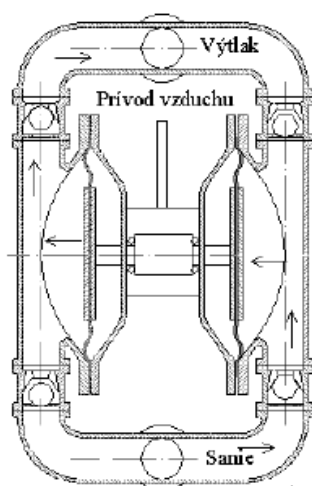
Membránové hydrostatické čerpadlá sú také, v ktorých sa dosahuje zmena veľkosti pracovného priestoru priehybom valcovej alebo kruhovej membrány, votknutej po obvode. Tieto hydrostatické čerpadlá majú niektoré veľmi cenné vlastnosti. Uplatňujú sa pri čerpaní kvapalín s vysokým obsahom pevných častíc, ktoré v inom type nepriaznivo ovplyvňujú životnosť upchávky a tesnosť pohyblivých častí (plunžer – valec). Hermeticky činný prvok – membrána, je v mnohých prípadoch nevyhnutnosťou. Ich význam rastie úmerne s požiadavkou čistoty životného prostredia a hermetickosť ich predurčuje na čerpanie veľmi drahých, jedovatých alebo inak nebezpečných kvapalín.

Podľa spôsobu vynútenia priehybu membrány rozoznávame tri typy pohonu membránových čerpadiel. Prvý druh s mechanickým priehybom odvodený od kľuky na hriadeľi, ktorá je spojená s tiahom. Pomer polomeru kľuky a dĺžky ťahadla z dôvodu relatívne malých priehybov membrány býva veľký. Pri otáčaní membrána kmitá a súčasne sa miestne prehýba. Značný vplyv na životnosť membrány má spôsob votknutia v telese čerpadla a použitý materiál membrány. Druhý a tretí typ membránového čerpadla sa vyznačuje hydraulickým, resp. pneumatickým priehybom membrány. Membrány týchto typov bývajú kruhového alebo valcového tvaru. Podľa teploty, tlaku a agresivity média materiálom kruhových membrán je nehrdzavejúca, prípadne chrómniklová oceľ s prísadami titánu a tantalu (pre tlaky do 400 MPa a vysoké teploty), alebo plastická látka (napr. teflón – PTEE – pre tlaky do 40 MPa). Valcové membrány sú zhotovené z plastických látok. Čerpané médium je buď z vonkajšej, alebo z vnútornej strany valca membrány. Limitujúcim elementom životnosti čerpadla, je okrem ventilov samotná membrána. Jej životnosť je nepriamo úmerná tlaku, teplote a agresivite čerpaného média (býva 1500 až 8000 prevádzkových hodín).

Obrázok 2.16 ukazuje schému činnosti dvojmembránového dvojčinného čerpadla s pohonom stlačeným vzduchom. Rozvodový mechanizmus zabezpečuje priamočiary vratný chod membrány v dvojčinnnej funkcii.



Obr. 2.15 Hlavné funkčné časti membránového čerpadla [33]



Obr. 2.16 Schéma funkcie dvojmembránového čerpadla s pohonom stlačeným vzduchom [33]

Zväčšovanie prietoku membránových čerpadiel je limitované pružnosťou membrány. Z toho hľadiska je výhodnejšia plastická membrána, ktorá oproti kovovej dovoľuje oveľa väčšie priehyby. Preto pri rovnakom zdvihovom objeme je membránové čerpadlo s plastickou membránou menšie. Naopak, oceľové membrány sú veľmi citlivé na vrubové účinky v mieste prichytenia a rovnako na rovnomerný obvodový tlak v mieste prichytenia. Z týchto dôvodov s výnimkou čerpania rádioaktívnych médií v oblasti tlakov do 40 MPa a teplôt do 150°C oceľové membrány ustupujú teflónovým.

2.2 Čerpadlá na čerpanie krvi

U čerpadiel na krvný obeh sa používajú rôzne typy. Hydrostatické (objemové) čerpadlá, ako aj hydrodynamické majú svoje výhody aj nevýhody. Hydrodynamické spôsobujú z pravidla menšie poškodenie krvi, majú menšie rozmery a s tým je spojená aj jednoduchšia manipulácia. Hydrostatické čerpadlá vernejšie kopírujú činnosť ľudského srdca, ktorá je založená práve na zmene objemu komory. Od použitia čerpadla závisí aj doba použitia takejto náhrady. U niekoľko hodinových až týždňových náhradách, sa používajú mimotelové obeh, tzn., že celé čerpadlo, prípadne jeho pohon je vyvedený mimo tela a do tela vstupujú iba potrubia, resp. kontakty pre napájanie čerpadla. Pri takomto použití je riziko nákazy infekciou kože, cez ktorú vstupujú do tela potrebné časti. Takisto je nevýhodou aj imobilita pacienta. Preto u dlhších intervaloch sa počíta s totálnou náhradou srdca.

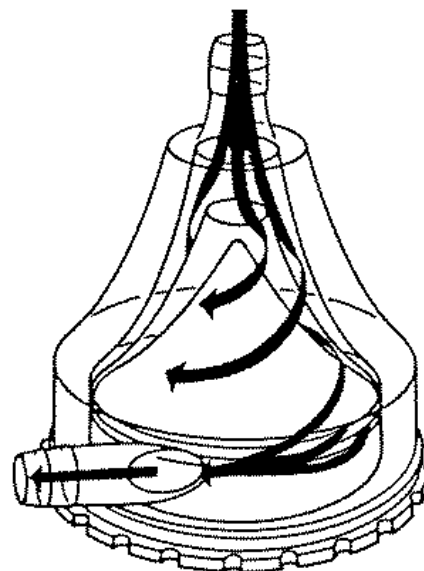
Požiadavky u týchto čerpadiel (podľa [23]) sú značné. Čerpadlo by malo byť schopné vytlačiť krv o prietoku 7 l/min proti tlaku 500 mm Hg. Pohyb akčného člena čerpadla, ako aj pracovná oblasť, by nemala narušovať jednotlivé zložky krvi. V pracovnom priestore by nemali byť žiadne „mŕtve“ miesta, kde by mohli vzniknúť turbulencie a stagnácia krvi. Materiál čerpadla by nemal žiadnym spôsobom ovplyvňovať samotnú krv. Čerpadlo by malo byť ľahko regulovateľné na dosiahnutie optimálnych čerpacích parametrov. U čerpadiel na mimotelový obeh sa nekladie za dôraz samotná veľkosť čerpadla. To môže mať aj väčšie rozmery, nakoľko je umiestnené mimo pacienta. U totálnych náhrad ľudského srdca je táto požiadavka kladená na prvých priečkach, keďže je umelá náhrada vložená priamo do tela pacienta.

Z hydrodynamických čerpadiel sa používajú axiálne, radiálne, tie môžu byť lopatkové a bezlopatkové a diagonálne. Z hydrostatických sú to potom rôzne obmeny hlavne peristaltického a membránového čerpadla. Na nasledujúcich stránkach popíšem teda tieto najpoužívanejšie typy čerpadiel.

2.2.1 Hydrodynamické čerpadlá

a, Radiálne čerpadlo

Tento typ čerpadla sa používa v klinickej praxi (podľa [23]) od sedemdesiatich rokov dvadsiateho storočia. Konštrukčne sú vyhotovené rôzne typy rotoru. Rotor môže mať tvar hladkého kónického disku, prípadne môže obsahovať rôzne profilové úpravy, napr. skrutkovicovú drážku po obvode disku. Druhou možnosťou je použitie obežného kola s rôznym tvarovaním lopatiek. Rotor je teda poháňaný buď pomocou elektromagnetickej spojky alebo rotujúcim hriadeľom. Pri hladkom disku je čerpací efekt zaistený viskóznymi silami. Disk sa otáča a tým strháva krv a vháňa ju do výtlaku. Používajú sa aj viac diskové konštrukcie, kde kužeľové rotory sú umiestnené paralelne na jednej ose nad sebou a tým je zvýšený čerpací efekt. Ako materiál sa používa napr. akrylátové sklo, ktoré má dostatočné mechanické vlastnosti, ako aj chemickú stálosť.



Obr. 2.17 Radiálne bezlopatkové čerpadlo [30]

Pri obežnom kolese s lopatkami je krv vytláčaná týmito lopatkami. Tie bývajú rôzne tvarované na zaistenie potrebných vlastností, zníženie hemolýzy, kavitácie, zvýšenie účinnosti a pod. Možnosti lopatkovania sú viaceré. Preto vzniklo na tento typ množstvo čerpadiel s rôznym počtom a druhmi lopatiek.



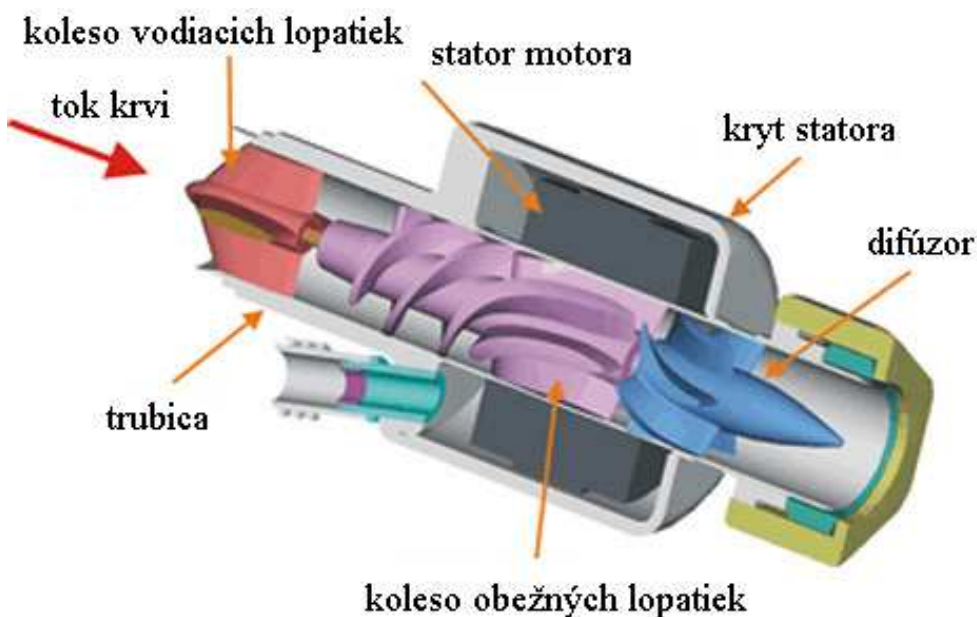
Obr. 2.18 Radiálne čerpadlo s lopatkami [23]

b, Axiálne čerpadlo

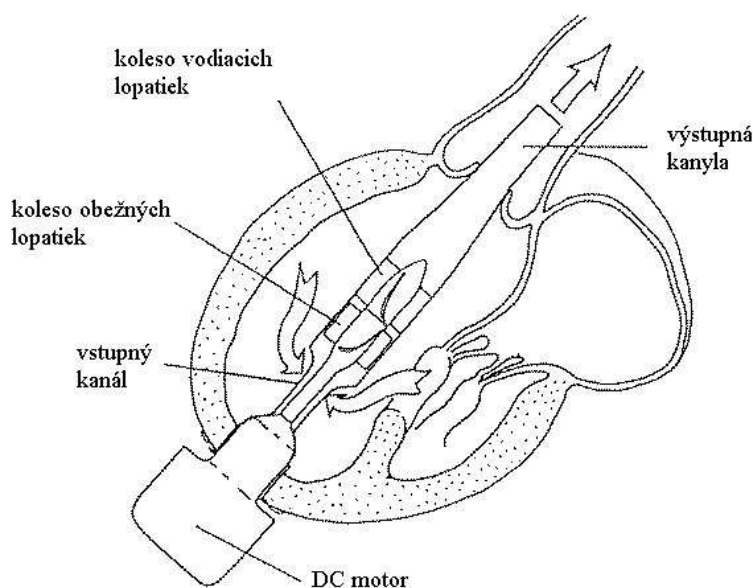
Axiálne čerpadlá sú zväčša miniatúrnych rozmerov. Z pravidla bývajú umiestnené priamo do srdečných ciev resp. srdečných komôr. Majú výhodu rýchlej použiteľnosti a malej invazívnosti pre ľudské telo, práve vďaka ich malým rozmerom, hmotnostiam a trubkovému prevedeniu. Taktiež tieto čerpadlá vyžadujú pre svoj chod menej energie ako radiálne čerpadlá. Preto sa používajú hlavne ako podporné implantáty. Tieto čerpadlá, (podľa [23]) v závislosti na prevedení, dosahujú až $30\,000\text{ min}^{-1}$, ale pri nižších tlakoch, do 100 mm Hg. U týchto typoch vznikajú taktiež vysoké šmykové napätia.

Prvý krát bol tento typ čerpadla použitý v teľati, (podľa [28]) na overenie predpokladov vhodnosti použitia takéhoto typu náhrady, nakoľko neprodukuje pulzačný prietok krvi. Experiment prebehol v dĺžke troch mesiacov, pričom bola vyslovená hypotéza, ktorá tvrdí, že na zabránenie vzniku fyziologických porúch

je treba zvýšiť prietok krvi o 20%. To sa u implantátu v ľudskom tele nepotvrnilo a zistilo sa, že ľudské telo je prispôsobivejšie, čo sa týka náhrady pulzačného prietoku za prietok súvislý.



Obr. 2.19 Axiálne čerpadlo [28]



Obr. 2.20 Umiestnenie axiálneho typu čerpadla v srdci [30]

2.2.2 Hydrostatické čerpadlá:

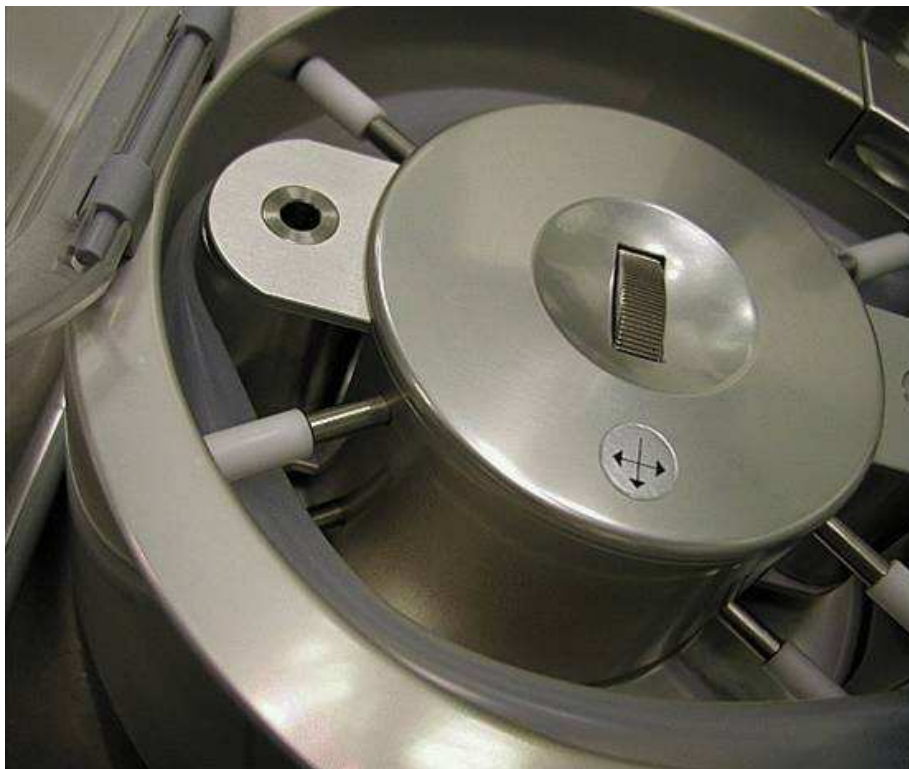
a, Peristaltické čerpadlo

Je to (podľa [20]) najstarší a najrozšírenejší spôsob čerpania krvi v mimotelovom obehu. Jeho patent pochádza už z roku 1855. Až do nedávna bolo s úspechom používané na väčšinu aplikácií tohto charakteru, no v poslednej dobe ho nahradzujú dokonalejšie typy čerpadiel. Toto peristaltické (valčekové) čerpadlo taktiež napodobňuje viacero pohybov v ľudskom tele, napr. pohyb čriev v žalúdku. Princípom je posúvanie krvi v elastickej hadici, rotujúcimi protiahlymi valčekmi, ktoré hadicu stláčajú. Prvý valček pri nábehu do pracovnej časti uzavrie výstup z hadice a druhý valček vymedzí čerpané množstvo kvapaliny. Pri výbehu je výstup uvoľnený a druhý valček vytlačí vymedzené množstvo von z hadice. Týmto je zaistený čerpaný efekt. Pri samotnej prevádzke dochádza len k výmene hadice, čím odpadá sterilizácia a tým aj spojené náklady.

Existujú prevedenia (podľa [22]) s jedným, dvoma alebo viacerými valčekmi. Na samotné čerpanie krvi sa viac hodí konštrukcia s jedným valčekom, z dôvodu napodobenia pulzačného čerpania. Hoci aj viac – valčekové konštrukcie boli navrhované na použitie pre mimotelový obeh, z lekárskeho hľadiska s nepoužívajú, pretože spôsobujú veľkú hemolýzu krvi.

Materiál pre hadice býva z pravidla z latexu, silikónu alebo PVC. Latex spôsobuje väčšiu hemolýzu krvi ako PVC, silikón zase uvoľňuje viac látok do krvi ako latex. PVC sa okrem týchto dôvodov používa aj vďaka jeho trvanlivosti.

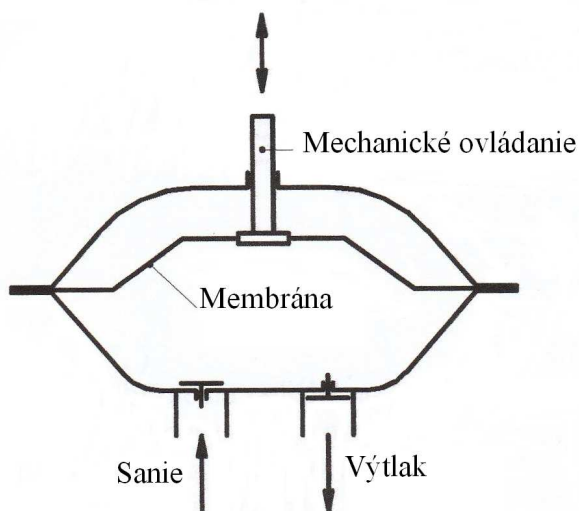
Prietok možno regulovať zmenou otáčania ramena s valčekmi. Je to prevádzkovo spoľahlivá overená konštrukcia, ktorá ale často spôsobuje veľkú hemolýzu krvi.



Obr. 2.21 Peristaltické čerpadlo [20]

b, Membránové čerpadlo

Membránové čerpadlá sa používajú pri čerpaní krvi vo veľkej miere. Aj z dôvodu podobného princípu ľudského srdca. Za celú dobu existencie sa vytvorilo mnoho variant. Tieto čerpadlá sa používajú ako podporné jednotky pre vlastné srdce, ako aj totálne náhrady srdca. Pri totálnych náhradách, bývajú pacientovi voperované dve čerpadlá, ako náhrada za obe komory. Objavili sa už ale aj náhrady, s dvojčinným princípom čerpania a teda použitie iba jedného čerpadla pre obe komory.



Obr. 2.22 Mechanický pohon membrány [16]

Podobne to je aj u hydraulicky deformovanej membrány, kedy je nutné zabezpečiť pohyb pracovnej kvapaliny a tým sú spojené ďalšie komplikácie, ako doprava kvapaliny do čerpadla, príp. potreba použiť ďalšie čerpadlo na pracovnú kvapalinu.

Pri mechanickom ovládaní je zložitým samotné konštrukčné riešenie ovládania membrány, kde je spravidla ťahlo priamo spojené s membránou a to membránu vychyluje. Na pohon ťahla sa používajú zložité prevodové mechanizmy, ktoré celú konštrukciu ešte viac komplikujú. Problematické je tiež samotné spojenie ťahla s membránou, ktoré vyvoláva koncentráciu napätia a tým znižuje životnosť membrány.

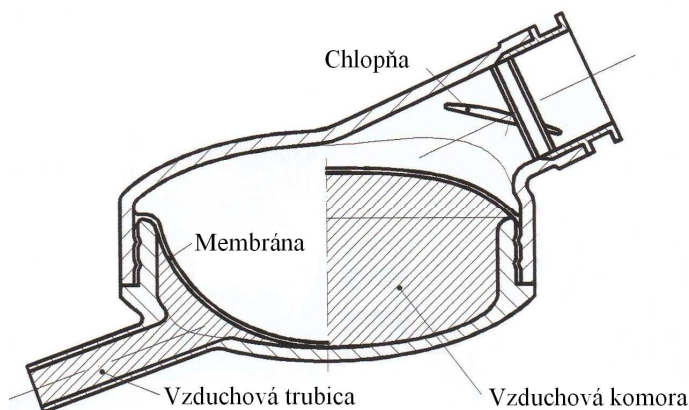
Pri magnetickom prevedení je membrána magnetického typu, čo sa dá dosiahnuť napr. nasýtením umelých pružných materiálov kovovými časťami. V čerpadle je potom elektromagnet, ktorý striedavo prepína póly a tým membránu odťahuje.

Aj z týchto dôvodov sa naskytuje možnosť použiť jednoduchší spôsob pohonu membrány ako práve lineárny pohon.

Akčným členom u týchto čerpadiel je samotná membrána, ktorá je deformovaná. Deformáciou sa zväčšuje resp. znižuje pracovná oblasť čerpadla. Tým sa do oblasti nasáva resp. z oblasti vytláča krv. Pohyb krvi je zaistený sacími a výtlačnými ventilmi. Membrána môže byť deformovaná (podľa [34]) viacerými spôsobmi. Spravidla hydraulicky, pneumatically, magneticky alebo mechanicky.

U pneumatického prevedenia je nevýhoda nutnosť použiť kompresor, riadiaci ventil a riadiaci procesor,

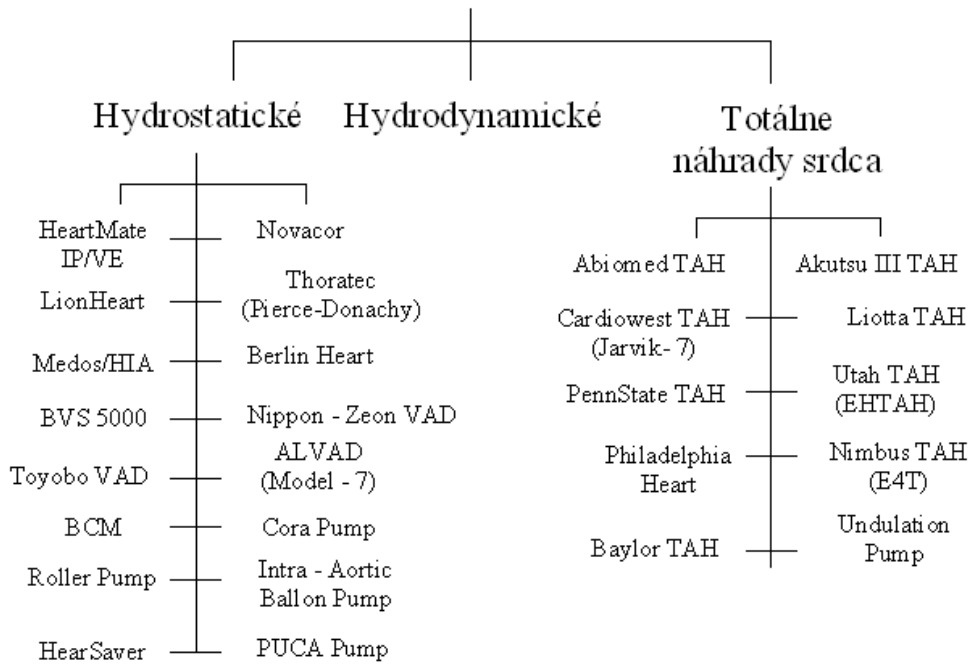
ktorý riadi ventil a tým je iniciovaný požadovaný rytmus pohybu membrány.



Obr. 2.23 Pneumatické ovládanie membrány [16]

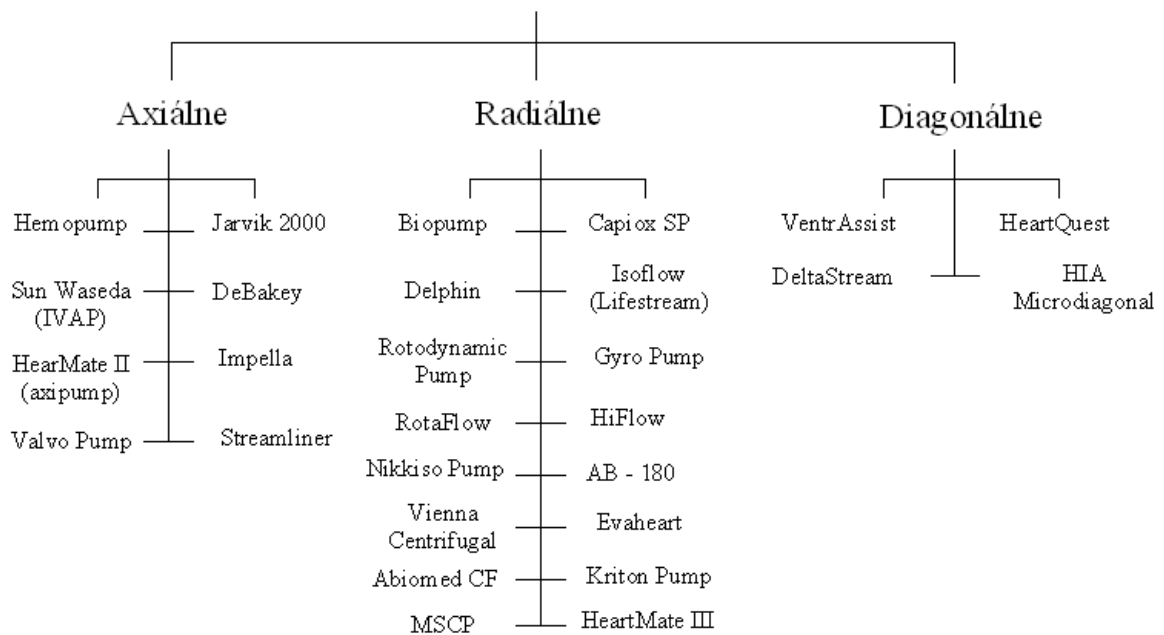
Pre úplnosť prikladám doteraz použité čerpadlá na krv. Ako môžeme vidieť na obr. 2.24 a 2.25, ich veľký počet dokazuje, že všetky možnosti riešenia nie sú ešte zďaleka vyčerpané a stále sa vyvíjajú ďalšie.

Čerpadlá na krv



Obr. 2.24 Doteraz použité čerpadlá na krv [23]

Hydrodynamické



Obr. 2.25 Doteraz použité hydrodynamické čerpadlá na krv [23]

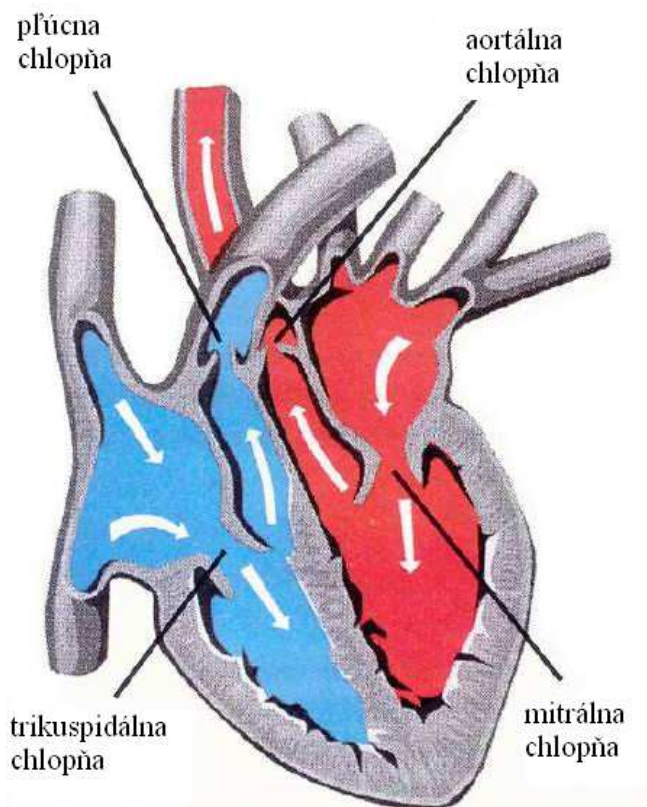
2.3 Umelé chlopne

Nemenej dôležitou súčasťou srdca, ako srdce samotné, sú chlopne. Ľudské srdce obsahuje štyri chlopne. V srdci zastupujú miesto spätných ventilov, teda sacích resp. výtlačných ventilov. Umožňujú teda jednosmerný tok krvi, čiže zabráňujú jej návratu do predchodzej časti.

Z rôznych príčin (podľa [1]) môže dôjsť k zúženiu ale nedomykavosti chlopne. Pri zúžení sú srdečné oddiely nútené ku zvýšenému tlakovému úsiliu, aby cez zmenšený otvor pre tlačili normálny objem krvi. Nedomykavosť zapríčiňuje, že časť už prečerpanej krvi sa vracia do predchádzajúceho srdečného oddielu, tzn. že srdce má potrebu prečerpať väčší objem krvi.

V dnešnej dobe je vyvinutá celá rada prototypov umelých chlopných uzáverov určených ako pre klinickú aplikáciu, tak pre rôzne mechanické zariadenia pre umelý obeh krvi. Pri poruchách chlopní sa teda nemusí nahradiť celé srdce, ale ak to požiadavky dovoľujú, len práve oslabenú chlopňu, príp. podstúpiť liečbu alebo plastiku chlopne.

Moderná kardiochirurgia (podľa [5]) pristupuje k náhrade funkčne nevyhovujúcim srdečným chlopniam dvoma smermi. Jednak aplikuje umelé chlopné uzávery rôznych konštrukcií a rôznych materiálov, jednak transplantuje biologický materiál. Zatiaľ čo u umelých chlopní je hlavným problémom tromboembolizmus, u tkanivových biologických chlopní sú potiaže so sterilizáciou, imunobiologickými



2.26 Ľudské srdce s popisom Chlopní [5]



2.27 Biologická aortálna chlopňa St. Jude Medical Epic [23]

reakciami a morfológickými zmenami po transplantácií. I keď dnes môže kardiochirurgia nahradiť všetky štyri srdečné chlopne, nejde doposiaľ o ideálnu a trvalú náhradu. Preto je treba vo výskume vhodných umelých chlopní ďalej pokračovať.

Biologické chlopne môžu byť dvojakého typu. Prvým typom sú chlopne zvierat, najčastejšie prasiat, ktoré sa priamo implantujú, nakoľko ich srdce a teda aj chlopne sú najbližšie k ľudskému srd-

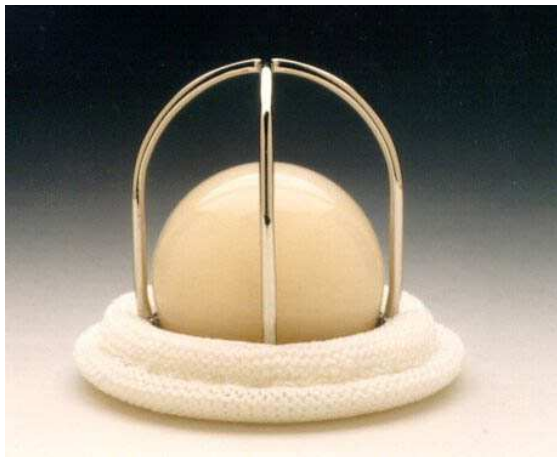
cu. Druhým typom je vytvorenie chlopne z tkaniva, ktoré je odobraté z osrdcovníka, čiže tenkostenného vakového útvaru, v ktorom je uložené srdce. Tkanivo sa odoberá z kravského alebo konského osrdcovníka. Práve toto tkanivo je zvlášť vhodné pre list chlopne, z dôvodu jeho veľkej odolnosti. Výhodou biologických chlopní je sterilita a celková príbuznosť k ľudskému telu. Takisto nie je potrebné prijímať lieky na zriedenie krvi, nakoľko sa netvoria na takýchto chlopniach zrazeniny. Nevýhodou týchto chlopní je, že choroba, ktorá postihla pôvodnú chlopňu, môže zasiahnuť aj jej náhradu a napriek vysokej odolnosti býva obmedzená životnosť.

Umelé mechanické chlopne sa implantujú (podľa [6]) od začiatku 60. rokov minulého storočia. Náhrada mechanickou protézou je dnes najčastejšou operáciou pre postihnutie srdečných chlopní u mladších pacientov. Výhodou je relatívne rýchle prevedenie a dobrá dlhodobá funkcia protézy. Nevýhodou je materiál, z ktorého je protéza vyrobená, a to spravidla z kovových zliatin, teda látok, ktoré sú ľudskému organizmu cudzie. Na týchto materiáloch dochádza ku krvným zrazeninám, ktoré by mohli zablokovať funkciu chlopne alebo odplávaním do tepien ich následne zapchať. Z toho dôvodu je nutné, aby pacient doživotne užíval liek, ktorý krvné zrazeniny obmedzuje.

Z konštrukčného hľadiska poznáme niekoľko typov. Tie prechádzajú neustálym vývojom, ktorý je charakterizovaný zlepšovaním ich technických, hemodynamických a biokompatibilných parametrov. Mechanické chlopne možno rozdeliť na chlopne guľôčkové, diskové a dvojdiskové.

Guľôčková chlopňa [6]

Guľôčkový typ umelej chlopne je prvý, ktorý sa použil v praxi. Je to vlastne spätný ventil, kde teleso tvorí guľôčka, ktorá má svoju pohybovú voľnosť obmedzenú klietkou. Tá je tvorená spravidla tromi alebo štyrmi drôťkami, ktoré slúžia ako doraz. Guľôčka dosadá na sedlo ventilu, a tým uzatvára prietok. Je to jednoduché riešenie, ktoré sa už ale používa čoraz menej a nahradzujú ho sofistikovanejšie typy.



Klasickou a najznámejšou guľôčkovou chlopňou je chlopňa Starr – Edwards. Z dlhšej vývojovej rady týchto guľôčkových chlopní sa, síce už len v obmedzenom množstve, ale až doteraz používa úspešný mitrálny model 6120 od r. 1966 a od r. 1968 aortálny model 1260. Druhá najznámejšia guľôčková chlopňa Smeloff – Cutter sa už neimplantuje, rovnako ako v 70. rokoch obľúbené opletené modely guľôčkových chlopní Starr – Edwards a Braunwald – Cutter.

Obr. 2.28 – Guľôčková chlopňa
Starr – Edwards 6120 [22]

Disková chlopňa [6]

Druhú veľkú skupinu umelých srdečných chlopní tvoria chlopne diskové. Koncom 60. a v 70. rokoch sa používali nevyklápacie sa diskové chlopne Kay – Shiley, Beall, Cross - Jones, Kay – Suzuki a ďalšie. Výhodou týchto chlopní oproti chlopniam guľôčkovým bolo to, že boli nízko profilové, lepšie sa našivali, mali veľmi malú otváraciu rezistenciu, veľmi krátke



2.29 – Disková chlopňa Beal
[14]

oblúbeného konvexo – konkávneho typu. Jednalo sa o odlomenie vzpery závesného aparátu, kuktorému dochádzalo u veľkých mitrálnych chlopniach. Princíp je založený na vyklápacom disku, ktorý je vsadený do krúžku, ktorý tvorí teleso chlopne. Disk je vyrobený zväčša z tvrdého karbónu, z dôvodu dobrej odolnosti voči opotrebeniu. Ten sa v ramenách vyklápa a tým otvára resp. zatvára prietochný priestor.

oneskorenie uzavretia a tým i veľmi malú mieru regurgitácie. Nevýhodou však boli väčšie prietokové gradienty, značná turbulencia, časté tromboembolické komplikácie a tiež väčšia hemolýza krvi. Pre tieto nevýhody sa už v súčasnosti tieto nevyklápacie sa diskové chlopne nepoužívajú a boli nahradené chlopňami s vyklápacím sa diskom.

Z umelých srdcových chlopní, pracujúcich na princípe vyklápacieho sa disku boli v minulosti u nás najčastejšie implantované chlopne Bjork – Shiley. Najprv štandardný typ s plochým diskom, neskôr konvexo – konkávny typ potom aj tzv. monostrut.

Výroba týchto chlopní ustala koncom 80. rokov, pre ojedinelé mechanické disfunkcie vtedy veľmi



Obr. 2.30 Disková chlopňa
Bjork – Shiley [14]

Dvojdisková chlopňa [6]

Najznámejším predstaviteľom dvojlistových chlopní, ktoré si postupne získavajú stále väčšiu oblubu, je chlopňa St. Jude Medical, ktorá bola do klinickej praxe uvedená už v roku 1977. Jej kostra i dva polmesiacovité disky sú z pyrolitkarbónu (rovnako, ako disky u všetkých umelých srdečných chlopní), našívací prstenec z dakronu. Listy sú ploché a vyklápagú sa až do uhla 85°, pritom však dosadajú do prstena v uhle 30°, takže vlastný výklopný pohyb disku je len 55°. Posledný typ chlopne St. Jude Medical pod názvom Regent má v súčasnosti najväčšiu efektívnu plochu ústia, čo je veľmi dôležité pri implantáciách chlopní malých rozmerov do úzkych aortálnych anulov. Dvojlistových chlopní je dnes na trhu celá rada. Pracujú na rovnakom princípe, líšia sa však medzi sebou uhlom vyklápania diskov, systémom ich uchytenia, našívacími prstencami a pod.



Obr. 2.31 Dvojdisková chlopňa St. Jude
Medical Regent [1]

2.4 Lineárne pohony

Táto štúdia pojednáva o membránovom čerpadle s lineárnym pohonom. Tento pohon môže byť zabezpečený viacerými prvkami.

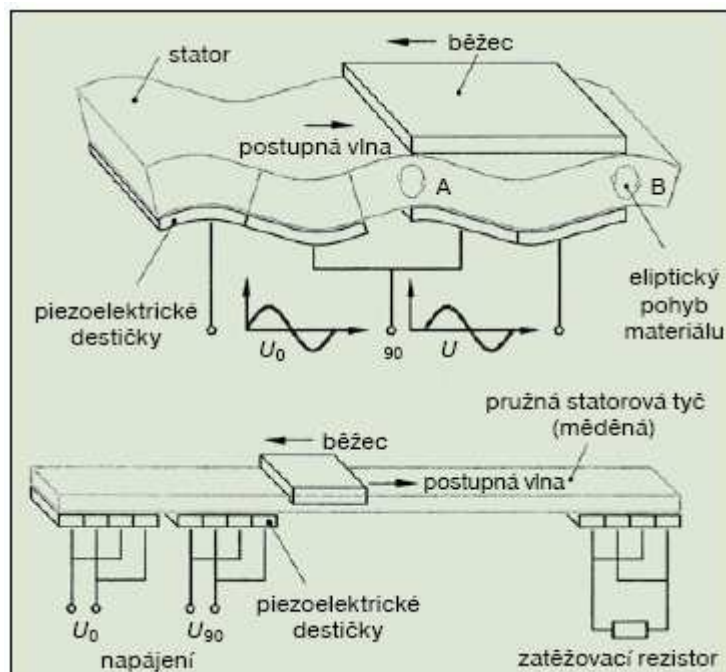
K veľkému rozvoju výroby a k praktickému uplatneniu lineárnych pohonov došlo až v posledných rokoch. V dnešnej dobe sa lineárny, čiže priamočiary pohyb dá dosiahnuť niekoľkými spôsobmi. Tento pohyb je teda spravidla zaistený pneumatickým alebo hydraulickým pohonom, piezoelektrickým motorom, guľôčkovou skrútkou, vačkovým mechanizmom, závitkou a závitkovým hrebeňom alebo lineárnym motorom.

Nie všetky pohony sú ale pre naše účely vhodné, z hľadiska konštrukcie, funkcie a použitia čerpadla. Preto popíšem iba základné typy, ktoré by mohli prichádzať do úvahy.

a, Piezoelektrický motor [2]

Piezoelektrické motory sú novým typom pohonov. Zlučujú v sebe jednoduchú mechanickú stavbu s nízkymi otáčkami, či rýchlosťou, vysokým momentom, či silou a tichým chodom. Tým sú pre niektoré aplikácie ideálne. Sú používané vo fotoaparátach a kamerách, v robotike i v automobilovom priemysle. Konštruujú sa ako lineárne alebo rotačné. Podstatou funkcie piezoelektrických motorov je vyvolanie deformácie povrchovej vrstvy statora, ktorá sa v rozmanitom konštrukčnom prevedení prevádza na rotačný alebo priamočiary pohyb. Existuje niekoľko základných konštrukčných princípov prevodu piezodilatácie na posuvný alebo rotačný pohyb.

Už v roku 1880 objavil Pierre Curie, že niektoré nesymetrické kryštály vykazujú v dôsledku mechanických deformácií v určitom smere elektrickú polarizáciu. Tento jav je vratný, takže pri priložení napätia vznikajú pôsobením elektrického poľa vo vnútri kryštálu mechanické deformácie. Ak sú vlastné kmity statora a periodický prívod elektrickej energie vhodne zladené, vzniknú v kryštáli stojaté kmity. Lineárny princíp je zobrazený na obr. 2.32. Pohyblivá časť motora (bežec) sa pohybuje po vlniacej sa satorovej tyči ako surflovacia doska po príbojových vlnách. Stator lineárneho piezomotoru je tvorený pružným medeným pásom, ku ktorého spodnej strane sú prilepené



Obr. 2.32 Princíp lineárneho piezomotoru v dvojfázovej úprave [2]

piezoelektrické doštičky. Tu potom nastáva premena elektrickej energie na mechanickú, vzniknutými kmitmi sa pozdĺž statorovej tyče vytvoria mechanické kmity a postupná vlna, po ktorej sa v dôsledku trenia pohybuje bežec. Doštičky sú budené zo striedavého ultrazvukového zdroja (frekvencia $f = 30$ až 50 kHz), preto sa tieto motory niekedy nazývajú ako ultrazvukové motory.



Obr. 2.33 Konštrukčné prevedenie piezoelektrických motorov Faulhaber [7]

b, Gulôčková skrutka [8], [31]

Gulôčková skrutka patrí medzi donedávna najjednoduchšie, a preto veľmi spoľahlivé a často používané mechanizmy pre transformáciu rotačného pohybu na pohyb priamočiary. Jej veľkou výhodou je možnosť realizácie veľkých prevodov, pretože na každú otáčku skrutky pripadá premiestnenie matice (a s ňou spojeného výkonného člena) alebo samotnej skrutky o hodnotu stúpania závitú skrutky.

Základná zostava gulôčkovej skrutky sa skladá zo samotnej skrutky, matice, a zariadenia zaisťujúceho obeh gulôčok. Na rozdiel od klzných skrutiek, ktoré sa vyznačujú



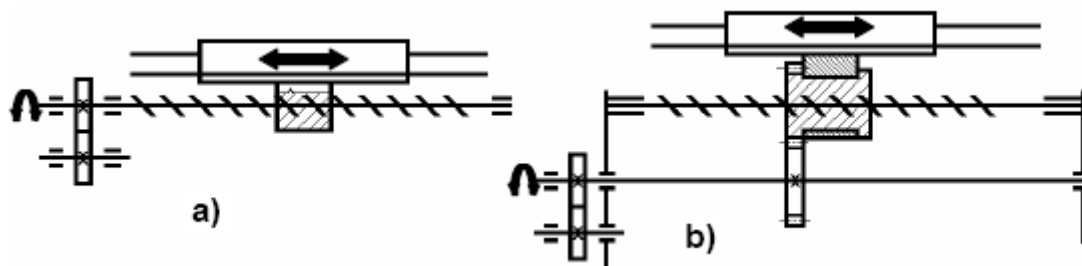
vyšším súčiniteľom trenia a nižšou účinnosťou, premení gulôčková skrutka cca spravidla 90% točivého momentu motora na axiálnu posuvnú silu. K tejto vysokej účinnosti prispieva hriadeľ s presnou valcovanou alebo brúsenou skrutkovou drážkou, ktorá je vyrobená po celej dĺžke hriadeľa a matice s odpovedajúcou vnútornou drážkou. Drážka na hriadeľi má v podstate funkciu

Obr. 2.34 Gulôčková skrutka [31]

vnútornej obežnej dráhy a drážka v matici odpovedá vonkajšej obežnej dráhe, po ktorej sa odvalujú presné oceľové guľôčky. Guľôčky, ktoré sa pohybujú v drážke medzi hriadeľom a maticou, vyvolávajú lineárny pohyb hriadeľa alebo matice v závislosti na požiadavkách aplikácie.

Jedným z najdôležitejších dielov každej guľôčkovej skrutky je zariadenie, ktoré vracia guľôčky, ktoré dosiahli konca obežnej dráhy vo vnútri matice, späť na začiatok dráhy a zaisťujú tak ich obbeh. Spravidla je k tomu účelu určená vonkajšia vratná trubka, ktorá spojuje koniec matice s jej začiatkom a tým uzatvára okruh obiehajúcej guľôčok. Vonkajšia vratná trubka však môže byť poškodená pri montáži, a preto sú v súčasnosti vyvíjané alternatívne riešenia. Jedno z najúčinnějších riešení predstavuje systém bez vratnej trubky s takzvanými vložkami. Toto riešenie využíva vodiace čapy, ktoré rýchlo odoberajú guľôčky na konci drážky matice, vracajú ich na začiatok a tým uzatvárajú okruh obiehajúcich guľôčok.

V konštrukciách sa využívajú v zásade dve konštrukčné varianty, ktorých princípy sú znázornené na obr. 2.35. Pritom riešenie s otáčavou skrutkou sa využíva častejšie. Riešenie s neotáčavou skrutkou používame najmä v tých prípadoch, keď je zdroj pohybu umiestnený na výkonnom orgáne a spolu s ním sa pohybuje alebo v takých prípadoch, keď rotačný pohyb skrutky by mohol spôsobovať problémy z hľadiska dynamiky pohonu.



Obr. 2.35 Konštrukčné varianty prevodu guľôčkovej skrutky [8]

c, Lineárny motor [35]

K veľkému rozvoju výroby a praktickému uplatneniu lineárnych motorov došlo až v posledných desiatich rokoch napriek tomu, že princípy konštrukcie sú známe rovnako dlho ako princípy rotačných strojov. Vynálezca princípu indukčného lineárneho motoru bol Angličan Charles Wheatson, r. 1841. S cenovo prístupnými permanentnými magnetmi, predovšetkým typu Nd-Fe-B, nastali zásadné zmeny pri posudzovaní použiteľnosti lineárnych motorov. Výrazne vzrástol význam pohonov so synchronnými lineárnymi motormi s permanentnými magnetmi. Použitie takýchto motorov sa v týchto prípadoch obmedzuje pre menej náročné aplikácie, kde má význam predovšetkým jednoduchosť a robustnosť stavby motora, napr. neštandardné prevádzkové prostredie, vlhké, znečistené, teplé, kde, vzniká možnosť mechanického poškodenia stroja.

Záujem o lineárny pohon narastá najmä u výrobcov strojov na elektroerozívne opracúvanie, obrábacích strojov a centier, manipulačných prostriedkov, polohovacích mechanizmov a pod. Najbežnejšie oblasti využitia lineárnych motorov s permanentnými magnetmi bez železa je elektrotechnická a elektronická výroba, kde sa využíva ako pohon na osadzovacie stroje, manipulačnú, polohovaciu a polygrafickú techniku. Motory takéhoto typu bez železa sa uplatňujú tam, kde je potrebný presný pohyb malých hmôt s veľkým počtom taktov a kde musí výrobný proces prebiehať dlhodobo vo vysokej a opakovateľnej kvalite.

Lineárne motory podľa princípu činnosti a konštrukcie rozdeľujeme do týchto kategórií: 1. asynchrónne

2. synchronné

a, s primárnou časťou bez feromagnetických materiálov

b, s feromagnetickými materiálmi

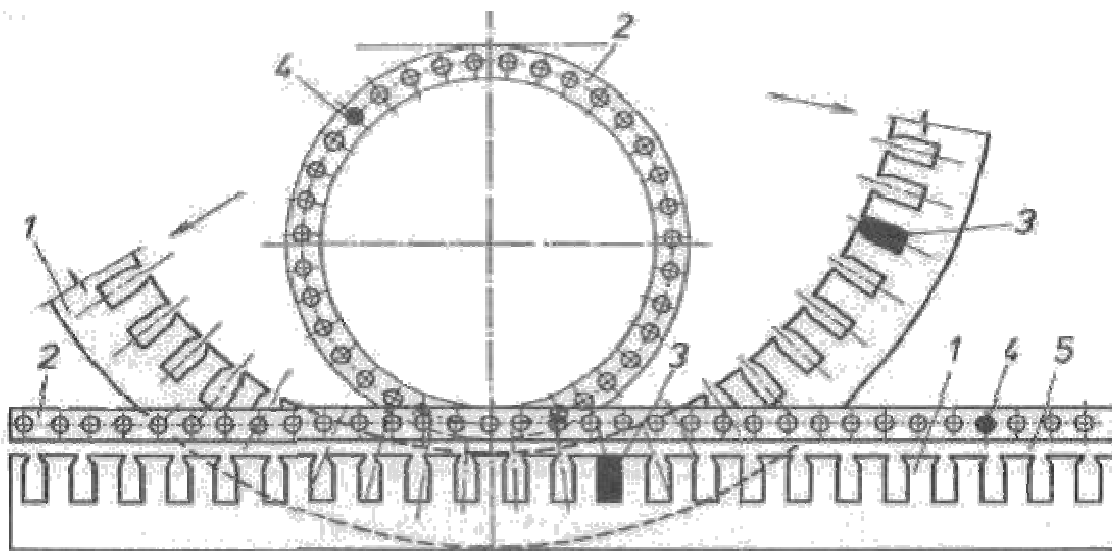
Lineárne motory oproti rotačným motorom s prevodovkou majú tieto výhody:

- vyššia dynamika a väčší rozsah regulácie
- väčšia rýchlosť posuvu
- vyššia presnosť polohovania
- takmer bezporuchová prevádzka

Pre nevýhody platí:

- s dlhšou dráhou sú drahšie ako rotačné motory s prevodovkou s porovnateľným výkonom
- zachytávajú relatívne veľké príťažlivé sily medzi primárnym a sekundárnym dielom
- treba riešiť mechanické vedenie a prívod energie primárnej časti lineárneho motoru

Z konštrukčného hľadiska si lineárny motor môžeme predstaviť ako klasický synchronný alebo asynchrónny motor, rozvinutý do roviny tak, ako to možno vidieť na obr. 2.36.



Obr. 2.36 Principiálne konštrukčné usporiadanie lineárneho motoru [35]

1 – stator (primárna časť), 2 – rotor (sekundárna časť)

3 – statorové vinutie, 4 – rotorové vinutie, 5 – vzduchová medzera

Stator lineárnych motorov sa spravidla označuje ako primárny diel a rotor ako sekundárny diel. Primárny diel je tvorený rovnako, ako pri klasických strojoch feromagnetickým zväzkom, zloženým z elektrotechnických plechov a trojfázového vinutia uloženého v jeho drážkach. Lineárne synchronné motory majú oproti primárnemu dielu konštrukčne usporiada-

nú sekundárnu časť, tvorenú permanentnými magnetmi zo vzácnych zemín (Nd-Fe-B), ktoré sú nalepené na oceľovú podložku. Asynchrónna verzia má sekundárny diel vytvorený klieťkou nakrátko uloženú buď do drážok feromagnetického zväzku, alebo aspoň pripevnenú na oceľovú podložku poháňaného zariadenia. Vo väčšine konštrukcií sa pohybuje primárna časť po dráhe vytvorenej ľubovoľným počtom sekundárnych dielov.

Základné prvky lineárneho pohonu sú vlastný motor a menič frekvencie. K týmto časťam pristupujú ešte mechanické vedenie, prídavné chladiče, zabezpečovacie prvky. Pretože väčšinu lineárnych pohonov tvoria servopohony, patrí k pohonu ešte aj riadiaci systém, obsahujúci najmenej regulátor a snímač polohy. Niektoré z uvedených častí patria priamo poháňanému zariadeniu a plnia súčasne niekoľko funkcií – napr. mechanického vedenia, meracieho systému (snímač polohy) a zabezpečujúcich prvkov ako mechanických dorazov, koncových funkčných a havarijných spínačov, mechanických krytov. Väčšinou sa lineárne motory dodávajú ako zabudované diely a spoločne s príslušenstvom tvoria stavebnicu.

Mechanické vedenie musí spĺňať dve základné podmienky: statickú a dynamickú únosnosť a požadovanú rýchlosť posuvu. Orientačne možno uviesť nasledujúce odporúčania pre voľbu mechanického vedenia:

- klzné kovové plochy so šmykovým trením sú vhodné pre rýchlosť do 0,5 m/s
- guľôčkové puzdrá so šmykovým trením vyhovujú do 1 m/s
- lineárne guľôčkové alebo valčekové ložiská s valivým trením umožňujú rýchlosť posuvu do 10 m/s
- keramické klzné plochy nasýtené napr. teflónom dovoľujú rýchlosť až do 20 m/s.
- Vzduchové ložiská a levitačné systémy sú určené pre rýchlosti až do 100 m/s.

V našej štúdií sme vybrali na pohon membrány práve lineárny motor. Pre naše použitie sa bude hodiť najviac. Dosahuje dostatočné výkony pri malých rozmeroch. Sú dostupné dvojčinné motory, a tým môžeme zabezpečiť pohyb dvoch membrán a vytvoriť dvojčinné čerpadlo.



Obr. 2.37 Lineárny motor Faulhaber [7]

2.5 Tepelné trubice

V riešenej štúdií membránového čerpadla predpokladáme zahrievanie komôr. Nakoľko bude piest uzavretý membránami medzi ktorými bude prúdiť pracovná látka, bude sa táto látka zahrievať, vplyvom trenia medzi piestom a statorom motora a deformáciou membrán. V prípade bez chladenia, by bol odvod tepla možný iba skrz samotné membrány do prečerpávanej látky alebo do telesa čerpadla, čo by bolo pravdepodobne nedostatočné.

Pri chladení čerpadla možno teda vhodne zvoliť rebrovanie a tým zabezpečiť vzduchové chladenie. Ďalšou možnosťou je použitie tepelných trubíc alebo ich kombináciu s rebrovaním. Tepelné trubice zlepšujú možnosti odvodu tepla od zdroja ako aj rovnomernejší prenos tepla na rebrá chladiča.

Tepelné trubice (anglicky heatpipe) nie sú novým vynálezom. Ako prvý si ich nechal patentovať (podľa [17]) R.S. Gaugler už v roku 1942, aby boli využité pri chladení chladiarenských boxov. V rozmedzí niekoľkých rokov ich ďalej zdokonaľoval a upravoval. Samotný pojem heatpipe sa objavuje v roku 1963 v laboratóriách Los Alamos, kde vznikli prvé prototypy dnešného typu.

Tepelné trubice majú v dnešnej dobe veľké možnosti využitia. Predovšetkým sa s nimi stretávame v priemysle, kde sa vzhľadom k svojej obrovskej tepelnej vodivosti, ktorá je až 1000 – krát väčšia, ako u medenej tyče rovnakých rozmerov, používa k chladeniu výkonných elektrických motorov, plynových turbín, laserov, nukleárných reaktorov, raketových motorov a v poslednej dobe sa veľmi rozšírili i na chladenie procesorov osobných počítačov.

Tepelná trubica dokáže prenášať veľké tepelné výkony pri zachovaní malého rozdielu teplôt. Prenos tepla je v nej založený na odparovaní a kondenzácii. Konštrukčne ide o hermeticky uzavretý kovový valec, ktorý je naplnený tekutinou. Ako materiál valca sa používa zvyčajne meď alebo nerezová oceľ. Pracovnou



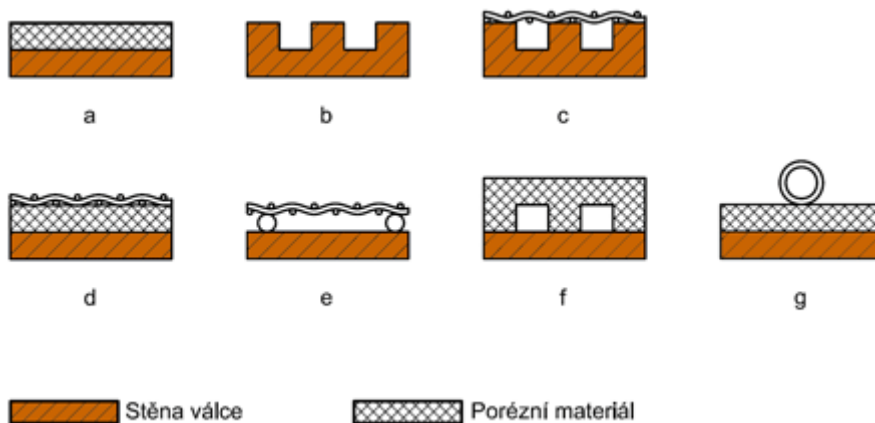
Obr. 2.38 – Tepelné trubice s poréznym materiálom [17]

látkou môže byť dusík, čpavok, methanol, voda, ortuť, draslík, draslík, lítium a iné. Jedna strana valca je zasadená do zdroju tepla a druhá spravidla do chladiča. Po dosiahnutí teploty, na ktorú je trubica dimenzovaná, sa začne pracovná látka odparovať a prúdi smerom k miestu s nižšou teplotou, kde kondenzuje, teda para sa mení na kvapalinu pri odovzdaní tepla. Prúd par sa dáva do pohybu na základe rozdielnych tlakov v mieste výparníku (tlak vyšší) a v mieste kondenzátoru (tlak nižší). Návrat kondenzátu späť k zdroju tepla je zaistený kapilárnymi silami v poréznom materiáli, ktorý kondenzát v podstate nasáva späť ku zdroji tepla. Porézny materiál a kapilárne sily umožňujú, aby tepelná trubica pracovala v polohe, kedy je kondenzátor nižšie ako výparník. Dnešné porézne materiály dokážu nasat' kondenzát späť k výparníku až z hĺbky 40 cm.

Pracovná teplota látky sa nastavuje pomocou absolútneho tlaku vo vnútri trubice. Zmenou tohto tlaku možno dosiahnuť var látky pri inej teplote, ako pri vare v atmosférických podmienkach. Tým možno nastaviť optimálne vlastnosti a rozmery samotnej trubice. Bežne pri malých výkonoch sa ako pracovná látka používa voda. Výhodou je nízka cena a veľké skupenské teplo, čo znamená, že na odvedenie tepla sa jej odparí oproti ostatným používaným kvapalinám veľmi málo.

Obdobou tepelnej trubice je termosifón. Pracuje na rovnakom princípe ako tepelné trubice, konštrukčne sa ale líšia. Termosifón nemá porézny materiál po vnútornom obvode plášťa alebo iné zariadenie, ktoré by zaistilo návrat kondenzátu k vyššie položenému výparníku. Jeho pracovná poloha je teda obmedzená tým, že kondenzátor musí byť vždy vo vyššej polohe ako výparník, aby pary po skvapalnení stiekli späť do výparníku. Z tohto dôvodu je použitie tepelnej trubice výhodnejšie aj pre naše použitie.

Samotná porézna časť tepelnej trubice je riešená rôznym spôsobom. Spravidla býva vnútrajšok opatrený poréznym povlakom alebo sieťovinou, prípadne vyrytými drážkami alebo naleptaním povrchu. Úpravy tohto povrchu k zaisteniu kapilárnej prepravy kondenzátu možno vidieť na obr. 2.39.



Obr. 2.39 Úprava vnútornej časti tepelnej trubice [17]

a- stena valca s poréznym materiálom, b – úprava steny drážkovaním, c – drážkovanie prekryté sieťou, d – kombinácia porézneho materiálu a siete, e – stena valca potiahnutá sieťou s dištančnými časťami, f – porézny materiál s drážkovanou úpravou, g- porézny materiál s artériami

3. Vlastná štúdia čerpadla

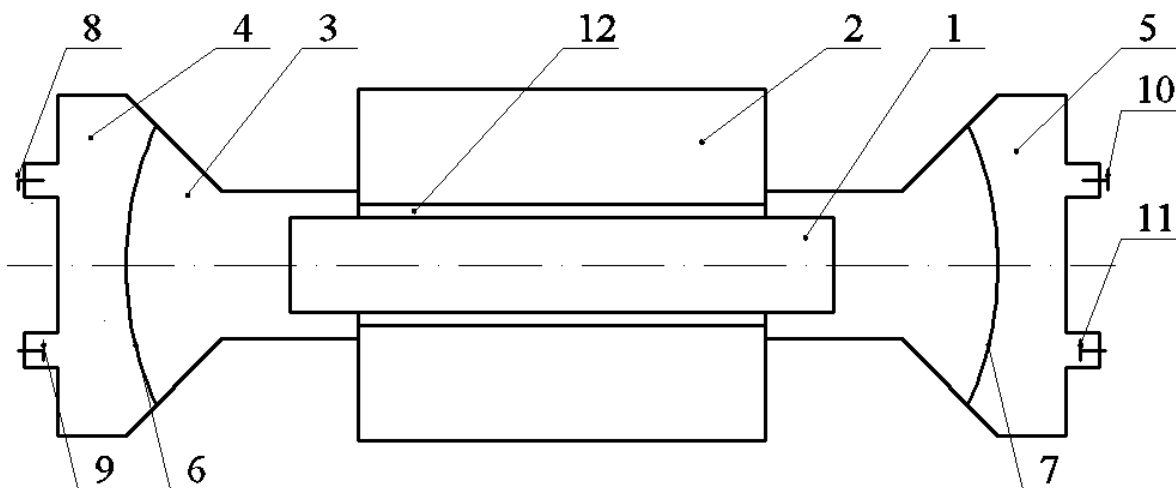
Pri vlastnej štúdií čerpadla, sme vychádzali z niekoľkých základných podmienok. Za cieľ sme si položili zostrojenie čerpadla, na rozmanité použitie. Veľká výhoda každého zariadenia, nie len čerpadla, je práve jeho univerzálnosť. To znamená, že ho možno použiť na rôzne aplikácie. Buď v prevedení takom, v akom je už navrhnuté alebo s malými zmenami, príp. úpravami, ktorými by sa zabezpečili potrebné vlastnosti na konkrétne úlohy. Ďalšou, určite potrebnou podmienkou, je jeho jednoduchosť. Pri každom návrhu je potrebné dodržať znalosti logiky a prostého pohľadu na vec, ale veľa krát sa treba oprostíť od „zabehnutých koľají“ a nebáť sa vyskúšať, možno na prvý pohľad nelogické alebo nefunkčné riešenie, ktoré môže v neskorších úvahách vytýčiť nový smer vývoja. S tým súvisí aj funkčnosť, ktorú musíme veľa krát opomenúť, na úkor výrobných nákladov príp. samotnej výroby. Zariadenie teda musí byť funkčné pri optimálnych výrobných nákladoch. Podmienka bezproblémovej výroby je taktiež jedným z parametrov, ktoré treba dodržať. Pri nezvládnutí jednoduchej výroby nám stúpajú náklady na výrobok a tým sa nám obmedzuje samotné použitie, resp. využitie čerpadla v bežných, resp. akýchkoľvek podmienkach. To potom, je nepoužiteľné, z dôvodu veľkých finančných nárokov a tým pádom je výroba zbytočná. Samozrejmosťou musí byť aj spoľahlivosť, na ktorej práve závisí samotné použitie a využitie pri rôznych, na prevádzku náročných úlohách.

Pri návrhoch umelého srdca je prvoradá funkčnosť, pri dodržaní čo najmenších rozmerov. S tým súvisí aj správny konštrukčný návrh, pre náhradu srdca. Je veľmi dôležité, použiť taký čerpací systém, ktorý sa čo najvierohodnejšie podobá skutočnému ľudskému srdcu. Vtedy potom nedochádza, ku pooperačným potiažom, ktoré vznikajú vplyvom zmeny charakteristiky čerpania krvi. Preto sa hľadajú také náhrady, ktoré plne podporujú a simulujú pulzačný priebeh samotného čerpania krvi. K možnostiam takejto náhrady, patrí napr. membránové čerpadlo, ktoré by sa k takémuto pulzačnému priebehu čerpania mohlo priblížiť alebo ho plne nahradiť. A to z toho dôvodu, že pracuje na podobnom princípe, kde čerpací efekt vzniká zmenou objemu činnnej komory vplyvom deformácie membrány. Z tohto titulu možno našu štúdiu principiálne prirovnať k ľudskému srdcu a po určitých úpravách by sa typ takéhoto čerpadla dal použiť, ako totálna náhrada ľudského srdca.

3.1 Princíp činnosti

Pri vlastnej štúdií, (podľa [34]) sme vychádzali zo základnej schémy, na obr. 3.1. Samotné čerpadlo sa skladá z troch oblastí, jednej pracovnej oblasti 3 a dvoch prečerpávacích 4 a 5. Pracovnú oblasť oddeľujú od oblastí prečerpávajúcich membrány 6 a 7. Vstup a výstup do jednotlivých pracovných oblastí zabezpečujú sacie 9,11, resp. výtlačné ventily 8 a 10. V pracovnej oblasti 3 je uložený samotný pohon, zložený z piestu motora 1 a statora 2. Tento motor je ponorený v pracovnej látke, ktorá vyplňa priestor pracovnej oblasti. Touto látkou môže byť vhodná nízkoviskózna kvapalina alebo plyn.

Pri činnosti čerpadla dochádza k pohybu piestu 1 smerom k pracovnej membráne 7 k pohybu pracovnej látky v rovnakom smere, pričom jej malá časť pretečie tesniacou špárou 12 pred piest 1. Následne kvapalina tlačí na membránu 7 a membrána vytlačí čerpanú kvapalinu cez výtlačný ventil 10 do výtlačného potrubia, sací ventil 11 je pritom uzavretý a zabraňuje k výtoku kvapaliny do sacieho potrubia. Súčasne sa druhá membrána 6 sťahuje smerom k piestu 1 a tým nasáva cez sací ventil 9 čerpanú kvapalinu, pričom výtlačný ventil 8 je zavretý, ktorý taktiež zabezpečuje uzatvorenie potrubia. Pri vratnom pohybe piestu 1 sa táto činnosť zrkadlovo opakuje a tým dochádza k čerpaniu kvapaliny.



Obr. 3.1 Schéma membránového čerpadla [34]

- 1 – piest motora, 2 – stator motora, 3 – pracovná oblasť,
- 4,5 – prečerpávajúca oblasť, 6,7 – pracovná membrána,
- 8,10 – výtlačný ventil, 9,11 – sací ventil, 12 – tesniaca špára

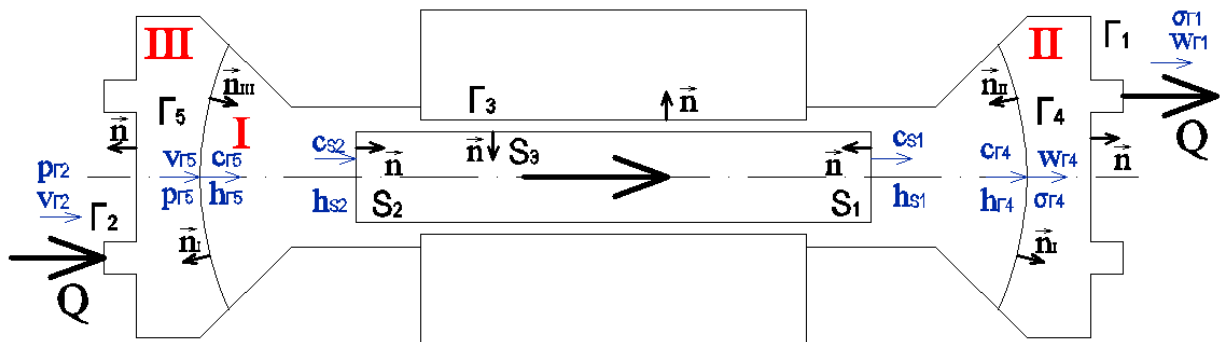
3.2 Teoretický výpočet

Pre teoretické odvodenie sme si pre lepšiu orientáciu jednotlivé oblasti označili rímskymi číslicami (obr. 3.2). Pracovnú oblasť ako I, a dve prečerpávajúce oblasti ako II a III. Potom sme označili potrebné plochy, a to: výstup z čerpadla Γ_1 , vstup z čerpadla Γ_2 , plochy membrán Γ_4 a Γ_5 , valcová plocha statora Γ_3 a plocha piestu S, ktorú sme ešte rozdelili na priečne plochy piestu S_1 a S_2 a pozdĺžnu valcovú plochu ako S_3 , následne sme označili normálové vektory na všetkých týchto plochách a to tak, aby smerovali von z kvapaliny.

Pre jednotlivé oblasti sme pre jednoduchosť zápisu zvolili nasledovné označenie rýchlostí a tlakov:

- pre oblasť I je rýchlosť c a tlak h ,
- pre oblasť II je rýchlosť w a tlak σ ,
- pre oblasť III je rýchlosť v a tlak p .

Pri pohybe piesta v smere šípky, doprava, dochádza k vytlačaniu kvapaliny z prečerpávajúcej oblasti II a zároveň k nasávaniu kvapaliny do prečerpávajúcej oblasti III. Preto riešime vstup do jednej pracovnej oblasti a výstup z druhej pracovnej oblasti naraz, pretože ich činnosť prebieha súčasne.



Obr. 3.2 Popis schémy membránového čerpadla

Odvodenie sme začali pohybovou rovnicou, pre silovú rovnováhu častice kvapaliny. Rovnicu sme upravili a prepísali pre každú z oblastí. Postupnými úpravami sme dostali výkony od jednotlivých síl. Každý člen rovnice sme rozpísali, na všetky adekvátne plochy. Keďže sme predpokladali rýchlosti a tlaky z oboch strán membrán rovnaké, rovnice sme sčítali do jednej a upravili odčítaním rovnakých členov. Z tejto rovnice sme vyjadrili príkon pre piest motoru a následne silu, pôsobiacu piestom na kvapalinu.

Vychádzame z pohybovej rovnice kvapaliny (podľa [26]):

$$\rho \frac{dv_i}{dt} - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \rho g_i \quad (3-1)$$

- člen ρg_i na pravej strane rovnice zanedbávame, z dôvodu malej vertikálnej vzdialenosti medzi vstupným a výstupným ventilom
- zrýchlenie $\frac{dv_i}{dt}$ upravíme na tvar totálneho diferenciálu:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j \quad (3-2)$$

- pre viskózný člen platí:

$$\Pi_{ij} = 2\mu v_{ij} + \delta_{ij} b v_{kk} \quad (3-3)$$

- druhý člen, odpor tekutiny voči zmene objemu, je rovný nule, pretože predpokladáme nestlačiteľnú kvapalinu, ktorá je charakterizovaná rovnicou:

$$\text{div } \vec{v} = \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \text{ - rovnica kontinuity pre nestlačiteľnú kvapalinu} \quad (3-4)$$

- upravenú pohybovú rovnicu máme v tvare:

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (3-5)$$

- rovnicu prepíšeme na všetky tri oblasti I, II, a III

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial c_i}{\partial x_j} c_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial h}{\partial x_i} = 0 \quad (3-6)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial w_i}{\partial x_j} w_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} = 0 \quad (3-7)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (3-8)$$

- vynásobením rovníc elementom dV získame sily na element kvapaliny:

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} dV + \rho \frac{\partial c_i}{\partial x_j} c_j dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} dV + \frac{\partial h}{\partial x_i} dV = 0 \quad (3-9)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} dV + \rho \frac{\partial w_i}{\partial x_j} w_j dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} dV + \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} dV = 0 \quad (3-10)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} dV + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} dV = 0 \quad (3-11)$$

- vynásobením síl rýchlosťou, dostaneme podľa vzťahu:

$$P = \vec{F} \vec{v} = F_i v_i, \text{ výkony na element kvapaliny:} \quad (3-12)$$

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \frac{\partial c_i}{\partial x_j} c_j c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} c_i dV + \frac{\partial h}{\partial x_i} c_i dV = 0 \quad (3-13)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \frac{\partial w_i}{\partial x_j} w_j w_i dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} w_i dV + \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} w_i dV = 0 \quad (3-14)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \rho \frac{\partial v_i}{\partial x_j} v_j v_i dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} v_i dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} v_i dV = 0 \quad (3-15)$$

- význam jednotlivých členov rovníc:

$$\left(\begin{array}{c} \text{výkon} \\ \text{od nestacionárnych} \\ \text{síl} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{výkon} \\ \text{od konvektívnych} \\ \text{síl} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{výkon} \\ \text{od viskózných} \\ \text{síl} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{výkon} \\ \text{od tlakových} \\ \text{síl} \end{array} \right) = 0$$

- zameníme indexy v dvoch členoch, u výkonu od konvektívnych síl a výkonu od viskózných síl, aby sme dostali rovnaké zobrazenie:

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \frac{\partial c_j}{\partial x_i} c_i c_j dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV + \frac{\partial h}{\partial x_i} c_i dV = 0 \quad (3-16)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \frac{\partial w_j}{\partial x_i} w_i w_j dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV + \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} w_i dV = 0 \quad (3-17)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \rho \frac{\partial v_j}{\partial x_i} v_i v_j dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} v_i dV = 0 \quad (3-18)$$

- nelineárny člen (pre obecnú rýchlosť v) $\frac{\partial v_j}{\partial x_i} v_j$ môžeme upraviť podľa vzťahu:

$$\frac{\partial a}{\partial x} a = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} (a^2) \text{ ako } \frac{\partial v_j}{\partial x_i} v_j = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} (v_j v_j) = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} (|\vec{v}|^2) \quad (3-19)$$

- dosadením naspäť do rovníc (3-16), (3-17) a (3-18) dostaneme:

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \frac{\rho}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} (|\vec{c}|^2) c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV + \frac{\partial h}{\partial x_i} c_i dV = 0 \quad (3-20)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \frac{\rho}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} (|\vec{w}|^2) w_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV + \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} w_i dV = 0 \quad (3-21)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \frac{\rho}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} (|\vec{v}|^2) v_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} v_i dV = 0 \quad (3-22)$$

- z druhého a štvrtého člena vyjmeme pred zátvorku $\frac{\partial}{\partial x_i} v_i dV$:

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho}{2} |\vec{c}|^2 + h \right) c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV = 0 \quad (3-23)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho}{2} |\vec{w}|^2 + \sigma \right) w_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV = 0 \quad (3-24)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\rho}{2} |\vec{v}|^2 + p \right) v_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV = 0 \quad (3-25)$$

- pre mernú energiu platí:

$$\rho Y_L = \frac{\rho}{2} |\vec{v}|^2 + p, \text{ potom: } Y_L = \frac{|\vec{v}|^2}{2} + \frac{p}{\rho} - \text{lokálna merná energia} \quad (3-26)$$

- úpravou rovníc (3-23), (3-24) a (3-25) podľa (3-26) sme získali celkový výkon všetkých síl na elementárnu časticu:

$$I: \rho \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV = 0 \quad (3-27)$$

$$II: \rho \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} w_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV = 0 \quad (3-28)$$

$$III: \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \rho \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} v_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV = 0 \quad (3-29)$$

- rovnice zintegrujeme cez objem, na získanie výkonu v celom objeme:

$$I: \rho \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} c_i dV - \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV = 0 \quad (3-30)$$

$$II: \rho \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} w_i dV - \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV = 0 \quad (3-31)$$

$$III: \rho \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} v_i dV - \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV = 0 \quad (3-32)$$

- druhé a tretie členy rovníc upravíme pomocou Gauss – Ostrogradského vety:

Pre oblasť I:

- druhý člen rovnice:

$$\rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} c_i dV = \rho \int_S Y_L n_i c_i dS - \rho \int_V Y_L \frac{\partial c_i}{\partial x_i} dV = \rho \int_S Y_L c_i n_i dS \quad (3-23)$$

- člen $\rho \int_V Y_L \frac{\partial c_i}{\partial x_i} dV = 0$, pretože $\frac{\partial c_i}{\partial x_i} = 0$ (nestlačiteľná kvapalina),

plocha $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3 \cup \Gamma_3 \cup \Gamma_4 \cup \Gamma_5$, potom:

$$\begin{aligned} \rho \int_S Y_L c_i n_i dS &= \rho \int_{S_1} Y_L c_i n_i dS_1 + \rho \int_{S_2} Y_L c_i n_i dS_2 + \rho \int_{S_3} Y_L c_i n_i dS_3 + \\ &+ \rho \int_{\Gamma_3} Y_L c_i n_i d\Gamma_3 + \rho \int_{\Gamma_4} Y_L c_i n_i d\Gamma_4 + \rho \int_{\Gamma_5} Y_L c_i n_i d\Gamma_5 \end{aligned} \quad (3-24)$$

- člen $\rho \int_{S_3} Y_L c_i n_i dS_3 = 0$ a $\rho \int_{\Gamma_3} Y_L c_i n_i d\Gamma_3 = 0$, pretože v špáre predpokladáme iba viskózne sily, potom:

$$\rho \int_S Y_L c_i n_i dS = \rho \int_{S_1} Y_L c_i n_i dS_1 + \rho \int_{S_2} Y_L c_i n_i dS_2 + \rho \int_{\Gamma_4} Y_L c_i n_i d\Gamma_4 + \rho \int_{\Gamma_5} Y_L c_i n_i d\Gamma_5 \quad (3-25)$$

- tretí člen rovnice:

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV &= \int_S \Pi_{ji} c_i n_i dS - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial c_j}{\partial x_i} dV = \int_{S_1} \Pi_{ji} c_i n_i dS_1 + \int_{S_2} \Pi_{ji} c_i n_i dS_2 + \\ &+ \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 + \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_3 + \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 + \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial c_j}{\partial x_i} dV \end{aligned} \quad (3-26)$$

- člen $\int_{S_1} \Pi_{ji} c_i n_i dS_1$ a $\int_{S_2} \Pi_{ji} c_i n_i dS_2$ sa navzájom odčítajú, z dôvodu získania opačných znamienok normálovými vektormi, pričom rýchlosť je rovnaká (rýchlosť piestu)
- člen $\int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_3 = 0$, pretože plocha Γ_3 sa nepohybuje, a teda rýchlosť plochy je nulová
- člen $\int_V \Pi_{ji} \frac{\partial c_j}{\partial x_i} dV = 2\mathcal{D}$, pretože disipačná energia je definovaná, ako:

$$\mathcal{D} = \frac{1}{2} \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial c_j}{\partial x_i} dV$$
, potom:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV = \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 + \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 + \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 - 2\mathcal{D} \quad (3-27)$$

Pre oblasť II:

- druhý člen rovnice:

$$\rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} w_i dV = \rho \int_S Y_L n_i w_i dS - \rho \int_V Y_L \frac{\partial w_i}{\partial x_i} dV = \rho \int_S Y_L w_i n_i dS \quad (3-28)$$

- člen $\rho \int_V Y_L \frac{\partial w_i}{\partial x_i} dV = 0$, pretože $\frac{\partial w_i}{\partial x_i} = 0$ (nestlačiteľná kvapalina),
plocha $S = \Gamma_1 \cup \Gamma_4$, potom:

$$\rho \int_S Y_L w_i n_i dS = \rho \int_{\Gamma_1} Y_L w_i n_i d\Gamma_1 + \rho \int_{\Gamma_4} Y_L w_i n_i d\Gamma_4 \quad (3-29)$$

- tretí člen rovnice:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV = \int_S \Pi_{ji} w_i n_i dS - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial w_j}{\partial x_i} dV = \int_{\Gamma_1} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_1 + \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial w_j}{\partial x_i} dV \quad (3-30)$$

- člen $\int_{\Gamma_1} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_1 = 0$, za predpokladu, že prúdenie v mieste za ventilom, kde je rovné a dostatočne dlhé potrubie je konštantný rýchlostný profil a pre nestlačiteľnú kvapalinu, platí, že:

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

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

$$\Pi_{ji} = 2\mu v_{ji} = 2\mu v_{11}$$

$$v_{ji} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) \Rightarrow v_{11} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_1} \right) = 0 \quad (3-31)$$

- člen $\int_V \Pi_{ji} \frac{\partial w_j}{\partial x_i} dV = 2\mathcal{D}$, pretože disipačná energia $\mathcal{D} = \frac{1}{2} \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial w_j}{\partial x_i} dV$, potom:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} w_j dV = \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 - 2\mathcal{D} \quad (3-32)$$

Pre oblasť III:

- druhý člen rovnice

$$\rho \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} v_i dV = \rho \int_S Y_L v_i n_i dS - \rho \int_V Y_L \frac{\partial v_i}{\partial x_i} dV = \rho \int_S Y_L v_i n_i dS \quad (3-33)$$

- člen $\rho \int_V Y_L \frac{\partial v_i}{\partial x_i} dV = 0$, pretože $\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0$ (nestlačiteľná kvapalina),

plocha $S = \Gamma_2 \cup \Gamma_5$, potom:

$$\rho \int_S Y_L v_i n_i dS = \rho \int_{\Gamma_2} Y_L v_i n_i d\Gamma_2 + \rho \int_{\Gamma_5} Y_L v_i n_i d\Gamma_5 \quad (3-34)$$

- tretí člen rovnice:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV = \int_S \Pi_{ji} v_i n_i dS - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} dV = \int_{\Gamma_2} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_2 + \quad (3-35)$$

$$+ \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 - \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} dV$$

- člen $\int_{\Gamma_2} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_2 = 0$, z dôkazu (3-31)

- člen $\int_V \Pi_{ji} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} dV = 2\mathcal{D}$, pretože disipačná energia $\mathcal{D} = \frac{1}{2} \int_V \Pi_{ji} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} dV$, potom:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} v_j dV = \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 - 2\mathcal{D} \quad (3-36)$$

- upravené členy dosadíme do pôvodných rovníc pre všetky tri oblasti a dostaneme:

$$I: \rho \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \int_{S_1} Y_L c_i n_i dS_1 + \rho \int_{S_2} Y_L c_i n_i dS_2 + \rho \int_{\Gamma_4} Y_L c_i n_i d\Gamma_4 + \rho \int_{\Gamma_5} Y_L c_i n_i d\Gamma_5 - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 + 2\mathcal{D} = 0 \quad (3-37)$$

$$II: \rho \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \int_{\Gamma_1} Y_L w_i n_i d\Gamma_1 + \rho \int_{\Gamma_4} Y_L w_i n_i d\Gamma_4 - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 + 2\mathcal{D} = 0 \quad (3-38)$$

$$III: \rho \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \rho \int_{\Gamma_2} Y_L v_i n_i d\Gamma_2 + \rho \int_{\Gamma_5} Y_L v_i n_i d\Gamma_5 - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 + 2\mathcal{D} = 0 \quad (3-39)$$

- člen s mernou energiou zintegrujeme, pre obecnú rýchlosť v a tlak p :

$$\rho \int_S Y_L v_i n_i dS = \rho \int_S \left(\frac{|\vec{v}|^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) v_i n_i dS = \rho \int_S \frac{|\vec{v}|^2}{2} v_i n_i dS + \rho \int_S \frac{p}{\rho} v_i n_i dS \quad (3-40)$$

- rýchlostný člen:

$$\begin{aligned} \rho \int_S \frac{|\vec{v}|^2}{2} v_i n_i dS &= \rho \frac{1}{2} \int_S |\vec{v}|^2 v_n dS = \rho \frac{1}{2} |\vec{v}|^2 \int_S v_n dS = \rho \frac{1}{2} |\vec{v}|^2 v_n S = \\ &= \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_s|^2 v_{ns} S = \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_s|^2 Q \end{aligned} \quad (3-41)$$

- tlakový člen:

$$\int_S p v_i n_i dS = \int_S p v_i n_i dS = \int_S p v_n dS = pQ \quad (3-42)$$

- dosadením (3-41) a (3-42) do (3-40) získame:

$$\rho \int_S Y_L v_i n_i dS = \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_s|^2 Q + pQ \quad (3-43)$$

- integráciu (3-43) aplikujeme pre všetky tri oblasti a dosadíme do rovníc (3-37), (3-38), 3-39:

$$I: \rho \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(S1)}|^2 Q - h_{S1} Q + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(S2)}|^2 Q + h_{S2} Q + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma4)}|^2 Q + h_{\Gamma4} Q - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma5)}|^2 Q - h_{\Gamma5} Q - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 + \rho \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 - \rho \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 = -2\mathcal{D} \quad (3-44)$$

$$\begin{aligned}
 II : \quad & \rho \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_1)}|^2 Q + \sigma_{\Gamma_1} Q - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_4)}|^2 Q + \\
 & + \sigma_{\Gamma_4} Q - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 = -2\mathcal{D}
 \end{aligned} \tag{3-45}$$

$$\begin{aligned}
 III : \quad & \rho \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_2)}|^2 Q - p_{\Gamma_2} Q + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_5)}|^2 Q + \\
 & - p_{\Gamma_5} Q - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 = -2\mathcal{D}
 \end{aligned} \tag{3-46}$$

- členy s rýchlosťami $\vec{c}_{S(S_1)}$ a $\vec{c}_{S(S_2)}$ v prvej rovnici sa odčítajú, pretože majú rovnakú hodnotu (rýchlosti ležia na jednom pieste), ale opačné znamienko:

$$\begin{aligned}
 I : \quad & \rho \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV - h_{S_1} Q + h_{S_2} Q + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma_4)}|^2 Q + h_{\Gamma_4} Q - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma_5)}|^2 Q + \\
 & - h_{\Gamma_5} Q - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 = -2\mathcal{D}
 \end{aligned} \tag{3-47}$$

$$\begin{aligned}
 II : \quad & \rho \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_1)}|^2 Q + \sigma_{\Gamma_1} Q - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_4)}|^2 Q + \\
 & + \sigma_{\Gamma_4} Q - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 = -2\mathcal{D}
 \end{aligned} \tag{3-48}$$

$$\begin{aligned}
 III : \quad & \rho \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_2)}|^2 Q - p_{\Gamma_2} Q + \rho \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_5)}|^2 Q + \\
 & - p_{\Gamma_5} Q - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 = -2\mathcal{D}
 \end{aligned} \tag{3-49}$$

- hustoty ρ a disipačnú energiu \mathcal{D} označíme indexom podľa oblasti, pre ktorú platia, rovnice sčítame a upravíme:

$$\begin{aligned}
 & \rho_I \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV - h_{S_1} Q + h_{S_2} Q + \rho_I \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma_4)}|^2 Q + h_{\Gamma_4} Q - \rho_I \frac{\alpha}{2} |\vec{c}_{S(\Gamma_5)}|^2 Q + \\
 & - h_{\Gamma_5} Q - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_4 - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} c_i n_i d\Gamma_5 + 2\mathcal{D}_I + \\
 & + \rho_{II} \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho_{II} \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_1)}|^2 Q + \sigma_{\Gamma_1} Q - \rho_{II} \frac{\alpha}{2} |\vec{w}_{S(\Gamma_4)}|^2 Q + \\
 & + \sigma_{\Gamma_4} Q - \int_{\Gamma_4} \Pi_{ji} w_i n_i d\Gamma_4 + 2\mathcal{D}_{II} + \rho_{III} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - \rho_{III} \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_2)}|^2 Q + \\
 & - p_{\Gamma_2} Q + \rho_{III} \frac{\alpha}{2} |\vec{v}_{S(\Gamma_5)}|^2 Q - p_{\Gamma_5} Q - \int_{\Gamma_5} \Pi_{ji} v_i n_i d\Gamma_5 + 2\mathcal{D}_{III} = 0
 \end{aligned} \tag{3-50}$$

- za predpokladu, že tlaky z oboch strán na membránach sa rovnajú a keďže hustoty ρ_{II} a ρ_{III} budú totožné, nakoľko v prečerpávajúcich oblastiach bude prečerpávaná rovnaká látka, a tiež rýchlosti na membránach sa rovnajú, môžeme tieto členy odčítať, potom:

$$\begin{aligned} & \rho_I \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho_{II} \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho_{III} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - h_{S1} Q + h_{S2} Q + \\ & + \rho_{II} \frac{\alpha}{2} |\bar{w}_{S(\Gamma1)}|^2 Q + \sigma_{\Gamma1} Q - \rho_{III} \frac{\alpha}{2} |\bar{v}_{S(\Gamma2)}|^2 Q - p_{\Gamma2} Q + \\ & - \int_{S3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 + 2\mathcal{Q}_I + 2\mathcal{Q}_{II} + 2\mathcal{Q}_{III} = 0 \end{aligned} \quad (3-51)$$

- rýchlosti $\bar{w}_{S(\Gamma1)}$ a $\bar{v}_{S(\Gamma2)}$ sa odčítajú za predpokladu, že rýchlosť na výstupe a vstupe je rovnaká, potom:

$$\begin{aligned} & \rho_I \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho_{II} \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho_{III} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - h_{S1} Q + h_{S2} Q + \sigma_{\Gamma1} Q + \\ & - p_{\Gamma2} Q - \int_{S3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3 + 2\mathcal{Q}_I + 2\mathcal{Q}_{II} + 2\mathcal{Q}_{III} = 0 \end{aligned} \quad (3-52)$$

- členy, ktoré sú označené svorníkom tvoria príkon piestu:

$$\begin{aligned} & \rho_I \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho_{II} \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho_{III} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV - \underbrace{h_{S1} Q + h_{S2} Q}_{\text{príkon piestu}} + \sigma_{\Gamma1} Q + \\ & - p_{\Gamma2} Q - \underbrace{\int_{S3} \Pi_{ji} c_i n_i dS_3}_{\text{príkon piestu}} + 2\mathcal{Q}_I + 2\mathcal{Q}_{II} + 2\mathcal{Q}_{III} = 0 \end{aligned} \quad (3-53)$$

- pre príkon povrchových síl piestu tiež platí:

$$P_r = \int_S \sigma_{ji} v_j n_i dS, \quad (3-54)$$

kde σ_{ji} je celkový tenzor napätia a ten je definovaný ako: $\sigma_{ji} = \Pi_{ji} + \tau_{ji}$,

kde nevratný tenzor napätia $\Pi_{ji} = 2\mu v_{ji}$ a vratný tenzor napätia $\tau_{ji} = -p\delta_{ji}$

- tenzor dosadíme do integrálu a rozpíšeme cez všetky plochy, prislúchajúce piestu:

$$\begin{aligned} P_r &= \int_S \sigma_{ji} v_j n_i dS = \int_S (\Pi_{ji} - p\delta_{ji}) v_j n_i dS = \int_S \Pi_{ji} v_j n_i dS - \int_S p\delta_{ji} v_j n_i dS = \\ &= \int_{S1} \Pi_{ji} v_j n_i dS_1 + \int_{S2} \Pi_{ji} v_j n_i dS_2 + \int_{S3} \Pi_{ji} v_j n_i dS_3 - \int_{S1} p\delta_{ji} v_j n_i dS_1 + \\ & - \int_{S2} p\delta_{ji} v_j n_i dS_2 - \int_{S3} p\delta_{ji} v_j n_i dS_3 \end{aligned} \quad (3-55)$$

- člen $\int_{S1} \Pi_{ji} v_j n_i dS_1$ a $\int_{S2} \Pi_{ji} v_j n_i dS_2$ ležia na jednom pieste a navzájom sa odčítajú, z dôvodu získania opačných znamienok normálovými vektormi

- člen $\int_{S_1} p \delta_{ji} v_j n_i dS_1 = 0$, pretože v špáre medzi piestom a statorom motora predpokladáme iba viskózne sily, potom:

$$P_r = \int_{S_3} \Pi_{ji} v_j n_i dS_3 - \int_{S_2} p \delta_{ji} v_j n_i dS_2 - \int_{S_3} p \delta_{ji} v_j n_i dS_3, \text{ a teda vyjadrenie} \quad (3-56)$$

príkionu z rovnice (3-53) platí.

- zo vzťahu (3-53) sme určili teda celkový príkon piestu so stratami:

$$P_r = \rho_I \int_V \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho_{II} \int_V \frac{\partial w_i}{\partial t} w_i dV + \rho_{III} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV + \sigma_{\Gamma I} Q + \quad (3-57)$$

$$- p_{\Gamma 2} Q + 2\mathcal{D}_I + 2\mathcal{D}_{II} + 2\mathcal{D}_{III}$$

Rovnica (3-57) predstavuje výkon, ktorý je potrebné dodať piestu motora. Rovnica obsahuje tri výkony od nestacionárnych síl v jednotlivých oblastiach, výkony od tlakových síl na vstupe a výstupe čerpadla a disipačné energie v jednotlivých oblastiach.

- rýchlosť piestu možno určiť z výchylky piestu x , ktorá je definovaná:

$$x = A(1 - \cos(\omega t)), \text{ teda rýchlosť pohybu piestu po zderivovaní výchylky:} \quad (3-58)$$

$$v = \frac{\partial x}{\partial t} = A \omega \sin(\omega t) \quad (3-59)$$

- pre prietok platí vzťah:

$$Q = v S_p, \text{ po dosadení vzťahu (3-62) teda:}$$

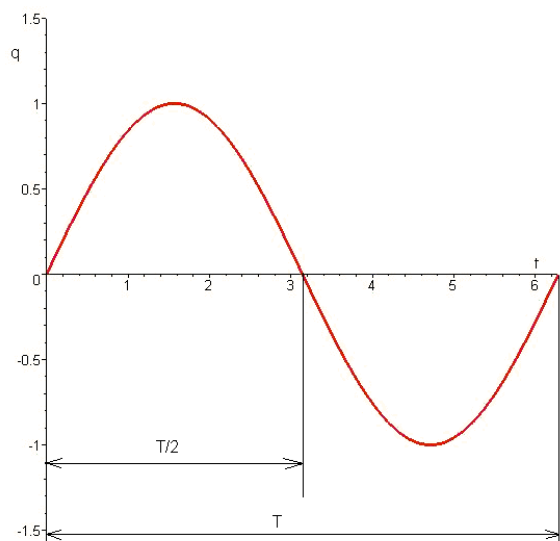
$$Q = v S_p = A \omega \sin(\omega t) S_p, \text{ kde } S_p \text{ je plocha piestu} \quad (3-60)$$

- uhlová rýchlosť $\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$, potom perióda $T = \frac{2\pi}{\omega}$ (3-61)

Q je nestacionárny prietok. Potrebujeme ale zistiť strednú hodnotu prietoku. Pri pohybe sa rýchlosť piestu mení podľa funkcie sínus (Obr. 3.3) a teda aj prietok.

Perióda $T/2$ je doba, kedy piest prejde z východnej polohy do maximálnej výchylky a vráti sa na pôvodnú polohu. Druhá časť sínusu platí pre druhú komoru čerpadla.

Obr. 3.3 Graf funkcie sínus



- strednú hodnotu prietoku čerpadlom za dobu $T/2$, možno stanoviť zo vzťahu:

$$q = \frac{1}{\frac{T}{2}} \int_0^{\frac{T}{2}} Q dt \text{ a po dosadení za } Q \text{ vzťah (3-60):} \quad (3-62)$$

$$q = \frac{1}{\frac{T}{2}} \int_0^{\frac{T}{2}} Q dt = \frac{2}{T} A \omega S_p \int_0^{\frac{T}{2}} \sin(\omega t) dt = \frac{-2}{T} A S_p [\cos(\omega t)]_0^{\frac{T}{2}} =$$

$$= -\frac{2}{T} A S_p \cos\left(\omega \frac{T}{2}\right) = -\frac{2}{T} S_p A \cos\left(\frac{2\pi T}{T} \frac{T}{2}\right)$$

$$q = -\frac{2}{T} S_p A \cos(\pi), \text{ kde } \cos \pi = -1, \text{ potom:}$$

$$q = \frac{2}{T} S_p A, \text{ a po dosadení za } T \text{ vzťah (3-61):} \quad (3-63)$$

$$q = \frac{\omega}{\pi} S_p A \Rightarrow A = \frac{q \omega^{-1}}{S_p} \pi \quad (3-64)$$

- konštantu A dosadíme späť do rovnice (3-58) a získame výchylku piestu:

$$x = \pi \frac{q \omega^{-1}}{S_p} (1 - \cos(\omega t)) \quad (3-65)$$

- po zderivovaní (3-65) získame rýchlosť piestu:

$$\frac{\partial x}{\partial t} = v = \pi \frac{q}{S_p} \sin(\omega t) \quad (3-66)$$

Upravíme nestacionárny člen, v tvare $\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV$, kde za rýchlosť v_i

dosadíme rýchlosť piestu (3-66), ktorá po zderivovaní má tvar:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{q}{S_p} \pi \omega \cos(\omega t) \quad (3-67)$$

- elementárny objem dV môžeme napísať ako: $dV = S dx$, kde dx je vyjadrené z rýchlosti ako:

$$v = \frac{\partial x}{\partial t} = \pi \frac{q}{S_p} \sin(\omega t) \Rightarrow dx = \frac{q}{S_p} \pi \sin(\omega t) dt \quad (3-68)$$

a S bude plocha komory, závislá na čase, dosadením (3-67) a (3-68) do nestacionárneho člena získame:

$$\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV = \int_0^t \frac{q}{S_p} \pi \omega \cos(\omega t) \frac{q}{S_p} \pi \sin(\omega t) \frac{S}{S_p} q \pi \sin(\omega t) dt \quad (3-69)$$

- pomocou vety o strednej hodnote integrálneho počtu upravíme výraz (3-69) na

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV &= \frac{q^3}{S_p^3} \pi^3 \omega \cos(\omega t_s) S_{(t_s)} \int_0^t \sin^2(\omega t) dt = \\ &= \frac{q^3}{S_p^2} \pi^3 \frac{S}{S_p} \omega \cos(\omega t_s) \left(\frac{t}{2} - \frac{1}{4\omega} \sin(2\omega t) \right) \end{aligned} \quad (3-70)$$

- pre $t = \frac{T}{2}$ (pre polovicu periódy funkcie sínus) platí podľa (3-61):

$$t = \frac{T}{2} = \frac{\pi}{\omega} \quad (3-71)$$

- vzťah (3-71) dosadíme do (3-70):

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV &= \frac{q^3}{S_p^2} \pi^3 \frac{S}{S_p} \omega \cos(\omega t_s) \left(\frac{\pi}{2\omega} - \frac{1}{4\omega} \sin(2\omega t) \right) = \\ &= \frac{q^3}{S_p^2} \frac{\pi^3}{2} \frac{S}{S_p} \cos(\omega t_s) \left(\pi - \frac{1}{2} \sin\left(2 \frac{T}{2}\right) \right) \end{aligned} \quad (3-72)$$

- π môžeme vytknúť pred zátvorku, tým pádom bude hodnota zátvorky malá a môžeme ju preto zanedbať. Maximálna hodnota kosínusu je 1, budeme predpokladať tento prípad a teda:

$$\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} v_i dV = \frac{q^3}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S \quad , \text{ kde } S \text{ označuje najväčšiu plochu v komore} \quad (3-73)$$

Táto úprava nestacionárneho člena sa vzťahuje na všetky tri oblasti. Plochu S , závislú na čase označíme teda podľa týchto oblastí. Predpokladáme totiž, že rýchlosť kvapaliny, bude mať rovnakú hodnotu, ako samotný piest, vo všetkých oblastiach. Rýchlosť piestu je prenášaná na kvapalinu v pracovnej oblasti a tá prenáša rýchlosť na kvapalinu v prečerpávajúcej oblasti. Veľmi tenká membrána teda slúži len na oddelenie kvapalín.

- vyjadrenie nestacionárneho člena (3-73) dosadíme do rovnice príkonu (3-57):

$$\begin{aligned} P_r &= \rho_I \frac{q^3}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_I + \rho_{II} \frac{q^3}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_{II} + \rho_{III} \frac{q^3}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_{III} + \sigma_{\Gamma_1} Q - p_{\Gamma_2} Q + \\ &+ 2\mathcal{Q}_I + 2\mathcal{Q}_{II} + 2\mathcal{Q}_{III} \end{aligned} \quad (3-74)$$

- nestacionárny prietok Q v rovnici (3-74), môžeme vyjadriť ako:

$$Q = v S_p \quad (3-75)$$

kde v je rýchlosť piestu a S_p plocha piestu

- za v môžeme dosadiť vzťah (3-66):

$$Q = \pi \frac{q}{S_p} \sin(\omega t) S_p = q \pi \sin(\omega t) \quad (3-76)$$

- vyjadrenie nestacionárneho členu môžeme dosadiť do rovnice príkonu (3-74):

$$P_r = \rho_I \frac{q^3 \pi^4}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_I + \rho_{II} \frac{q^3 \pi^4}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_{II} + \rho_{III} \frac{q^3 \pi^4}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} S_{III} + \sigma_{\Gamma_1} q \pi \sin(\omega t) + \quad (3-77)$$

$$- p_{\Gamma_2} q \pi \sin(\omega t) + 2\mathcal{D}_I + 2\mathcal{D}_{II} + 2\mathcal{D}_{III}$$

- vyňatím pred zátvorku spoločných členov dostaneme:

$$P_r = \frac{q^3 \pi^4}{S_p^3} \frac{\pi^4}{2} (\rho_I S_I + \rho_{II} S_{II} + \rho_{III} S_{III}) + q \pi \sin(\omega t) (\sigma_{\Gamma_1} - p_{\Gamma_2}) + \quad (3-78)$$

$$+ 2\mathcal{D}_I + 2\mathcal{D}_{II} + 2\mathcal{D}_{III}$$

Rovnica (3-78) nám označuje celkový príkon piestu. Nestacionárne členy vyjadrené podľa (3-73) sa v jednotlivých oblastiach od seba líšia o hodnotu hustoty v konkrétnej oblasti a o najväčšiu plochu S v tejto oblasti. Táto plocha je teda v každej oblasti iná, je závislá na čase a mení sa v každom okamžiku. Členy σ_{Γ_1} a p_{Γ_2} nám predstavujú tlaky na výstupe a vstupe čerpadla.

Silu, ktorou pôsobí piest motora na kvapalinu, by sme vyjadrili podľa:

$$P = Fv \Rightarrow F = \frac{P}{v}, \quad (3-79)$$

a podľa toho vybrali odpovedajúci motor.

Disipačnú energiu môžeme vyjadriť v tvare $\mathcal{D} = \rho Q Y_Z$. Jednotlivé disipačné energie budú v každej oblasti iné. Vyjadrenie merných stratových energií závisí na celkovom konštrukčnom usporiadaní čerpadla.

3.3 Konštrukčný návrh

3.3.1 Optimalizácia ventilov

Pre membránové čerpadlo sú dôležitou súčasťou sací a výtláčny ventil. Sú to jedno-smerné (spätné) ventily, ktoré zabezpečujú nasatie a následne uzavretie prietoku týmto ventilom, resp. uzavretie prietoku a následne otvorenie a umožnenie nasatú kvapalinu vytlačiť von z prečerpávajúcej komory výtláčnym potrubím. Toto sa deje na základe zmeny tlaku. Ventily sú teda samoriadené, vplyvom sacieho resp. výtláčného tlaku a teda časť energie sa spotrebuje na otvorenie a uzavretie ventilu. Tieto ventily predstavujú zdroje tlakových strát, preto musia byť navrhnuté optimálne, pre čo najlepšie vlastnosti. Ventily by mali teda vykazovať malú tlakovú stratu, pri pretekaní kvapalinou. Ďalej je nevyhnutné, aby uzavretie ventilu prebehlo v čo najkratšom čase, ale aby pri uzatváraní nedošlo ku vzniku budiacich frekvencií, ktoré by mohli narušiť samotné čerpanie kvapaliny, aby nedošlo k tvorbe hluku, opotrebovaniu čerpadla a v konečnom dôsledku aj k poruche čerpadla. Samotné uzavretie by malo byť úplné, s čo najmenším spätným nasatím kvapaliny.

Konštrukcia takýchto ventilov je rozmanitá. Na samotné hradenie prietoku sa používa (podľa [25]) zväčša guľôčka, kuželka alebo klapka. Pri guľôčke a kuželke býva uzatvorenie ventilu dosiahnuté pružinou, ktorá pritláča toto teliesko na dosadacie sedlo a tým prietok uzatvára, pričom pri otvorení musí tlak kvapaliny prekonať silu pružiny a tým odtlačiť uzatváracie teliesko. U spätnej klapky sa pružina nepoužíva, ale využíva sa plocha klapky. Klapka je otvoriteľná v jednom smere, pričom tlak kvapaliny pôsobí na plochu klapky a tým ju otvorí, pri malých treniach v uložení klapky.

V našej štúdií sme zvolili spätný ventil, ktorý pozostáva z uzatváracieho telieska vo vnútri ventilu. Pre jednoduchosť sme nepoužili pružinu. Teliesko bude uzatvárané vplyvom tlaku v prečerpávajúcej oblasti. Na vymedzenie polohy telieska sú vytvorené po obvode vnútornej plochy ventilu rebrá. Tie zabezpečujú správnu polohu telieska po obvode, ako aj dosadaciu plochu, pre doraz telieska, pri otvorení ventilu.

Zvolili sme (podľa [25]) niekoľko variant tvaru a veľkosti telieska, ako aj vnútornej časti ventilu, ktoré sme optimalizovali pomocou softvéru FLUENT, slúžiaceho na výpočtové modelovanie prúdenia. Tento program sme využili aj na zistenie hodnoty tlakovej straty ventilu, ktorá by bola potrebná, pri výpočte celkových strát čerpadla. Ako výpočtovú rýchlosť sme dosadili rýchlosť pred ventilom, ktorá bola stanovená z prietoku a plochy prírodného potrubia na hodnotu $v = 2,38 \text{ m/s}$

Modely ventilov, ako aj celý návrh čerpadla sme modelovali v 3D softvéri Solid-Works. V ňom sme vymodelovali celé teleso ventilu, ako aj prietokový objem, ktorý sme ďalej použili v programe Gambit. V tomto programe sme vytvorili výpočtnú sieť, ako aj okrajové podmienky, ktoré sú potrebné na samotný výpočet. Všetky modely sú vytvorené symetricky, čo nám dovoľovalo použiť symetrické podmienky pre programy Gambit a FLUENT. Vďaka symetrii sme mohli pre výpočet použiť len jednu tretinu, resp. štvrtinu modelu, pričom ďalšie dve, resp. tri boli dopočítané programom. Tým sme ušetrili počet buniek a teda aj výpočtný výkon a následne potrebný výpočtný čas. Pre kvalitu siete je nevyhnutné dosiahnuť potrebné množstvo buniek a optimálne rozloženie v celom objeme. Všetky výrezy modelov obsahovali do 300 000 buniek, čím sme zaručili dostatočné množstvo.

V programe FLUENT sme ako prúdiace médium použili vodu, nakoľko modelovanie prúdenia krvou by bolo príliš náročné, z dôvodu náročných matematických modelov krvi a parametrov, ktoré ovplyvňujú jej vlastnosti. Pre priblíženie, sme ale zmenili dynamickú viskozitu u modelu vody na priemernú hodnotu krvi, čo predstavoval približne 3 – násobný

nárast, oproti viskozite vody. Predpokladali sme stacionárne a laminárne prúdenie.

V skutočnosti bude prúdenie nestacionárne a pri aplikáciách, na ktoré čerpadlo možno použiť turbulentné. Pri prúdení krvi v ľudskom tele je prúdenie problematickejšie. V ľudskom tele je prúdenie pulzačného charakteru. Niektoré publikácie uvádzajú ([32], [10]), že typ prúdenia v ľudskom tele nie je jednoznačný a pri určitých prípadoch môže byť prúdenie i pri vysokých Reynoldsových číslach laminárne.

Keďže celkové rozmery čerpadla by mali byť čo najmenšie, volili sme priemer vstupného aj výstupného potrubia do ventilu resp. z ventilu $\phi 8\text{mm}$. Ďalšie rozmery sa menili v závislosti na jednotlivých úpravách.

U ventilu 1, obr. 3.4, sme počítali s dĺžkou kuželky 18 mm. Priemer v strede kuželky $\phi 10\text{mm}$. Vnútorňa časť ventilu obsahuje 3 vodiace rebrá symetricky rozložené po obvode kuželky na zaistenie stability a tri rebrá pootočené od vodiacich o 60° , slúžiace ako doraz pre otvorenú polohu ventilu, taktiež symetricky rozložené po obvode. Pre jednoduchosť neobsahuje prvá verzia rádiusy, s tým bude spojená aj väčšia tlaková strata. Na obr. 3.5 možno vidieť priebeh rýchlosti cez tento ventil. U obtekaní rebier dochádza k ostrým zmenám smeru rýchlosti. Vektory modrej farby predstavujú malé rýchlosti a víry, ako môžeme vidieť aj na obr. 3.6, kde v dolnej časti dochádza k spomaleniu prúdu a vzniku vírov, ktoré možno odstrániť úpravou tvaru ventilu. Tlaková strata na ventile 1 bola v tomto prípade 3,694 Pa.

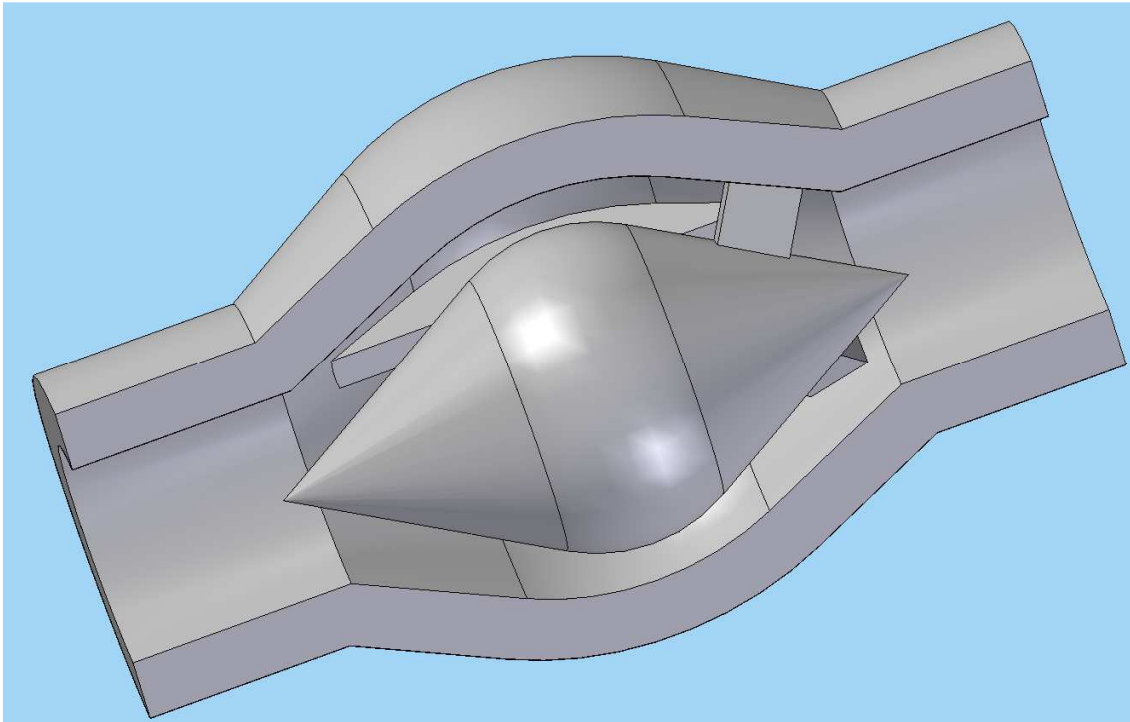
Ďalšiu verziu, ventil 2, možno vidieť na obr. 3.7. Táto verzia ventilu je s guľôčkou. Priemer guľôčky je $\phi 10\text{mm}$. Teleso ventilu ostalo bez rádiusov, dorazové rebrá boli upravené na tvar guľôčky. Predpokladané odtrhnutie od profilu (obr.3.8) nie je také výrazné, ako sme očakávali. Tlaková strata pri tomto type ventilu bola 3,493 Pa, tá bola v tomto prípade lepšia, ako u ventilu 1, preto sme pokračovali s úpravou tohto ventilu.

U ventilu 3 (obr.3.10), sme na ostré hrany aplikovali rádiusy. Rebrá na zaistenie stability a dorazové rebrá sme zlúčili, čím sme dosiahli zníženie počtu rebier a následne aj tlakovej straty. Ventil teda obsahuje len 3 rebrá. Na obr. 3.11 sú vidieť vektory rýchlosti, pri prúdení týmto ventilom, no tento priebeh sa o moc nelíši od predchádzajúcich riešení. Tlaková strata bola v tomto prípade 3,384 Pa, čo bolo len minimálne zlepšenie.

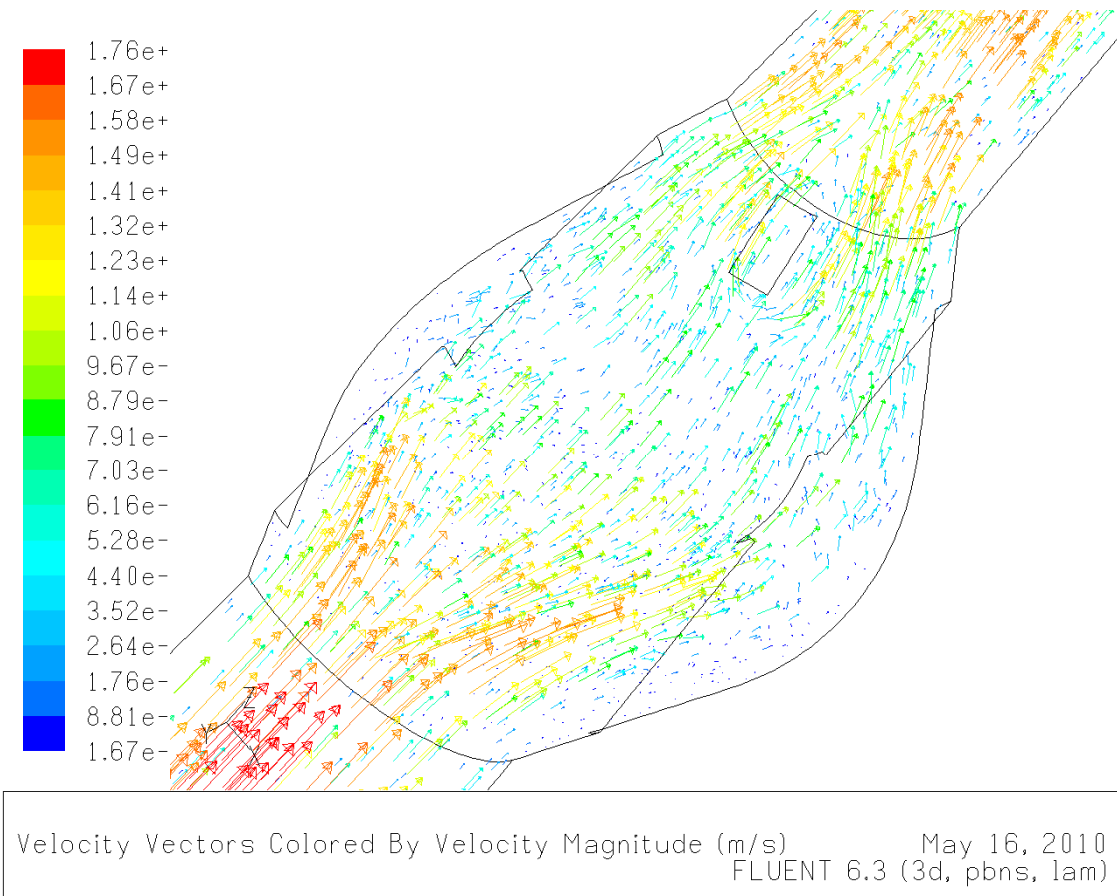
Pri ventile 4 (obr. 3.12) sme sa preto vrátili ku kuželke. Dĺžku sme zachovali na 18 mm. Priemer kuželky sme zvýšili na $\phi 11,5\text{mm}$. U tejto verzií sme použili tenšie rebrá, ale počet sme zvýšili na 4, pre vodiace aj dorazové. Tie sú teda voči sebe pootočené o 90° a majú aj iný sklon voči kuželke. Všetky ostré hrany sme zaoblili. U tohto ventilu je evidentné zlepšenie prúdenia(obr. 3.13, 3.14). Tok je rovnomerný a kvapalina kopíruje profil povrchu. Na tomto ventile je tlaková strata iba 2,036 Pa.

Ventil 5 (obr. 3.16) vychádza z ventilu 4. Jeho úprava spočíva vo zväčšení priestoru okolo obtekanej kuželky. Pri tomto type klesla tlaková strata na hodnotu 1,667 Pa. Na obr. 3.17 a 3.18 možno ale vidieť zbytočne veľký „hluchý“ priestor, kde dochádza k spomaleniu prúdenia a k tvorbe vírov. Preto ventil 4 bude vhodnejší.

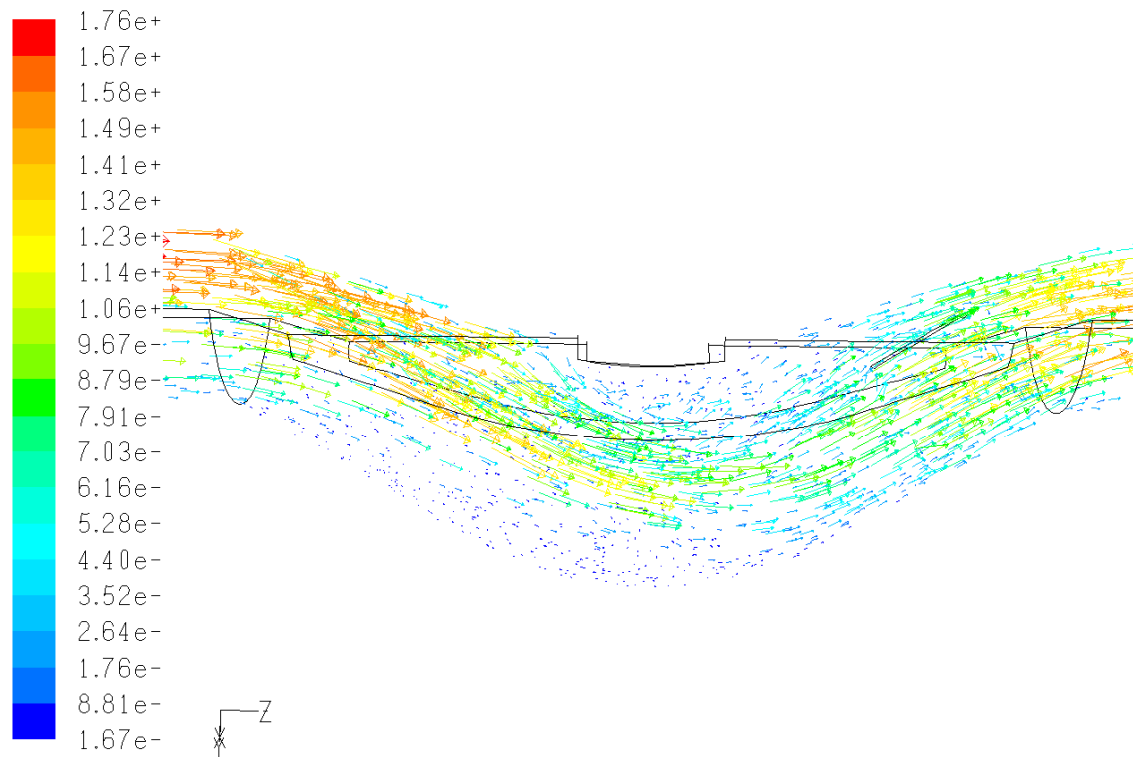
Ako spätné ventily pre čerpadlo použijeme teda ventil 4. Pri malých rozmeroch disponuje dostatočne nízkou tlakovou stratou ako aj optimálnym prúdením kvapaliny.



Obr. 3.4 Ventil 1 - rez ventilu s kuželkou bez rádiusov

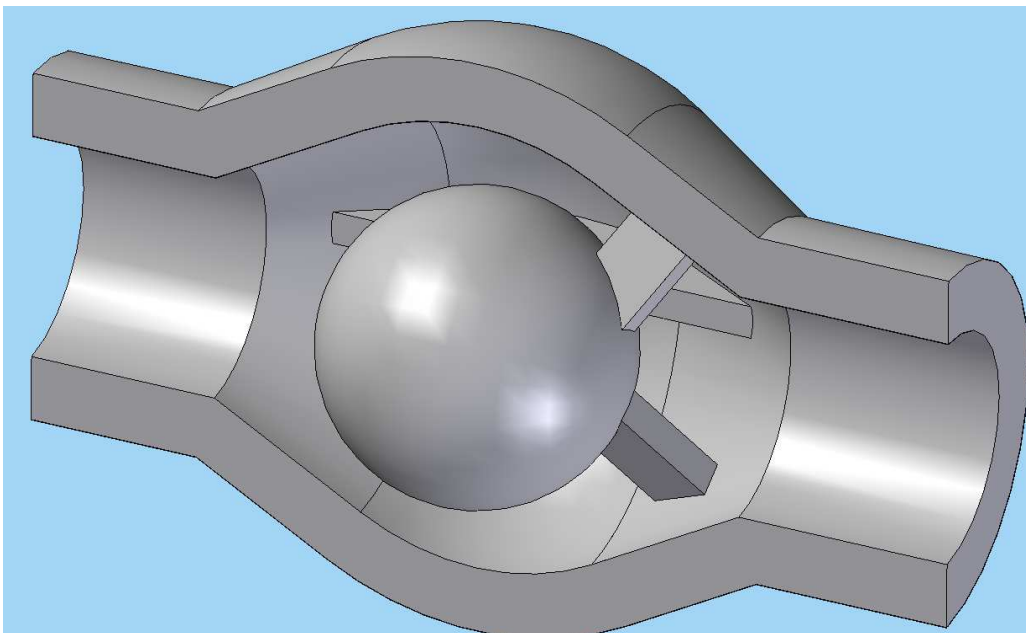


Obr. 3.5 Ventil 1 - zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z vrchu

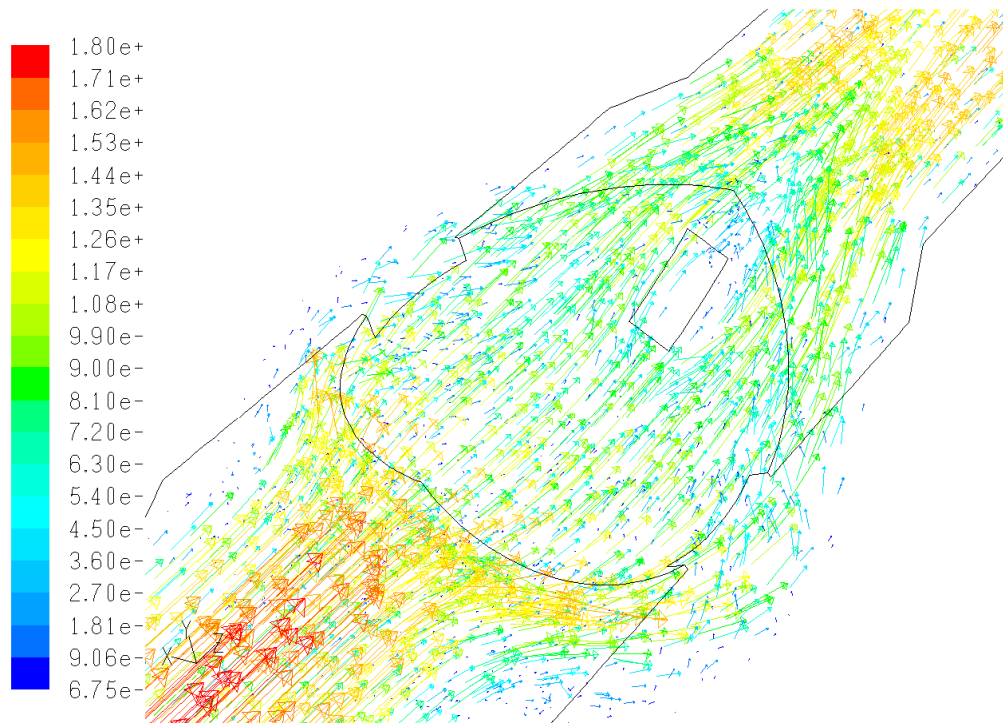


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 16, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.6 Ventil 1- zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z boku

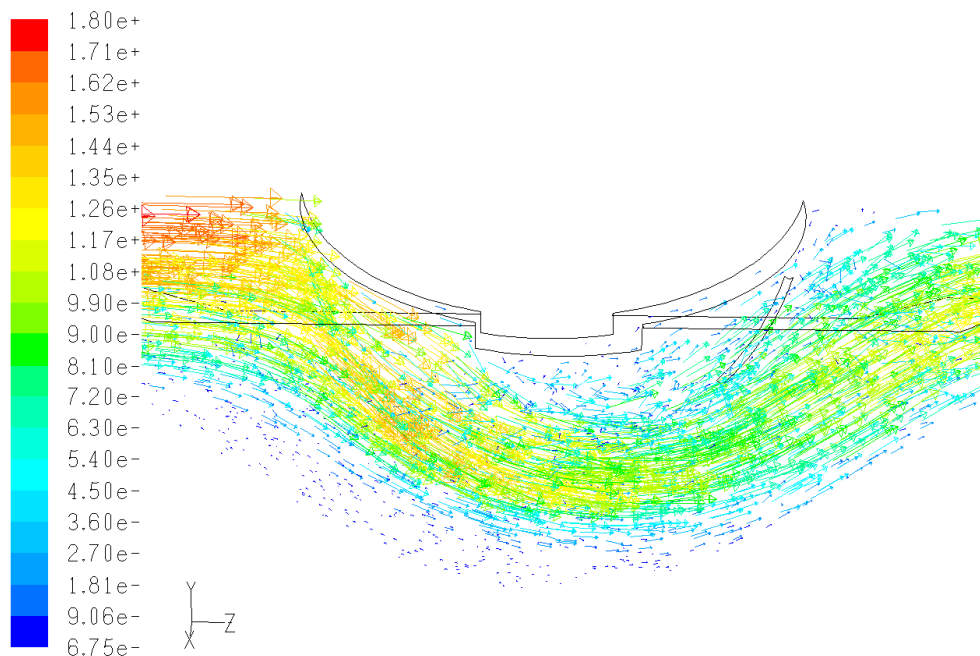


Obr. 3.7 Ventil 2 - rez ventilu bez rádiusov s guľôčkou



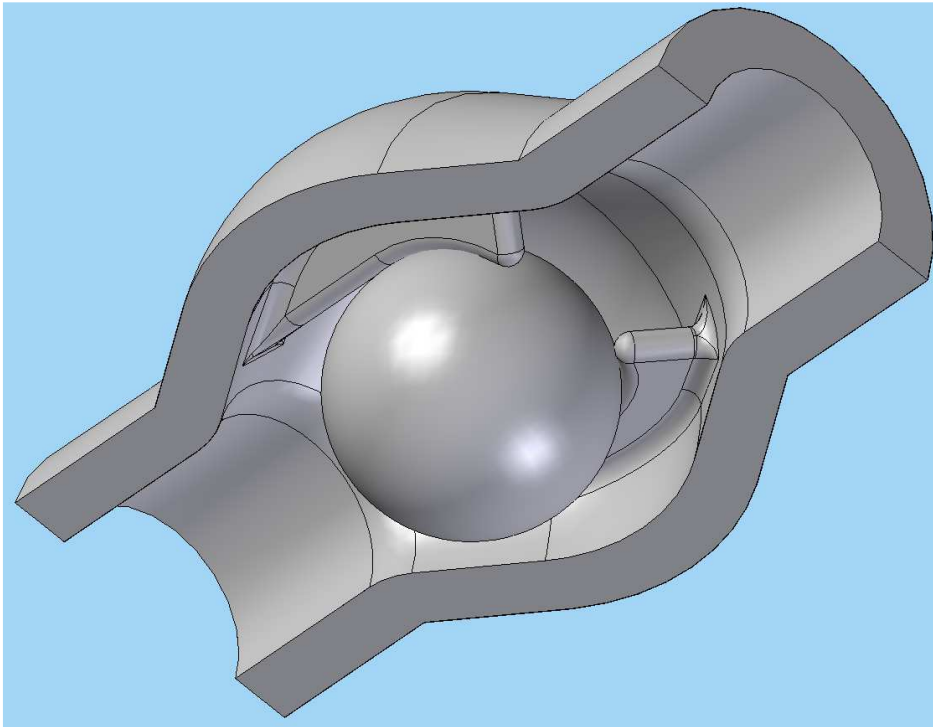
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 16, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.8 Ventil 2- zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z vrchu

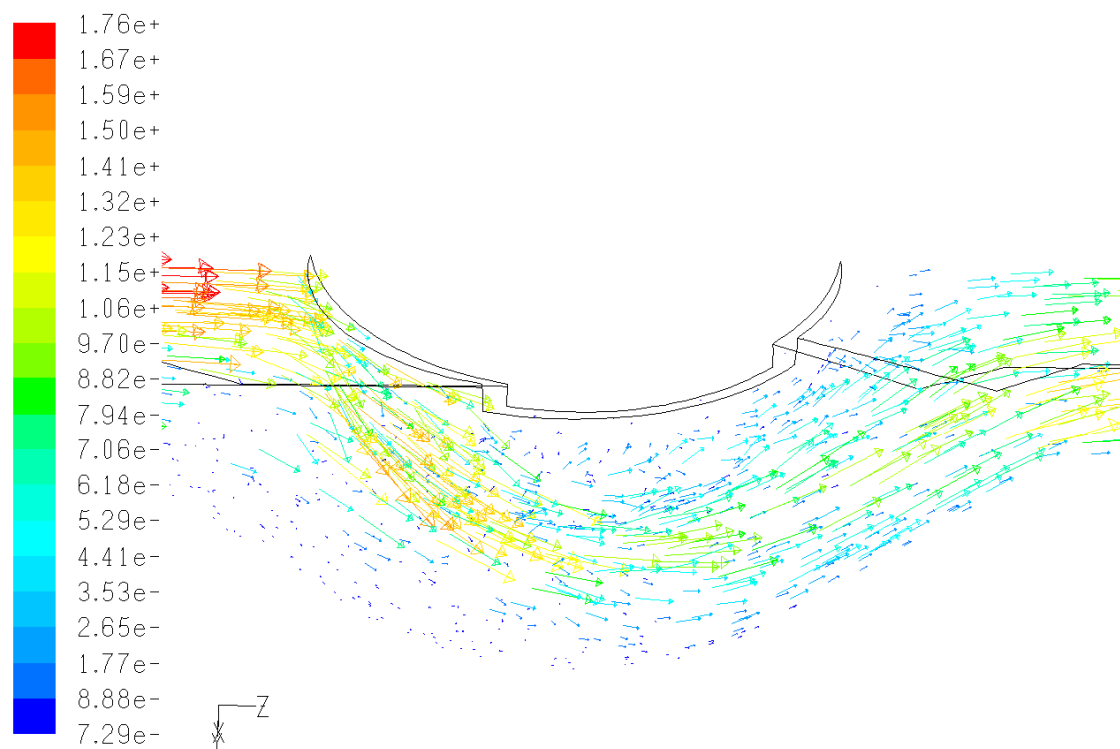


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 16, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.9 – Ventil 2 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z boku

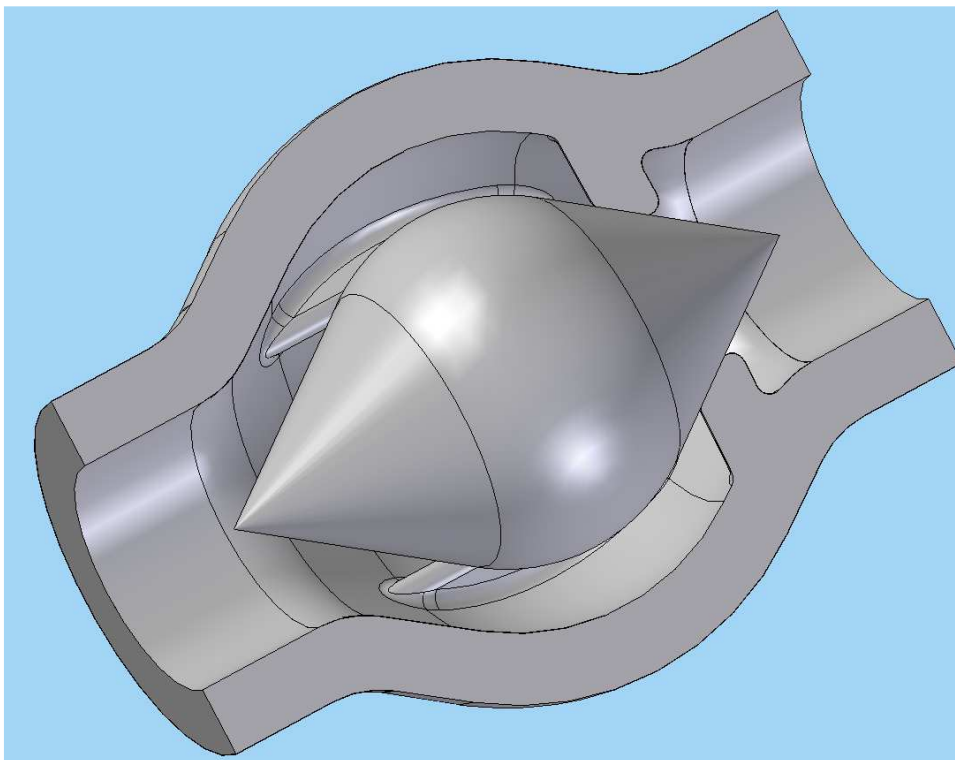


Obr. 3.10 Ventil 3 - rez ventilu s rádiusmi s guľôčkou

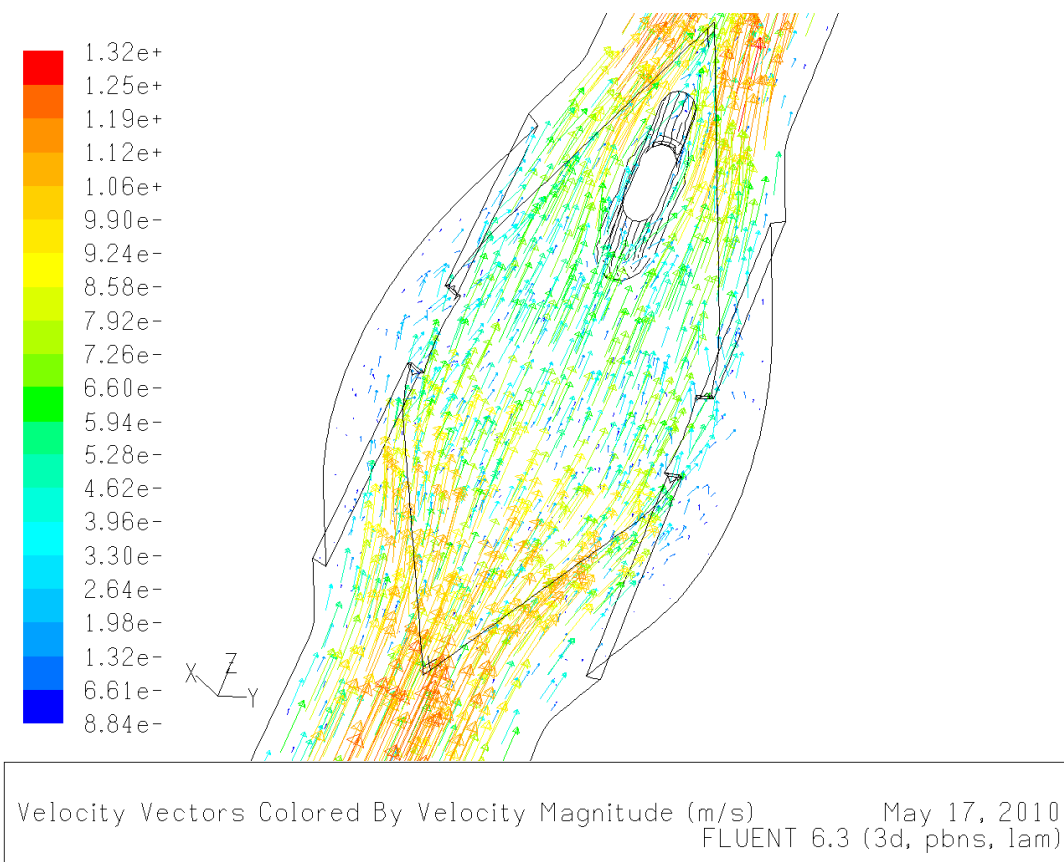


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 17, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

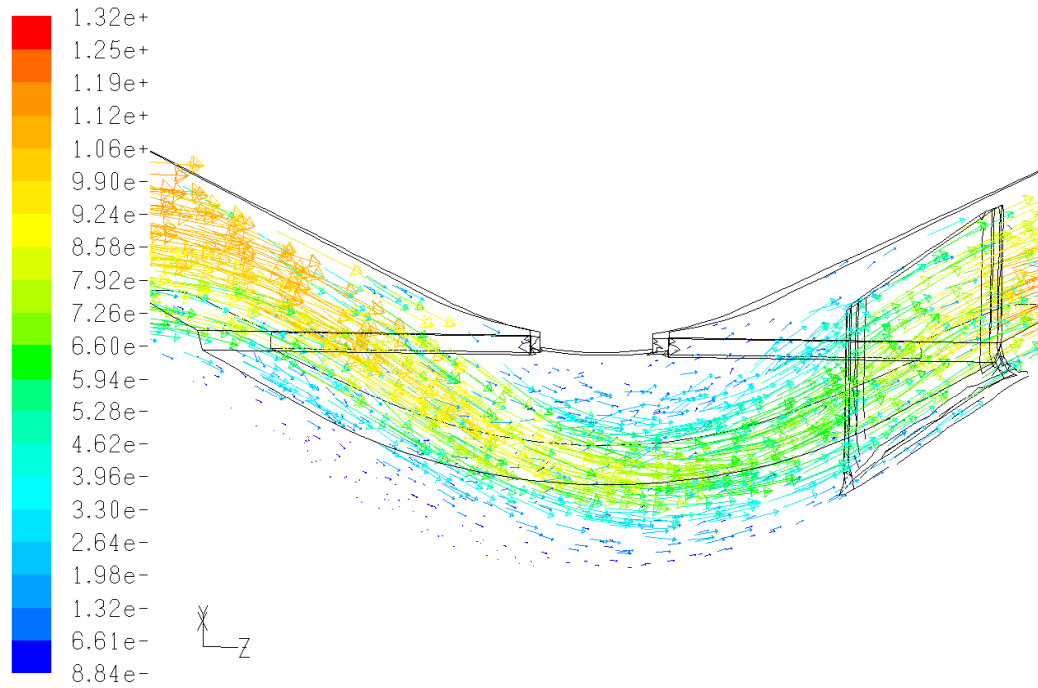
Obr. 3.11 – Ventil 3 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z boku



Obr. 3.12 Ventil 4 - rez ventilu s rádiusmi s kuželkou

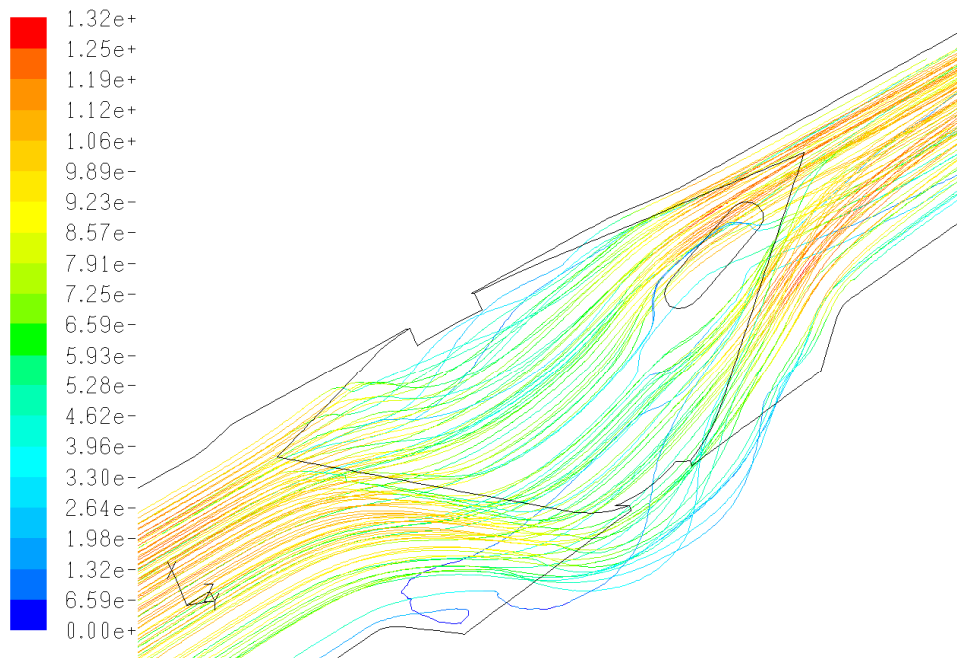


Obr. 3.13 – Ventil 4 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z vrchu



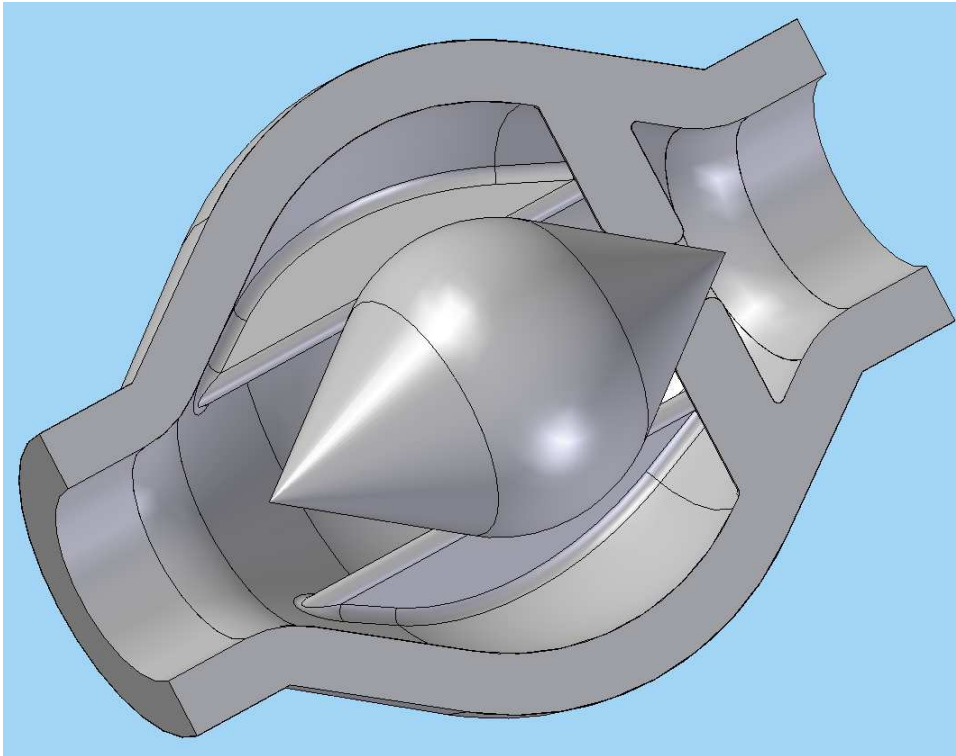
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 17, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.14 – Ventil 4 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z boku

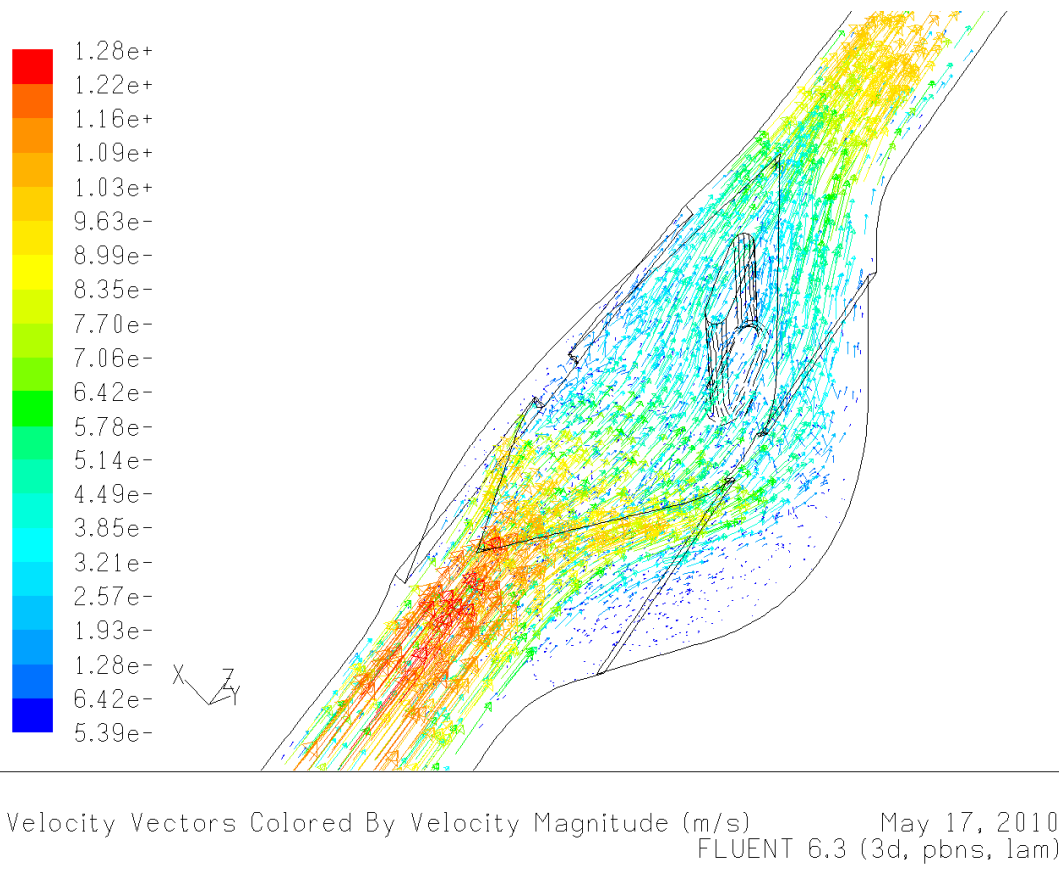


Pathlines Colored by Velocity Magnitude (m/s) May 17, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

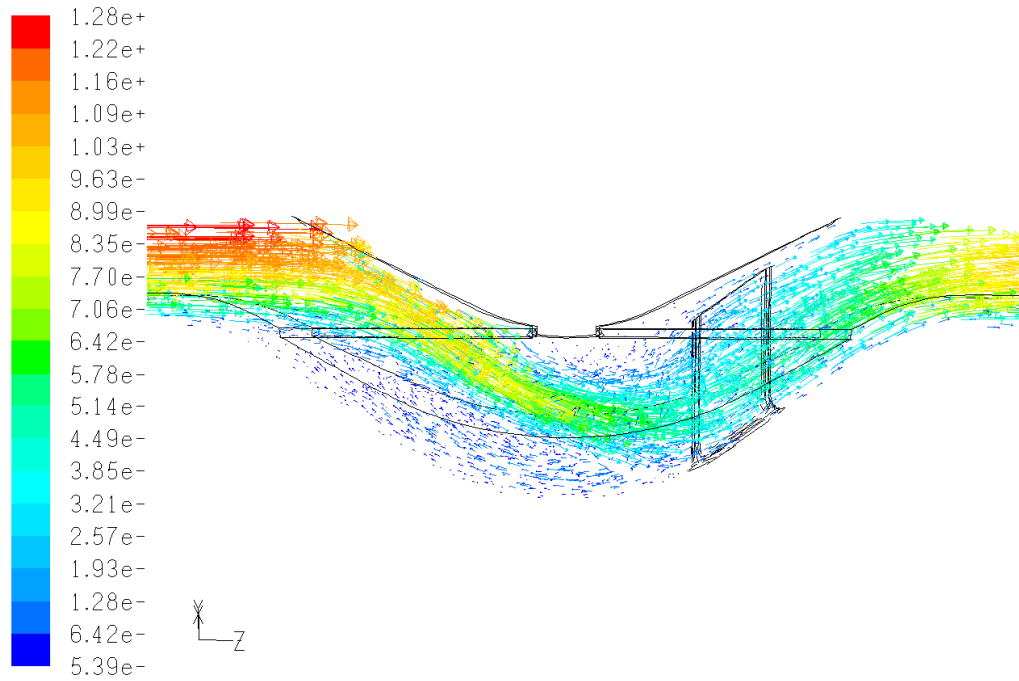
Obr. 3.15 – Ventil 4 – zobrazenie prúdnic



Obr. 3.16 Ventil 5 - rez ventilu s rádiusmi s kuželkou

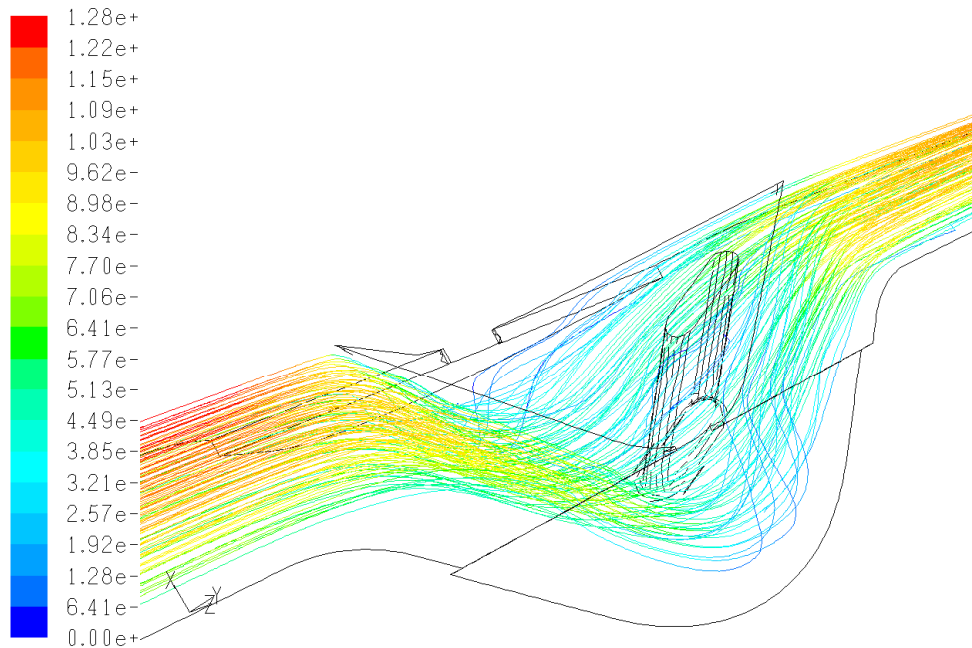


Obr. 3.17 – Ventil 5 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z vrchu



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) May 17, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.18 – Ventil 5 – zobrazenie vektorov rýchlosti – pohľad z boku



Pathlines Colored by Velocity Magnitude (m/s) May 17, 2010
FLUENT 6.3 (3d, pbns, lam)

Obr. 3.19 Ventil 5 – zobrazenie prúdnic

3.3.2 Návrh čerpadla

U samotného návrhu sme vychádzali z niekoľkých parametrov. Základným parametrom bol zadaný prietok čerpadlom. Ten bol stanovený na hodnotu $Q = 1,2 \text{ dl} / \text{s}$, s ohľadom na prietok krvi v ľudskom tele. Prietok srdcom (podľa [1]) v kľudnom stave je $5 - 6 \text{ l} / \text{min}$, to znamená $0,8 - 1 \text{ dl} / \text{s}$. V stave zvýšenej fyzickej záťaže to môže byť $25 - 30 \text{ l} / \text{min}$, tzn. $4 - 5 \text{ dl} / \text{s}$.

Naša hodnota teda odpovedá kľudnému stavu až mierne zvýšenej aktivity. Na tomto objeme teda záležal aj rozmer samotného piestu. Objem vytlačenej kvapaliny sa bude rovnáť objemu pohybujúceho sa piestu v prečerpávajúcej komore. Na základe tohto konštatovania a za predpokladu dostačujúceho výkonu sme vybrali lineárny motor.

Lineárny motor môže mať rôzne prevedenie. My sme potrebovali také, aby spĺňalo podmienku čo najmenších rozmerov, pri dodržaní požadovaného prietoku. To sa dá doceliť niekoľkými spôsobmi. Pri určovaní samotnej veľkosti piestu, sa dá vychádzať z priemeru piestu a jeho činnnej dĺžky, nakoľko objem valca môžeme vypočítať podľa vzťahu:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L$$

kde D je priemer piestu a L je jeho dĺžka, ktorá sa podieľa na čerpaní.

Objem V je teda činný objem a čiže prietok čerpadlom. Je teda potrebné počítat ešte s dĺžkou piestu, ktorá sa nebude podieľať na samotnom čerpaní, ale bude zo statora motoru prečnievať z konštrukčného dôvodu motora.

Ďalšou voľbou je vhodne zvolená frekvencia pohybu piestu, čiže frekvencia, pri ktorej bude splnená podmienka požadovaného prietoku.

Tieto tri parametre, teda priemer piestu D , činná dĺžka piestu L a frekvencia pohybu piestu f , sú premenné, ktoré môžeme vzájomne upravovať a tým zvoliť vhodný lineárny motor. Hlavnou podmienkou, bola pre nás kompaktnosť prevedenia. Ďalšou podmienkou bolo nájsť dvojčinný motor, ktorý by pracoval súčasne pre dve prečerpávajúce komory. Jednou z mála vhodných možností, bol lineárny motor Faulhaber LM 2070 (podľa [6]).

Je to dvojčinný lineárny motor s priemerom piestu $D = 12 \text{ mm}$ a dĺžkou piestu $L = 134 \text{ mm}$, pričom je schopný sa vysunúť na strany v rozmedzí $\pm 20 \text{ mm}$ pri maximálnej rýchlosti až $v = 2,6 \text{ m} / \text{s}$. Je napájaný nízkym napätím 24 V s jednosmerným prúdom a jeho riadiaca jednotka je taktiež malých rozmerov.

Jeho rozmery statora sú $70 \times 20 \times 28$, čo sú vhodné rozmery na naše použitie. Pri uvedených rozmeroch piestu, je teda frekvencia f , pri ktorej dosiahne prečerpávaného objemu

$Q = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$ podľa vzťahu rovná:

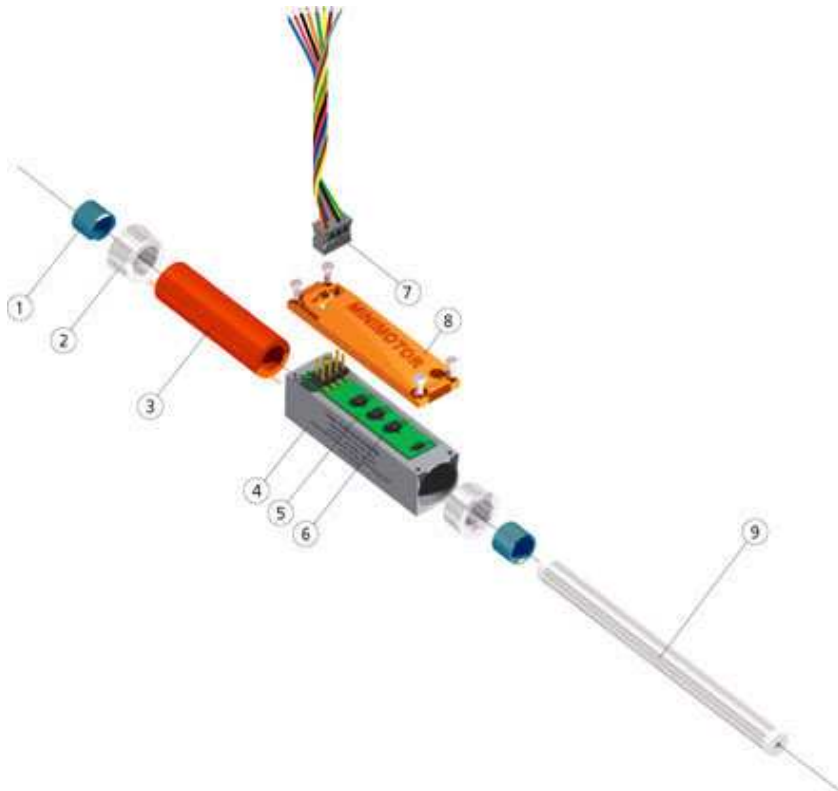
$$f = \frac{Q}{V} = \frac{4Q}{\pi D^2 L} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 0,020} = 53,05 \text{ Hz}$$

kde Q je prietok čerpadlom a V je činný objem piestu.

To je frekvencia, kedy piest z východzej polohy prejde do maximálnej výchylky a vráti sa na pôvodnú polohu. Keďže je ale dvojčinný, táto činnosť sa bude následne opakovať na strane druhej. Pri zvolenej konštrukcii, kedy čerpadlo bude mať jeden vstup a jeden výstup pre obe komory, bude skutočná frekvencia, potrebná k prečerpaniu kvapaliny Q objemom piestu V teda:

$$f_s = \frac{f}{2} = 26,525 \text{ Hz}$$

Pri tejto frekvencii dosiahne motor požadovaného prietoku. Na obr. 3.20 môžeme vidieť tento motor v rozložnom stave.



Obr. 3.20 Pohľad na rozložený lineárny motor Faulhaber LM 2070 [6]

1 – klzné ložisko, 2 – vedenie, 3 – cievka, 4 – teleso motora, 5 – plošný spoj, 6 – Hallov senzor, 7 – kontakty a konektor, 8 – predný kryt, 9 – tyč s magnetom

Pri určení výtlačného tlaku a tlaku na saní čerpadla, môžeme vychádzať zo vzťahu pre výpočet statického tlaku:

$$p = h\rho g$$

kde h je výtlačná resp. sacia výška, ρ je hustota čerpanej kvapaliny a g je tiažové zrýchlenie. Pre saciu výšku sme mali zadanú hodnotu $h = 0,4m$ a pre výtlačnú výšku $h = 1,5m$.

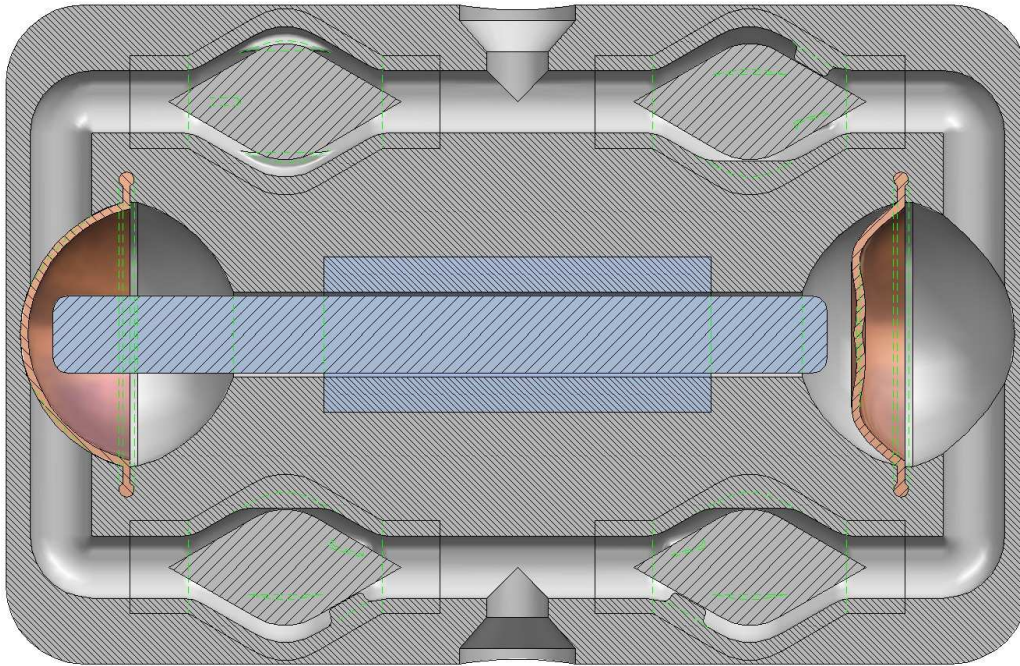
Nemenej dôležitou časťou, pri samotnom návrhu čerpadla je pracovné médium. To je medzínkou medzi pohybujúcim sa piestom a samotnou membránou, čiže bude slúžiť na prenos energie z piestu na prečerpávanú kvapalinu. Takýmto médium by mohla byť nízkoviskózná kvapalina alebo plyn. Vhodnou kvapalinou by mohol byť nízkoviskózný olej. Keďže bude motor ponorený v tejto kvapaline, mala by byť izolantom. Takýmto olejom by mohol byť napr. transformátorový olej, ktorý by tiež prispel k chladeniu čerpadla.

Ako plyn by mohlo byť použité hélium. (podľa [3]) Má nízku viskozitu a dobrú tepelnú vodivosť. Je nehorľavé a nekorozívne. Hélium má ale malý elektrický odpor, a teda dobre vedie elektrický prúd. Z tohto dôvodu by sa muselo vinutie a všetky kontaktné časti ošetriť izolujúcou látkou. Výber vhodného média, je teda kompromisom medzi jeho vlastnosťami.

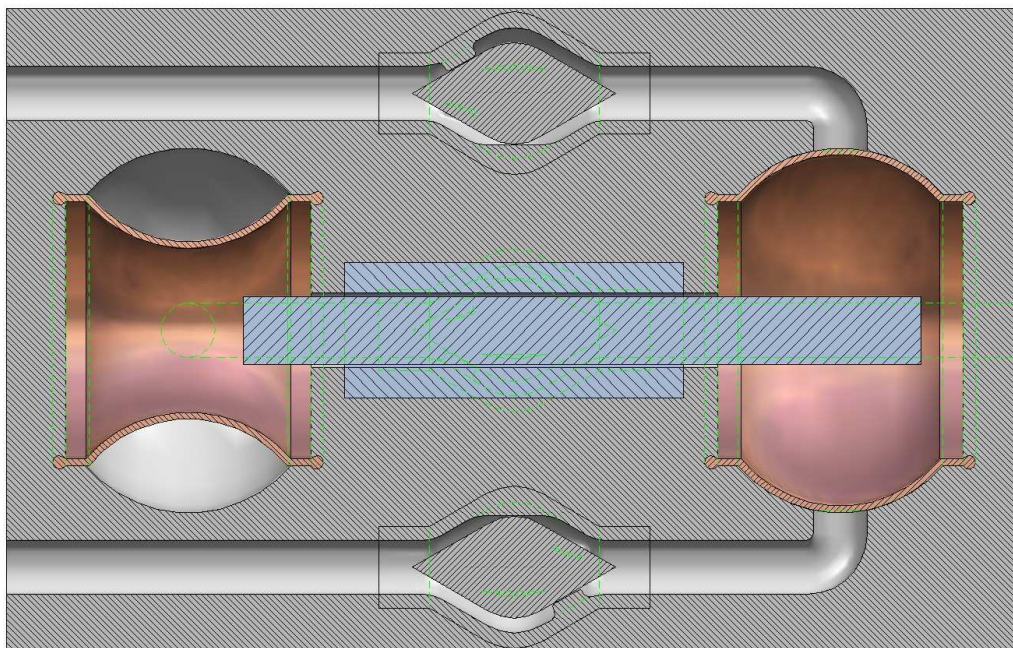
Dôležitou časťou je aj samotný materiál membrány. Predpoklad našej membrány je veľmi malá hrúbka pri schopnosti veľkej deformácie. Je to v podstate akýsi vak, ktorý iba oddeľuje pracovnú oblasť od prečerpávajúcej. Z tohto pohľadu bude najvhodnejší materiál plast, ako napr. polyetylén.

Pre tieto parametre a vybraný lineárny motor sme sa snažili zvoliť vhodnú konštrukciu čerpadla. Vývoj bol postupný. Jednotlivé návrhy sa neustále menili a vylepšovali.

Prvú koncepciu vidieť na obr. 3.21. V reze čerpadla vidíme v strede telesa vysunutý lineárny motor vľavo. Membrána je tlačaná od piestu v ľavej prečerpávajúcej oblasti a tým vytlačá kvapalinu cez výtlačný ventil umiestnený v ľavom dolnom rohu. Membrána v pravej prečerpávajúcej oblasti je stiahnutá k piestu a tým je kvapalina nasávaná cez sací ventil v pravom hornom rohu. Táto koncepcia počítá s jedným vstupom a výstupom do čerpadla resp. z čerpadla.



Obr. 3.21 Rez návrhu prvej koncepcie čerpadla

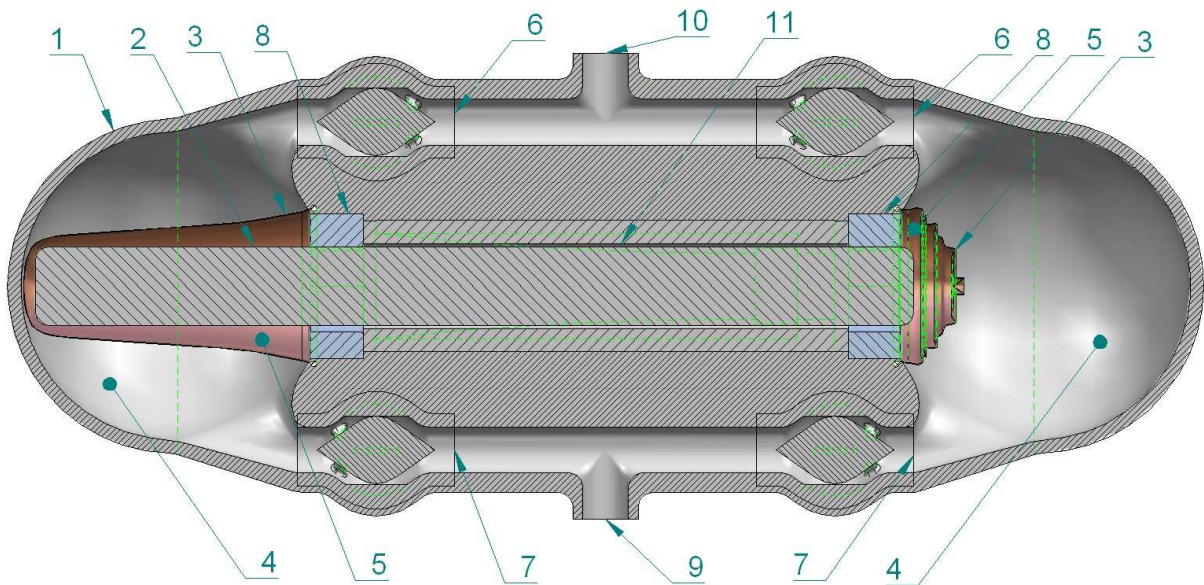


Obr. 3.22 Rez návrhu druhej koncepcie čerpadla

Druhá koncepcia (obr. 3.22) je založená na valcovom type membrány. Táto membrána je akoby valec, ktorý je vplyvom tlaku od piestu naťahovaný alebo sťahovaný. Pracovná komora v pravej časti je vyplnená membránou a tá vytláča kvapalinu cez horný výtlačný ventil. Dolný sací ventil je uzavretý. Je to koncepcia, ktorá počíta s dvoma samostatnými vstupmi a výstupmi, čiže každá komora má jeden vstup a jeden výstup. Oba ventily, ako aj vstup a výstup pre druhú komoru sú uložené v rovine, pootočenej o 90° od roviny rezu viditeľnom na obr. 3.22. Vstupné a výstupné potrubie smerujú do/od tejto komory na pravú stranu.

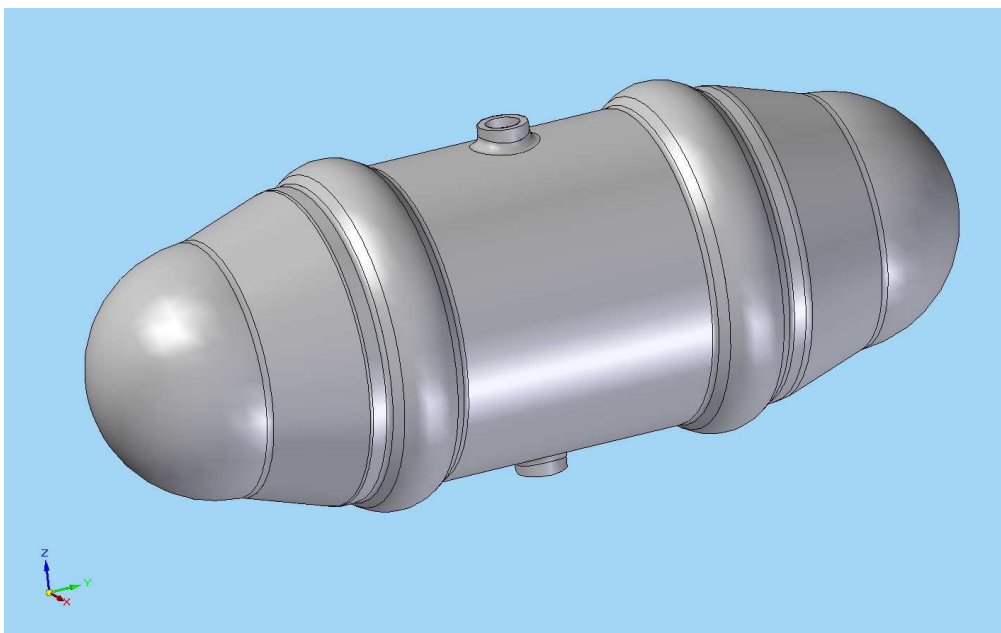
Z týchto koncepcií sme vychádzali a model ďalej upravovali.

Prvú konštrukčnú variantu možno vidieť na obr. 3.23. Je to varianta s jedným vstupom 9 a jedným výstupom 10. Pracovné komory 4 majú guľový tvar, ako možno vidieť na obr. 3.23 a 3.24. piest motora 2 je vysunutý v polohe vľavo. Tým membrána 3 vytláča kvapalinu cez výtlačný ventil 6. V pravej prečerpávajúcej komore 4 je membrána 3 stiahnutá, pričom nasáva kvapalinu cez sací ventil 7. Dĺžka čerpadla je 182,5 mm a výška 71 mm, čerpadlo teda dosahuje malých rozmerov. Lineárny motor je vsadený do telesa čerpadla. Aby bola zaručená sústrednosť motora, piest je uložený vo vedeniach 8. V tejto variante sme použili optimalizovaný ventil 4 (kap. 3.3.1).



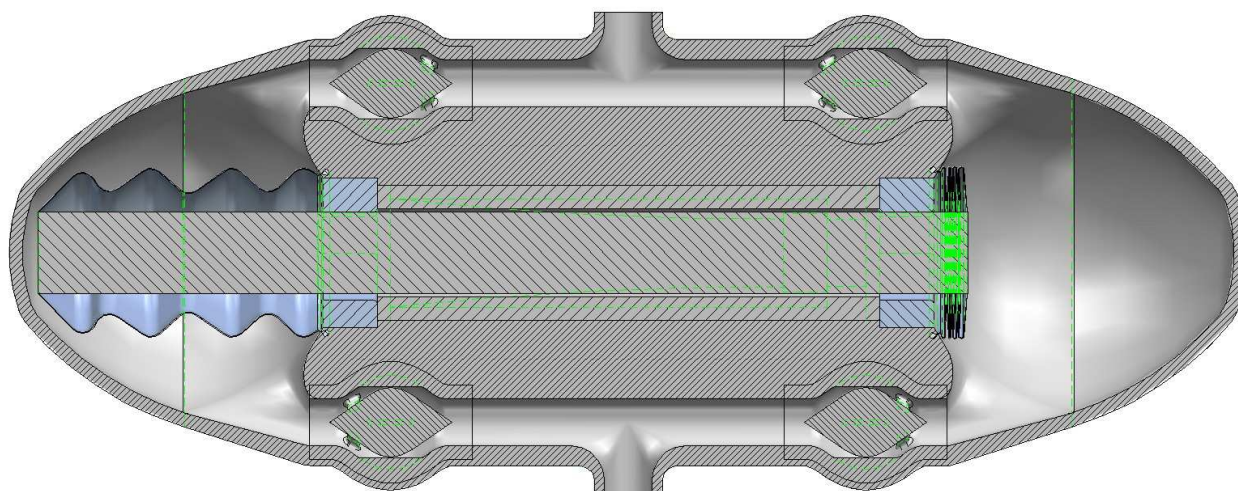
Obr. 3.23 Varianta 1 – rez čerpadlom

1 – teleso čerpadla, 2 – piest motora, 3 – membrána, 4 – prečerpávajúca komora, 5 – pracovná komora, 6 – výtlačný ventil, 7 – sací ventil, 8 – vedenie piestu, 9 – vstup čerpadla, 10 – výstup čerpadla, 11 – špára medzi piestom a statorom čerpadla

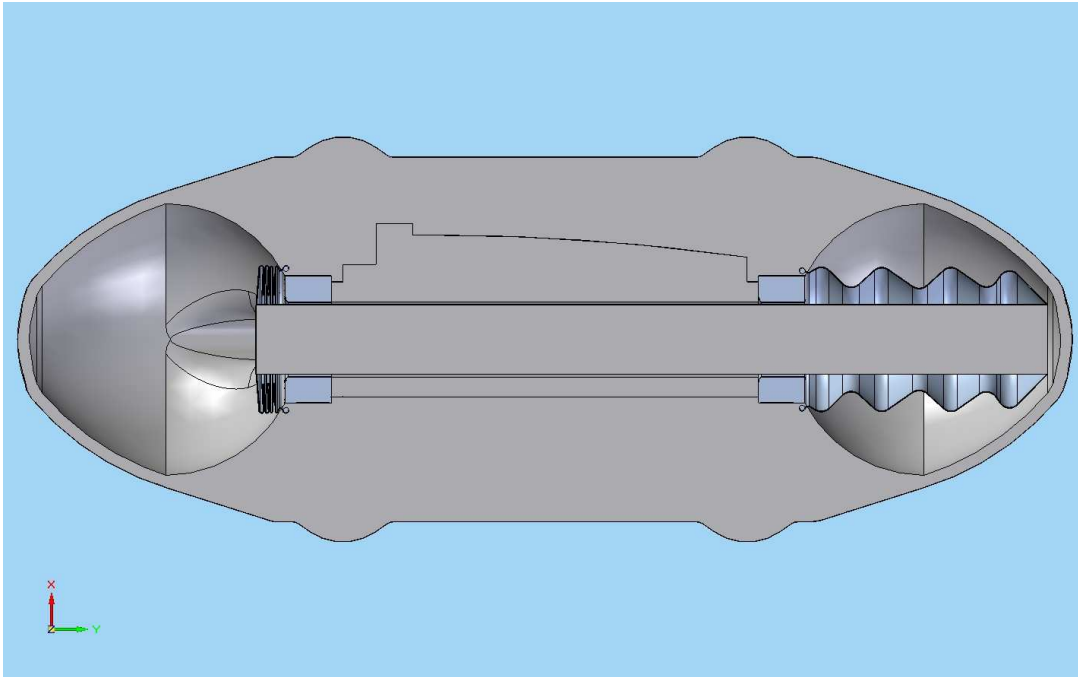


Obr. 3.24 Varianta 1 – priestorový pohľad na čerpadlo

Druhá konštrukčná varianta (obr. 3.25) vychádza z varianty 1. Upravené sú prečerpávajúce komory 4. Ako aj u varianty 1, aj v tejto variante sú použité optimalizované ventily. Namiesto membrány 3 je použitý vlnovec, ktorý zaujíma rovnakú úlohu. Na obr. 3.25 je piest vysunutý na ľavej strane, ku ktorého koncu je pripojený vlnovec. Druhý koniec vlnovca je pripojený na telesa čerpadla, ako to bolo u varianty 1 s membránou. Materiál vlnovca je vhodne zvolený a technologicky upravený, aby bol schopný sa poskladať pri stlačení, ako to možno vidieť v pravej prečerpávajúcej komore na obr. 3.25, príp. by sa musela zmeniť dĺžka piestu, resp. jeho krajná pozícia tak, aby sa do nej stlačený vlnovec zmestil. Obr. 3.26 predstavuje rez, ktorý je pootočený o 90° voči rezu zobrazenom na obr. 3.25. Na obr. 3.26 vidíme profil lineárneho motora. Motor je vsadený do telesa čerpadla a tým je zaistená jeho poloha.

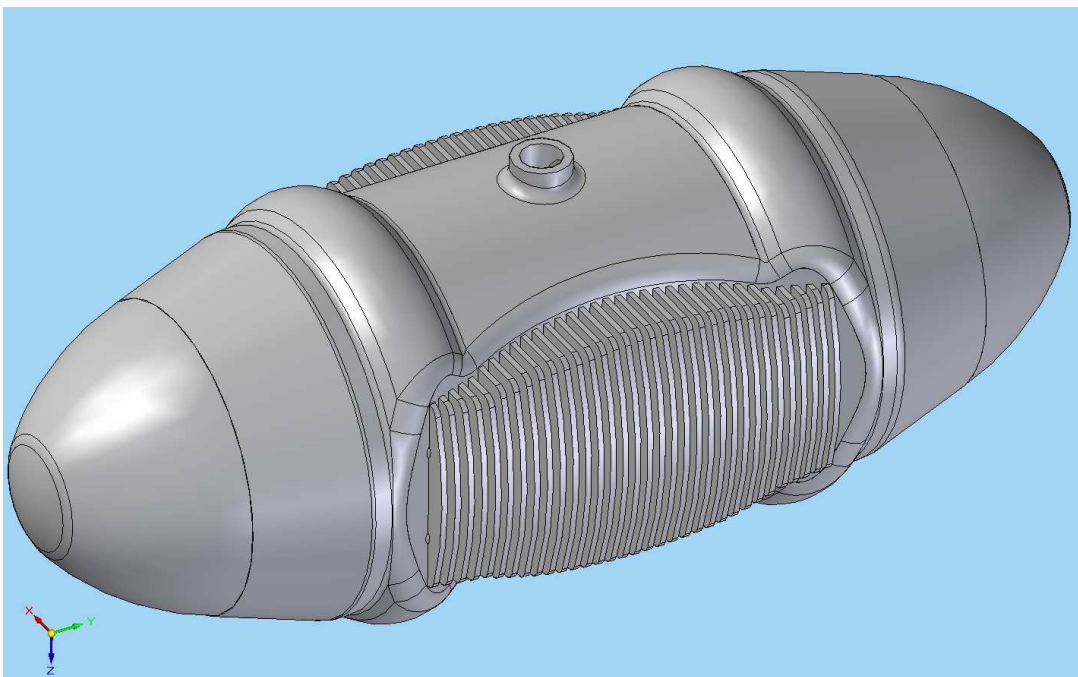


Obr. 3.25 Varianta 2 – rez čerpadlom



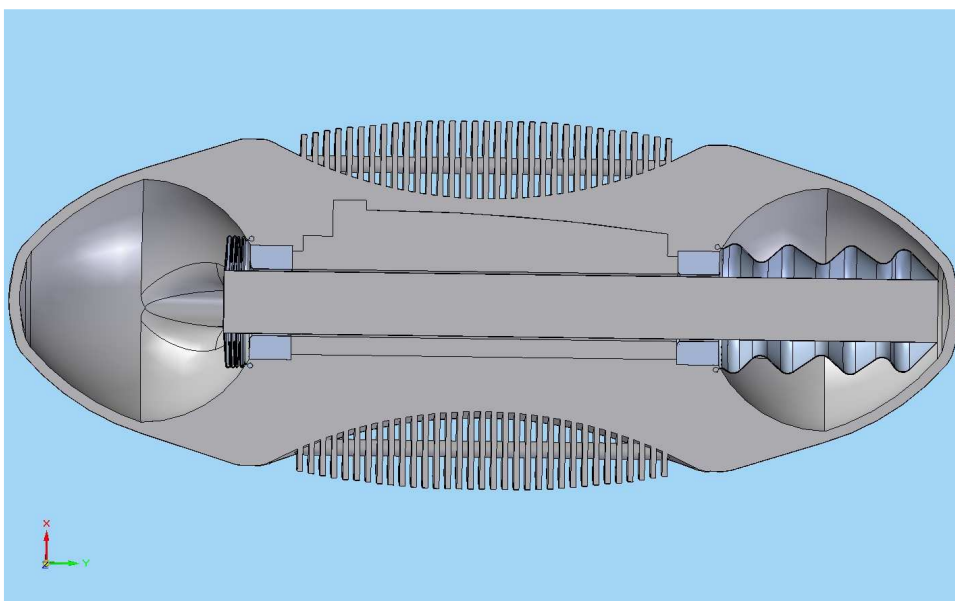
Obr. 3.26 Varianta 2 – rez čerpadlom, profil motora

Varianta 3 (obr. 3.27) vychádza z druhej varianty. Vnútro čerpadla je zachované. Na obr. 3.26 je vidieť, že v okolí lineárneho motora je nevyužitý priestor. V tejto variante sme teda priestor využili na chladenie čerpadla. V kap. 2.5 je popis chladenia a využitie tepelných trubíc, ktoré sme aplikovali pri tomto návrhu. Obr. 3.27 ukazuje, že po bokoch sú výrezy, do ktorých sme vsadili chladiace rebrá. Vznikajúce teplo prestupuje postupne rebrami a to je odoberané do okolia vplyvom prechádzajúceho vzduchu medzerami medzi rebrami.

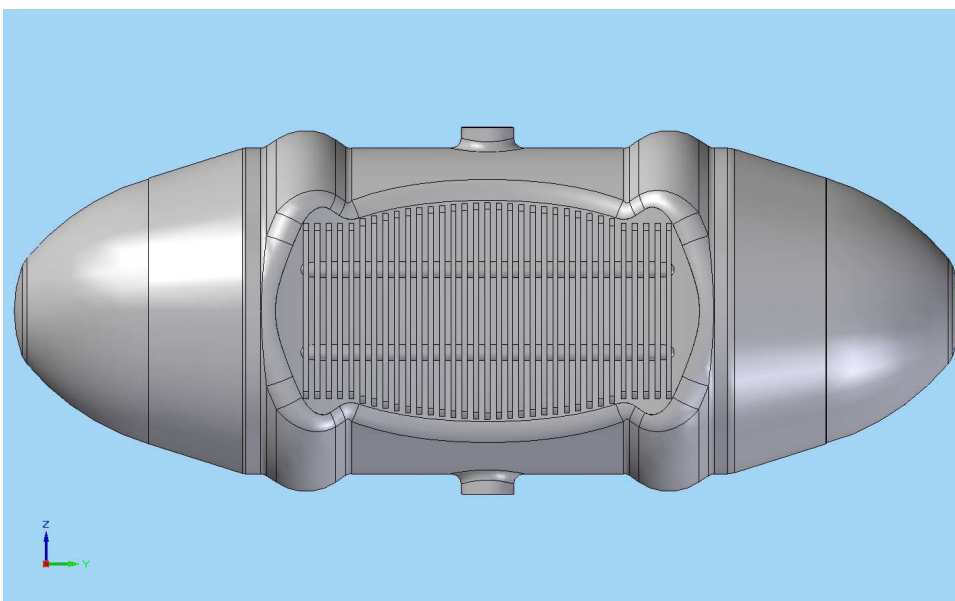


Obr. 3.27 Varianta 3 – priestorový pohľad na čerpadlo

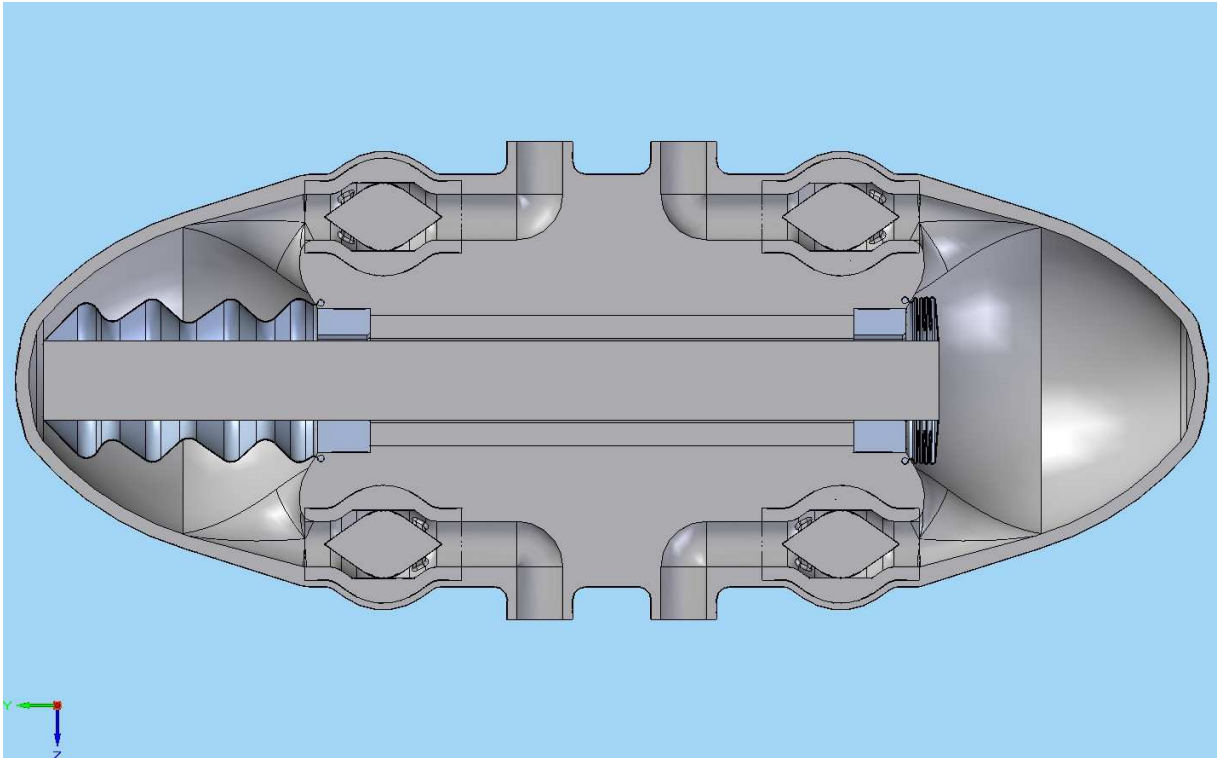
Ako možno vidieť na obr. 3.28 prechod tepla na rebrovanie je posilnený tepelnými trubicami. Samotné usporiadanie trubíc je možné viacerými spôsobmi. V našom návrhu nie je presné vsadenie do telesa určené. Pre presné určenie zdroju tepla, by bolo treba zistiť tepelnú bilanciu čerpadla a zistiť, v ktorých miestach sa vytvára najväčšie teplo. V týchto miestach by sa potom umiestnil koniec trubice. Druhý koniec by mohol končiť na poslednom rebre alebo pokračovať do telesa smerom k druhej prečerpávajúcej komore. Rebrowanie je symetrické na oboch stranách. Pri použití dvoch trubíc, ako je vidieť na obr. 3.29, je možné, aby trubice odoberali teplo na jednej strane z ľavej komory, na strane druhej z pravej komory alebo striedavo na jednej strane pre obe komory a totožne na strane druhej. Počet trubíc ako aj veľkosť rebrier by sa muselo zistiť tepelným výpočtom a samotným návrhom chladiča.



Obr. 3.28 Varianta 3 – rez čerpadlom, zobrazenie rebrier



Obr. 3.29 Varianta 3 – pohľad na tepelné trubice chladiča



Obr. 3.30 Varianta 4 – rez čerpadlom

Varianta 4 vznikla úpravou varianty 3. Samotné riešenie chladenia je totožné, ako u varianty 3. Na obr. 3.30 je vidieť vnútorné usporiadanie. Rozloženie ostalo rovnaké. Čerpadlo sme ale upravili na dva vstupy a dva výstupy. Teda každá komora má svoj vstup aj výstup. Čerpadlo bolo navrhované pre prietok, ktorý sa dosiahol súčtom prietokov z oboch komôr. Pre dosiahnutie rovnakého prietoku každou komorou, by sa musela frekvencia motoru zdvojnásobiť. Pre polovičný prietok, nám ale takéto usporiadanie umožňuje čerpať dve rôzne kvapaliny jedným čerpadlom. Pri potrebe dosiahnuť odlišných prietokov v každej komore by bolo nevyhnutné túto variantu ešte upraviť. Úpravou piestu, teda zmenou dĺžky na jednej strane, príp. zmenou priemeru by sa zmenil čerpaný objem a tým by sme dosiahli rôzne prietoky v prečerpávajúcich komorách. Takéto riešenie by bolo vhodné ako náhrada za ľudské srdce, nakoľko to zásobuje dva obehy o rôznom prietoku.

Pri výpočtovom návrhu čerpadla by bolo potrebné vyriešiť disipačné energie, teda straty energie, v jednotlivých častiach čerpadla. A to miestne a dĺžkové straty. Dĺžkové by vznikali v priamom potrubí. Miestne straty by vznikali na ventiloch, v kolenách potrubia, v samotnej prečerpávajúcej komore, kde by dochádzalo k víreniu kvapaliny. Potom by to boli straty na membránach resp. vlnovcoch, ako zo strany pracovnej komory, tak zo strany prečerpávajúcej komory a strata v špáre, medzi piestom a statorom motora.

Dĺžková stratová merná energia je podľa [3] definovaná ako:

$$Y_{SL} = \frac{\lambda L}{D} \frac{v|v|}{2} \Rightarrow Y_{SL} = \frac{8\lambda L Q|Q|}{\pi^2 D^5}, \text{ kde súčiniteľ dĺžkových strát, pri predpoklade turbulentného}$$

prúdenia a hladkého potrubia, by sa dal určiť podľa: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log_{10} \frac{\text{Re} \sqrt{\lambda}}{2,51}$

Miestna stratová merná energia je podľa [3] definovaná:

$Y_{SM} = \zeta \frac{v|v|}{2} \Rightarrow Y_{SM} = \frac{8\zeta Q|Q|}{\pi^2 d^4}$, kde stratový súčiniteľ ζ je tabelovaný alebo zistiteľný podľa vzťahu pre konkrétnu miestnu stratu.

Straty na ventiloch, sme zistili pri optimalizácií v kap. 3.3.1. Vyčíslenie strát v špáre, medzi piestom a statorom motora by bolo problematické. Už v teoretickom výpočte v kap.3.2 sme uvažovali, že všetok prietok Q určený činným objemom piesta pretečie cez výtlačný ventil do výstupu čerpadla a teda aj celý tento objem by sa podieľal na vyplnení priestoru v oblasti medzi špárov a membránou. V skutočnosti, by ale časť kvapaliny z jednej pracovnej oblasti pretiekla špárov do druhej pracovnej oblasti. To sme v tomto pohľade zanedbávali a preto nevieme presne určiť túto stratu. Pracovná oblasť by sa musela ešte rozdeliť na tri oblasti a to tak, kde jedna oblasť by bola oblasť samotnej špáry a dve oblasti by boli definované od konca špáry po membránu. Tento pohľad by bol ale zložitejší, preto sme ho neuvažovali.

Ani vyčíslenie ostatných strát by nebolo presné. Pri konkrétnom výpočte by sme pri rýchlosti v danej singularite museli uvažovať rýchlosť piestu, z ktorej môžeme vychádzať. Rýchlosť v singularite by bola ale v skutočnosti iná. Na vyčíslenie konkrétnych strát by sa preto musel uskutočniť experiment, ktorým by sa dokázalo vhodným meraním straty zistiť.

4. Záver

V tejto práci sme sa pokúsili navrhnuť membránové čerpadlo s lineárnym motorom, s možnosťou použiť toto čerpadlo na čerpanie krvi. V začiatku práce bola spracovaná rešerš o doteraz používaných čerpadlách ako aj čerpadlách, používaných na čerpanie krvi a totálnych náhradách srdca. Zistili sme informácie o ventiloch, ktoré sa používajú na náhradu srdcových chlopní. Spracovali sme prehľad možností lineárnych pohonov a taktiež tepelných trubíc, ktoré by sa v návrhu mohli použiť na chladenie čerpadla.

Druhá časť práce pozostáva zo samotnej vlastnej štúdie membránového čerpadla. Odvodili sme teoretický výpočet, ktorý umožňuje vyhodnotenie membránového čerpadla z hľadiska výkonu piestu. Tento výpočet vychádza z princípu činnosti, ktorý bol základom aj pre ďalšie úvahy. Na základe tohto princípu vychádza aj vyhodnotenie strát. Ako je popísané v kap. 3.3.2, na presné určenie strát zvlášť straty v špáre medzi piestom a statorom motora, by bolo treba zvoliť iný pohľad na problematiku. Pre jednoduchosť sme ale vychádzali z našej koncepcie. I samotný výpočet ako taký, nie je vždy presnou metódou získania strát. Vo veľa prípadoch je nevyhnutné podrobiť sa experimentu a konkrétne straty namerať v reálnych situáciách. Aj v tomto prípade by experiment osvetlil celú koncepciu problému.

Všetky vzťahy sú teoretického charakteru, tzn., že sú použiteľné na akékoľvek parametre čerpadla, v uvedenom princípe činnosti. V práci sme teda dosiahli teoretický rozbor ako aj konštrukčný návrh čerpadla. Výpočtovým modelovaním prúdenia, sa nám podarilo optimalizovať spätné ventily, ktoré by mohli byť v čerpadle použité.

Konštrukčný návrh čerpadla vychádza z jeho základného princípu činnosti. Samotné návrhy sa v priebehu riešenia menili a postupne sme vyberali ten najoptimálnejší. Celý návrh je postavený na veľkosti zadaného motoru, ktorý sme museli vtesnať do telesa čerpadla. Pri výbere použiteľného motoru sme zistili, že pri väčších priemeroch piestu (a teda menšej sily, pôsobiacej na kvapalinu) motora sa jeho celkové rozmery neúmerne zväčšovali. Z tohto dôvodu sme vybrali kompromisné riešenie lineárneho motora. V budúcnosti sa iste zlepší pomer výkonu motora k jeho rozmerom a bude možné použiť motor s väčším priemerom piestu pri zachovaní malých rozmeroch celého motora.

Pri pokračovaní v práci, by bolo treba vyriešiť spomínané straty, najmä straty v špáre medzi piestom a statorom motora, ktoré nebudú zanedbateľné. Bolo by potrebné upraviť navrhnuté komory čerpadla, nakoľko veľkosť závisí na veľkosti piestu a vlastnostiach a tvare membrány. Tie, ako aj ostatné časti čerpadla by bolo vhodné optimalizovať pomocou softvéru na výpočtové modelovanie prúdenia. Chladenie čerpadla by bolo potrebné vhodne nadimenzovať, tzn. určiť rozmery a tvar rebrovania, príp. iného systému, ako aj počet a umiestnenie tepelných trubíc, pri ich použití. S tým súvisí aj samotný tvar čerpadla, pri ktorom by sa muselo s tvarom a veľkosťou chladenia počítať. Konštrukciu čerpadla by bolo potrebné preveriť pevnosťnými výpočtami a podľa toho návrh optimalizovať. V konečnom dôsledku by prevedenie experimentu ukázalo skutočné prúdenie a deje, ktoré by pri prúdení čerpadlom vznikali. Umožnilo by zistenie strát a overenie všetkých predpokladov.

Pri použití čerpadla na čerpanie krvi, by bolo potrebné zabezpečiť niekoľko úprav. Samotný výber princípu čerpania je z hľadiska priblíženia sa k čerpaniu srdca dobrý, nakoľko sťahovanie membrány simuluje sťah samotného srdca. U tohto typu čerpadla je výhoda samotná membrána, čím by krv neprichádzala do styku s piestom a nevznikala by hemolýza v dôsledku pretekaním špárou motora. V prvom rade by to bol materiál čerpadla, ktorý by musel mať také vlastnosti, aby vôbec, príp. minimálne ovplyvňoval vlastnosti krvi, s tým súvisí aj úprava povrchu. Tá by musela zabezpečiť hladké vnútorné steny čerpadla. Pri použití „agresívnejšieho“ materiálu by bolo vhodné naniesť na steny povlak nezmáčavého charakteru, čo by prispelo k nedegradácii krvných častíc, vplyvom priľnutí k obtekanej stene čerpadla. Rovnaké vlastnosti by mala mať aj samotná membrána. Zdokonalenie prečerpávajúcich komôr a ich optimalizácia pomocou príslušného softvéru by bola v tomto prípade nevyhnutná. Krv by sa nesmela hromadiť a mala by kontinuálne prúdiť celým objemom, akékoľvek víry a stagnácie by krv porušovalo následne by došlo k znehodnotení.

Práca bola pre mňa prínosná, nakoľko som nazrel do problematiky riešenia návrhu. Utvrdil som si teoretické vedomosti, na základe rozboru činnosti čerpadla ako aj praktický pohľad na vec, pri samotnom riešení častí a usporiadania čerpadla.

5. Zoznam použitých zdrojov:

- [1] *Biomach* [online]. [cit. 2010-05-19]. Oběhový systém. Dostupné z WWW: <http://biomach.wz.cz/ana_obeh.htm>.
- [2] ČERNÝ, Václav. II. Piezoelektrické motory - regulace a řízení. *Elektro* [online]. 2004, 1, [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <www.odbornecasopisy.cz/download/el010408.pdf>.
- [3] ČATP [online]. [cit. 2010-05-21]. Helium. Dostupné z WWW: <<http://www.catp.cz/plyny.php>>.
- [4] DEBRECZENI, Ondřej. *Potrubní technika*. Brno : VUT, FSI, 2005 [cit. 2010-05-14].
- [5] DOMINIK, J.; ŽÁČEK, P. Náhrady srdečních chlopní. *KF* [online]. 2005, 3, [cit. 2010-05-15]. Dostupný z WWW: <www.kardiologickeforum.cz/pdf/kf_05_02_03.pdf>.
- [6] FABIÁN, V. Umělá srdeční chlopeň. In *Umělé srdce a chlopně*. [cit. 2010-05-14]. Dostupné z WWW: <<http://gerstner.felk.cvut.cz/biolab/bionika2006/prednasky.php>>.
- [7] *Faulhaber : Products* [online]. 2010 [cit. 2010-05-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.faulhaber.com/n164058/n.html>>.
- [8] *Funkčné skupiny výrobných strojov : Pohony používané vo výrobných strojoch* [online]. Košice : Technická univerzita, Strojnícka fakulta, 2005 [cit. 2010-05-14]. Dostupné z WWW: <www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/13_Pohony_Vyrobnych_Strojov.pdf>.
- [9] GOLÁŇ, Petr. SAMONASÁVACÍ ČERPADLO 65-SVD . Brno, 2008. 47 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické, Fakulta strojní.
- [10] GROBELNIK, Barbara. Blood flow. [online]. 2008, [cit. 2010-05-16]. Dostupný z WWW: <www-f9.ijs.si/~krizan/sola/sempod/0708/grobelnik-predstavitev.ppt>.
- [11] GRYM, O. *Konstrukční studie sinusového čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 33s. Vedoucí bakalářské práce Prof.ing. František Pochylý, CSc.
- [12] HÁJEK, Gustav. *Čerpadla*. Praha : SNTL, 1953. 220 s.
- [13] *Heart Valve Surgery* [online]. 2008 [cit. 2010-05-15]. Mechanical Aortic Valve Replacement Options. Dostupné z WWW: <<http://www.heart-valve-surgery.com/heart-surgery-blog/2008/09/10/mechanical-aortic-valve-replacement-devices/>>.
- [14] *HHMI* [online]. [cit. 2010-05-15]. Artificial Valves. Dostupné z WWW: <<http://www.hhmi.org/biointeractive/museum/exhibit98/content/h12info.html>>.
- [15] IDMS [online]. [cit. 2010-05-14]. Centrifugal pump. Dostupné z WWW: <<http://www.idms.es/Knowledge%20Database.html>>.

- [16] KLAS, R. *Čerpadlo pro mimotělní okruh*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2000. 82 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [17] KOTLÍK, Václav. *Svět hardware* [online]. 2007 [cit. 2010-05-20]. Heatpipe: princip a konstrukce. Dostupné z WWW: <http://www.svethardware.cz/art_doc-65D63DE45D7F238AC125726C0070D361.html>.
- [18] *Lawrence Pumps* [online]. 2010 [cit. 2010-05-14]. Axial flow pump. Dostupné z WWW: <<http://www.lawrencepumps.com/products/axial.htm>>.
- [19] Lehká diagonální čerpadla DE. *SIGMA Pumpy Hranice* [online], [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <www.sigma.sk/sigma/program/DEP.PDF>.
- [20] LONSKÝ, V., et al. Mimotělní oběh v současné klinické praxi. *KF* [online]. 2005, 3, [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <www.kardiologickeforum.cz/pdf/kf_05_02_08.pdf>.
- [21] *Medgadget* [online]. 2006 [cit. 2010-05-14]. Apple Solution for DeBakey VAD. Dostupné z WWW: <http://medgadget.com/archives/2006/10/apple_solution.html>.
- [22] M KARDON, Eric. *EMedicine* [online]. 2010 [cit. 2010-05-14]. Prosthetic Heart Valves: Multimedia. Dostupné z WWW: <<http://emedicine.medscape.com/article/780702-media>>.
- [23] M REUL, Helmut; AKDIS, Mustafa. Blood pumps for circulatory support. *Perfusion* [online]. 2000, 15, [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <http://www.its.caltech.edu/~brennen/classes/me19/handouts/me19b_Reul00.pdf>.
- [24] *Nemocnice na Homolce* [online]. 2004 [cit. 2010-05-14]. Nejčastější onemocnění a operace srdce . Dostupné z WWW: <<http://www.homolka.cz/cz/kardiochirurgie/?p=1852>>.
- [25] PIVOŇKA, Josef a kolektiv. *Tekutinové mechanizmy*. Praha : SNTL, 1987. 624 s.
- [26] POCHYLÝ, František. *Fluidní inženýrství*. Brno, 2009. Zápisy z přednášky. VUT, FSI.
- [27] *PubMed* [online]. 1997 [cit. 2010-05-14]. In vitro investigation of the St. Jude Medical Isoflow centrifugal pump: flow visualization and hemolysis studies. Dostupné z WWW: <<http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/9247185>>.
- [28] SONG, Xinwei, et al. Axial Flow Blood Pumps. *ASAIO Journal* [online]. 2003, 49, [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <http://journals.lww.com/asaiojournal/Abstract/2003/07000/Axial_Flow_Blood_Pumps.3.aspx>.
- [29] TAYAMA , EIKI ; A. RASKIN, STEVEN ; NOSÉ , YUKIHIKO . *Http://www.wildcatanesthesia.com* [online]. [cit. 2010-05-14]. Blood Pumps. Dostupné z WWW: <<http://www.wildcatanesthesia.com/Lippincott%20Interactive%20CD/text/gr/gr003.htm>>.
- [30] *The Japan Society of Mechanical Engineers* [online]. 1997 [cit. 2010-05-14]. Bioengineering news. Dostupné z WWW: <<http://www.jsme.or.jp/bio/news/23/23-3-1.html>>.

[31] THÜRING, Josef. *Http://www.technikaatrh.cz* [online]. 2008 [cit. 2010-05-14]. Kuličkové šrouby nejenom v obráběcím procesu. Dostupné z WWW: <http://www.technikaatrh.cz/index.php?sec=rubrika&id_rubrika=48&start=14>.

[32] VALENTA, Jaroslav. *Biomechanika*. Praha : Akademia, 1985. 544 s.

[33] VARCHOLA, Michal. *Objemové - Hydrostatické čerpadlá* [online]. Bratislava : Slovenská technická univerzita, 2003 [cit. 2010-05-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.khs.sjf.stuba.sk/data/staff/varchola/skripta1.html>>.

[34] VUT V BRNĚ, FSI. *Membránové čerpadlo, zejména čerpadlo na krev*. Pochylý F., Kolář J., Fialová S.,. Česká republika U1, 20093. 30-09-09.

[35] ŽALMAN, Milan; JOVANKOVIČ, Ján. Nové trendy v riadení lineárnych pohonov. *AT&P Journal* [online]. 2006, 2, [cit. 2010-05-14]. Dostupný z WWW: <www.atpjournal.sk/casopisy/atp_06/pdf/atp-2006-02-67.pdf>.

6. Zoznam použitých skratiek a symbolov

Značka Jednotka Význam značky

n_s	$[s^{-1}]$	špecifické otáčky
n	$[s^{-1}]$	otáčky
DN	[1]	menovitá svetlosť potrubia
H	[m]	dopravná výška čerpadla
f	$[s^{-1}]$	frekvencia
$w_{\Gamma 1}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 1$ v oblasti II
$v_{\Gamma 2}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 2$ v oblasti III
$w_{\Gamma 4}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 4$ v oblasti II
$c_{\Gamma 4}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 4$ v oblasti I
c_{S1}	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche S1 v oblasti I
c_{S2}	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche S2 v oblasti I
$c_{\Gamma 5}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 5$ v oblasti I
$v_{\Gamma 5}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť na ploche $\Gamma 5$ v oblasti III
$s_{\Gamma 1}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 1$ v oblasti II
$p_{\Gamma 2}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 2$ v oblasti III
$s_{\Gamma 4}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 4$ v oblasti II
$h_{\Gamma 4}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 4$ v oblasti I
h_{S1}	[Pa]	tlak na ploche S1 v oblasti I
h_{S2}	[Pa]	tlak na ploche S2 v oblasti I
$h_{\Gamma 5}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 5$ v oblasti I
$p_{\Gamma 5}$	[Pa]	tlak na ploche $\Gamma 5$ v oblasti III
x	[m]	výchylka piestu
Y_L	[J/Kg]	lokálna merná energia
\mathcal{D}_I	[W]	disipačná energia v oblasti I
\mathcal{D}_{II}	[W]	disipačná energia v oblasti II
\mathcal{D}_{III}	[W]	disipačná energia v oblasti III
ρ_I	$[Kg/m^3]$	hustota látky v oblasti I
ρ_{II}	$[Kg/m^3]$	hustota látky v oblasti II
ρ_{III}	$[Kg/m^3]$	hustota látky v oblasti III
Q	$[m^3 s^{-1}]$	nestacionárny prietok

ω	[rad.s ⁻¹]	uhlová rýchlosť
Π	[Pa]	nevratný tenzor napätia
q	[m ³ s ⁻¹]	stredná hodnota prietoku
S _P	[m ²]	plocha piestu
v	[m.s ⁻¹]	rýchlosť piestu
S _I	[m ²]	najväčšia plocha v oblasti I
S _{II}	[m ²]	najväčšia plocha v oblasti II
S _{III}	[m ²]	najväčšia plocha v oblasti III
F	[N]	sila pôsobiaca na kvapalinu
Π	[Pa]	nevratný tenzor napätia
P	[W]	výkon piestu
D	[m]	priemer piestu
L	[m]	dĺžka piestu
f _S	[s ⁻¹]	skutočná frekvencia piestu pre dve komory
g	[m.s ⁻²]	gravitačná konštanta
Y _{SL}	[J/Kg]	dĺžková sratová merná energia
Y _{SM}	[J/Kg]	miestna sratová merná energia
λ	[1]	súčiniteľ dĺžkových strát
ζ	[1]	súčiniteľ miestnych strát