

Návrh hydraulického pohonu lisu pro procesy stříhání

Bc. Tomáš Šobáň

Diplomová práce
2024



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Šobáň**
Osobní číslo: **T21518**
Studijní program: **N3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní inženýrství**
Forma studia: **Kombinovaná**
Téma práce: **Návrh hydraulického pohonu lisu pro procesy stříhání**

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte řešení týkající se dané problematiky.
2. Pro požadovaný střížný proces navrhnete přímočarý hydromotor včetně jeho kontroly na vzpěr.
3. Navrhnete hydraulický systém pohonu lisu.
4. Navrhnete ostatní hydraulické prvky daného systému.
5. Provedte kontrolu funkčnosti hydraulického systému.

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

1. Kopáček, J., Pavlok, B.: TEKUTINOVÉ MECHANISMY: VŠB-TU Ostrava, 2012
2. Pavlok, B., Hružík, L., Bova, M.: HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ STROJŮ: VŠB-TU Ostrava, 2007.
3. Škopán, M.: HYDRAULICKÉ POHONY STROJŮ: VUT Brno, 2009.
4. Kopáček, J.: POHONY A PŘEVODY: VŠB-TU Ostrava, 2012.
5. Drábková, S. a kol.: MECHANIKA TEKUTIN: VŠB-TU Ostrava, 2007.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**
Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání diplomové práce: **2. ledna 2024**
Termín odevzdání diplomové práce: **10. května 2024**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bednařík, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 4. března 2024

PROHLÁŠENÍ AUTORA DIPLOMOVÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování diplomové práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem diplomové práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem na diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá hydraulickými mechanismy a jejich využitím v lisovací technice určené pro střížné operace. První část práce je teoretická a věnuje se řešení na téma hydraulické obvody, základní prvky hydraulických obvodů a pracovní kapaliny. Praktická část se nejprve věnuje uvedení referenčního příkladu střížné operace a stanovení potřebné síly lisu k jejímu vykonání. V dalších krocích jsou navrženy jednotlivé komponenty hydraulického pohonu lisu včetně kontroly pístnice na vzpěr. Dále je ověřena funkčnost obvodu, tzn. schopnost obvodu vyvinout dostatečný tlak nepřesahující spolu s veškerými tlakovými ztrátami hodnotu nominálního tlaku. Na závěr je uvedeno základní zapojení obvodu splňující kritéria zadání a toto je posléze dále vylepšeno za účelem zvýšení univerzality pohonu a stroje, pro který je určen.

Klíčová slova: hydraulický obvod, hydrostatické převodníky, hydraulické kapaliny, hydrogenerátor, hydromotor, rozvaděč, škrticí ventil

ABSTRACT

This thesis deals with hydraulic mechanisms and their use in pressing technology intended for shearing operations. The first part of the thesis is theoretical and is devoted to research on the topic of hydraulic circuits, basic elements of hydraulic circuits and hydraulic fluids. The practical part is first devoted to presenting a reference example of shearing operation and determining the necessary force of the press to perform it. In the next steps, the individual components of the hydraulic drive of the press are designed, including the check of the piston rod for buckling. Furthermore, the functionality of the circuit is verified, i.e. the ability of the circuit to develop a sufficient pressure not exceeding the value of the nominal pressure together with all pressure losses. At the end, the basic circuit meeting the criteria of the assignment is presented and this is then further improved in order to increase the universality of the drive and the machine it is intended for.

Keywords: hydraulic circuit, hydraulic circuit elements, efficiency of hydrostatic converters, hydraulic fluids

Mé díky patří panu doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za precizní vedení diplomové práce a cenné rady při konzultacích.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

| | |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------|
| ÚVOD | 10 |
| I TEORETICKÁ ČÁST | 12 |
| 1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY | 13 |
| 1.1 APLIKACE..... | 13 |
| 1.2 SROVNÁNÍ FOREM PŘENOSU ENERGIE..... | 14 |
| 1.3 VÝHODY A NEVÝHODY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ..... | 15 |
| 1.3.1 Výhody..... | 15 |
| 1.3.2 Nevýhody..... | 15 |
| 1.4 HYDRAULICKÉ OBVODY LISŮ – SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY..... | 16 |
| 1.4.1 Hydraulický obvod..... | 16 |
| 1.4.2 Obvod hydraulického lisu..... | 17 |
| 2 HLAVNÍ PRVKY HYDROSTATICKÝCH MECHANISMŮ | 20 |
| 2.1 HYDROSTATICKÉ PŘEVODNÍKY | 20 |
| 2.1.1 Zubové hydrogenerátory | 20 |
| 2.1.2 Lamelové hydrogenerátory | 22 |
| 2.1.3 Vřetenové šroubové hydrogenerátory | 23 |
| 2.1.4 Pístové hydrogenerátory..... | 24 |
| 2.1.5 Zubové hydromotory..... | 26 |
| 2.1.6 Pístové hydromotory | 27 |
| 2.1.7 Základní výpočetní vztahy rotačních hydrostatických převodníků..... | 29 |
| 2.1.8 Přímočaré hydromotory | 33 |
| 2.2 PRVKY PRO ŘÍZENÍ TLAKU | 37 |
| 2.2.1 Tlakové ventily..... | 37 |
| 2.2.2 Redukční ventily | 37 |
| 2.2.3 Připojovací ventily | 37 |
| 2.2.4 Odpojovací ventily..... | 37 |
| 2.3 PRVKY PRO ŘÍZENÍ VELIKOSTI PRŮTOKU | 37 |
| 2.3.1 Clony a trysky | 38 |
| 2.3.2 Škrticí ventily..... | 38 |
| 2.3.3 Škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu | 38 |
| 2.4 PRVKY PRO HRAZENÍ PRŮTOKU | 39 |
| 2.4.1 Uzavírací kohouty a ventily | 39 |
| 2.4.2 Jednosměrné ventily..... | 39 |
| 2.4.3 Rozvaděče | 40 |
| 2.5 PRVKY PRO SBĚR A ÚDRŽBU KAPALINY | 40 |
| 2.5.1 Nádrže | 41 |
| 2.5.3 Filtry..... | 41 |
| 2.5.4 Chladiče a ohřívače | 41 |

| | | |
|-----------|---------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3 | HYDRAULICKÉ KAPALINY | 42 |
| 3.1 | KLÍČOVÉ VLASTNOSTI HYDRAULICKÝCH KAPALIN | 42 |
| 3.1.1 | Viskozita | 42 |
| 3.1.2 | Mazací schopnost | 42 |
| 3.1.3 | Bod vzplanutí | 43 |
| 3.1.4 | Oxidační stálost | 43 |
| 3.1.5 | Fyziologické a ekologické vlastnosti | 43 |
| 3.2 | MINERÁLNÍ OLEJE (KAPALINY S ROPNÝM ZÁKLADEM) | 43 |
| 3.2.1 | Kapaliny HH | 44 |
| 3.2.2 | Kapaliny HL | 44 |
| 3.2.3 | Kapaliny HM | 44 |
| 3.2.4 | Kapaliny HV | 44 |
| 3.3 | TĚŽKOZÁPALNÉ KAPALINY (KAPALINY S OMEZENOU HOŘLAVOSTÍ)..... | 45 |
| 3.4 | EKOLOGICKY ŠETRNÉ KAPALINY (BIOLOGICKY ODBOURATELNÉ KAPALINY) | 45 |
| 3.4.1 | Kapaliny HETG (rostlinné oleje) | 45 |
| 3.4.2 | Kapaliny HEES (syntetické estery)..... | 46 |
| 3.4.3 | Kapaliny HEPG (polyalkylenglykoly) | 46 |
| II | PRAKTICKÁ ČÁST..... | 47 |
| 4 | VSTUPNÍ PARAMETRY A CÍLE PRÁCE | 48 |
| 4.1 | BEZPEČNOSTNÍ PŘEDPISY | 49 |
| 5 | STŘIŽNÁ SÍLA | 50 |
| 5.1.1 | Výpočet střížné síly | 50 |
| 6 | NÁVRH HYDROSTATICKÝCH PŘEVODNÍKŮ | 51 |
| 6.1 | NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU | 52 |
| 6.1.1 | Návrh průměru pístu hydromotoru..... | 53 |
| 6.1.2 | Návrh průměru pístnice hydromotoru | 54 |
| 6.1.3 | Kontrola pístnice na vzpěr | 57 |
| 6.2 | NÁVRH HYDROGENERÁTORU..... | 60 |
| 7 | NÁVRH POTRUBÍ | 63 |
| 7.1 | NÁVRH TLAKOVÉHO POTRUBÍ | 65 |
| 7.1.1 | Tlakové ztráty – sekce L_2 a L_3 | 66 |
| 7.1.2 | Tlakové ztráty – sekce L_4 | 67 |
| 7.2 | NÁVRH NÍZKOTLAKÉHO POTRUBÍ | 68 |
| 7.2.1 | Tlakové ztráty – sekce L_5 | 69 |
| 7.3 | NÁVRH SACÍHO POTRUBÍ | 70 |
| 7.4 | STANOVENÍ CELKOVÝCH TLAKOVÝCH ZTRÁT V POTRUBÍ | 70 |

| | | |
|-----------|----------------------------------------------------|------------|
| 8 | NÁVRH ŘÍDICÍCH PRVKŮ OBVODU | 71 |
| 8.1 | ROZVADĚČ S MANUÁLNÍM OVLÁDÁNÍM | 71 |
| 8.2 | JEDNOSMĚRNÝ VENTIL | 73 |
| 8.3 | POJISTNÝ TLAKOVÝ VENTIL | 74 |
| 9 | NÁVRH OSTATNÍCH PRVKŮ OBVODU..... | 76 |
| 9.1 | NÁDRŽ | 76 |
| 9.1.1 | Tepelná bilance nádrže..... | 77 |
| 9.2 | CHLAZENÍ | 78 |
| 9.3 | FILTRY | 80 |
| 9.3.1 | Sací filtr..... | 80 |
| 9.3.2 | Zpětný filtr | 81 |
| 9.4 | MANOMETR..... | 82 |
| 9.5 | STANOVENÍ CELKOVÝCH TLAKOVÝCH ZTRÁT V OBVODU | 82 |
| 10 | NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU 1 | 84 |
| 11 | NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU 2 | 86 |
| | ZÁVĚR | 89 |
| | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY..... | 91 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK..... | 96 |
| | SEZNAM OBRÁZKŮ | 103 |
| | SEZNAM TABULEK..... | 105 |

ÚVOD

Hydraulické mechanismy představují jeden ze základních kamenů mnoha oblastí lidské činnosti. Umožňují všestranná řešení pro přenos energie, řízení a pohyb v různých průmyslových, mobilních, automatizačních a mnoha dalších aplikacích. Využití hydraulických systémů se stalo nedílnou součástí moderního strojírenství.

V jisté formě využívá lidstvo zákonů hydromechaniky vyzorovaných v přírodě po tisíce let. Užití mechanické energie proudu tekutiny sahá až do starověkého Egypta, Mezopotámie a Číny přibližně 6 tisíc let před naším letopočtem. První odborný text z oblasti hydrauliky – Archimedův spis „O věcech plovoucích“, který obsahuje formuli dnes známou jako Archimedův zákon, představoval značný pokrok ve výzkumu chování kapalin. Výzkum v této oblasti posléze spíše stagnoval (až do 15. století), kdy se jím začal zabývat Leonardo da Vinci. Ten na základě svých pozorování výtrysků, vln, vírů a tvorby pramenů vytvořil jejich podrobné charakteristiky. Lze tedy říci, že podobně jako Archimedes položil základy hydrostatiky, položil da Vinci základy hydrodynamiky. [1]

Další objev uskutečnil Evangelista Torricelli, který dokázal působení atmosférického tlaku experimentem se skleněnou, na jedné straně uzavřenou trubicí naplněnou rtutí a ponořenou otevřeným koncem do nádoby se rtutí – s prvním barometrem. S tlakem experimentoval také Blaise Pascal, který na základě svých pokusů definoval zákon o rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách. [1]

Velký přínos měl také Isaac Newton. Z jeho zákonů jsou v oboru hydrauliky nejpoužívanějšími zákon o síle a zákon o vnitřním tření kapalin. Na jejich základě sestavil Daniel Bernoulli základní rovnici vyjadřující zákon zachování energie mezi dvěma místy na proudnici (trajektorii pohybu jednotlivých částic při proudění kapalin). Dalším pokrokem v matematicko-fyzikálním popisu proudění kapalin bylo zformulování obecných rovnic pro pohyb ideální kapaliny Leonhardem Eulerem. [1]

Proudění skutečných kapalin se zásadně liší od proudění kapalin ideálních. Velkou mírou jej ovlivňuje mimo jiné viskozita dané kapaliny a s ní spojené objemové a povrchové síly způsobující ztráty ve vedení. Rovnice popisující proudění viskózní nestlačitelné kapaliny zformulovali nezávisle na sobě Louis Navier a George Stokes. [1]

Množství poznatků bylo získáno také četnými experimenty, například sledováním přepadu vody či výtoků vody z potrubí. Na základě pokusů a pozorování byla také zkonstruována měřidla, z nichž některá jsou používána dodnes. Patří mezi ně Pitotova

trubice, hydrometrické křídlo Reinharda Woltmanna pro měření rychlosti proudění, trubice Giovanniho Venturiho pro měření průtoku v potrubí či lodní šroub Josefa Ressela. [1]

V průběhu 20. století byly zakládány nejrůznější laboratoře zkoumající hydraulické jevy a zákonitosti. Komplexitě a hloubce porozumění napomohl rozvoj letectví a raketové techniky a také nová měřicí a vyhodnocovací zařízení, která jsou schopna měřit turbulentní fluktuace a rychlostní pole. [1]

Tato práce si klade za cíl navrhnout hydraulický obvod střižného lisu, kterému předchází definování základních veličin hydromechaniky, popis základních hydraulických obvodů a charakteristika jejich jednotlivých prvků.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY

1.1 Aplikace

Jak již bylo popsáno v úvodu, hydraulické mechanismy nalézají uplatnění napříč všemi obory. Nejčastější aplikace jsou shrnuty do tabulky níže.

| | |
|------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Průmyslová hydraulika | Stroje na zpracování plastů, lisy, obráběcí stroje, hutě a válcovny, důlní stroje, elektrárny |
| Mobilní hydraulika | Hydraulické systémy v zemědělských, stavebních a lesnických strojích, jeřáby, nákladní automobily, užitková a kolejová vozidla |
| Námořní hydraulika | Hydraulické berany, vlnolamy |
| Lodní hydraulika | Řízení kormidel, palubní jeřáby, pumpy, zvedáky, posuvná vrata |
| Ocelové vodní stavby | Zdymadla, jezy, ovládání mostů, lodní zdvihací zařízení, tzv. lodní výtahy |
| Speciální aplikace | Speciální stroje, roboty a manipulační technika, zkušební stroje, letectví a kosmonautika |

Tabulka 1: Aplikace hydraulických mechanismů [2]



Obrázek 1: Hydraulický kovací lis ŽĐAS [3]

1.2 Srovnání forem přenosu energie

| | Hydraulika | Pneumatika | Mechanika | Elektrina |
|---------------------------------|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| Zdroj energie | Elektromotor, spalovací motor, hydraulický akumulátor | Elektromotor, spalovací motor, tlaková nádoba | Elektromotor, spalovací motor, pružná síla | Sít', baterie |
| Prvky přenosu energie | Trubková a hadicová vedení | Trubková a hadicová vedení | Mechanické díly (hřídel, klika atp.) | Elektrický kabel, magnetické pole |
| Nosič energie | Kapalina | Vzduch | Tuhá a elastická tělesa | Elektrony |
| Hustota výkonu | Vysoké tlaky, velké síly, malý konstrukční objem | Nízké tlaky, malé síly, střední konstrukční objem | Velká hustota výkonu, rozsah a rozvržení potřebného konstrukčního objemu mnohdy příznivější nežli u hydrauliky | Malé síly (poměr elektromotor a hydromotor 1:10), velké konstrukční objemy |
| Možnost plynulé regulace výkonu | Velmi dobrá, možnost regulace tlaku a průtoku | Průměrná, možnost regulace tlaku a průtoku | Dobrá | Dobrá, možnost elektrického řízení a regulace |
| Druhy pohybu | Lineární a rotační pohyby | Lineární a rotační pohyby | Převážně rotační pohyby | Lineární a rotační pohyby |

Tabulka 2: Srovnání forem přenosu energie [2]

1.3 Výhody a nevýhody hydraulických mechanismů

Z tabulky srovnání forem přenosu energie výše lze odvodit výhody a nevýhody použití hydraulických mechanismů.

1.3.1 Výhody

1. Velká hustota výkonu (při malých objemech lze přenášet velké síly)
2. Pohyb lze realizovat za plného zatížení z klidového stavu
3. Snadné dosažení spojitě regulace rychlosti, krouticího momentu a zdvihové síly
4. Vhodné pro rychlé i extrémně pomalé přesné pohyby
5. Jednoduchá ochrana systému před přetížením
6. Možná akumulace energie pomocí hydraulických akumulátorů
7. Lze pohánět centrálním hnacím systémem, který se dále větví k jednotlivým mechanismům – vysoká hospodárnost a efektivita [2]

1.3.2 Nevýhody

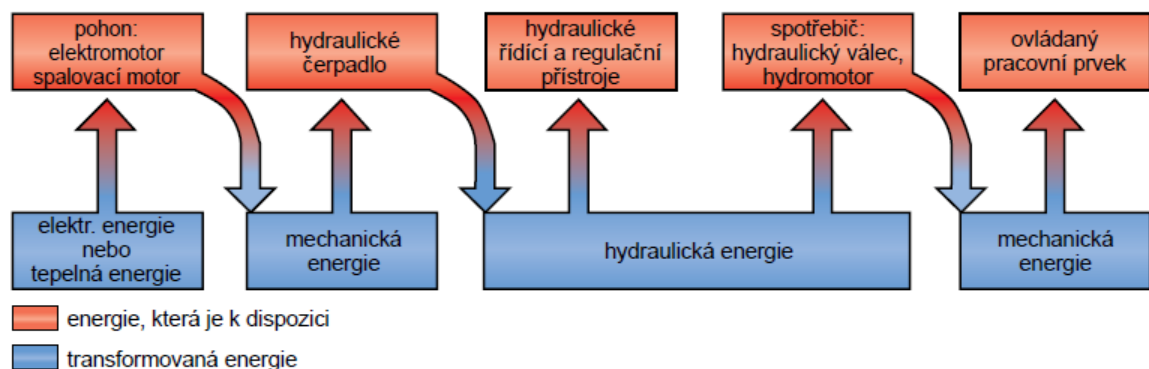
1. Náchylnost k zavzdušnění – stlačitelnost hydraulické kapaliny způsobená přítomností vzduchu v obvodu způsobuje spínací rázy a nestejně pohyby v systému
2. Náchylnost k volným pevným částicím v hydraulické kapalině, které mohou způsobit vážné škody. Nutné zakomponování filtrů do obvodu, jejich pravidelná kontrola a výměna, v závislosti na znečištění i výměna kapaliny
3. Charakteristiky hydraulických kapalin závislé na teplotě, změna viskozity kapaliny mimo konstrukční záměr může způsobovat ztráty v systému netěsnostmi, spárami a nadměrným třením
4. Tlakové ztráty třením v obvodu narůstají se vzdáleností přenosu energie
5. Hydraulické stroje vyžadují vysokou výrobní přesnost, což je činí nákladnými
6. Relativně hlučné [2]

1.4 Hydraulické obvody lisů – současný stav problematiky

1.4.1 Hydraulický obvod

Hydraulické mechanismy se rozdělují na hydrostatické a hydrodynamické. Zjednodušeně lze říci, že hydrodynamické mechanismy pracují s nižšími tlaky a velkými rychlostmi proudění a využívají kinetickou energii kapaliny. Naproti tomu hydrostatické mechanismy pracují s vysokými tlaky při velmi pomalém proudění kapaliny a využívají tlakovou energii kapaliny. Hydrostatické mechanismy pracují na principu Pascalova zákona. [4]

Hydrodynamický mechanismus se vždy skládá z generátoru a turbíny, tento princip využívají například hydrodynamické spojky či proudové měniče. Hydrostatické mechanismy jsou sestavovány do hydraulických obvodů s generátorem tlaku – čerpadlem a hydromotorem, čehož se využívá například u lisů. [4]



Obrázek 2: Schéma funkce hydraulického obvodu [2]

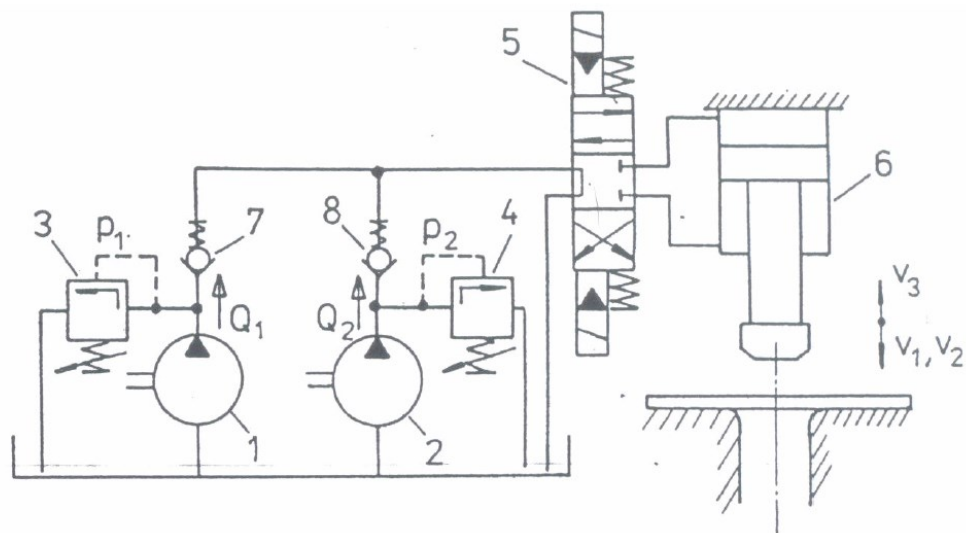
Pohon hydraulického obvodu může představovat elektromotor či spalovací motor. Vzhledem k čistotě provozu a příznivějším výkonovým charakteristikám je volen spíše elektromotor. [2]

Motor pohání hydraulické čerpadlo – hydrogenerátor. Ten mění mechanickou energii na energii tlakovou (hydraulická energie dle obr. 2) a působí tedy jako její zdroj. Její spotřebič je pak hydromotor, který dodanou tlakovou energii mění opět na mechanickou. Hydromotory mají ve většině případů stejnou konstrukci, jako odpovídající hydraulická čerpadla. Více k hydraulickým čerpadlům a hydromotorům je uvedeno v kapitole 2.1 Hydrostatické převodníky. [2]

Pohon lze řídit objemově a ventilově. Objemové řízení se provádí změnou geometrického objemu hydrogenerátoru, změnou geometrického objemu hydromotoru či hydrostatickým převodem. Toto řízení se používá spíše v obvodech mobilní hydrauliky. Jeho výhodou je vysoká účinnost (až 90 %), nevýhodou oproti ventilovému řízení je menší

tuhost, což ovlivňuje přesnost řízení. Ventilová řídicí technika se dělí do tří kvalitativních skupin, klasická – konvenční, proporcionální a servoventily. [5]

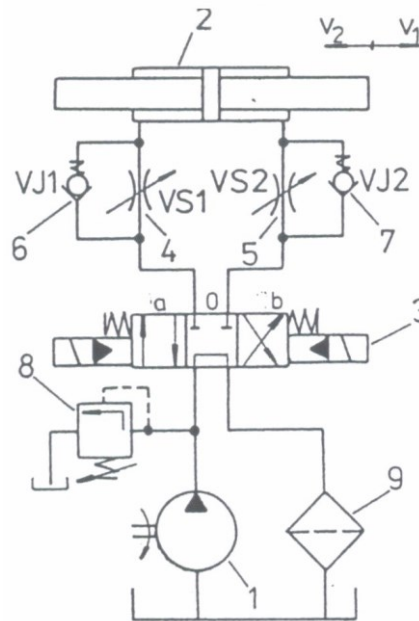
1.4.2 Obvod hydraulického lisu



Obrázek 3: Zjednodušené schéma obvodu hydraulického lisu [5]

Na obrázku výše je zjednodušené schéma obvodu hydraulického lisu. Do obvodu jsou zapojeny dva hydrogenerátory, které čerpají hydraulickou kapalinu z nádrže – jeden nízkotlaký s velkým průtokem Q_1 pro rychloposuv (1) a jeden vysokotlaký s malým průtokem Q_2 pro samotné lisování (2). Maximální tlak hydrogenerátorů je omezen pojistnými ventily (3, 4) nastavených na příslušný tlak p_1 a p_2 . Hydrogenerátory jsou chráněny proti zpětným rázům v systému pomocí jednosměrných ventilů (7, 8). [5]

Rozvaděč (5) je ve výchozí poloze rozpojen, v této poloze jej udržují proti sobě působící pružiny. Při přepnutí rozvaděče do horní polohy se píst hydromotoru (6) pohybuje dolů rychlostí v_1 , resp. v_2 v závislosti na generování tlaku hydrogenerátorem (1) nebo (2). Při přepnutí rozvaděče do spodní polohy koná píst vratný pohyb směrem nahoru rychlostí v_3 (rychloposuvem). Obvod lze považovat za zjednodušený, protože neobsahuje žádné prvky k regulaci rychlosti pohybu pístu hydromotoru, a neumožňuje tak úplné řízení pohonu, ani systému jako takového, je pouze pojištěn proti přetížení pomocí pojistných ventilů. Systém dále není opatřen žádným filtrem pro zachycení pevných částic.



Obrázek 4: Obvod pro řízení rychlosti v obou směrech [5]

Na obrázku výše je uveden příklad řízení pohonu v obou směrech pomocí škrticích ventilů. Využitelné například pro tvářecí lisu, kde umožní nastavení optimální rychlosti tažení ale také pro střižné lisu, kde lze regulací rychlosti posuvu pístu kontrolovat míru rázů přenášených do stroje a optimalizovat tak opotřebovávání nástroje i samotného stroje, zejména hydromotorů. Regulovat tak lze jak pracovní rychlost, tak rychlost rychloposuvu. Obecně lze říci, že možnost kompletního řízení také rozšíří spektrum možného použití lisu, tzn. větší univerzálnost stroje. Obvod na obr. 4 je v principu stejný, jako obvod na obr. 3, jsou do něj ale navíc paralelně zapojeny zmíněné škrticí ventily (4, 5), kterými je řízen průtok hydraulické kapaliny do hydromotoru (2).

Rozvaděč (3) je ve výchozí poloze rozpojen, v této poloze jej udržují proti sobě působící pružiny. Při přepnutí rozvaděče do levé polohy putuje hydraulická kapalina skrze jednosměrný ventil (6) a píst hydromotoru se pohybuje doprava rychlostí v_1 v závislosti na nastaveném průtoku škrticího ventilu (5). Při přepnutí rozvaděče do pravé polohy putuje hydraulická kapalina skrze jednosměrný ventil (7) a píst hydromotoru se pohybuje doleva rychlostí v_2 v závislosti na nastaveném průtoku škrticího ventilu (4). Maximální tlak hydrogenerátoru je omezen pojistným ventilem (8), odkud přebytečný olej putuje do nádrže. Olej vracející se zpět do hlavní nádrže proudí skrz filtr (9).

Výrobci hydraulických lisů v současnosti běžně nabízejí lisy s plynulou regulací lisovací síly, regulovatelnou dobou lisování, plynulou regulací rychlosti, možností stupňovitého nastavení rychlosti, chlazení hydraulické kapaliny, tlakovými spínači, kompatibilitou s řídicími systémy renomovaných výrobců (např. Siemens) apod. [6]

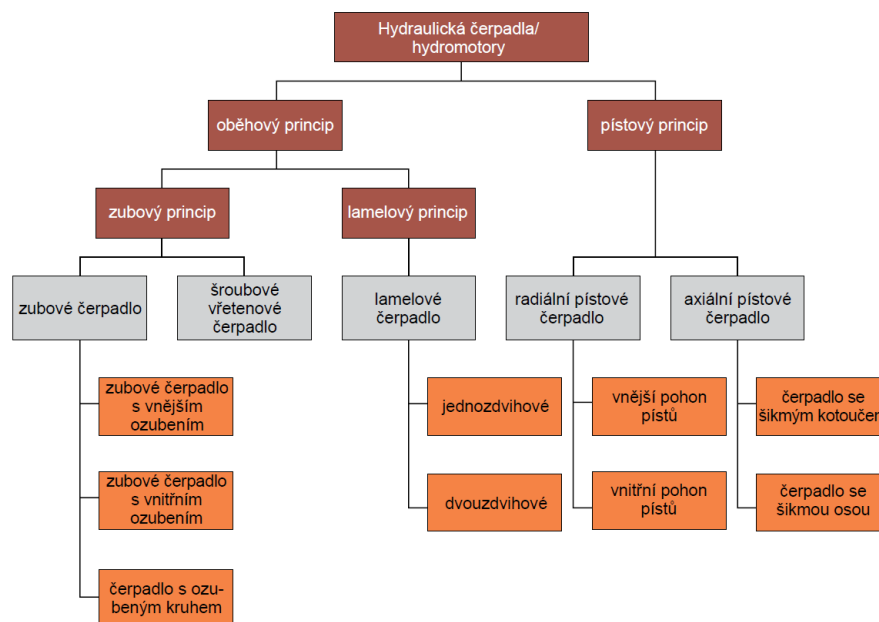
Stále více se využívá také proporcionální technika s integrovaným nebo odděleným elektronickým ovládním. Používají se k plynulému řízení tlaku i průtoku hydraulické kapaliny. Mohou jí být vybaveny jak ventily, tak rozvaděče, což vede ke zrychlení celého procesu řízení. [7]

2 HLAVNÍ PRVKY HYDROSTATICKÝCH MECHANISMŮ

Tato kapitola dále rozebírá prvky hydrostatických obvodů zmíněné v předchozí kapitole.

2.1 Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky (hydrogenerátory a hydromotory) převádí mechanickou energii na hydraulickou a naopak. Většina uvedených hydrogenerátorů lze použít jako hydromotory, nebo jsou odpovídající hydromotory těmto hydrogenerátorům konstrukčně velmi podobné. Tato kapitola se věnuje nejprve rotačním hydrogenerátorům a hydromotorům a posléze přímočarým hydromotorům. Dle principu vytlačování hydraulické kapaliny se rozlišují tato provedení rotačních hydrogenerátorů. [2]

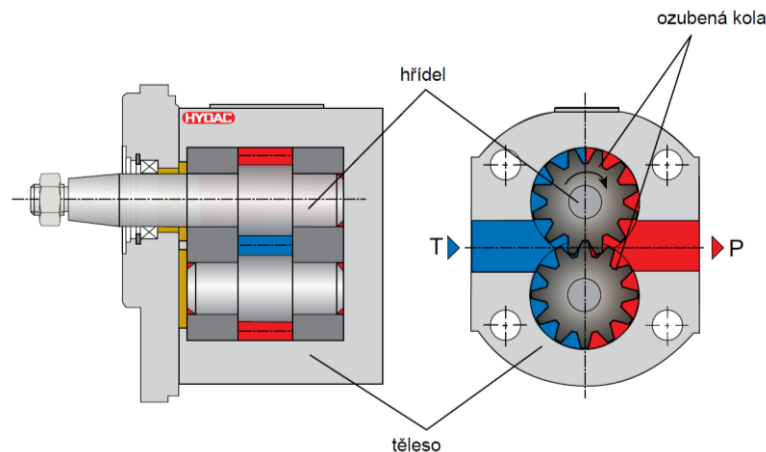


Obrázek 5: Přehled hydrogenerátorů [2]

2.1.1 Zubové hydrogenerátory

2.1.1.1 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

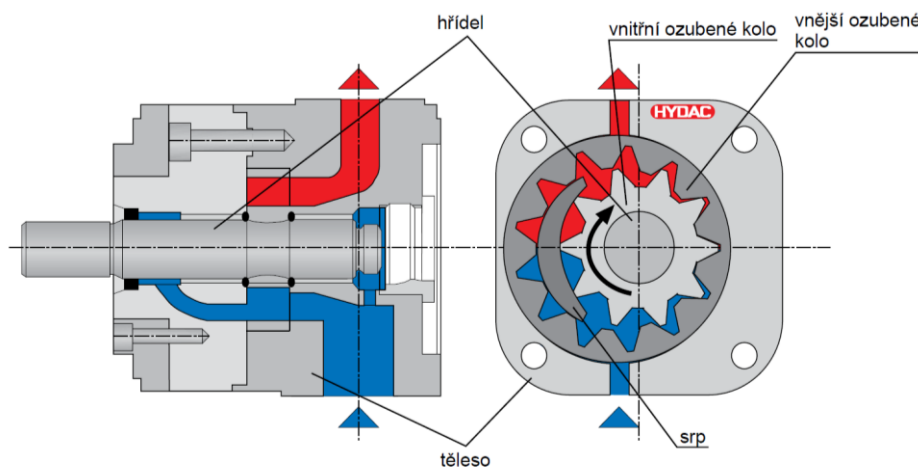
U hydrogenerátoru představuje kolo připevněné na hřídeli hnací element (u hydromotoru hnaný). Hnací kolo otáčením unáší v opačném směru kolo hnané. Hydraulická kapalina putuje ze sacího prostoru do zubových mezer, tzv. komor, kudy je po vnějších stranách otáčejících se ozubených kol dopravována dále, až se dostane do tlakového prostoru. Tyto hydrogenerátory jsou spolehlivé díky své jednoduché a robustní konstrukci. Jsou ale relativně hlučné a vykazují velký stupeň nerovnoměrnosti. Používají se do tlaku 250 barů. [2]



Obrázek 6: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [2]

2.1.1.2 Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením

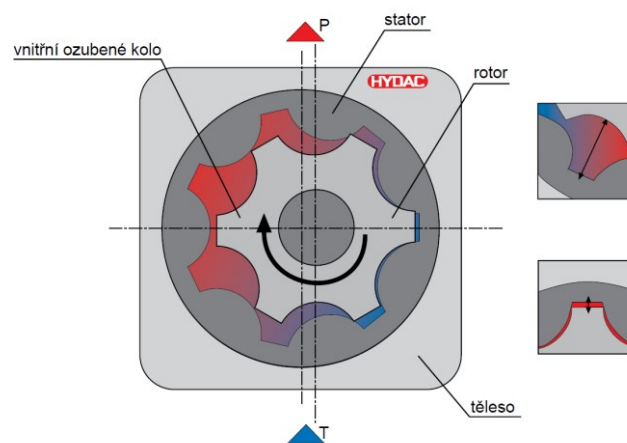
Vnitřní ozubené kolo připojené na hřídel roztáčí vnější ozubené kolo. V sacím prostoru se ozubení rozevívá a plní hydraulickou kapalinou, která je dále unášena do tlakového prostoru a odsud vytlačována dále do obvodu. Tyto hydrogenerátory lze použít do tlaku 315 barů, mají tichý chod, malý stupeň nerovnoměrnosti a jsou použitelné také jako hydromotor. [2]



Obrázek 7: Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [2]

2.1.1.3 Hydrogenerátor s ozubeným kruhem (Gerotor)

Tyto hydrogenerátory pracují na podobném principu jako zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením s tím rozdílem, že evolventní ozubení je zde nahrazeno cykloidním a vnitřní ozubené kolo má o jeden zub méně než vnější. Tyto hydrogenerátory jsou využívány spíše pro nízkotlaké aplikace – čerpání mazacího oleje, filtrační a chladičské okruhy. Mají klidnější chod než zubová čerpadla s vnějším ozubením a jsou kompaktnější. [2]

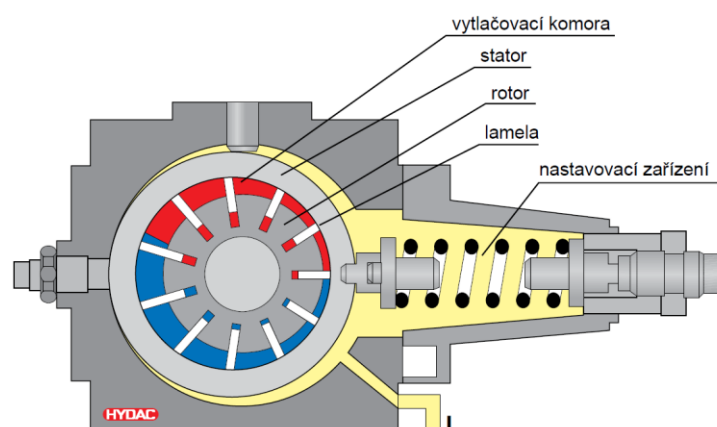


Obrázek 8: Hydrogenerátor s ozubeným kruhem [2]

2.1.2 Lamelové hydrogenerátory

2.1.2.1 Lamelový hydrogenerátor (jednozdvihový a regulovaný tlakem)

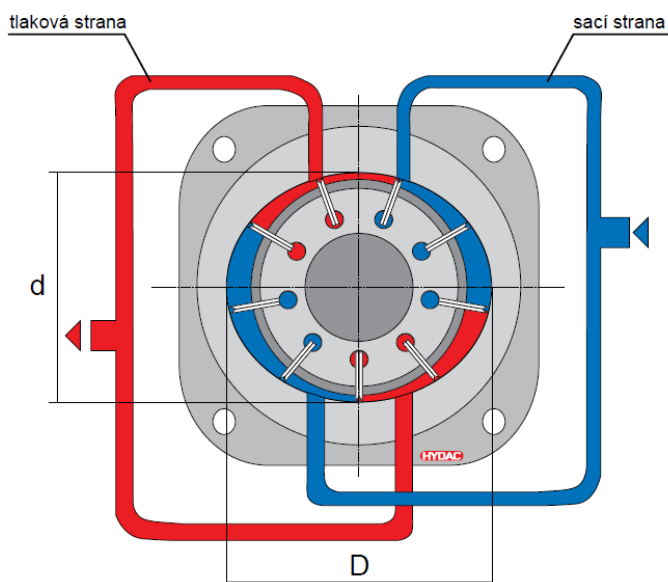
Rotor hydrogenerátoru je excentricky uložen ve statoru, přičemž míru excentricity lze regulovat pomocí stavěcího mechanismu s pružinou, která vychyluje stator. V rotoru jsou zhotoveny drážky, ve kterých se pohybují lamely. Otáčením rotoru se plynule mění objem v komorách ohraničených jednotlivými lamelami – při zmenšování objemu je hydraulická kapalina vytlačována z komor a při zvětšování naopak nasávána. Tyto hydrogenerátory umožňují plynulou úpravu geometrického objemu a také nastavení maximálního tlaku. Nevýhodou je nesouměrné radiální zatížení ložisek rotoru, což vede k jejich nadměrnému opotřebení. Z tohoto důvodu se tento typ čerpadel používá do tlaku 125 barů. [2,8]



Obrázek 9: Jednozdvihový lamelový hydrogenerátor [2]

2.1.2.2 Lamelový hydrogenerátor (dvouzdvihový)

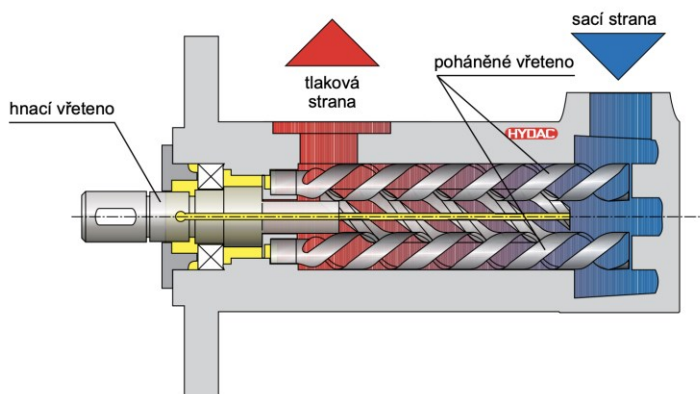
Dvouzdvihový lamelový hydrogenerátor využívá dvojitě excentricity statoru, tedy že každá lamela dosáhne za otáčku dvou vytlačení hydraulické kapaliny – zdvihů. Toto řešení jej neumožňuje přímo regulovat ale radiální zatížení rotoru a jeho ložisek je lépe rozloženo. To umožňuje použití těchto hydrogenerátorů pro tlak do 140 barů. [2,8]



Obrázek 10: Dvouzdvihový lamelový hydrogenerátor [2]

2.1.3 Vřetenové šroubové hydrogenerátory

Hydrogenerátory tohoto typu se skládají ze dvou a více šroubových vřeten (z nichž jedno je hnací) uložených v pevném pouzdru. Nejčastěji se používají vřetena s trapézovým či cykloidním profilem závitů, a to jak jednochodá, tak vícechodá. Kapalina je posouvána ze sacího prostoru do tlakového v závitové mezeře. Výhodou těchto hydrogenerátorů je konstantní průtok bez pulzace a tichý chod, nevýhodou pak vyšší pořizovací cena. [9]

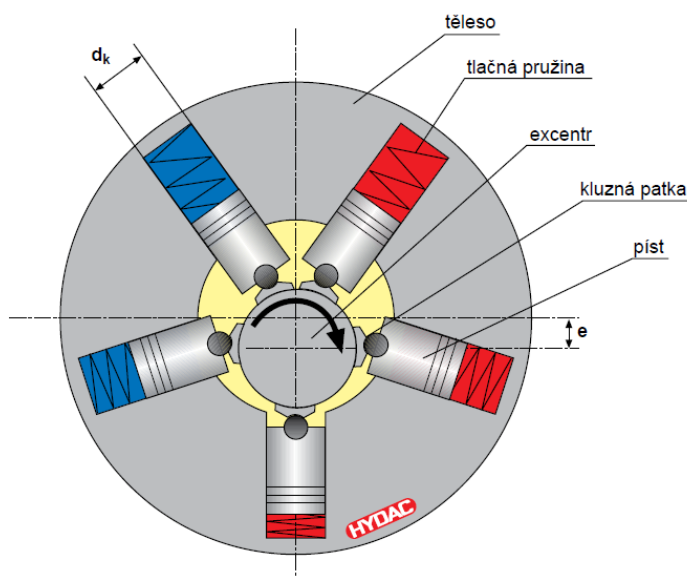


Obrázek 11: Vřetenový šroubový hydrogenerátor [2]

2.1.4 Pístové hydrogenerátory

2.1.4.1 Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými ve statoru

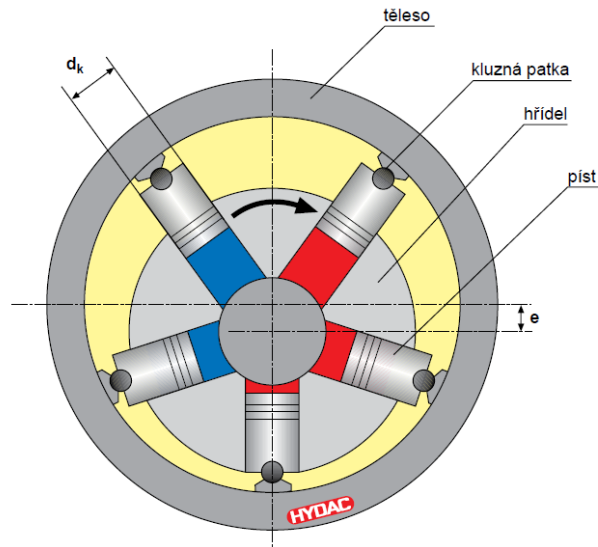
Hlavní části radiálních pístových hydrogenerátorů tvoří excentrická hřídel, písty uložené do válcových pouzder uvnitř tělesa hydrogenerátoru radiálně na osu hřídele, sací a výtlačné ventily a tlačné pružiny. Písty jsou opřeny kluznými segmenty o hřídel. Sací fáze pístu je iniciována tlačnou pružinou, která vytlačení pístu do spodní úvratí vytvoří ve válci podtlak, následkem čehož se zavře výtlačný ventil, otevře sací ventil a dojde k nasátí hydraulické kapaliny do válce. Následné vytlačení hydraulické kapaliny je způsobeno excentricitou hřídele, která tlačí píst do horní úvratí, čímž se ve válci vytvoří přetlak, který zavře sací ventil, otevře výtlačný ventil a kapalina se tak dostane do tlakové části obvodu. Radiální hydrogenerátory jsou využívány pro svůj vysokotlaký rozsah s pracovními tlaky nad 400 barů. Běžně jsou užívány v lisech, strojích na zpracování plastů či hydraulických upínacích systémech obráběcích strojů. [2]



Obrázek 12: Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými ve statoru [2]

2.1.4.2 Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými v rotoru

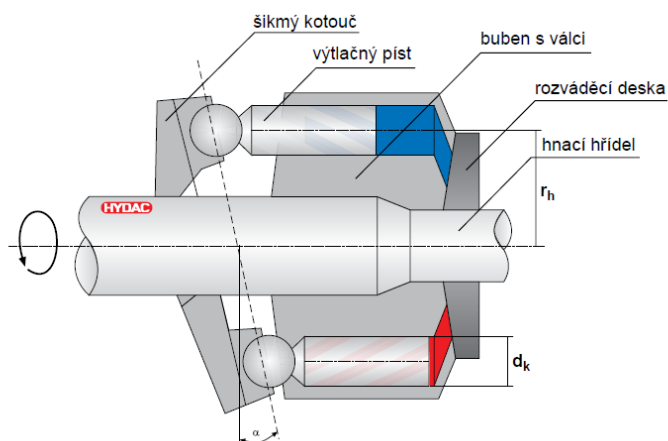
Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými v rotoru pracuje na podobném principu jako předchozí případ s písty uloženými ve statoru. Zde jsou ale písty opřeny kluznými segmenty o vnitřní stěnu tělesa hydrogenerátoru a objem ve válcích se mění excentrickým pohybem hřídele, resp. rotoru. [2]



Obrázek 13: Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými v rotoru [2]

2.1.4.3 Axiální pístový hydrogenerátor se šikmým kotoučem

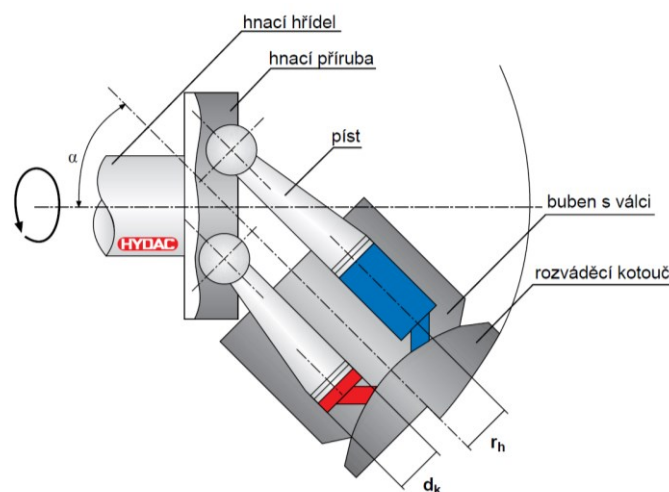
U axiálních pístových hydrogenerátorů jsou písty uloženy paralelně s osou rotace hnací hřídele a pohybují se v bubnovém válci, který je osazen na hřídeli. Hnací hřídel při otáčení unáší buben a písty, přičemž náklon kotouče způsobuje čerpací efekt (při zvětšování objemu válce je hydraulická kapalina nasávána, při zmenšování vytlačována). Při větších otáčkách nežli 1 500 ot/min musí mít většina hydrogenerátorů tohoto typu poháněné sání. Vzhledem k malým vůlím mezi komponenty jsou velmi citlivé na nečistoty v systému a také na zavzdušnění. Využívány jsou jak v mobilní, tak stacionární hydraulice (lisy, vstříkovací stroje plastů) při provozních tlacích do 400 barů. Jejich nevýhodou je vysoká hlučnost. [2]



Obrázek 14: Axiální pístový hydrogenerátor se šikmým kotoučem [2]

2.1.4.4 Axiální pístový hydrogenerátor se šikmou osou

U tohoto typu hydromotorů je kotouč, resp. hnací příruba (dle obrázku níže), umístěn kolmo na osu hnací hřídele. Buben s válci a písty je k této ose natočen pod určitým úhlem, v současnosti zpravidla 40 stupňů, dříve 32 či 25. Otáčením hnací hřídele a příruby jsou unášeny písty a buben s válci, přičemž písty vlivem sklonu bubnu konají zdvihové pohyby. Využívány jsou stejně jako předchozí hydrogenerátory jak v mobilní, tak stacionární hydraulice (lisy, vstřikovací stroje plastů) při provozních tlacích do 400 barů. Jejich nevýhodou je vysoká hlučnost. [2]



Obrázek 15: Axiální pístový hydrogenerátor se šikmou osou [2]

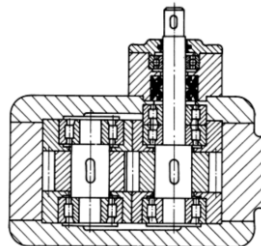
Rotační hydromotory konstrukčně vychází z rotačních hydrogenerátorů uvedených výše. Jejich výhodou oproti jiným druhům motorů se stejným výkonem je menší moment setrvačnosti, snadno říditelné otáčky a vysoký poměr přenášený výkon/hmotnost. Rotační hydromotory se podobně jako hydrogenerátory rozlišují na zubové, lamelové a pístové. [9]

2.1.5 Zubové hydromotory

Zubové hydromotory jsou využívány v méně náročných aplikacích s proměnným zatížením spíše krátkodobého charakteru (mobilní hydraulika). Ve spodní oblasti otáček jsou zubové hydromotory velmi neefektivní a z toho důvodu nejsou (bez převodovky) vhodné pro aplikace s nízkým počtem otáček. [2,9]

2.1.5.1 Zubový hydromotor s vnějším ozubením

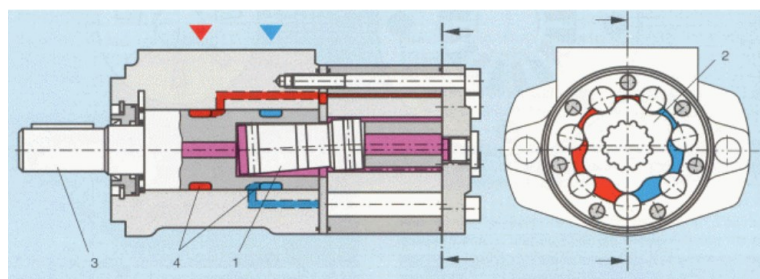
Na obrázku níže je řez zubovým hydromotorem s vnějším ozubením. Ozubená kola nejsou uložena v pružném pouzdru, jako u hydrogenerátoru, ale ve valivých ložiskách, čímž je omezeno nebezpečí zadření při neočekávaném nárůstu otáček. [9]



Obrázek 16: Zubový hydromotor s vnějším ozubením [9]

2.1.5.2 Zubový hydromotor s vnitřním ozubením

Specifickou kategorií zubových hydromotorů tvoří hydromotory s orbitálním pohybem pastorku, označované také jako ORBIT či ORBITROLL. Vychází z hydrogenerátorů typu gerotor, používají stejné soukolí, vnější ozubené kolo ale není pohyblivé. Použitím kyvné kardanové hřídele je umožněno uvolnění jinak pevné excentricity. Působením tlaku hydraulické kapaliny klouzají zuby pastorku po vrcholech pevného vnějšího kroužku, unášený pastorek pak koná valivý planetový pohyb. Tyto hydromotory mohou při stejném tlakovém spádu přenést až sedmkrát větší moment než běžné hydromotory s vnějším ozubením. Používají se v mobilní hydraulice (zemědělských, dopravních, komunálních, stavebních a zemních strojích). [9]



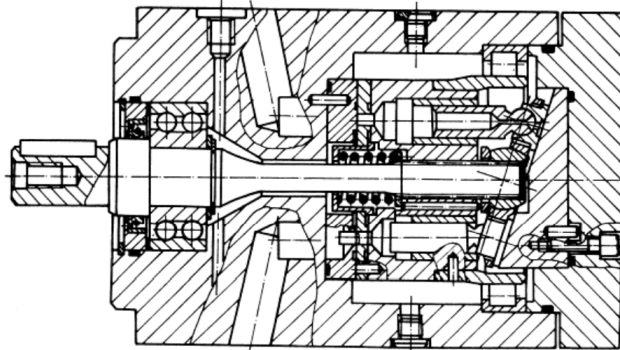
Obrázek 17: Zubový hydromotor ORBIT (Bosch – Rexroth) [9]

2.1.6 Pístové hydromotory

2.1.6.1 Axiální pístové hydromotory

Axiální pístové hydromotory existují ve stejných konstrukčních provedeních (se šikmým kotoučem nebo šikmou osou) s podobným rozsahem parametrů jako jejich hydrogenerátorové protějšky. Díky stálému zaplnění vstupního kanálu tlakovou kapalinou mohou pracovat ve vyšších otáčkách (3 000 – 6 000 ot/min). Hydromotory se šikmým

kotoučem mají nižší rozběhový moment, nižší účinnost a vyšší nároky na filtraci pracovní kapaliny než motory se šikmou osou. Umožňují ale konstrukci s průběžnou hřídelí. Obě varianty se používají v hydrostatických převodech pro pojezdy mobilní techniky. [9]



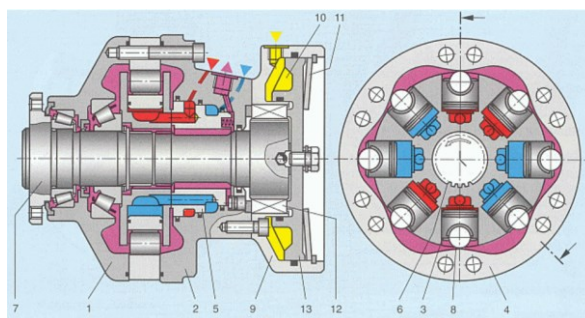
Obrázek 18: Axialní pístový hydromotor se šikmým kotoučem [9]

2.1.6.2 Radiální pístové hydromotory

Radiální pístové hydromotory se řadí mezi nejčastěji používané rotační pomaluběžné motory přenášející vysoké krouticí momenty. Vyrábí se ve dvou variantách (stejně jako rotační pístové hydrogenerátory) - s písty vedenými v rotoru a s písty vedenými ve statoru. Jsou navrhovány výhradně pro nízké až střední otáčky (1,2 – 310 ot/min) a momenty velké až 10 000 Nm. [9]

Radiální pístové hydromotory s písty vedenými v rotoru

Statory těchto hydromotorů mají upravenou opěrnou vodící plochu, díky které písty neopisují kruhovou trajektorii, jako je tomu u hydrogenerátorů, ale jejich trajektorie je zakřivená, viz obr. 19 níže. Tím je umožněn několikanásobný zdvih pístu během jedné otáčky rotoru, přičemž počet vrcholů vodící plochy (i) odpovídá počtu zdvihů pístu. Navýšení počtu zdvihů způsobuje i -násobný pokles otáček a i -násobné navýšení tlaku, proto se tyto hydromotory označují jako vysokomomentové a pomaluběžné. Hydromotory s tímto konstrukčním řešením dosahují účinnosti až 96 % při pracovním tlaku 210 až 320 barů. [9]



Obrázek 19: Radiální pístový hydromotor s písty vedenými v rotoru [9]

Radiální pístové hydromotory s písty vedenými ve statoru

Hydraulická tlaková síla je přenášena skrze písty pohybující se v tělese hydromotoru na mnohoúhelníkový prstenec, který je valivě uložený na excentrické hřídeli. Při otáčení dochází k relativnímu pohybu a tření mezi prstencem a pístem. Pro snížení tření jsou tyto komponenty hydrostaticky odlehčeny. [9]

2.1.7 Základní výpočetní vztahy rotačních hydrostatických převodníků**2.1.7.1 Vztahy hydrostatických převodníků bez uvažování ztrát**

Pro hydrostatické převodníky platí v ustáleném stavu následující vztahy 1–3 (u těchto vztahů jsou zanedbány ztráty, jsou tedy ideální, teoretické): [10,11]

Objemový průtok

Vychází ze základního parametru hydrostatických převodníků – geometrického objemu, což je objem přenesený převodníkem za jednu otáčku. Je závislý na otáčkách. [10]

$$Q_T = V \cdot n \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (1)$$

Kde:

V – geometrický objem hydrostatického převodníku [m³]

n – otáčky [s⁻¹]

Výkon

Udává množství práce způsobující tlakový spád při daném průtoku.

$$P_T = Q_T \cdot \Delta p_T \text{ [kW]} \quad (2)$$

Kde:

Δp_T – teoretický tlakový spád [MPa]

Krouticí moment

Krouticí moment lze vypočítat z výkonu připadajícího na jednu otáčku převodníku. Udává velikost momentu vznikajícího v důsledku tlakového spádu za jednu otáčku při daném geometrickém objemu převodníku. [10]

$$M_T = \frac{P_T}{\omega} = \frac{Q_T \cdot \Delta p_T}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot n \cdot \Delta p_T}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot \Delta p_T}{2 \cdot \pi} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3)$$

Kde:

ω – úhlová rychlost [rad · s⁻¹]

2.1.7.2 Ztráty ovlivňující hydrostatické převodníky

Výše uvedené vztahy pracují s představou, že přeměna energie v převodníku probíhá zcela dokonale, beze ztrát. Ve skutečnosti je tato transformace energie provázána ztrátami, které se dělí na průtokové, mechanické a hydraulické. [11]

Průtokové ztráty

Tyto ztráty vznikají v důsledku nedokonalé těsnosti mezi jednotlivými součástmi pracovních prvků, stlačitelnosti kapaliny apod. [11]

Výsledný průtok se od teoretického liší o ztrátový průtok, který je sumou všech průtokových ztrát: [11]

Průtok hydrogenerátoru se ztrátami:

$$Q_{HG} = Q_T - Q_Z \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

Kde:

Q_T – teoretický (ideální) průtok [MPa]

Q_Z – ztrátový objemový průtok [MPa]

Průtok hydromotoru se ztrátami:

$$Q_{HM} = Q_T + Q_Z \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

Průtoková účinnost hydrogenerátoru:

$$\eta_{QHG} = \frac{Q_{HG}}{Q_T} = \frac{Q_T - Q_Z}{Q_T} = 1 - \frac{Q_Z}{Q_T} \quad (6)$$

Průtoková účinnost hydromotoru:

$$\eta_{QHM} = \frac{Q_T}{Q_{HM}} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_Z} = \frac{1}{1 + \frac{Q_Z}{Q_T}} \quad (7)$$

Skutečný průtok hydrogenerátoru:

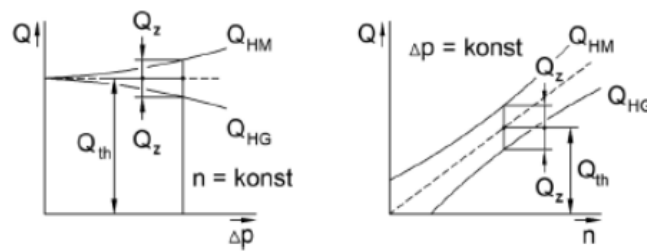
$$Q_{HG} = Q_T \cdot \eta_{QHG} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (8)$$

Skutečný průtok hydromotoru:

$$Q_{HM} = \frac{Q_T}{\eta_{QHM}} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (9)$$

Skutečné otáčky hydromotoru:

$$n_{HM} = \frac{Q_{HM} \cdot \eta_{QHM}}{V} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (10)$$



Obrázek 20: Průtokové ztráty hydrostatických převodníků [11]

Mechanické ztráty

Tyto ztráty vznikají v důsledku mechanického tření. Složky sil vznikajících při tření způsobují na hřídeli hydrostatického převodníku ztrátový moment. Tyto složky lze zařadit do kategorií:

- konstantní, nezávislá na rychlosti a tlaku
- závislá na normálových silách – úměrná tlaku
- způsobená tečným smykovým napětím vrstev viskózní kapaliny – úměrná rychlosti [11]

Hydraulické ztráty

Tyto ztráty vznikají v důsledku proudění viskózní kapaliny vnitřními kanály hydrostatických převodníků. Hydraulické ztráty mají minimální dopad na celkovou účinnost hydrostatických převodníků, často zanedbatelný. [11]

Skutečný moment

Výsledný krouticí moment na hřídeli se od teoretického liší o ztrátový moment, který je sumou všech mechanicko-hydraulických ztrát: [11]

Moment na hřídeli hydrogenerátoru se ztrátami:

$$M_{HG} = M_T + M_Z \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (11)$$

Kde:

M_T – teoretický (ideální) krouticí moment [N · m]

M_Z – ztrátový krouticí moment [N · m]

Moment na hřídeli hydromotoru se ztrátami:

$$M_{HM} = M_T - M_Z \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (12)$$

Tlaková účinnost hydrogenerátoru:

$$\eta_{pHG} = \frac{M_T}{M_{HG}} = \frac{M_T}{M_T + M_Z} = \frac{1}{1 + \frac{M_Z}{M_T}} \quad (13)$$

Tlaková účinnost hydromotoru:

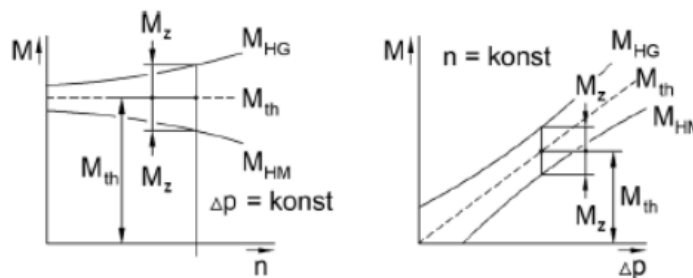
$$\eta_{pHM} = \frac{M_{HM}}{M_T} = \frac{M_T - M_Z}{M_T} = 1 - \frac{M_Z}{M_T} \quad (14)$$

Skutečný tlakový spád na hydrogenerátoru:

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{HG} \cdot \eta_{pHG}}{V} \text{ [MPa]} \quad (15)$$

Skutečný moment na hydromotoru:

$$M_{HM} = \frac{\Delta p_T \cdot V \cdot \eta_{pHM}}{2 \cdot \pi} \text{ [MPa]} \quad (16)$$



Obrázek 21: Mechanicko-hydraulické ztráty hydrostatických převodníků [11]

Celková účinnost hydrostatických převodníků

Z výše uvedených vztahů lze odvodit vztahy pro celkovou účinnost hydrostatických převodníků porovnáním hydraulické a mechanické složky výkonu. [11]

Celková účinnost hydrogenerátoru:

$$\eta_{CHG} = \frac{P_{HHG}}{P_{MHG}} = \frac{Q_{HG} \cdot \Delta p}{M_{HG} \cdot \omega} \quad (17)$$

Kde:

P_{HHG} – hydraulická složka výkonu hydrogenerátoru [kW]

P_{MHG} – mechanická složka výkonu hydrogenerátoru [kW]

Celková účinnost hydromotoru:

$$\eta_{CHM} = \frac{P_{MHHM}}{P_{HHM}} = \frac{M_{HM} \cdot \omega}{Q_{HM} \cdot \Delta p} \quad (18)$$

Kde:

P_{HHM} – hydraulická složka výkonu hydromotoru [kW]

P_{MHHM} – mechanická složka výkonu hydromotoru [kW]

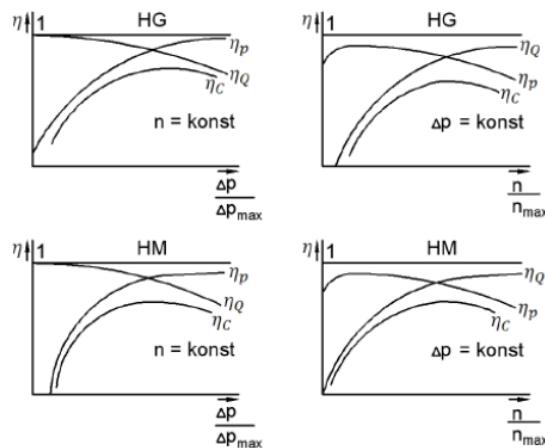
Celková účinnost hydraulických převodníků:

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (19)$$

Kde:

η_Q – průtoková účinnost převodníku

η_p – tlaková účinnost převodníku

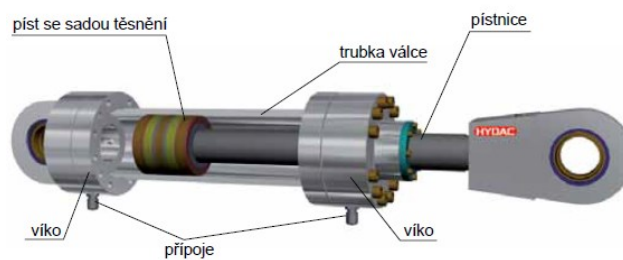


Obrázek 22: Závislost účinnosti hydrostatických převodníků na otáčkách a tlaku [11]

2.1.8 Přímočaré hydromotory

Přímočaré hydromotory (také označované jako hydraulické válce) převádějí hydraulickou energii na mechanickou prostřednictvím přímočarého pohybu pístu uvnitř válce iniciovaného působením tlakové kapaliny. Skládají se z válce, pístnice, pístu, vodícího pouzdra, těsnících prvků a různých druhů upevnění. [2]

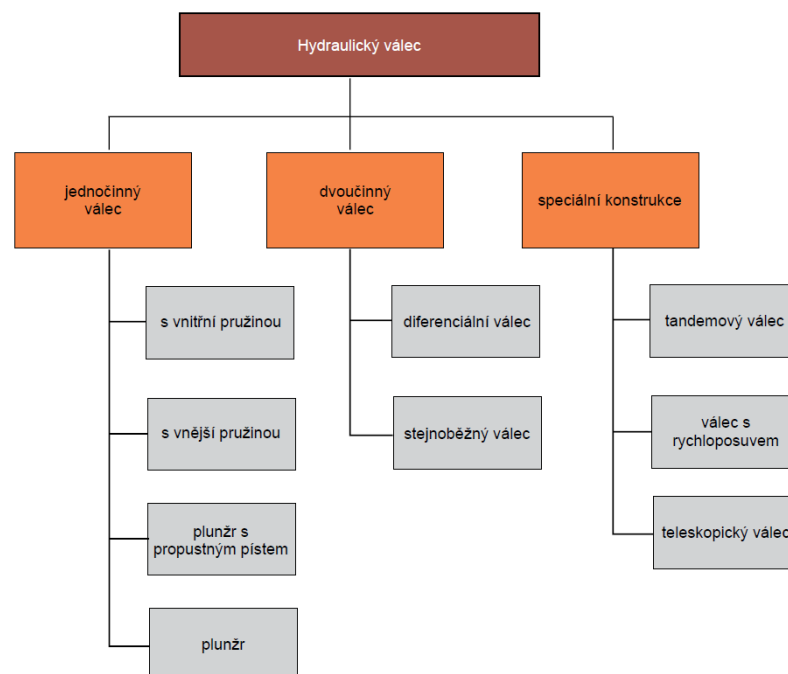
Síla se u těchto motorů vytváří přímo, bez mechanických mezičlánků a lze ji využít v libovolném místě zdvihu v jakékoli velikosti až do jmenovité síly. Využitelný zdvih jde v mezích daných konstrukcí upravovat. Rychlost pohybu lze jednoduše řídit průtokem hydraulické kapaliny. [2]



Obrázek 23: Přímočarý hydromotor [2]

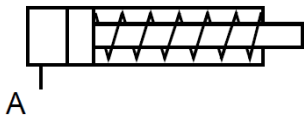
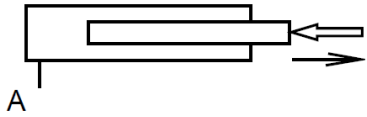
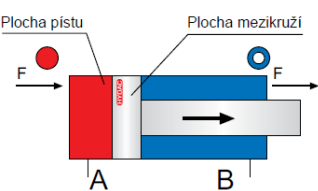
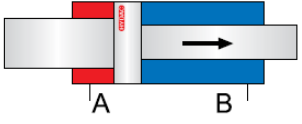
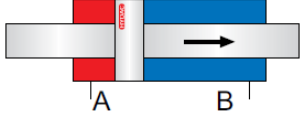
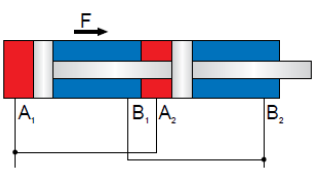
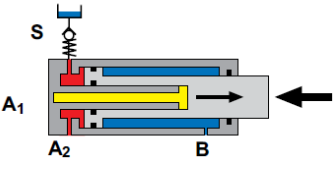
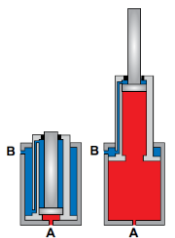
2.1.8.1 Konstrukce přímočarých hydromotorů

Konstrukce přímočarých hydromotorů se dělí do tří hlavních skupin – jednočinné válce, dvojitinné válce a válce speciálních konstrukcí. U jednočinných válců je dosaženo pracovního zdvihu přivedením tlakové kapaliny pod píst a vratný pohyb je vykonán působením vnějšího zatížení či pružiny. Dvojitinné válce umožňují provedení pracovního zdvihu v obou směrech přivedením kapaliny nad/pod píst. Činné plochy pístu mohou být stejné (stejnoběžné válce) nebo rozdílné (diferenciální válce). Rozdíl je dán zmenšením činné plochy pístu o průřez pístnice (diferenciální válce), či odlišnými průměry pístnice na obou stranách pístu (diferenciální válce s průběžnou pístnicí). Přehled používaných konstrukčních řešení je na obr. 24 a v tabulce 3 níže. [2,9]



Obrázek 24: Přehled konstrukcí hydraulických válců [2]

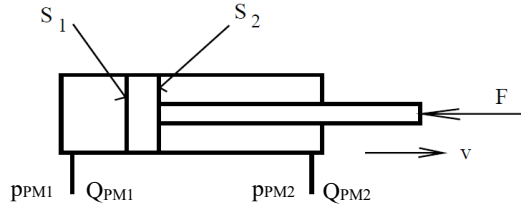
Nejčastěji, jak jde vidět z tabulky níže, je přímočarý hydromotor řešen s pohyblivým pístem a pístnicí a fixním válcem. Opačné řešení se volí velmi zřídka. [9]

| Jednočinný válec | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| S pružinou | S plunžrem | |
|  |  | |
| Dvojčinný válec | | |
| Diferenciální | Diferenciální s oboustrannou pístnicí | Stejnoběžný |
|  |  |  |
| Speciální konstrukce | | |
| Tandemový | S rychloposuvem | Teleskopický |
|  |  |  |
| <p>Válce jsou propojeny a činné plochy pístů se sčítají. Řešení umožňující přenos větší síly bez zvýšení provozního tlaku. (lisovací technika)</p> | <p>Při pracovním zatížení proudí kapalina vstupem A₂ a plní velký objem válce. Při rychloposuvu proudí vstupem A₁, plní menší objem v pístu. Při stejném průtoku je tento pohyb rychlejší za cenu snížení přeneseného tlaku. (lisovací technika)</p> | <p>Skládají se z navzájem do sebe zapadajících válců. Používány tam, kde je zapotřebí velký zdvih. V závislosti na aplikaci se používají jednočinné i dvojčinné varianty. (mobilní technika)</p> |

Tabulka 3: Možnosti provedení pístů a válců [2,9]

2.1.8.2 Základní výpočetní vztahy diferenciálních dvoučinných přímočarých motorů

Nejdůležitějšími parametry přímočarých hydromotorů je rychlost pohybu pístnice a výstupní síla. Pro účinnost těchto hydromotorů platí následující vztahy: [9]



Obrázek 25: Dvojčinný hydromotor s jednostrannou pístnicí [9]

Tlaková účinnost

$$\eta_{pPM} = \frac{F}{F_T} = \frac{F}{(S_1 \cdot p_{TPM1} - S_2 \cdot p_{TPM2})} \quad (20)$$

Kde:

$S_{1,2}$ – obsah činných ploch diferenciálního pístu [m^2]

$p_{TPM1,2}$ – teoretický tlak na vstupu a výstupu přímočarého hydromotoru [MPa]

F – skutečná přenášená síla [N]

F_T – teoretická přenášená síla [N]

Průtoková účinnost

$$\eta_{QPM} = \frac{Q_{TPM}}{Q_{PM1}} = \frac{S_1 \cdot v}{Q_{PM1}} \quad (21)$$

Kde:

Q_{TPM} – teoretický průtok přímočarého hydromotoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Q_{PM1} – skutečný průtok na vstupu přímočarého hydromotoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Celková účinnost

$$\eta_{CPM} = \eta_p \cdot \eta_Q = \frac{P_{MPM}}{P_{HPM}} = \frac{F \cdot v}{Q_{PM1} \cdot p_{PM1} - Q_{PM2} \cdot p_{PM2}} \quad (22)$$

Kde:

Q_{PM2} – skutečný průtok na výstupu přímočarého hydromotoru [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

$p_{PM1,2}$ – skutečný tlak na vstupu a výstupu přímočarého hydromotoru [MPa]

P_{MPM} – mechanická složka výkonu přímočarého hydromotoru [kW]

P_{HPM} – hydraulická složka výkonu přímočarého hydromotoru [kW]

2.2 Prvky pro řízení tlaku

Tyto prvky představují nedílnou součást každého hydraulického obvodu. Jsou používány k omezování maximálního tlaku v obvodu a udržování či snižování jeho velikosti. Dále také k připojování a odpojování sériově zapojených prvků. [9]

2.2.1 Tlakové ventily

Nejčastěji se využívají tlakové ventily jednostupňové (aplikace do 5 MPa) či dvoustupňové (aplikace nad 5 MPa). Podle funkce, kterou v obvodu plní se dále tyto ventily dělí na pojistné (k omezení maximálního tlaku v obvodu) a přepouštěcí (k udržování konstantního tlaku v obvodu téměř nezávisle na průtoku). [9]

2.2.2 Redukční ventily

Redukční ventily se používají k získání více tlakových hladin v obvodu bez nutnosti zapojení více nezávislých zdrojů tlaku, a to snížením – redukcí vyššího tlaku na menší. [9]

2.2.3 Připojovací ventily

Při požadovaném tlaku se ventil otevře a umožní průtok hydraulické kapaliny dále, pokud je tlak v obvodu menší, ventil zůstává uzavřen. [9]

2.2.4 Odpojovací ventily

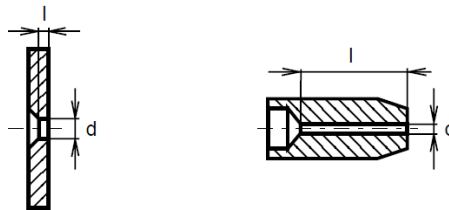
Při dosažení požadovaného (maximálního dovoleného) tlaku se ventil uzavře a přeruší tak průtok kapaliny. Průtok je obnoven při poklesu tlaku, kdy se ventil opět otevře. [9]

2.3 Prvky pro řízení velikosti průtoku

Velikost průtoku je řízena jeho škrcením – vytvořením umělé překážky, která způsobuje tlakový spád. Tlaková energie je během tlakového spádu přeměněna z části na kinetickou a z části na tepelnou energii. Škrcení průtoku se většinou provádí konstantním odporem ve formě clon či trysek, či proměnlivým (škrticí ventily, děliče průtoku). Zapojení těchto prvků se zpravidla řeší rozvětvením obvodu před škrticím prvkem, kdy jím jedna větev protéká a druhá větev umožňuje přebytečné tlakové kapalině odtéct skrze přepouštěcí ventil do zpětného vedení. [9]

2.3.1 Clony a trysky

Tyto prvky se používají k řízení tlakového spádu před různými hydraulickými prvky, zachování konstantního průtoku v paralelních větvích a tlumení tlakových špiček v hydraulickém obvodu. Základním rozlišovacím faktorem mezi clonou a tryskou je délka škrticího otvoru, resp. poměr délky ku průměru. [9]



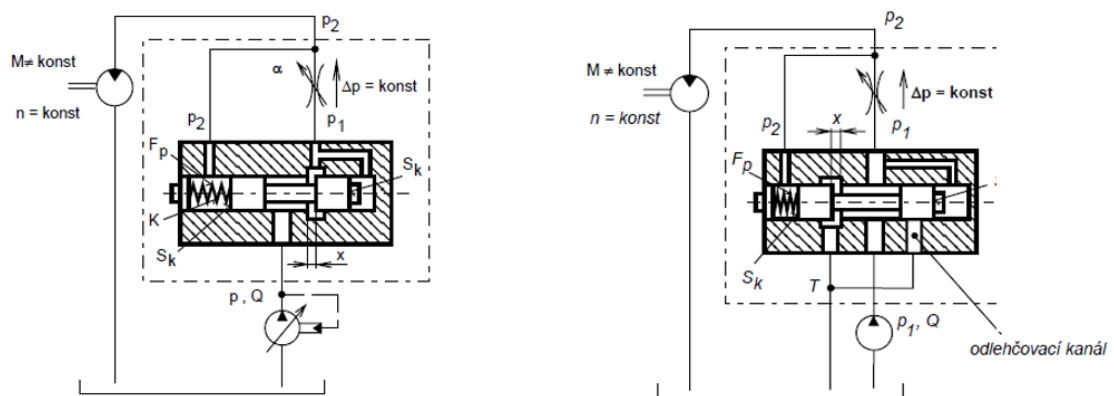
Obrázek 26: Geometrie clony (vlevo) a trysky (vpravo) [9]

2.3.2 Škrticí ventily

Škrticí ventily umožňují spojitě řízení tlakového spádu (průtoku) změnou průtočného průřezu. V závislosti na konstrukčním řešení hradicího elementu jsou rozlišovány škrticí ventily jehlové, šoupátkové a šterbinové. Tvar hradicího elementu určuje závislost škrticího efektu ventilu na viskozitě hydraulické kapaliny, kdy nezávislé na ní jsou ventily šoupátkové a závislé jsou jehlové a šterbinové. [9]

2.3.3 Škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu

Tyto ventily se využívají v aplikacích vyžadujících konstantní průtok při změně zatížení a velmi malou závislost průtoku na viskozitě. Nejběžnější konstrukční řešení ventilů se stabilizací je dvoucestné či třicestné. Dvoucestné škrticí ventily se skládají ze sériově zapojeného redukčního a škrticího ventilu, třicestné z paralelně zapojeného přepouštěcího a škrticího ventilu. Obě řešení pracují na principu rovnováhy sil na šoupátku. U dvoucestných škrticích ventilů v případě nárůstu tlaku p_2 dojde skrze šoupátko k přiškrcení průtoku, resp. tlaku p_1 . U třicestných pak zvýšený tlak p_2 posunem šoupátka umožní přebytečné tlakové kapalině odtéci do zpětného vedení skrze odlehčovací kanál. [9]



Obrázek 27: Dvoucestný (vlevo) a třícestný (vpravo) škrťací ventil se stabilizací [9]

2.4 Prvky pro hrazení průtoku

Tyto prvky umožňují hradit nebo řídit směr průtoku hydraulické kapaliny. [9]

2.4.1 Uzavírací kohouty a ventily

Uzavírací kohouty a ventily představují konstrukčně jednoduché prvky, které slouží k uzavírání a otevírání průtoku. [9]

2.4.1.1 Uzavírací kohout

Uzavírací kohouty se skládají z pevného pouzdra, ve kterém se otáčí v 90° výseči uzavírací element s vrtaným průběžným otvorem. Většina kohoutů je v provedení s kulovým, válcovým či kuželovým uzavíracím elementem. Existují jak dvoucestné, tak třícestné varianty, kdy je průtok hrazen pro dvě větve zároveň. Kohouty pracují pouze v režimu otevřeno-zavřeno. [9]

2.4.1.2 Uzavírací ventil

Uzavírací ventily se používají k uzavírání jednotlivých větví hydrostatického obvodu či k hrazení průtoku k manometrům pro kontrolu tlaku v obvodu. Nejsou určeny jako plnohodnotná náhrada škrťacího ventilu. [9]

2.4.2 Jednosměrné ventily

Tyto ventily jsou určeny k propouštění kapaliny jen jedním směrem. V tomto směru musí ventil způsobovat minimální tlakový spád. V opačném směru musí být ventil dokonale těsný. Tvoří je pouzdro se sedlem, do kterého pružinka tlačí uzavírací element, zpravidla ve tvaru kuličky, existují však i v provedení kuželky či šoupátka. Jedná se o univerzální prvky,

kteří se využívají jako ochrana spotřebičů proti zpětnému rázu, v obtocích chladičů a filtrů, škrticích a tlakových ventilů a obvodech pro brždění pohybu hydromotoru. [9]

2.4.2.1 Hydraulické zámky

Speciální aplikací jednosměrných ventilů jsou řízené jednosměrné ventily (elektrickými či hydraulickými signály). Hydraulické zámky jsou tvořeny dvěma ventily tohoto typu. Používají se například k blokování pohybu hydromotoru. [2,9]

2.4.3 Rozvaděče

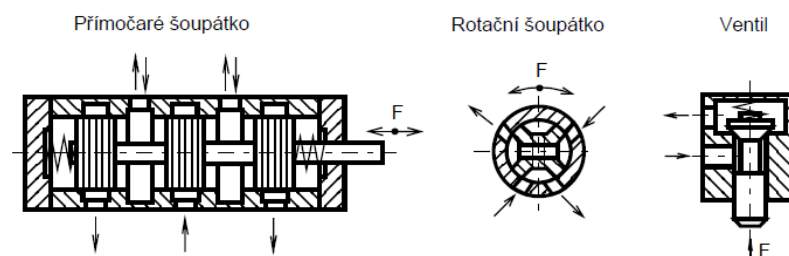
Patří k nejrozšířenějším prvkům pro rozvádění průtoku do různých větví hydraulického obvodu. Rozváděním průtoku se myslí řízení jeho směru, či jeho úplné zastavení. Dle konstrukce a aplikace dělíme rozvaděče do dvou základních skupin: [9]

2.4.3.1 Rozvaděče se šoupátkem

Tyto rozvaděče se nejčastěji vyrábí v provedení s posuvným šoupátkem a jsou velmi často využívány v mobilní hydraulice. Umožňují hrazení středních průtoků s přijatelnou těsností. Existují také rozvaděče s rotačním šoupátkem, nicméně jejich použití je velmi omezené, ovládány jsou zpravidla manuálně. [9]

2.4.3.2 Rozvaděče ventilové a sedlové

Ventilové rozvaděče umožňují hrazení velkých průtoků s výbornou těsností. Jsou hojně využívány ve stacionární hydraulice. Sedlové jsou naopak určeny pro hrazení velmi malých průtoků při současném zaručení vysoké těsnosti. Od ventilových se liší použitým hradicím elementem, který u nich představuje zpravidla kulička. [9]



Obrázek 28: Typy rozvaděčů [9]

2.5 Prvky pro sběr a údržbu kapaliny

Prvky pro sběr hydraulické kapaliny (zásobníky) rozlišujeme dle tlaku působícího na hladinu kapaliny. Pokud na ni působí tlak atmosférický, hovoříme o nádržích, v případě působení vyššího tlaku pak o hydraulických akumulátorech. [9]

Prvky pro údržbu kapaliny slouží převážně k jejímu čištění (filtry) a ke stabilnímu udržování její provozní teploty (chladiče a ohřívače). Tyto prvky tak napomáhají zvýšení životnosti nejen samotné hydraulické kapaliny, ale také celého hydraulického obvodu. [9]

2.5.1 Nádrže

Nádrže představují konstrukčně jednoduché součásti hydraulického obvodu. Slouží nejen k pojmutí objemu kapaliny nutného pro činnost obvodu, ale také k uklidnění kapaliny, čímž se zbaví usazenin a pohlceného vzduchu. Jejich konstrukce musí umožňovat výměnu kapaliny, čištění, kontrolu stavu hladiny, instalaci filtrů, chladičů, ohřívačů a čidel k monitorování teploty či stavu hladiny. V ustáleném provozním stavu musí nádrže stabilizovat teplotu kapaliny. [9]

2.5.2 Hydraulické akumulátory

Hydraulické akumulátory slouží k uchování tlakové energie kapaliny, kterou lze uvolnit v případě potřeby do hydraulického obvodu za účelem doplnění průtokových ztrát, krytí krátkodobého zvýšení odběru tlakové kapaliny, tlumení tlakových špiček a stabilizace pulzujícího průtoku. Lze je také použít jako nouzový zdroj tlakové energie. [9]

2.5.3 Filtry

Čistota hydraulické kapaliny je zásadní pro zaručení správné funkce hydraulického obvodu a životnosti jeho komponentů. Potřebná úroveň čistoty je dána komponenty zapojenými do obvodu a je posuzována klasifikačními systémy daných normou – např. ISO 4406. [9]

| Typ filtru | Použití |
|------------|-----------------------------------------------------------------------|
| Sací | Určeny pro ochranu hydrogenerátorů, jsou relativně hrubé |
| Tlakové | Určeny pro ochranu prvků za HG citlivých na nečistoty do tlaku 41 MPa |
| Odpadní | Určeny pro filtraci kapaliny vracející se zpět do nádrže |

Tabulka 4: Typy filtrů a jejich použití [9]

2.5.4 Chladiče a ohřívače

Chladiče a ohřívače slouží k udržování teploty hydraulické kapaliny v mezích jejích provozních požadavků. Tato zařízení dosahují chladicího/ohřívacího efektu prouděním vzduchu nebo jsou řešena jako systémy s nezávislým oběhem vody. [9]

3 HYDRAULICKÉ KAPALINY

Hydraulická kapalina plní v obvodu řadu funkcí, zejména přenos tlakové energie v systému, mazání, chlazení, odvod nečistot způsobených otěrem a také přenos tlakových signálů potřebných k řízení. Je mechanicky, tepelně a chemicky namáhána a je proto nutná její pravidelná údržba. Kvalita i typ zvolené provozní kapaliny významně ovlivňují spolehlivost celého systému a stejně tak i jeho provozní náklady. Pracovní kapalina slouží také jako indikátor stavu hydraulického obvodu. Současné nástroje technické diagnostiky kapalin umožňují ve vzorku kapaliny identifikovat předporuchové stavy a včas na ně reagovat. [2]

Existuje celá řada typů hydraulických kapalin, mnoho z nich je zaměřeno na velmi specifickou oblast použití, a tak mohou být vlastnosti jednotlivých typů kapalin protichůdné. Některé kapaliny například působí konzervačním účinkem, jiné způsobují korozi, některé jsou hořlavé, jiné nehořlavé, všechny jsou více nebo méně šetrné k životnímu prostředí atd. Je proto nutné se náležitě seznámit s potřebami a možnostmi systému a volit k němu pracovní kapalinu s optimálními vlastnostmi. [2]

3.1 Klíčové vlastnosti hydraulických kapalin

3.1.1 Viskozita

Viskozita udává míru vnitřního tření kapalin, tedy poměr mezi tečným smykovým napětím (vznikající mezi jednotlivými vrstvami kapaliny při jejím proudění) a změnou rychlosti tohoto proudění v čase. Je silně závislá na teplotě a tlaku. Rostoucí viskozita způsobuje tlakové ztráty, klesající může vést k průtokovým ztrátám vlivem netěsností, oba případy snižují účinnost mechanismu. Na její velikosti dále závisí tloušťka mazacího filmu či Reynoldsovo číslo. [5]

3.1.2 Mazací schopnost

Mazací schopnost kapaliny spočívá ve vytvoření filmu na kluzných plochách součástí ve vzájemném kontaktu. Tento film je tvořen polárními molekulami uhlovodíků, které se svými polárními konci uchytí ke kluzným plochám. Tloušťka mazacího filmu je u hydraulických kapalin mnohem menší než u běžných maziv, jedná se prakticky o tloušťku jedné molekuly kapaliny. Mazací film vykazuje vysokou smykovou pevnost a zaručuje oddělení třecích ploch i při jejich vzájemném kontaktu. [5]

3.1.3 Bod vzplanutí

Bod vzplanutí představuje nejnižší teplotu, při které se s přiblížením plamene vznítí páry vytvořené nad hladinou hořlavé kapaliny, avšak nedojde k hoření samotné kapaliny. K tomu dochází při teplotě označované jako bod hoření, kdy se kapalina odpařuje v takové míře, že umožňuje trvalé hoření par. Zkoušky pro stanovení bodu vzplanutí musí probíhat za přesně definovaných podmínek. Bod vzplanutí slouží jako kritérium pro posuzování hořlavosti kapalin a jejich rozdělení do tříd nebezpečnosti dle ČSN 65 0201. [5,12]

3.1.4 Oxidační stálost

Oxidační stálost je schopnost kapaliny odolávat stárnutí, které je způsobeno souborem vnějších činitelů, zejména účinky kyslíku, tepla a světla. Dále má na stárnutí kapaliny vliv obsah vodní složky, vzduchu, nečistot. Životnost kapaliny snižuje nejvíce teplota, zejména po překročení 70 °C, kdy se oxidační účinky zdvojnásobují se stoupením teploty o každých 10 °C. Z toho důvodu se nedoporučuje překračovat tuto teplotu, i když to viskozitní třída kapaliny umožňuje. Kapaliny jsou pro zvýšení oxidační stálosti aditivovány antioxidanty. [5]

3.1.5 Fyziologické a ekologické vlastnosti

Všechny hydraulické kapaliny s výjimkou vody jsou pro organismus i životní prostředí v určité míře škodlivé. Zvláště nebezpečná je práce se syntetickými bezvodými kapalinami, které jsou velmi agresivní vůči biologickému materiálu. Minerální oleje obsahují malé množství karcinogenních látek, a proto se nepoužívají v aplikacích s možností úniku této kapaliny do spodních vod. Nebezpečnost hydraulických kapalin je hodnocena podle toho, jak závažný je dopad jejich průsaku do spodních vod. [5]

3.2 Minerální oleje (kapaliny s ropným základem)

Minerální oleje jsou čiré bezbarvé tekutiny vznikající jako vedlejší produkt při frakční destilaci surové ropy. Jsou složeny převážně z alkanů a cyklických parafinů. Hustota minerálních olejů se pohybuje okolo 0,8 g/cm³. V závislosti na obsahu aditiv se rozlišují třídy minerálních olejů uvedených níže. Receptury uvedených standardních minerálních olejů jsou výrobci často upravovány dle požadavků zákazníka (oleje neobsahující zinek, oleje s detergenty). [5]

Třídy minerálních olejů dle normy ISO 6743:

- HH – bez aditiv
- HL – přísady proti oxidaci a korozi
- HM – jako HL + protioděrové přísady
- HV – jako HM + modifikátor viskozity [5]

Viskozitní třídy minerálních olejů:

Minerální oleje se dále dělí na viskozitní třídy (číslo třídy udává kinematickou viskozitu oleje při teplotě 40 °C). Existuje celá řada viskozitních tříd, nejpoužívanějšími jsou VG 22 (určena pro arktické podmínky), VG 32 (zimní provoz ve střední Evropě), VG 46 (letní provoz ve střední Evropě) a VG 68 (tropické podmínky či obvody s enormním vývinem tepla). [5]

3.2.1 Kapaliny HH

Neaditivované minerální oleje třídy HH jsou určeny pro nízko až střednětlaké aplikace bez specifických požadavků na viskozitu a mazací schopnost. [5]

3.2.2 Kapaliny HL

Minerální oleje třídy HL s inhibitory koroze a oxidace se používají v mechanismech se zvýšenými požadavky na termooxidační stálost a s běžnými požadavky na viskozitu a mazací schopnost (obvody s celodenním provozem, se škrticími ventily, s pístovými hydrogenerátory do 160 barů, se zubovými do 250 barů). [5]

3.2.3 Kapaliny HM

Oleje třídy HM mají stejná aditiva jako HL oleje, oproti nim jsou dále aditivovány protioděrovými přísadami. Vykazují dobrou termooxidační stálost, mazací schopnost při vysokých teplotách a mechanickém namáhání, a odolnost proti pění. Jsou vhodné pro vysokotlaké aplikace (obvody s axiálními pístovými hydrogenerátory pro tlaky 160–450 barů, s radiálními až 750 barů). [5]

3.2.4 Kapaliny HV

Receptura olejů třídy HV vychází z olejů třídy HM, je obohacena o modifikátor viskozity, který umožňuje celoroční využití olejů této třídy v širokém rozsahu teplot v nechráněném prostředí, což je velmi výhodné především v mobilní hydraulice. [5]

3.3 Těžkozápálné kapaliny (kapaliny s omezenou hořlavostí)

Tyto kapaliny mají zvýšenou odolnost proti hoření, používají se v prostředích s nebezpečím vznícení či exploze. [5]

Norma ISO 6743 rozlišuje tyto třídy těžkozápálných kapalin:

- HFA – emulze oleje ve vodě
- HFB – emulze vody v oleji
- HFC – vodní roztoky polymerů
- HFD – syntetické bezvodé kapaliny [5]

Emulze a roztoky s obsahem vody mají značně sníženou schopnost mazání, což vede ke snížení životnosti pohyblivých komponent systému jako třeba hydrogenerátoru, hydromotoru a jejich ložisek, u kterých lze hovořit o snížení životnosti přesahující 80 %. Nejsou vhodné pro provoz při vyšších provozních teplotách. Kontroluje se kyselost emulze (pH 7 až 9) a upravuje se sodou. Emulze jsou často aditivovány inhibitory koroze, přísadami proti pění a baktericidy. Emulze ze syntetických olejů umožňují dosažení stabilnější a jemnější emulze (mikroemulze). [9]

3.4 Ekologicky šetrné kapaliny (biologicky odbouratelné kapaliny)

Z důvodu snahy o ochranu životního prostředí v současnosti nabývají na významu také ekologicky šetrné kapaliny, jejichž důležitou vlastností je biologická rozložitelnost. Jejich rozšíření brání z části také cena, která je v porovnání s minerálními oleji mnohdy dvojnásobná. [5]

Třídy ekologicky šetrných kapalin dle normy ISO 6743:

- HETG – rostlinný olej
- HEPG – polyalkylenglykoly
- HEES – syntetické estery [5,13]

3.4.1 Kapaliny HETG (rostlinné oleje)

Nejčastěji používaný rostlinný olej je řepkový, resp. triglyceridy vyšších mastných kyselin v něm obsažené. Disponují velmi dobrými mazacími vlastnostmi a vysokým viskózním indexem, ale v porovnání s minerálními oleji jsou mnohem méně odolné vůči oxidaci. Nejsou proto vhodné pro provozní teploty nad 70 °C. Jsou citlivé na vodu, se kterou hydrolyzují a jsou hořlavé. Trvanlivost těchto olejů je asi 2 000 provozních hodin. Jakožto

přírodní produkty jsou ekologicky neškodné a zcela odbouratelné, což neznamená, že je lze likvidovat svévolným vylitím do vody či půdy. Využívají se především v hydraulice zemědělských a lesních strojů. Je predikován nárůst jejich využívání v budoucnosti. [5,13]

3.4.2 Kapaliny HEES (syntetické estery)

Kapaliny na bázi syntetických esterů mají srovnatelné vlastnosti s rostlinnými oleji, avšak v některých aspektech nad nimi vynikají. Mají skvělé mazací schopnosti, nízkoteplotní vlastnosti, příznivou závislost viskozity na teplotě a dobře odolávají hydrolýze. Největší výhodou je podstatně větší odolnost vůči oxidaci. Jejich životnost je silně závislá na teplotě a při teplotách nad 70 °C rychle klesá. Nepůsobí korozivně a jsou kompatibilní s těsnicími materiály používanými pro minerální či rostlinné oleje. Používány jsou hlavně v mobilní hydraulice (stavební, zemědělské a lesnické stroje). [5,13]

3.4.3 Kapaliny HEPG (polyalkylenglykoly)

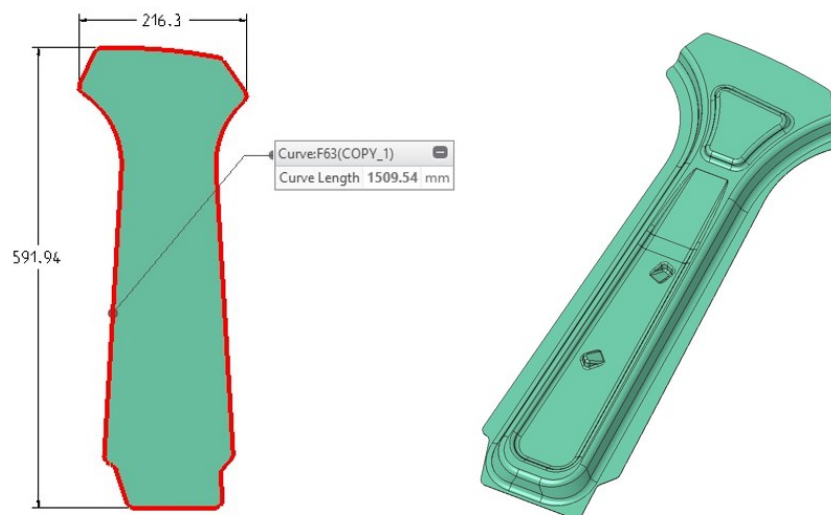
Tyto kapaliny mají velmi podobné složení jako těžkozápalmé HFC kapaliny. Kapaliny na bázi polyglykolů jsou agresivní vůči s nátěrům, hadicím a těsnění na bázi polyuretanu, což částečně omezuje jejich použití. Šetrnost HEPG kapalin k životnímu prostředí je v poslední době zpochybňována pro nedostatečnou biologickou rozložitelnost a nesplňování kritérií pro udělení příslušných certifikátů. Jsou používány pouze v malém měřítku. [13,14]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 VSTUPNÍ PARAMETRY A CÍLE PRÁCE

Cílem praktické části této práce je navrhnout hydraulický obvod pohonu lisu pro procesy stříhání. V první fázi návrhu bude vypočtena potřebná síla lisu. Na základě této síly budou v další fázi navrženy klíčové parametry hydrostatických převodníků a tyto budou následně zvoleny z katalogů výrobců. V závěrečné fázi bude navrženo zapojení obvodu a provedeno zhodnocení řešení. Dílčím cílem je uzpůsobení řešení hydraulického obvodu tak, aby vyhovovalo bezpečnostním předpisům pro návrh hydraulických obvodů, více o těchto předpisech v kapitole 4.1.

Pohon je zamýšlen pro stacionární lis provozovaný v prostředí bez zvýšených bezpečnostních rizik, například v dílně či malé výrobní hale s teplotou vzduchu 15–35 °C. Výstupní (střížná) síla na beranu lisu bude stanovena z referenčního příkladu aplikace – zhotovení výstřížku pro následnou operaci tažení sloupku B osobního vozu.



Obrázek 29: Výstřížek (vlevo) a sloupek B po tažení (vpravo)

Curve Length – Délka (obvodové) křivky

Výstřížek bude zhotoven z tabule pozinkovaného plechu o tloušťce 0,7 mm z materiálu DX56D (označení dle EN 10 346). Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou čerpány z katalogu oceláren ThyssenKrupp, které mimo jiné také uvádí, že se jedná o materiál vhodný k hlubokému tažení, splňující nejvyšší požadavky. [15]

| Relevantní parametry výstřížku | | |
|--------------------------------|---------|-----|
| Obvod (délka stříhu) | 1509,54 | mm |
| Tloušťka | 0,7 | mm |
| Materiál | DX56D | |
| R_m | 260–350 | MPa |

Tabulka 5: Parametry výstřížku [15]

4.1 Bezpečnostní předpisy

Bezpečnostní předpisy pro konstrukci hydraulických lisů upravuje norma ČSN EN ISO 16092-1 (Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů – Lisy, část 1: Obecné bezpečnostní požadavky). Z této normy byly vyňaty zejména pasáže upravující předpisy pro navrhování hydraulických obvodů těchto strojů, uvedeny jsou v tabulce níže.

| Obecné předpisy pro návrh hydraulických obvodů dle ČSN EN ISO 16092-1 | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Součástí obvodu musí být filtry a regulátory tlaku spolu s dalšími prvky k ovládání tlaku. | Pokud by pokles tlaku v systému mohl způsobit samovolný pohyb beranu lisu, nesmí být v takovém případě použito ohebné potrubí. Je třeba navrhovat potrubí a jeho spoje s uvážením poklesu tlaku a v takových případech se nesmí ke spojování použít lisované fitinky, lepené těsnicí kroužky atd. Norma pro tyto případy předepisuje použít tvarové či svarové spoje. |
| Obvod s hydroakumulátory je nutné řešit tak, aby se po vypnutí hydrogenerátoru dekomprimoval na okolní teplotu, přičemž energie uložená v akumulátoru nesmí iniciovat další cyklus. Části obvodu, které jsou udržovány pod tlakem je nutné opatřit vypouštěcím ventilem. | |
| Hydraulické systémy musí být navrhovány tak, aby případný únik pracovní kapaliny nikoho nezranil. | Do obvodu s hydrogenerátorem musí být zařazen pojistný tlakový ventil. |

Tabulka 6: Bezpečnostní předpisy pro návrh hydraulických obvodů [16]

5 STŘIŽNÁ SÍLA

Střížná síla musí být taková, aby na dané střížné ploše vyvinula dostatečné napětí k oddělení výstřížku, přičemž toto napětí musí být větší, nežli je napětí na mezi pevnosti stříhaného materiálu ve stříhu: [17]

$$F_s = S_s \cdot \tau_s \cdot k = L_s \cdot s \cdot R_m \cdot (0,75 \div 0,85) \cdot k \quad (23)$$

Kde:

F_s – střížná síla [N]

S_s – střížná plocha [mm²]

τ_s – mez pevnosti materiálu ve stříhu [MPa]

k – koeficient zahrnující vlivy zvyšující střížnou sílu (opotřebení hran střížníku, vůle mezi střížníkem a střížnicí, samotné seřízení stroje), volí se v rozmezí 1,25 až 1,5

L_s – délka stříhu [mm]

s – tloušťka stříhaného plechu [mm]

R_m – mez pevnosti materiálu v tahu [MPa]

Pro materiálové charakteristiky, jejichž hodnoty jsou uváděny v určitých intervalech, je vždy volena hodnota maximální z důvodu zaručení přestřížení. Pevnost materiálu není dostatečně velká na to, aby měla výraznější vliv na otupení nástroje, proto je volena spíše nižší hodnota. [17]

| Veličina | Interval pro volbu hodnot | Zvolená hodnota | Jednotky |
|----------|---------------------------|-----------------|----------|
| R_m | 260 ÷ 350 | 350 | MPa |
| τ_s | $(0,75 \div 0,85)R_m$ | $0,85R_m$ | MPa |
| k | 1,25 ÷ 1,5 | 1,25 | |

Tabulka 7: Volené hodnoty pro výpočet střížné síly [15,17]

5.1.1 Výpočet střížné síly

Střížná síla je vypočtena níže po dosazení hodnot do rovnice (23):

$$F_s = 1\,509,54 \cdot 0,7 \cdot 350 \cdot 0,85 \cdot 1,25 = 392\,952,13 \text{ N} = 392,95 \text{ kN} \quad (24)$$

Tlačná síla lisu musí být větší nežli výše vypočítaná střížná síla, bude uvažována požadovaná tlačná síla $F_L = 400 \text{ kN}$.

6 NÁVRH HYDROSTATICKÝCH PŘEVODNÍKŮ

Před samotným návrhem hydrostatických převodníků je nutné zvolit některé z požadovaných parametrů hydraulického obvodu. Tyto jsou uvedeny v tabulce níže.

| Veličina | Popis | Zvolená hodnota | Jednotky |
|----------|----------------------------------------------------------|-----------------|---------------------------------|
| F_L | Požadovaná tlačná síla lisu | 400 000 | N |
| v_{1M} | Rychlost vysouvání pístnice hydromotoru | 100 | $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| v_{2M} | Rychlost zasouvání pístnice hydromotoru | ~ 200 | $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| p_{PV} | Max. přípustný tlak v obvodu (tlak na pojistném ventilu) | 16 | MPa |
| A_L | Výška lisu | 2 600 | mm |
| B_L | Výška pracovního prostoru lisu | 1 020 | mm |
| C_L | Šířka pracovního prostoru lisu | 1035 | mm |
| D_L | Hloubka rámu lisu | 410 | mm |
| L_1 | Délka sekce potrubí 1 | 2 000 | mm |
| L_2 | Délka sekce potrubí 2 | 1 500 | mm |
| L_3 | Délka sekce potrubí 3 | 2 500 | mm |
| L_4 | Délka sekce potrubí 4 | 2 000 | mm |
| L_5 | Délka sekce potrubí 5 | 2 000 | mm |

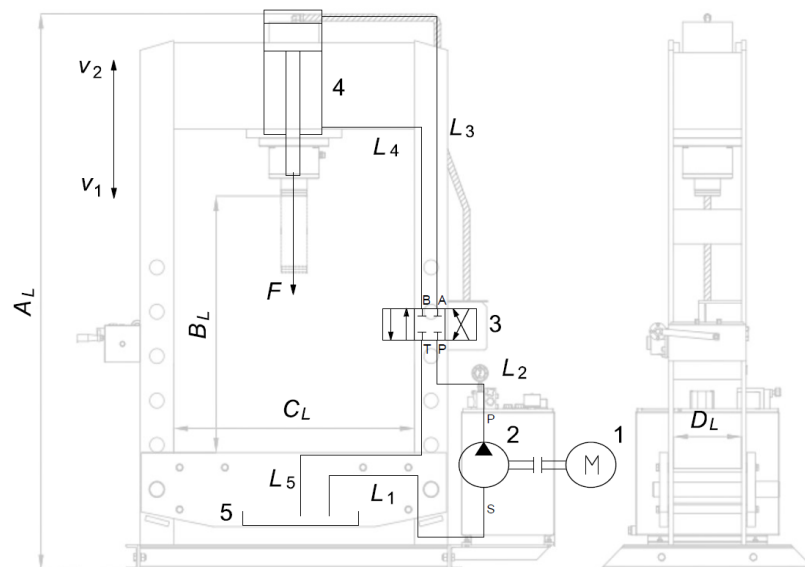
Tabulka 8: Volené parametry navrhovaného hydraulického obvodu [18]

Volbu parametrů ilustruje velmi zjednodušené schéma obvodu na obrázku níže. Rozměry rámu lisu (A_L , B_L , C_L , D_L) jsou zvoleny dle výrobce OMCN, konkrétně největšího modelu produktové řady W Line – 204/W. [18]

Rychlost vysouvání pístnice je volena s přihlédnutím k běžně používaným pracovním rychlostem, například pro výše uvedený lis OMCN 204/W uvádí výrobce rychlost $120 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Rychlost zasouvání je volena maximální možná (nejlépe dvojnásobná oproti rychlosti vysouvání) na základě standardizovaných poměrů pro katalogové přímočaré hydromotory. [18,19,20]

Maximální přípustný tlak v obvodu je volen s ohledem na maximální tlak, na který jsou běžně navrhovány katalogové přímočaré hydromotory základních řad pro lehké provozní podmínky. Například výrobce HYDROMA uvádí jako lehké zatížení 16 až 20 MPa (pro řady EH a ZH1). Bosch-Rexroth nabízí ve svém portfoliu přímočaré hydromotory pro jmenovité tlaky 16–35 MPa, z čehož lze vyvodit, že i zde představuje 16 MPa hranici lehkého zatížení. Na tuto hodnotu jsou navrhovány například řady jejich hydromotorů CDL2 a CDM1. [19,21]

Hodnota maximálního přípustného tlaku je volena také se snahou vyhnout se větším tlakovým ztrátám, které s tlakem v obvodu rostou a také nutnosti použití kvalitnějších prvků zejména kvůli těsnosti a s ní spjatou účinností.



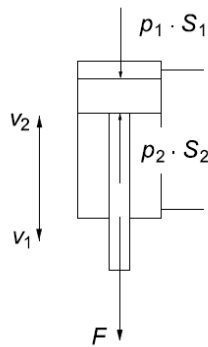
Obrázek 30: Schéma pro volbu parametrů hydraulického obvodu [18]

1 – elektromotor, 2 – hydrogenerátor, 3 – rozvaděč, 4 – přímočarý hydromotor, 5 - nádrž

6.1 Návrh přímočarého hydromotoru

Pro prvotní návrh hydromotoru bude uvažována jeho mechanicko-tlaková účinnost $\eta_{mpM} = 0,95$ a tlak na straně pístu p_{1M} bude uvažován o 1 MPa nižší než jmenovitý tlak, tedy 15 MPa. Tím je vytvořena rezerva pro rozběh motoru a také pro tlakové ztráty vznikající při průtoku pracovní kapaliny vedením a jednotlivými prvky obvodu. Volbou normalizovaného průměru pístu hydromotoru metodou nejbližší vyšší hodnota dochází k dalšímu navýšení této rezervy. [20]

Klíčovými parametry přímočarého hydromotoru je průměr pístu a pístnice. Jejich výpočet vychází z předpokladu, že výslednice sil působících na píst je nulová, tedy platí rovnováha sil. [20]



Obrázek 31: Schéma silové rovnováhy na pístu hydromotoru

$$p_{1M} \cdot S_{1M} - p_{2M} \cdot S_{2M} - \frac{F_L}{\eta_{mpM}} = 0 \quad (25)$$

Kde:

p_{1M} – tlak na straně pístu hydromotoru [MPa]

S_{1M} – plná plocha pístu hydromotoru [mm²]

p_{2M} – tlak na straně pístnice hydromotoru [MPa]

S_{2M} – plocha mezikruží pístu hydromotoru [mm²]

F_L – požadovaná tlačná síla lisu [N]

η_{mpM} – mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru

6.1.1 Návrh průměru pístu hydromotoru

Z rovnice (25) lze odvodit teoretickou plnou plochu pístu S_{1Mt} položením tlaku na straně pístnice $p_{2M} = 0$:

$$p_{1M} \cdot S_{1Mt} - \frac{F_L}{\eta_{mpM}} = 0 \rightarrow S_{1Mt} = \frac{F_L}{p_{1M} \cdot \eta_{mpM}} \quad (26)$$

Kde:

S_{1Mt} – teoretická plná plocha pístu hydromotoru [mm²]

Dosažením hodnot do rovnice (26) je vypočtena teoretická plná plocha pístu (27) a z ní dále vypočten teoretický průměr pístu (28):

$$S_{1Mt} = \frac{400\,000}{15 \cdot 0,95} = 28\,070,18 \text{ mm}^2 \quad (27)$$

$$S_{1Mt} = \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \rightarrow D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1Mt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 28\,070,18}{\pi}} = 189,05 \text{ mm} \quad (28)$$

Kde:

D_t – teoretický průměr pístu hydromotoru [mm]

Na základě vypočteného teoretického průměru pístu je zvolen normalizovaný průměr $D = 200$ mm dle normy ČSN 11 9101.

| Normalizované průměry pístů [mm] | |
|----------------------------------|------------------------------------------------------|
| Základní | 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320 |
| Doplňkové | 90; 110; 140; 180; 220; 280 |

Tabulka 9: Přehled normalizovaných průměrů pístů hydromotorů dle ČSN 11 9101 [22]

Po volbě normalizovaného průměru pístu je vhodné přepočítat potřebný tlak (30) pro skutečnou plnou plochu pístu (29):

$$S_{1Ms} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 200^2}{4} = 31\,415,93 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

Kde:

S_{1Ms} – skutečná plná plocha pístu hydromotoru [mm²]

D – skutečný průměr pístu hydromotoru [mm]

$$p_{1Ms} = \frac{F_L}{S_{1Ms} \cdot \eta_{mpM}} = \frac{400\,000}{31\,415,93 \cdot 0,95} = 13,40 \text{ MPa} \quad (30)$$

Kde:

p_{1Ms} – skutečný potřebný tlak na straně pístu hydromotoru [MPa]

Z výsledku výpočtu skutečného potřebného tlaku (30) je patrné podstatné navýšení tlakové rezervy na 2,6 MPa.

6.1.2 Návrh průměru pístnice hydromotoru

Jak bylo naznačeno výše, někteří výrobci přímo uvádějí poměr ploch pístu hydromotoru, přičemž tento poměr platí také pro rychlosti vysouvání a zasouvání pístnice. Pro zvolený průměr pístu $D = 200$ mm jsou standardně nabízeny pístnice o průměru $d_P = 110$ mm, případně 140 mm s poměry 1,43, resp. 1,96. [23]

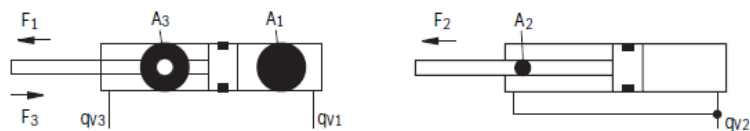
Pro danou aplikaci je zvolen hydromotor Bosch-Rexroth CDM1 s průměrem pístnice $d_P = 140$ mm. Rychlost zasouvání pístnice tedy bude téměř dvojnásobná oproti rychlosti vysouvání ($100/196 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$). Dále je zvolen pracovní zdvih hydromotoru $L_P = 958$ mm. Níže je uveden katalogový list pro zvolený typ hydromotorů.

Technical data

(For applications outside these values, please consult us!)

Areas, forces, flow

| Piston ØAL in mm | Piston rod ØMM in mm | Area ratio φ A1/A3 | Areas | | | Force at 160 bar ¹⁾ | | | Flow at 0.1 m/s ²⁾ | | | max. stroke length in mm |
|------------------------|----------------------------|--------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| | | | Piston A ₁ in cm ² | Rod A ₂ in cm ² | Ring A ₃ in cm ² | Pressure F ₁ kN | Diff. F ₂ kN | Pulling F ₃ kN | OFF q _{v1} l/min | Diff. q _{v2} l/min | ON q _{v3} l/min | |
| 25 | 14 | 1.46 | 4.91 | 1.54 | 3.37 | 7.85 | 2.44 | 5.37 | 2.9 | 0.9 | 2.0 | 600 |
| | 18 | 2.08 | | 2.54 | 2.36 | | 4.07 | 3.76 | | 1.5 | 1.4 | |
| 32 | 18 | 1.46 | 8.04 | 2.54 | 5.50 | 12.80 | 4.07 | 8.76 | 4.8 | 1.5 | 3.3 | 800 |
| | 22 | 1.90 | | 3.80 | 4.24 | | 6.08 | 6.76 | | 2.3 | 2.5 | |
| 40 | 22 | 1.43 | 12.56 | 3.80 | 8.76 | 20.00 | 6.08 | 14.03 | 7.5 | 2.3 | 5.2 | 2000 |
| | 28 | 1.96 | | 6.16 | 6.41 | | 9.82 | 10.24 | | 3.7 | 3.8 | |
| 50 | 28 | 1.46 | 19.63 | 6.16 | 13.47 | 31.30 | 9.82 | 21.55 | 11.8 | 3.7 | 8.1 | 2000 |
| | 36 | 2.08 | | 10.18 | 9.46 | | 16.29 | 15.10 | | 6.1 | 5.6 | |
| 63 | 36 | 1.48 | 31.17 | 10.18 | 20.99 | 49.80 | 16.29 | 33.56 | 18.7 | 6.1 | 12.6 | 2000 |
| | 45 | 2.04 | | 15.90 | 15.27 | | 25.40 | 24.41 | | 9.5 | 9.2 | |
| 80 | 45 | 1.46 | 50.26 | 15.90 | 34.36 | 80.30 | 25.40 | 54.96 | 30.2 | 9.5 | 20.7 | 2000 |
| | 56 | 1.96 | | 24.63 | 25.63 | | 39.30 | 40.99 | | 14.8 | 15.4 | |
| 100 | 56 | 1.46 | 78.54 | 24.63 | 53.91 | 125.00 | 39.30 | 86.22 | 47.1 | 14.8 | 32.3 | 3000 |
| | 70 | 1.96 | | 38.48 | 40.06 | | 61.50 | 64.04 | | 23.1 | 24.0 | |
| 125 | 70 | 1.46 | 122.72 | 38.48 | 84.24 | 196.00 | 61.50 | 134.7 | 73.6 | 23.1 | 50.5 | 3000 |
| | 90 | 2.08 | | 63.62 | 59.10 | | 101.00 | 94.49 | | 38.2 | 35.4 | |
| 160 | 90 | 1.46 | 201.06 | 63.62 | 137.44 | 321.00 | 101.00 | 219.8 | 120.6 | 38.2 | 82.4 | 3000 |
| | 110 | 1.90 | | 95.06 | 106.00 | | 151.00 | 169.5 | | 57.0 | 63.6 | |
| 200 | 110 | 1.43 | 314.16 | 95.06 | 219.09 | 502.60 | 152.00 | 350.6 | 188.5 | 57.0 | 131.5 | 3000 |
| | 140 | 1.96 | | 153.96 | 160.20 | | 246.30 | 256.3 | | 92.4 | 96.1 | |



¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts such as swivel heads, plates, or valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

Obrázek 32: Katalogový list Bosch-Rexroth sérii hydromotorů CDM1 [23]

Piston – píst, piston rod – pístnice, area ratio – poměr ploch



Obrázek 33: Přímočárý hydromotor Bosch-Rexroth řady CDM1 [24]

Pro případ individuálního návrhu průměru pístnice (nezávisle na standardních řadách) či jako kontrola zvoleného průměru slouží výpočty níže. Základním předpokladem je konstantní průtok při daných rychlostech vysouvání a zasouvání pístnice.

Z tzv. rovnice kontinuity je vyjádřena teoretická plocha mezikruží pístu:

$$S_{1Ms} \cdot v_{1M} = S_{2Mt} \cdot v_{2M} \rightarrow S_{2Mt} = S_{1Ms} \cdot \frac{v_{1M}}{v_{2M}} \quad (31)$$

Kde:

$S_{2M,t}$ – teoretická plocha mezikruží pístu hydromotoru [mm²]

v_{1M} – rychlost vysouvání pístnice hydromotoru [mm · s⁻¹]

v_{2M} – rychlost zasouvání pístnice hydromotoru [mm · s⁻¹]

Dosazením hodnot do rovnice (31) je vypočtena teoretická plocha mezikruží pístu (32) a z ní dále vyjádřen a vypočten teoretický průměr pístnice (33):

$$S_{2Mt} = 31\,415,93 \cdot \frac{100}{200} = 15\,707,96 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

$$S_{2Mt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{Pt}^2}{4} \rightarrow d_{Pt} = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_{2Mt}}{\pi}} = \sqrt{200^2 - \frac{4 \cdot 15\,707,96}{\pi}}, \quad (33)$$

$$d_{Pt} = 141,42 \text{ mm}$$

Kde:

d_{Pt} – teoretický průměr pístnice hydromotoru [mm]

Dle výpočtu teoretického průměru pístnice (33) lze předpokládat volbu normalizovaného průměru $d_P = 140$ mm, či 160 mm, přičemž průměr pístnice $d_P = 160$ mm není pro zvolený průměr pístu $D = 200$ mm standardně nabízen a byla by nutná konzultace s výrobcem, či vývoj vlastního hydromotoru.

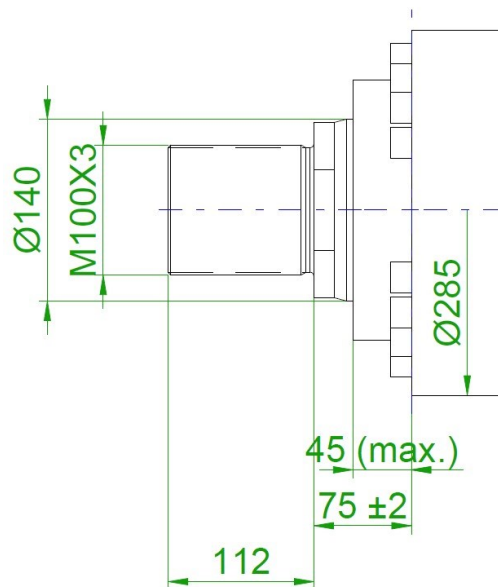
| Normalizované průměry pístnic [mm] | |
|------------------------------------|-------------------------------------------|
| Základní | 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160 |
| Doplňkové | 45; 55; 70; 90; 110; 140 |

Tabulka 10: Přehled normalizovaných průměrů pístnic hydromotorů dle ČSN 11 9101 [22]

Po zvolení normalizovaného průměru pístnice by měla být přepočítána a posouzena skutečná rychlost jejího vysouvání v_2 vyjádřením z rovnice (31). Rychlost vysouvání pro průměr pístnice $d_p = 140$ mm však už byla uvedena výše ($196 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$), a proto zde nebude počítána.

6.1.3 Kontrola pístnice na vzpěr

Výrobce zvoleného hydromotoru neuvádí materiál, ze kterého je pístnice vyrobena. Dle strojnických tabulek je tedy zvolena legovaná ocel pro vysoce namáhané pístnice 16 532.4 (označení dle ČSN EN 10020). Z výkresu pro zvolenou konfiguraci hydromotoru (poskytnutého výrobcem) je vyňato zakótované vysunutí pístnice v nulové poloze. [25]



Obrázek 34: Vysunutí pístnice v nulové poloze [26]

Maximální vysunutí pístnice je dáno součtem pracovního zdvihu pístnice a jejího vysunutí v nulové poloze:

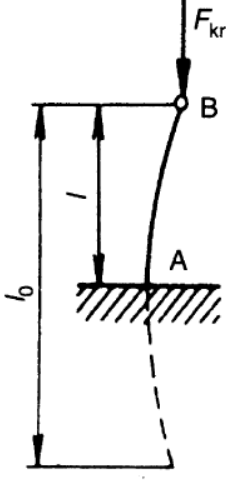
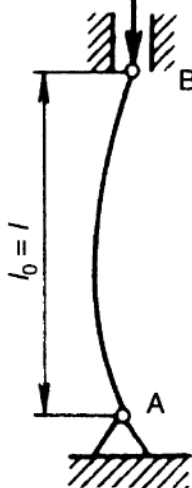
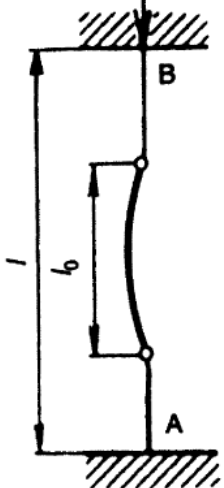
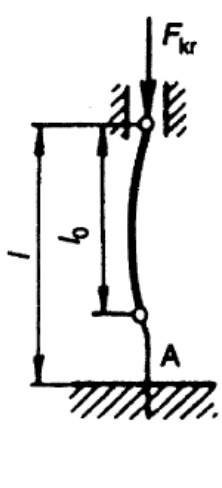
$$L_{Pmax} = L_P + L_{P0} = 958 + (112 + 75 - 45) = 1\,100 \text{ mm} \quad (34)$$

Kde:

L_{Pmax} – maximální vysunutí pístnice hydromotoru [mm]

L_P – pracovní zdvih hydromotoru [mm]

L_{P0} – vysunutí pístnice hydromotoru v nulové poloze [mm]

| Typ uložení I | Typ uložení II | Typ uložení III | Typ uložení IV |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|  |  |  |  |
| $l_0 = 2l$ | $l_0 = l$ | $l_0 = \frac{l}{2}$ | $l_0 = \frac{l}{\sqrt{2}}$ |
| $\alpha = \frac{\pi}{2}$ | $\alpha = \pi$ | $\alpha = 2\pi$ | $\alpha = \pi\sqrt{2}$ |
| Kritická síla | | | |
| $F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot EI_{min}}{l_0^2} = \frac{\alpha^2 \cdot EI_{min}}{l^2}$ | | | |

Tabulka 11: Eulerovy vztahy pro vzpěrnou pevnost [25]

Uložení pístnice v hydromotoru reprezentuje typ uložení IV dle tabulky výše – uložení prutu s jedním koncem vetknutým a druhým posuvně uloženým. Štíhlost maximálně vysunuté pístnice:

$$\lambda_p = \frac{L_0}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_p}}} = \frac{\frac{L_{pmax}}{\sqrt{2}}}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}} = \frac{\frac{L_{pmax}}{\sqrt{2}}}{\frac{d_p}{4}} = \frac{\frac{1100}{\sqrt{2}}}{\frac{140}{4}} = 22,22 \quad (35)$$

Kde:

λ_p – štíhlost maximálně vysunuté pístnice

I_{min} – kvadratický moment průřezu pístnice [mm⁴]

S_p – průřez pístnice [mm²]

| Štíhlost pístnice | Způsob kontroly |
|------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| $\lambda_p \leq 40$ | Kontrola na prostý tah/tlak |
| $40 < \lambda_p < \lambda_m$ | Oblast nepružného vzpěru, kontrola na vzpěrnou pevnost podle Tetmajera |
| $\lambda_p > \lambda_m$ | Oblast pružného vzpěru, kontrola na vzpěrnou pevnost podle Eulera |

Tabulka 12: Způsob kontroly na vzpěrnou pevnost v závislosti na štíhlosti pístnice [20]

| Veličina | Hodnota | Jednotky |
|----------|---------|----------|
| R_m | 1 570 | MPa |
| R_e | 1 370 | MPa |
| E | 210 000 | MPa |

Tabulka 13: Mechanické vlastnosti materiálu 16 532.4 [25]

Dle literatury se pístnice hydromotorů při štíhlosti menší než 40 kontrolují na prostý tlak:

$$\sigma_{dP} = \frac{F_L}{S_P} = \frac{F_L}{\frac{\pi \cdot d_P^2}{4}} = \frac{400\,000}{\frac{\pi \cdot 140^2}{4}} = 25,99 \text{ MPa} \quad (36)$$

Kde:

σ_{dP} – tlak působící na průřez pístnice [MPa]

Dovolené napětí v tlaku je stejné jako v tahu, tedy $R_e = \sigma_{dP,DOV} = 1\,370$ MPa pro materiál 16 532.4. Dále je vypočtena bezpečnost:

$$k_P = \frac{\sigma_{dP,DOV}}{\sigma_{dP}} = \frac{1\,370}{25,99} = 52,72 \quad (37)$$

Kde:

k_P – koeficient bezpečnosti pro průřez pístnice v tlaku

$\sigma_{dP,DOV}$ – dovolený tlak pro materiál 16 532.4 [MPa]

Dle vypočtené bezpečnosti je zřejmé, že daný průřez pístnice vyhovuje kontrole na tlak, dovolený tlak je mnohonásobně větší nežli působící tlak.

6.2 Návrh hydrogenerátoru

Zásadním parametrem hydrogenerátoru je objemový průtok. Požadovaný teoretický objemový průtok lze vypočítat vyčíslením jedné ze stran rovnice kontinuity (31):

$$Q_{Gt} = S_{1Ms} \cdot v_{1M} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_{1M} = \frac{\pi \cdot 200^2}{4} \cdot 100, \quad (38)$$
$$Q_{Gt} = 3,14 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 3,14 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

Q_{Gt} – požadovaný teoretický objemový průtok hydrogenerátoru [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro výběr vhodného pohonu hydrogenerátoru je nutné znát požadovaný hydraulický výkon hydrogenerátoru:

$$P_h = p_{PV} \cdot Q_{Gt} = 16 \cdot 3,14 = 50,24 \text{ kW} \quad (39)$$

Kde:

P_h – požadovaný hydraulický výkon hydrogenerátoru [kW]

p_{PV} – max. přípustný tlak v obvodu (tlak na pojistném ventilu) [MPa]

Jako pohon hydrogenerátoru je zvolen elektromotor Siemens 1LG4253-4AA, který generuje jmenovitý výkon 55 kW při 1480 otáčkách za minutu. [27]



Obrázek 35: Elektromotor Siemens 1LG4253-4AA [28]

Následně je vypočítán teoretický geometrický objem hydrogenerátoru, který představuje objem pracovní kapaliny přečerpaný za jednu otáčku hydrogenerátoru (bez uvažování ztrát):

$$Q_{Gt} = V_{gG} \cdot n_{EM} \rightarrow V_{gGt} = \frac{Q_{Gt}}{n_{EM}} = \frac{3,14}{\frac{1480}{60}}, \quad (40)$$

$$V_{gGt} = 127,3 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3 = 127,3 \text{ cm}^3$$

Kde:

V_{gGt} – teoretický geometrický objem hydrogenerátoru [cm^3]

n_{EM} – otáčky elektromotoru [min^{-1}]

Teoretický geometrický objem představuje hlavní parametr pro volbu hydrogenerátoru. Je zvolen pístový axiální hydrogenerátor se šikmou osou Bosch-Rexroth A2F090/61R-VBB05 s geometrickým objemem 125 cm^3 . Volbou hydrogenerátoru s menším geometrickým objemem (nežli V_{gGt}) dojde k mírnému snížení rychlosti pohybu pístnice. [29]

Technical data

Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

| Size | NG | | 5 | 10 | 12 | 16 | 23 | 28 | 32 | 45 | 56 | 63 | 80 | |
|----------------------------------------|------------------------------|------------------------------|---------|--------------------|--------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----|
| Displacement geometric, per revolution | V_g | cm^3 | 4.93 | 10.3 | 12 | 16 | 22.9 | 28.1 | 32 | 45.6 | 56.1 | 63 | 80.4 | |
| Speed maximum ¹⁾ | n_{nom} | rpm | 5600 | 3150 | 3150 | 3150 | 2500 | 2500 | 2500 | 2240 | 2000 | 2000 | 1800 | |
| | $n_{max}^{2)}$ | rpm | 8000 | 6000 | 6000 | 6000 | 4750 | 4750 | 4750 | 4250 | 3750 | 3750 | 3350 | |
| Flow at n_{nom} | q_v | L/min | 27.6 | 32 | 38 | 50 | 57 | 70 | 80 | 102 | 112 | 126 | 145 | |
| Power at | $\Delta p = 350 \text{ bar}$ | P | kW | 14.5 ⁴⁾ | 19 | 22 | 29 | 33 | 41 | 47 | 60 | 65 | 84 | |
| | $\Delta p = 400 \text{ bar}$ | P | kW | – | 22 | 25 | 34 | 38 | 47 | 53 | 68 | 75 | 96 | |
| Torque ³⁾ | at V_g and | $\Delta p = 350 \text{ bar}$ | T | Nm | 24.7 ⁴⁾ | 57 | 67 | 89 | 128 | 157 | 178 | 254 | 351 | 448 |
| | | $\Delta p = 400 \text{ bar}$ | T | Nm | – | 66 | 76 | 102 | 146 | 179 | 204 | 290 | 357 | 401 |
| Rotary stiffness | c | kNm/rad | 0.63 | 0.92 | 1.25 | 1.59 | 2.56 | 2.93 | 3.12 | 4.18 | 5.94 | 6.25 | 8.73 | |
| Moment of inertia for rotary group | J_{GR} | kgm^2 | 0.00006 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0012 | 0.0012 | 0.0012 | 0.0024 | 0.0042 | 0.0042 | 0.0072 | |
| Maximum angular acceleration | α | rad/s^2 | 5000 | 5000 | 5000 | 5000 | 6500 | 6500 | 6500 | 14600 | 7500 | 7500 | 6000 | |
| Case volume | V | L | | 0.17 | 0.17 | 0.17 | 0.20 | 0.20 | 0.20 | 0.33 | 0.45 | 0.45 | 0.55 | |
| Mass (approx.) | m | kg | 2.5 | 6 | 6 | 6 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 13.5 | 18 | 18 | 23 | |

| Size | NG | | 90 | 107 | 125 | 160 | 180 | 200 | 250 | 355 | 500 | 710 | 1000 | | |
|----------------------------------------|------------------------------|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
| Displacement geometric, per revolution | V_g | cm^3 | 90 | 106.7 | 125 | 160.4 | 180 | 200 | 250 | 355 | 500 | 710 | 1000 | | |
| Speed maximum ¹⁾ | n_{nom} | rpm | 1800 | 1600 | 1600 | 1450 | 1450 | 1550 | 1500 | 1320 | 1200 | 1200 | 950 | | |
| | $n_{max}^{2)}$ | rpm | 3350 | 3000 | 3000 | 2650 | 2650 | 2750 | 1800 | 1600 | 1500 | 1500 | 1200 | | |
| Flow at n_{nom} | q_v | L/min | 162 | 171 | 200 | 233 | 261 | 310 | 375 | 469 | 600 | 852 | 950 | | |
| Power at | $\Delta p = 350 \text{ bar}$ | P | kW | 95 | 100 | 117 | 136 | 152 | 181 | 219 | 273 | 350 | 497 | 554 | |
| | $\Delta p = 400 \text{ bar}$ | P | kW | 108 | 114 | 133 | 155 | 174 | 207 | – | – | – | – | | |
| Torque ³⁾ | at V_g and | $\Delta p = 350 \text{ bar}$ | T | Nm | 501 | 594 | 696 | 893 | 1003 | 1114 | 1393 | 1978 | 2785 | 3955 | 5570 |
| | | $\Delta p = 400 \text{ bar}$ | T | Nm | 573 | 679 | 796 | 1021 | 1146 | 1273 | – | – | – | – | |
| Rotary stiffness | c | kNm/rad | 9.14 | 11.2 | 11.9 | 17.4 | 18.2 | 57.3 | 73.1 | 96.1 | 144 | 270 | 324 | | |
| Moment of inertia for rotary group | J_{GR} | kgm^2 | 0.0072 | 0.0116 | 0.0116 | 0.0220 | 0.0220 | 0.0353 | 0.061 | 0.102 | 0.178 | 0.55 | 0.55 | | |
| Maximum angular acceleration | α | rad/s^2 | 6000 | 4500 | 4500 | 3500 | 3500 | 11000 | 10000 | 8300 | 5500 | 4300 | 4500 | | |
| Case volume | V | L | 0.55 | 0.8 | 0.8 | 1.1 | 1.1 | 2.7 | 2.5 | 3.5 | 4.2 | 8 | 8 | | |
| Mass (approx.) | m | kg | 23 | 32 | 32 | 45 | 45 | 66 | 73 | 110 | 155 | 325 | 336 | | |

Obrázek 36: Katalogový list hydrogenerátoru Bosch-Rexroth A2FO [29]



Obrázek 37: Pístový axiální hydrogenerátor Bosch-Rexroth A2FO [30]

Níže je vypočten skutečný objemový průtok zvoleného hydrogenerátoru s uvažováním jeho průtokové účinnosti $\eta_{QHG} = 0,95$: [20]

$$Q_{Gs} = V_{gGs} \cdot n_{EM} \cdot \eta_{QHG} = 125 \cdot \frac{1\,480}{60} \cdot 0,95, \quad (41)$$

$$Q_{Gs} = 2\,929,17 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 2,93 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

Q_{Gs} – skutečný objemový průtok hydrogenerátoru [$\text{mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

V_{gGs} – geometrický objem hydrogenerátoru [cm^3]

η_{QHG} – průtoková účinnost hydrogenerátoru

Na základě skutečného objemového průtoku hydrogenerátoru jsou níže přepočítány skutečné rychlosti vysouvání (42) a zasouvání (43) pístnice hydromotoru:

$$v_{1Ms} = \frac{Q_{Gs}}{S_{1Ms}} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 200^2}{4}} = 93,27 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (42)$$

Kde:

v_{1Ms} – skutečná rychlost vysouvání pístnice hydromotoru [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

Skutečná rychlost zasouvání pístnice hydromotoru:

$$v_{2Ms} = \frac{Q_{Gs}}{S_{2Ms}} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d_p^2)}{4}} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot (200^2 - 140^2)}{4}}, \quad (43)$$

$$v_{2Ms} = 182,87 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

v_{2Ms} – skutečná rychlost zasouvání pístnice hydromotoru [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

S_{2Ms} – skutečná plocha mezikruží pístu hydromotoru [mm^2]

7 NÁVRH POTRUBÍ

Klíčovým parametrem je zde světlost potrubí jednotlivých sekcí obvodu. Při jejím výpočtu se vychází z rychlosti proudění a objemového průtoku v dané sekci. Požadovaná rychlost proudění byla zvolena z doporučených intervalů, viz tabulka 14. [20]

| Typ potrubí | Doporučené rychlosti proudění kapaliny [mm · s ⁻¹] | Zvolené rychlosti proudění kapaliny [mm · s ⁻¹] |
|------------------------------|-------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|
| Tlakové | $v_t = (4 \div 10) \cdot 10^3$ | $v_t = 8 \cdot 10^3$ |
| Nízkotlaké (zpětné, odpadní) | $v_n = (1,5 \div 4) \cdot 10^3$ | $v_t = 3 \cdot 10^3$ |
| Sací | $v_s = (500 \div 1\,000)$ | $v_s = 700$ |

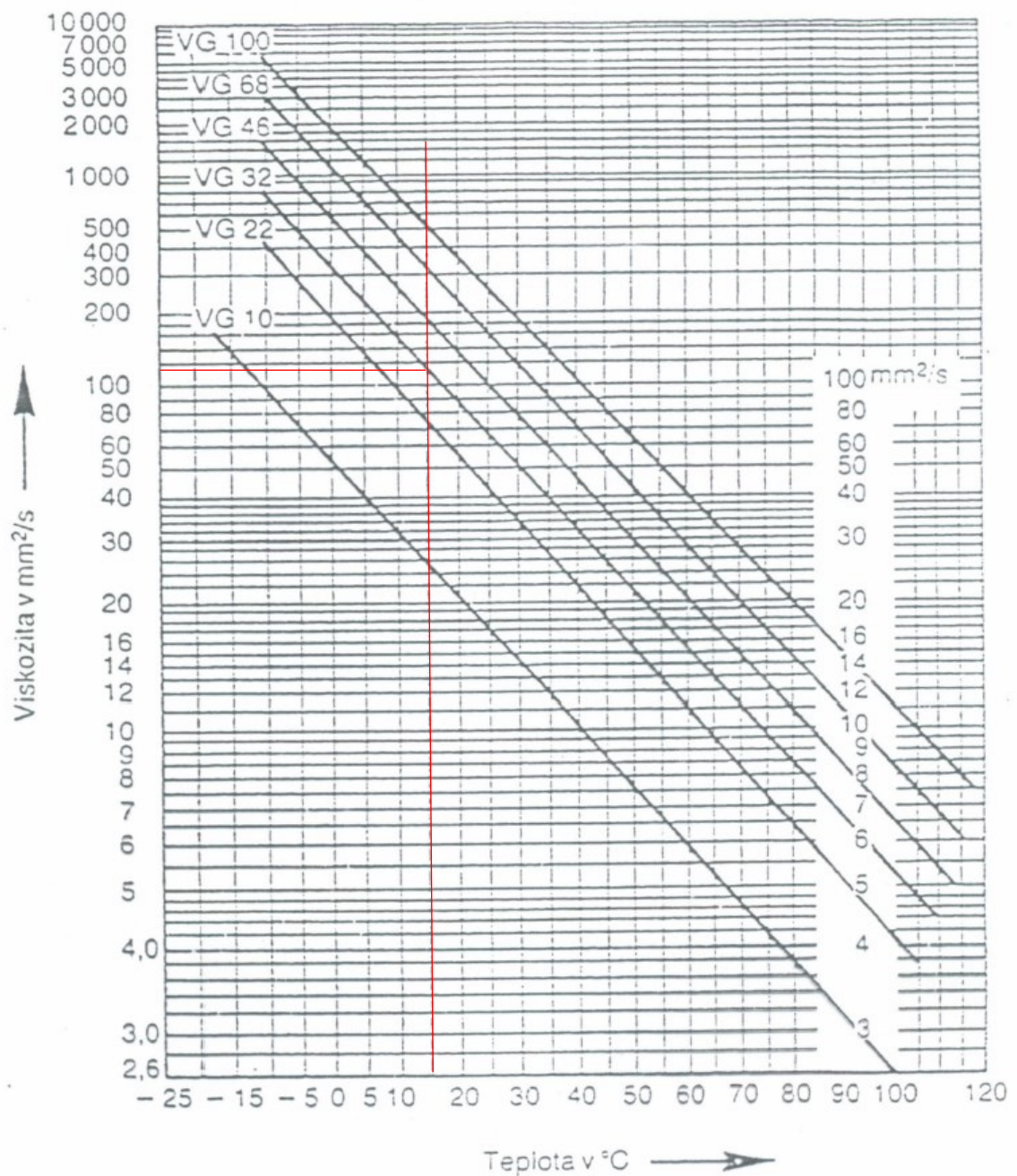
Tabulka 14: Doporučené hodnoty rychlosti proudění pracovní kapaliny [20]

Pro výpočet tlakových ztrát v potrubí je nutné znát také vlastnosti zamýšlené pracovní kapaliny. Z katalogu hydraulických olejů firmy Orlen Oil je zvolen HYDROL L-HV 32, jehož vlastnosti jsou uvedeny na obrázku níže. Viskozitní třída volena s ohledem na provozní podmínky zmiňované v úvodu a se snahou vyhnout se turbulentnímu proudění v potrubí. O skupině olejů L-HV výrobce uvádí, že se vyznačují vysokou úrovní odolnosti proti opotřebení a jsou vhodné pro pístové hydrogenerátory. [31]

Tlakové ztráty budou počítány pro hlavní pracovní pohyb hydromotoru – vysouvání pístnice.

| Název výrobku | Hustota při 15 °C [kg/m ³] | Kinematická viskozita při 40 °C [mm ² /s] | Viskozitní index | Bod tekutosti [°C] | Bod vzplnutí [°C] | Korozní zkouška na Cu, 100 °C/3 h |
|-----------------|----------------------------------------|------------------------------------------------------|------------------|--------------------|-------------------|-----------------------------------|
| HYDROL L-HV 15 | 856,6 | 16,0 | 198 | -40 | 178 | 1a |
| HYDROL L-HV 22 | 862,6 | 22,2 | 169 | -39 | 192 | 1a |
| HYDROL L-HV 32 | 868,2 | 30,8 | 155 | -35 | 205 | 1a |
| HYDROL L-HV 46 | 875,9 | 44,8 | 154 | -42 | 209 | 1a |
| HYDROL L-HV 68 | 880,3 | 65,0 | 148 | -30 | 223 | 1a |
| HYDROL L-HV 100 | 884,3 | 91,6 | 148 | -30 | 232 | 1a |

Obrázek 38: Katalogový list hydraulických olejů Orlen Oil [31]



Obrázek 39: Mezní hodnoty viskozity dle ISO 3448 [5]

Vlastnosti minerálních olejů jsou testovány při teplotě 40 a 100 $^{\circ}\text{C}$ (dle normy ISO 3448). K odvození kinematické viskozity pro minimální teplotu při rozběhu (15 $^{\circ}\text{C}$) je použita tabulka výše, kdy pro kapalinu viskozitní třídy VG 32 přibližně odpovídá kinematická viskozita $\nu = 120 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

7.1 Návrh tlakového potrubí

Tlakové potrubí tvoří sekce obvodu L_2 od hydrogenerátoru po rozvaděč a sekce L_3 a L_4 od rozvaděče k hydromotoru, viz obr. 30. Níže je vypočítán průřez (44) a světlost (45) těchto sekcí:

$$S_{tt} = \frac{Q_{Gs}}{v_t} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^3} = 366,25 \text{ mm}^2 \quad (44)$$

Kde:

S_{tt} – teoretický průřez tlakového potrubí [mm^2]

v_t – rychlost proudění v tlakovém potrubí [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$d_{tt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{tt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 366,25}{\pi}} = 21,60 \text{ mm} \quad (45)$$

Kde:

d_{tt} – teoretická světlost tlakového potrubí [mm]

Následně je zvolena světlost tlakového potrubí $d_t = 20 \text{ mm}$ dle ČSN EN ISO 6708.

| Jmenovitá světlost – preferované hodnoty [mm] |
|-------------------------------------------------------------------------------|
| 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350;... |

Tabulka 15: Jmenovitá světlost potrubí – preferované hodnoty [25]

Pro zvolenou světlost tlakového potrubí d_t je nutné přepočítat skutečnou rychlost proudění a posoudit, zda se pohybuje v doporučených mezích (tzn. vyhovuje):

$$v_{ts} = \frac{Q_{Gs}}{S_{ts}} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 9\,326,48 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (46)$$

→ vyhovuje

Kde:

S_{ts} – skutečný průřez tlakového potrubí [mm^2]

v_{ts} – skutečná rychlost proudění v tlakovém potrubí [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

7.1.1 Tlakové ztráty – sekce L_2 a L_3

Výpočet Reynoldsova čísla pro skutečnou rychlost proudění v tlakovém potrubí v sekci L_2 a L_3 . Na základě jeho výsledku je posouzen typ proudění kapaliny v dané sekci obvodu (kritická hodnota Reynoldsova čísla pro běžné přímé kovové potrubí $Re_{krit} \approx 2\,000$): [9]

$$Re_{2,3} = \frac{v_{ts} \cdot d_t}{\nu} = \frac{9\,326,48 \cdot 20}{120} = 1\,554,41 \quad (47)$$

Kde:

$Re_{2,3}$ – Reynoldsovo číslo pro sekce obvodu L_2 a L_3

ν – kinematická viskozita pracovní kapaliny [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

$$Re_{2,3} < Re_{krit} \rightarrow 1\,554,41 < 2\,000 \rightarrow \text{laminární proudění}$$

S uvažováním laminárního proudění je pak pro dané sekce vypočten součinitel tření:

$$\lambda_{2,3} = \frac{75}{Re_{2,3}} = \frac{75}{1\,554,41} = 0,048 \quad (48)$$

Kde:

$\lambda_{2,3}$ – součinitel tření pro sekce obvodu L_2 a L_3

Dále jsou vypočteny tlakové ztráty pro sekci L_2 (49) a L_3 (50):

$$\Delta p_{zT2} = \lambda_{2,3} \cdot \frac{L_2}{d_t} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ts}^2}{2}, \quad (49)$$

$$\Delta p_{zT2} = 0,048 \cdot \frac{1\,500}{20} \cdot 868,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{9\,326,48^2}{2},$$

$$\Delta p_{zT2} = 135\,933,91 \text{ Pa}$$

Kde:

Δp_{zT2} – tlaková ztráta v sekci L_2 [Pa]

L_2 – délka sekce potrubí 2 [mm]

ρ – hustota pracovní kapaliny [$\text{g} \cdot \text{mm}^{-3}$]

$$\Delta p_{z3} = \lambda_{2,3} \cdot \frac{L_3}{d_t} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ts}^2}{2},$$

$$\Delta p_{zT3} = 0,048 \cdot \frac{2\,500}{20} \cdot 868,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{9\,326,48^2}{2},$$

$$\Delta p_{zT3} = 226\,556,52 \text{ Pa}$$

Kde:

Δp_{zT3} – tlaková ztráta v sekci L_3 [Pa]

L_3 – délka sekce potrubí 3 [mm]

7.1.2 Tlakové ztráty – sekce L_4

Sekcí L_4 protéká pracovní kapalina o průtoku Q_4 , který je vlivem rozdílných ploch pístu na straně pístnice menší než průtok Q_{Gs} na straně pístu. Průtok Q_4 je vypočten pomocí poměru ploch pístu hydromotoru:

$$Q_4 = Q_{Gs} \cdot \frac{S_{2Ms}}{S_{1Ms}} = 2,93 \cdot 10^6 \cdot \frac{\frac{\pi \cdot (D^2 - d_p^2)}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}},$$

$$Q_4 = 2,93 \cdot 10^6 \cdot \frac{\frac{\pi \cdot (200^2 - 140^2)}{4}}{\frac{\pi \cdot 200^2}{4}} = 1,49 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

Q_4 – objemový průtok v sekci obvodu L_4 [$\text{mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Menším objemovým průtokem je ovlivněna také rychlost proudění kapaliny v této sekci.

$$v_{t4s} = \frac{Q_4}{S_{ts}} = \frac{Q_4}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} = \frac{1,49 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 4\,742,82 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

v_{t4s} – skutečná rychlost proudění v sekci obvodu L_4 [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet Reynoldsova čísla pro skutečnou rychlost proudění v tlakovém potrubí v sekci L_4 :

$$Re_4 = \frac{v_{t4s} \cdot d_t}{\nu} = \frac{4\,742,82 \cdot 20}{120} = 790,47$$

Kde:

Re_4 – Reynoldsovo číslo pro sekci obvodu L_4

$$Re_4 < Re_{krit} \rightarrow 790,47 < 2\,000 \rightarrow \text{laminární proudění}$$

S uvažováním laminárního proudění je pak vypočten součinitel tření:

$$\lambda_4 = \frac{75}{Re_4} = \frac{75}{790,47} = 0,095 \quad (54)$$

Kde:

λ_4 – součinitel tření pro sekci obvodu L_4

Dále jsou vypočteny tlakové ztráty pro sekci L_4 :

$$\begin{aligned} \Delta p_{zT4} &= \lambda_4 \cdot \frac{L_4}{d_t} \cdot \rho \cdot \frac{v_{t4s}^2}{2}, \\ \Delta p_{zT4} &= 0,095 \cdot \frac{2\,000}{20} \cdot 868,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{4\,742,82^2}{2}, \\ \Delta p_{zT4} &= 92\,765,54 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (55)$$

Kde:

Δp_{zT4} – tlaková ztráta v sekci L_4 [Pa]

L_4 – délka sekce potrubí 4 [mm]

7.2 Návrh nízkotlakého potrubí

Nízkotlaké potrubí představuje sekce L_5 vedoucí od rozvaděče zpět do nádrže (obr. 30), protéká jí tedy kapalina o průtoku Q_4 . Níže je vypočítán její průřez (56) a světlost (57):

$$S_{nt} = \frac{Q_4}{v_n} = \frac{1,49 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^3} = 496,67 \text{ mm}^2 \quad (56)$$

Kde:

S_{nt} – teoretický průřez nízkotlakého potrubí [mm²]

v_n – rychlost proudění v nízkotlakém potrubí [mm · s⁻¹]

$$d_{nt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{nt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 496,67}{\pi}} = 25,15 \text{ mm} \quad (57)$$

Kde:

d_{nt} – teoretická světlost nízkotlakého potrubí [mm]

Zvolena světlost nízkotlakého potrubí $d_n = 25$ mm. Přepočet skutečné rychlosti proudění v nízkotlakém potrubí níže:

$$v_{ns} = \frac{Q_4}{S_{ns}} = \frac{Q_4}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} = \frac{1,49 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 3\,035,40 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (58)$$

→ vyhovuje

Kde:

S_{ns} – skutečný průřez nízkotlakého potrubí [mm^2]

v_{ns} – skutečná rychlost proudění v nízkotlakém potrubí [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

7.2.1 Tlakové ztráty – sekce L_5

Výpočet Reynoldsova čísla pro skutečnou rychlost proudění v tlakovém potrubí v sekci L_5 :

$$Re_5 = \frac{v_{ns} \cdot d_n}{\nu} = \frac{3\,035,40 \cdot 25}{120} = 632,38 \quad (59)$$

Kde:

Re_5 – Reynoldsovo číslo pro sekce obvodu L_5

$$Re_5 < Re_{krit} \rightarrow 632,38 < 2\,000 \rightarrow \text{laminární proudění}$$

S uvažováním laminárního proudění je pak pro dané sekce vypočten součinitel tření:

$$\lambda_5 = \frac{75}{Re_5} = \frac{75}{632,38} = 0,119 \quad (60)$$

Kde:

λ_5 – součinitel tření pro sekce obvodu L_5

Dále jsou vypočteny tlakové ztráty pro sekci L_5 :

$$\Delta p_{zT5} = \lambda_5 \cdot \frac{L_5}{d_n} \cdot \rho \cdot \frac{v_{ns}^2}{2},$$

$$\Delta p_{zT5} = 0,119 \cdot \frac{2\,500}{20} \cdot 868,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{3\,035,40^2}{2}, \quad (61)$$

$$\Delta p_{zT5} = 59\,494,75 \text{ Pa}$$

Kde:

Δp_{zT5} – tlaková ztráta v sekci L_5 [Pa]

L_5 – délka sekce potrubí 5 [mm]

7.3 Návrh sacího potrubí

Sací potrubí L_1 vede od nádrže k hydrogenerátoru (obr. 30). Níže je vypočítán jeho průřez (62) a světlost (63):

$$S_{st} = \frac{Q_{Gs}}{v_s} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{700} = 4\,185,71 \text{ mm}^2 \quad (62)$$

Kde:

S_{st} – teoretický průřez sacího potrubí [mm^2]

v_s – rychlost proudění v sacím potrubí [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$d_{st} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{st}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4\,185,71}{\pi}} = 73,0 \text{ mm} \quad (63)$$

Kde:

d_{st} – teoretická světlost sacího potrubí [mm]

Zvolena světlost sacího potrubí $d_s = 80$ mm. Skutečná rychlost proudění v sacím potrubí:

$$v_{ss} = \frac{Q_{Gs}}{S_{ss}} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{2,93 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 582,91 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

→ vyhovuje

Kde:

S_{ss} – skutečný průřez sacího potrubí [mm^2]

v_{ss} – skutečná rychlost proudění v sacím potrubí [$\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$]

Sací potrubí nemá vliv na tvorbu tlakových ztrát, a proto zde nebudou počítány.

7.4 Stanovení celkových tlakových ztrát v potrubí

Celkové ztráty v potrubí jsou vypočteny jako součet ztrát ve všech sekcích obvodu při proudění kapaliny od hydrogenerátoru do nádrže:

$$\Delta p_{zT} = \sum_{k=2}^5 \Delta p_{zTk} = \Delta p_{zT2} + \Delta p_{zT3} + \Delta p_{zT4} + \Delta p_{zT5}, \quad (65)$$

$$\Delta p_{zT} = 135\,933,91 + 226\,556,52 + 92\,765,54 + 59\,494,75,$$

$$\Delta p_{zT} = 514\,750,72 \text{ Pa} = 0,52 \text{ MPa}$$

Kde:

Δp_{zT} – celkové tlakové ztráty v potrubí [MPa]

8 NÁVRH ŘÍDICÍCH PRVKŮ OBVODU

Pro volbu níže volených prvků je převeden skutečný objemový průtok hydrogenerátoru a objemový průtok za hydromotorem z milimetrů krychlových za sekundu na litry za minutu za účelem efektivnější práce s katalogy výrobců.

$$Q_{Gs} = 2,93 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 175,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (66)$$

$$Q_4 = 1,49 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 89,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (67)$$

8.1 Rozvaděč s manuálním ovládáním

Pro navrhovaný obvod je zvolen čtyřcestný třípolohový rozvaděč s manuálním ovládáním (pomocí páky) a pružinovým středěním Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X, konstrukční provedení G. S přihlédnutím k velikosti objemového průtoku je dostatečná velikost 16.

Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

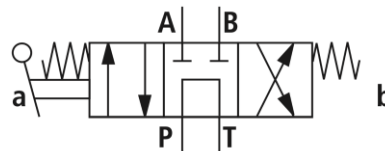
| General | | Size 16 | Size 25 | Size 32 |
|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|
| Sizes | | Size 16 | Size 25 | Size 32 |
| Weight | kg | ca. 8 | ca. 12.2 | ca. 49 |
| Installation position | | Optional | | |
| Ambient temperature range | °C | -30 to +80 (NBR seals) -20 to +80 (FKM seals) | | |
| Actuating force | - with spring return | N | max 75 | max 105 |
| | - with detent | N | ca. 75 | ca. 105 |
| Actuating angle from central position (see Unit dimensions on pages 9 to 11) | | ° | 2 x 26 | 2 x 25 |
| Hydraulic | | | | |
| Maximum operating pressure | - Ports A, B, P | bar | 350 | |
| | - Part T | bar | 250 | |
| | | | At tank pressure > 160 bar the leakage oil must be drained via port L (size16) or port Y (sizes 25 and 32)! | |
| Maximum flow | | | 300 | 450 |
| | | | | 1100 |

Obrázek 40: Katalogový list rozvaděče Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X [32]



Obrázek 41: 4/3 Rozvaděč Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X [33]

Ve výchozí – středové poloze šoupátka je umožněn volný oběh kapaliny od hydrogenerátoru přes rozvaděč zpět do nádrže, což na schématu níže odpovídá směru toku P-T, a je zároveň znemožněn pohyb hydromotoru (pokud nejsou uvažovány ztráty vlivem netěsností). Toto řešení je vhodné pro rozběh hydrogenerátoru a ostatních prvků obvodu před uvedením celého systému pod pracovní zatížení. Při tomto volnoběhu systému pak nedochází k většímu stlačování a s ním spojeným ohříváním pracovní kapaliny. [32]

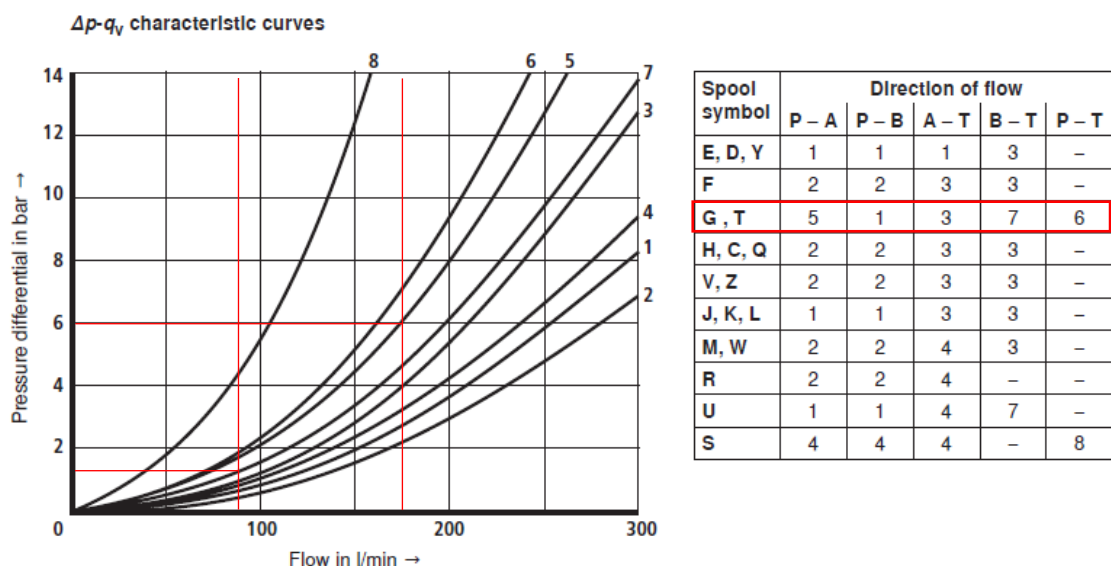


Obrázek 42: Schematická značka zvoleného rozvaděče [32]

Tlakový spád na rozvaděči pro jednotlivé směry toku pracovní kapaliny je odvozen z tabulek v jeho katalogovém listu:

- Směr toku P-A (křivka 5, průtok $Q_{Gs} = 175,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$): 6 bar
- Směr toku B-T (křivka 7, průtok $Q_4 = 89,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$): 1,2 bar

Při hlavním pracovním pohybu hydromotoru proudí kapalina ve směru P-A se ztrátou 6 bar k hydromotoru ve směru B-T se ztrátou 1,2 bar zase od hydromotoru zpět do nádrže. Tlakový spád na rozvaděči je součtem těchto ztrát, tedy $\Delta p_{zR} = 6 + 1,2 = 7,2 \text{ bar} = 0,72 \text{ MPa}$.

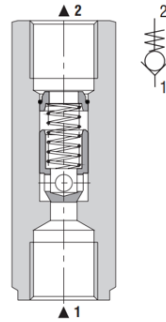


Obrázek 43: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro rozvaděč

Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X [32]

8.2 Jednosměrný ventil

K ochraně hydrogenerátoru před zpětnými rázy z obvodu je zvolen jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 s otevíracím tlakem 0,5 bar.

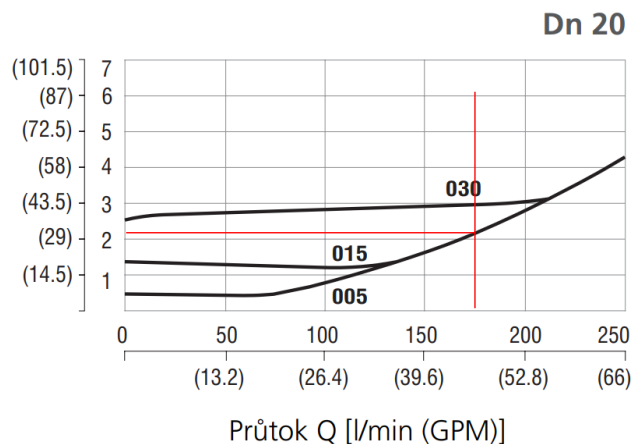


Obrázek 44: Jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34]

| Technická data | | 06 | 08 | 10 | 16 | 20 | 25 | 30 |
|----------------------------------------|-----------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Jmenovitá světlost | | 06 | 08 | 10 | 16 | 20 | 25 | 30 |
| Maximální průtok | l/min (GPM) | 30 (7.9) | 40 (10.6) | 60 (15.9) | 160 (42.3) | 250 (66) | 300 (79.3) | 400 (105.7) |
| Maximální provozní tlak | bar (PSI) | 320 (4640) | | | | | | |
| Otevírací tlak | bar (PSI) | 0,5 (7.25) | 1,0 (14.5) | 1,5 (21.8) | 3,0 (43.5) | 5,0 (72.5) | | |
| Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR) | °C (°F) | -30 ... +100 (-22 ... +212) | | | | | | |
| Hmotnost - provedení G1 | kg (lbs) | 0,11 (0.24) | 0,2 (0.04) | 0,34 (0.75) | 0,52 (1.15) | 0,95 (2.09) | 1,95 (4.30) | 2,35 (5.18) |
| - provedení M1, S | | | - | | | | - | - |
| - provedení 02, 03 | | 0,05 (0.11) | - | 0,09 (0.2) | 0,22 (0.49) | 0,26 (0.57) | - | - |
| | Katalogový list | Typ | | | | | | |
| Všeobecné technické informace | GI_0060 | výrobky a pracovní podmínky | | | | | | |
| Výkres komory | SMT_0019 | | | | | | | |
| Náhradní díly | SP_8010 | | | | | | | |

Obrázek 45: Katalogový list jednosměrného ventilu Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34]

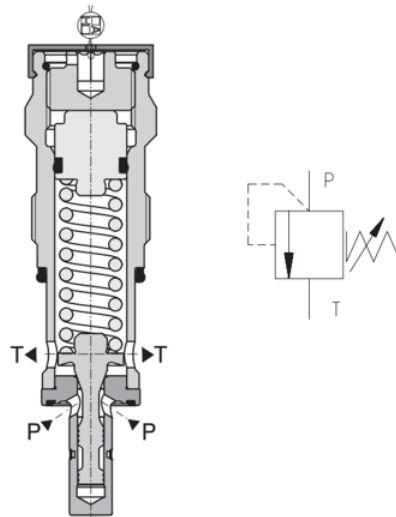
Tlakový spád na jednosměrném ventilu při průtoku $Q_{GS} = 175,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je odvozen z tabulky v jeho katalogovém listu, tedy $\Delta p_{zJV} = 2,2 \text{ bar} = 0,22 \text{ MPa}$.



Obrázek 46: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34]

8.3 Pojistný tlakový ventil

Pro nastavení maximálního tlaku v obvodu je zvolen vestavný tlakový přepouštěcí přímo řízený ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A. Ve výchozí poloze je ventil uzavřen, k otevření dojde při překonání nastavené tlačné (otevřací) síly pružiny ($p_{PV} = 16 \text{ MPa}$) tlakem pracovní kapaliny, čímž je umožněn její odtok do nádrže.



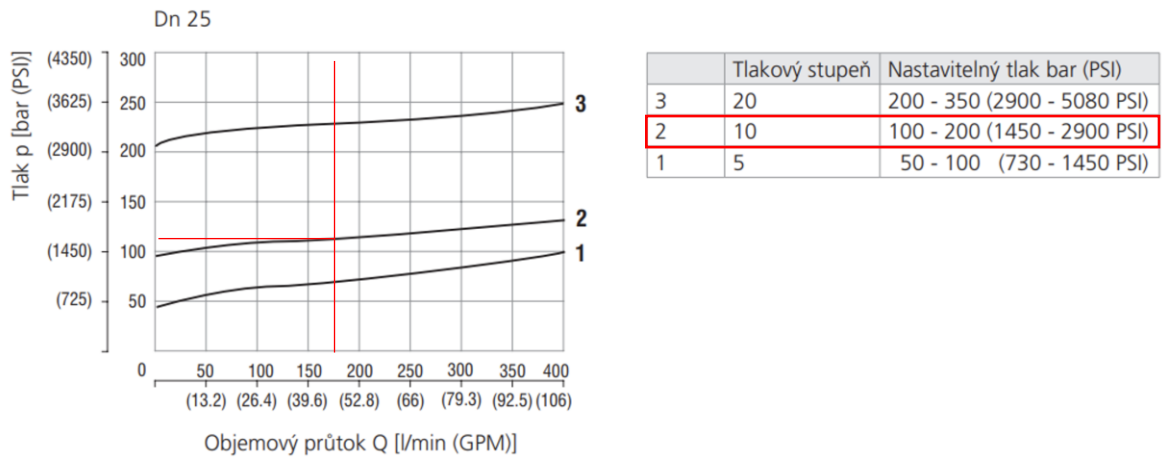
Obrázek 47: Pojistný tlakový přepouštěcí ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A [35]

| Technická data | | | |
|----------------------------------------|--------------------------|-----------------------------|-------------|
| Jmenovitá světlost | | Dn 16 | Dn 25 |
| Přípojovací závit | | M36x2 | M42x2 |
| Maximální průtok | l/min (GPM) | 120 (31.7) | 400 (106) |
| Max. tlak na vstupu (kanál P) | bar (PSI) | 350 (5080) | |
| Max. tlak na výstupu (kanál T) | bar (PSI) | 160 (2320) | |
| Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR) | °C (°F) | -30 ... +100 (-22 ... 212) | |
| Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM) | °C (°F) | -20 ... +120 (-4 ... 248) | |
| Rozsah viskozity | mm ² /s (SUS) | 10 ... 500 (49 ... 2450) | |
| Hmotnost | ventil | kg (lbs) | 1,03 (2.27) |
| | ventil s tělesem | | 5,5 (12.1) |
| | | Katalogový list | Typ |
| Všeobecné technické informace | GI_0060 | výrobky a pracovní podmínky | |
| Náhradní díly | SP_8010 | | |

Obrázek 48: Katalogový list pojistného tlakového ventilu

Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A [35]

Tlakový spád na pojistném ventilu při průtoku $Q_{Gs} = 175,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je odvozen z tabulek v jeho katalogovém listu, tedy $\Delta p_{zPV} = 120 \text{ bar} = 1,2 \text{ MPa}$. Tento spád nicméně nebude započítáván do celkových tlakových ztrát, protože tlakový ventil bude umístěn ve „slepém“ rameni, kudy bude kapalina proudit pouze při překročení povoleného tlaku a ventil tak nebude přispívat k tvorbě odporu v hlavní větvi. Stejně tak jako ventil nebude do tlakových ztrát započítána ani větev, na které leží.



Obrázek 49: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro pojistný tlakový ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A [35]

9 NÁVRH OSTATNÍCH PRVKŮ OBVODU

9.1 Nádrž

Užitný objem nádrže je v literatuře doporučeno navrhovat jako dvou až čtyřnásobek průtoku hydrogenerátoru: [36]

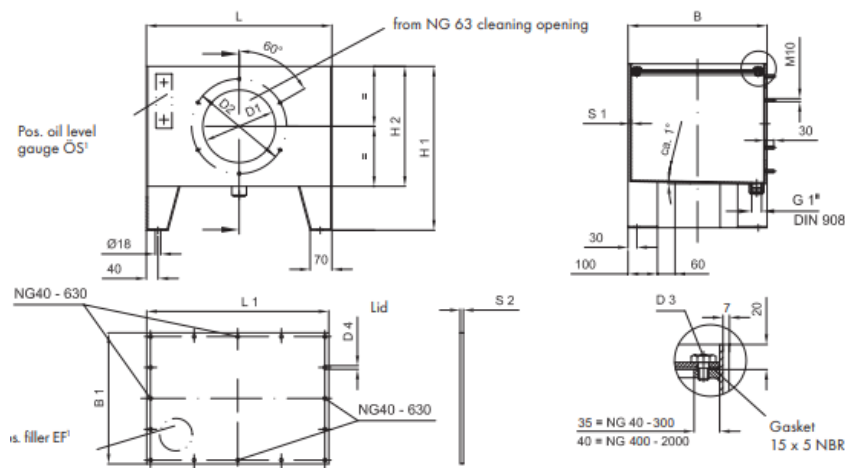
$$V_N = (2 \div 4)Q_{Gs} \rightarrow \text{zvolen } V_N = 3 \cdot Q_{Gs} \tag{68}$$

$$V_{Nt} = 3 \cdot 175,8 = 527,4 \text{ l}$$

Kde:

V_{Nt} – teoretický užitný (nominální) objem nádrže [l]

Na základě vypočítaného potřebného objemu je zvolena nerezová olejová nádrž UK Flowtechnik STB 630 s nominálním objemem 630 litrů.



¹Standard for sizes 40 - 1,000 liters

| | Nominal size [Ltr.] | Tank dimensions [mm] | | | | | | | | No of cleaning covers z | Total weight [kg] |
|-------|---------------------|----------------------|------|-----|-----|-----|-----|------|----|-------------------------|-------------------|
| | | L | B | H1 | H2 | D1 | D2 | D3 | S1 | | |
| WN-LC | 40* | 508 | 379 | 430 | 280 | - | - | M 10 | 4 | - | 40 |
| | 63* | 508 | 379 | 560 | 410 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 53 |
| | 100* | 633 | 474 | 560 | 410 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 60 |
| | 160* | 810 | 604 | 560 | 410 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 85 |
| | 200* | 900 | 654 | 560 | 410 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 98 |
| | 250* | 1010 | 704 | 580 | 430 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 110 |
| | 300* | 1150 | 714 | 580 | 430 | 248 | 324 | M 10 | 4 | 1 | 150 |
| STB | 400* | 1514 | 749 | 580 | 430 | 248 | 324 | M 12 | 4 | 1 | 190 |
| | 630* | 1514 | 959 | 770 | 520 | 383 | 449 | M 12 | 4 | 2 | 285 |
| | 800* | 2014 | 914 | 770 | 520 | 383 | 449 | M 12 | 5 | 2 | 350 |
| | 1000* | 2014 | 1079 | 800 | 550 | 383 | 449 | M 12 | 5 | 2 | 420 |
| | 1250 | 2014 | 1349 | 800 | 550 | 383 | 449 | M 12 | 5 | 2 | 540 |
| | 1600 | 2014 | 1444 | 900 | 650 | 383 | 449 | M 12 | 6 | 2 | 660 |
| | 2000 | 2310 | 1564 | 900 | 650 | 383 | 449 | M 12 | 6 | 2 | 800 |

Obrázek 50: Katalogový list nádrže UK Flowtechnik STB 630 [37]

9.1.1 Tepelná bilance nádrže

Po zvolení nádrže se provádí její tepelný výpočet, při kterém se zjišťuje množství tepla, které je nádrž schopna odvést prostřednictvím teplosměnné plochy S_N do okolí. [36]

$$S_N = \sqrt[3]{\left(\frac{V_N}{0,063}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{0,63}{0,063}\right)^2} = 4,64 \text{ m}^2 \quad (69)$$

Kde:

V_N – užitný (nominální) objem nádrže [m^3]

S_N – teplosměnná plocha nádrže [m^2]

Pro stanovení tepelného toku odváděného nádrží je nutné stanovit následující parametry:

| Veličina | Popis | Zvolená hodnota | Jednotky |
|----------|-------------------------------------------------|-----------------|-------------------------------------------------|
| t_n | Maximální teplota oleje v nádrži | 50 | $^{\circ}\text{C}$ |
| t_o | Minimální teplota okolí | 15 | $^{\circ}\text{C}$ |
| k_N | Součinitel prostupu tepla (bez nucené konvekce) | 8 | $\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$ |

Tabulka 16: Volené parametry pro výpočet tepelného toku nádrže [36]

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_n - t_o) = 8 \cdot 4,64 \cdot (50 - 15) = 1\,299,65 \text{ W} \quad (70)$$

Kde:

t_n – maximální teplota oleje v nádrži [$^{\circ}\text{C}$]

t_o – minimální teplota okolí [$^{\circ}\text{C}$]

k_N – součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$]

ϕ_N – tepelný tok odváděný nádrží [W]

Dále je vypočtena tepelná hodnota ztrátového výkonu. Celková účinnost hydraulického obvodu je volena $\eta_{CHO} = 0,8$ dle literatury. [36]

$$P_z = P_{EM} \cdot (1 - \eta_c) = 55\,000 \cdot (1 - 0,8), \quad (71)$$

$$P_z = 11\,000 \text{ W}$$

Kde:

P_z – ztrátový výkon hydraulického obvodu [W]

P_{EM} – výkon elektromotoru [W]

η_{CHO} – celková účinnosti hydraulického obvodu

9.2 Chlazení

Teplo v systému narůstá mnohem více, nežli je schopna nádrž odvést prostřednictvím teplosměnné plochy. Pro udržování tepelné stability systému je nutné zakomponovat chladicí prvek.

Potřebný tepelný tok chladicího prvku: [36]

$$\phi_{CH} = P_z - \phi_N = 11\,000 - 1\,299,65 = 9\,700,35 \text{ W} \quad (72)$$

Kde:

ϕ_{CH} – potřebný tepelný tok chladiče [W]

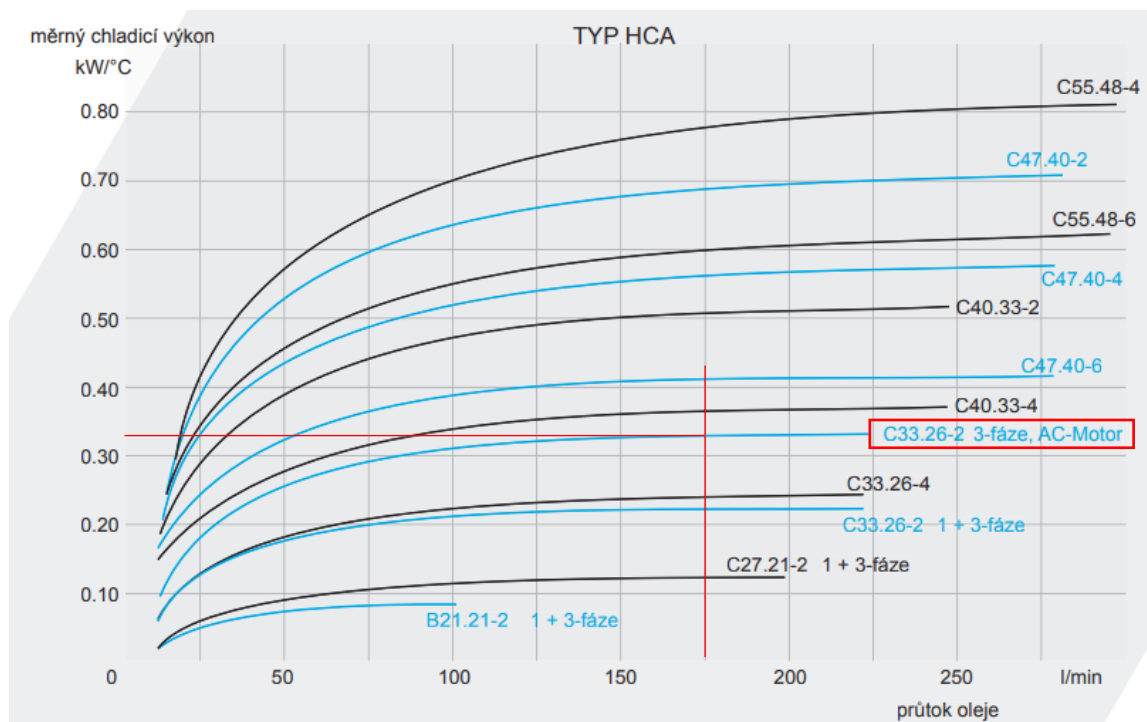
Měrný chladicí výkon chladicího prvku: [36]

$$P_{CH} = \frac{\phi_{CH}}{(t_n - t_o)} = \frac{9\,700,35}{(50 - 15)} = 277,15 \text{ W} \cdot \text{°C}^{-1} = 0,277 \text{ kW} \cdot \text{°C}^{-1} \quad (73)$$

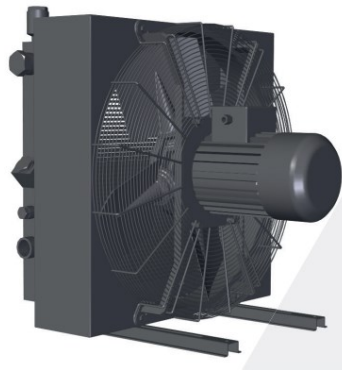
Kde:

P_{CH} – potřebný měrný chladicí výkon chladicího prvku [$\text{kW} \cdot \text{°C}^{-1}$]

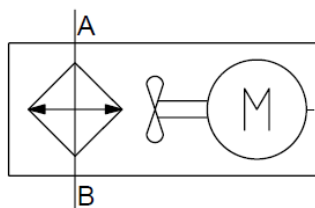
K chlazení pracovní kapaliny je zvolen vzduchový průtokový chladič Hennlich HCA C33.26-2 dle diagramu níže.



Obrázek 51: Měrný chladicí výkon produktové řady Hennlich HCA [38]

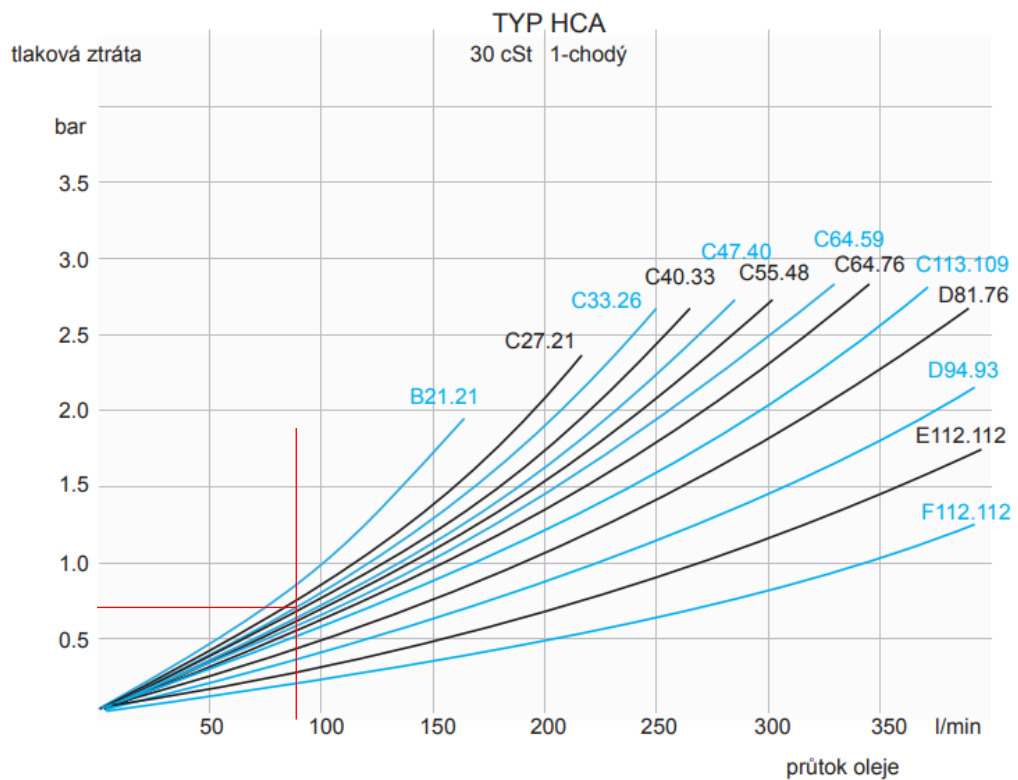


Obrázek 52: Hennlich HCA C33.26-2 [38]



Obrázek 53: Schématická značka zvoleného chladiče

Tlakový spád na chladiči při průtoku $Q_4 = 89,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je odvozen z tabulky v jeho katalogovém listu, tedy $\Delta p_{zCH} = 0,7 \text{ bar} = 0,07 \text{ MPa}$.



Obrázek 54: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro chladič Hennlich HCA C33.26-2 [38]

9.3 Filtry

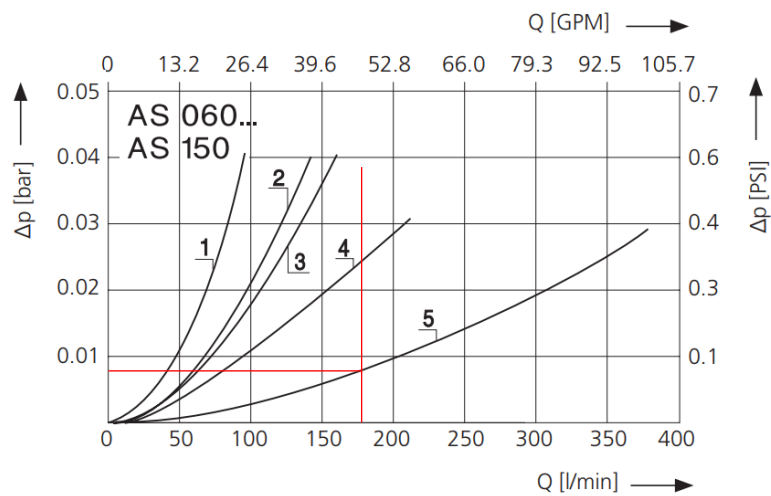
9.3.1 Sací filtr

Ústí sacího potrubí musí být opatřeno filtrem, který zachytí nečistoty usazené v nádrži. Tyto nečistoty by v opačném případě mohly zapříčinit vážné poškození všech prvků hydraulického obvodu (obzvláště citlivými jsou hydrogenerátor a hydromotor). Je zvolen sací filtr Argo Hytos AS 150-01 s jemností filtrace 100 μm .



Obrázek 55: Sací filtr Argo Hytos AS 150-01

Tlakový spád na filtru při průtoku $Q_{GS} = 175,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je odvozen z tabulek v jeho katalogovém listu (pro zvolený filtr platí křivka 5): $\Delta p_{zFS} = 0,01 \text{ bar} = 0,001 \text{ MPa}$.



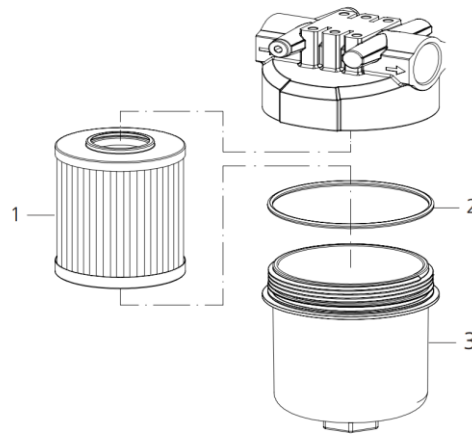
Obrázek 56: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro filtr

Argo Hytos RFL AS 150-01

Sací filtr nepřispívá k tvorbě tlakových ztrát a nebude tlakový spád na něm nebude přičítán k celkovým ztrátám v obvodu.

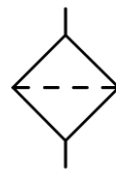
9.3.2 Zpětný filtr

Před návratem do nádrže je pracovní kapalina opět filtrována. Pro tento účel je zvolen filtr Argo Hytos RFL 230 s vyměnitelnou filtrační vložkou s jemností filtrace 16 μm .



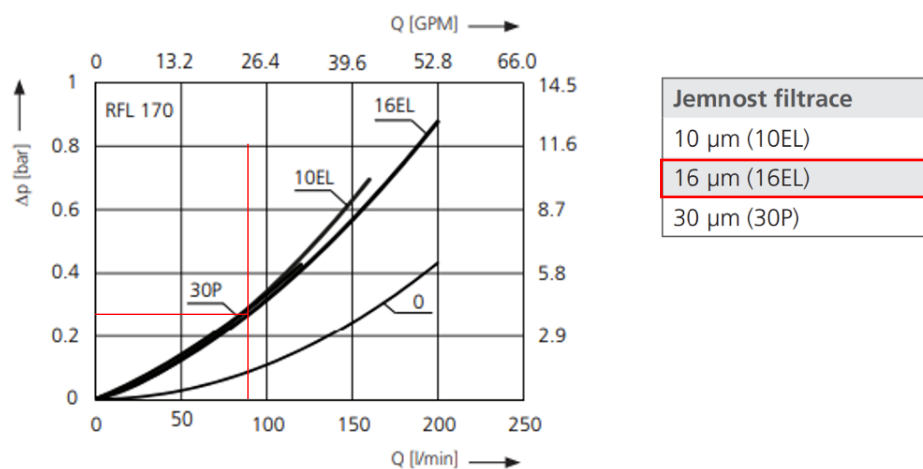
Obrázek 57: Filtr Argo Hytos RFL 230 [39]

1 – filtrační vložka, 2 – těsnicí O-kroužek, 3 – těleso filtru



Obrázek 58: Schematická značka filtrů

Tlakový spád na zpětném filtru při průtoku $Q_4 = 89,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je odvozen z tabulek v jeho katalogovém listu, tedy $\Delta p_{zFZ} = 0,29 \text{ bar} = 0,029 \text{ MPa}$.



Obrázek 59: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro filtr

Argo Hytos RFL 230 [39]

9.4 Manometr

Pro kontrolu tlaku v obvodu je zvolen manometr Bosch-Rexroth ABZMM 40-250BAR/MPA-R/V-G s měřicím rozsahem 0 až 250 bar (0 až 25 MPa).



Obrázek 60: Manometr Bosch-Rexroth ABZMM 40-250BAR/MPA-R/V-G [40]



Obrázek 61: Schematická značka zvoleného manometru

9.5 Stanovení celkových tlakových ztrát v obvodu

Celkové ztráty v obvodu jsou vypočteny jako součet ztrát v potrubí a v dotčených navržených komponentech (jednosměrný ventil, rozvaděč, zpětný filtr a chladič). Celkové ztráty nesmí přesáhnout tlakovou rezervu, jinak nebude v systému možné vygenerovat dostatečný tlak k vyvození požadované síly lisu.

$$\begin{aligned}\Delta p_z &= \Delta p_{zT} + \Delta p_{zR} + \Delta p_{zJV} + \Delta p_{zFZ} + \Delta p_{zCH}, \\ \Delta p_z &= 0,52 + 0,72 + 0,22 + 0,029 + 0,07, \\ \Delta p_z &= 1,559 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{74}$$

Kde:

Δp_{zR} – tlaková ztráta (spád) na rozvaděči [MPa]

Δp_{zJV} – tlaková ztráta (spád) na jednosměrném ventilu [MPa]

Δp_{zFZ} – tlaková ztráta (spád) na zpětném filtru [MPa]

Δp_{zCH} – tlaková ztráta (spád) na chladiči [MPa]

Δp_z – celkové tlakové ztráty v obvodu [MPa]

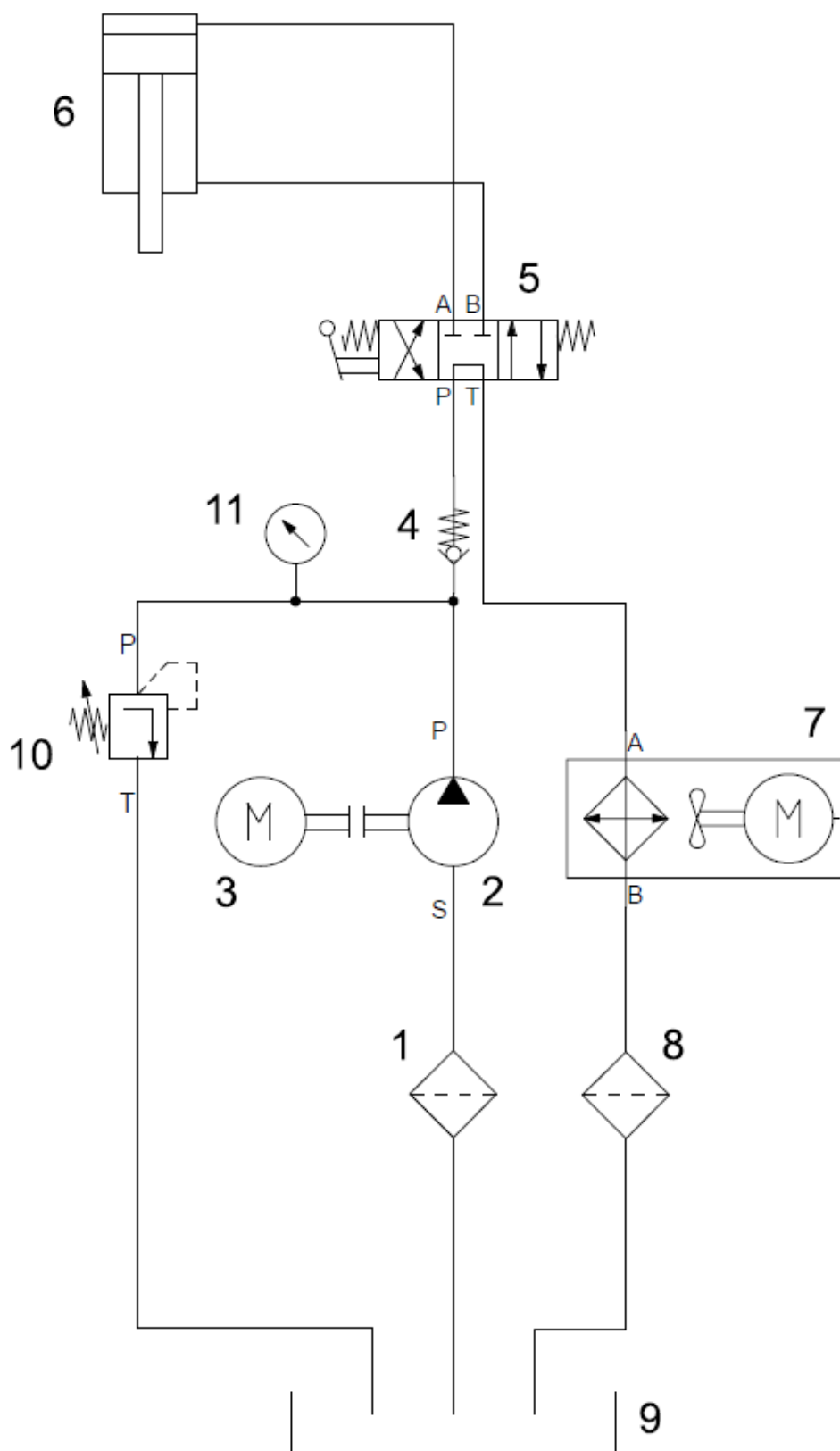
$$\Delta p_z < p_{REZ} \rightarrow 1,559 \text{ MPa} < 2,6 \text{ MPa} \rightarrow \text{rezerva nebyla překročena} \quad (75)$$

Kde:

p_{REZ} – tlaková rezerva obvodu [MPa]

Po odečtení celkových tlakových ztrát v zbývá tlaková rezerva $p_{REZ,I} = 1,041 \text{ MPa}$.

10 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU 1



Obrázek 62: Schéma návrhu hydraulického obvodu 1

| ID | Popis položky |
|----|--------------------------------------------------|
| 1 | Sací filtr Argo Hytos AS 150-01 |
| 2 | Hydrogenerátor Bosch-Rexroth A2FO |
| 3 | Elektromotor Siemens 1LG4253-4AA |
| 4 | Jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 |
| 5 | 4/3 Rozvaděč Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X |
| 6 | Hydromotor Bosch-Rexroth CDM1 |
| 7 | Chladič Hennlich HCA C33.26-2 |
| 8 | Zpětný filtr Argo Hytos RFL 230 |
| 9 | Olejová nádrž UK Flowtechnik STB 630 |
| 10 | Pojistný ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A |
| 11 | Manometr Bosch-Rexroth ABZMM 40-250BAR/MPA-R/V-G |

Tabulka 17: Seznam zapojených prvků v navrženém obvodu 1

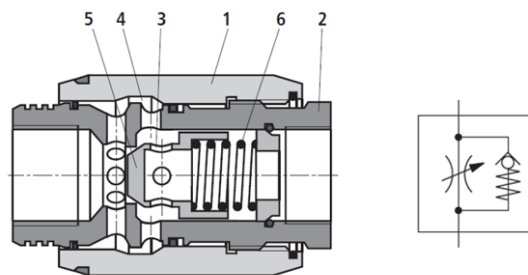
Tento návrh splňuje pouze ty nejzákladnější a nejnужnější parametry vstupního zadání. Je navržen k realizaci pohybu hydromotoru při výše vypočtených rychlostech, při konstantním průtoku hydrogenerátoru a uživateli umožňuje pouze ovládání směru průtoku kapaliny skrze rozvaděč. Jinak nelze jakkoli měnit pracovní nastavení obvodu.

Návrh hydraulického obvodu 1 je vhodný pro referenční příklad aplikace a jemu podobné případy střížných operací. Jeho značnou nevýhodou je nemožnost upravovat rychlost pohybu pístnice, a tedy nemožnost přizpůsobit se širšímu spektru aplikací – nedostatečná univerzalita.

11 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU 2

Doplněním jednosměrného škrticího ventilu do větve vedoucí rozvaděče k hydromotoru je umožněno plynule měnit průtok a s ním také rychlost pracovního pohybu (vysouvání) pístnice hydromotoru. Nominální rychlost může být pouze redukována, není možné její zvýšení. V opačném směru není průtok omezen.

Ke škrzení průtoku je zvolen jednosměrný škrticí ventil Bosch-Rexroth MK20G1X. Ve směru zleva doprava má kapalina po překonání otvíracího tlaku pružiny (0,5 bar) volný průtok. V opačném směru je kapalina nucena proudit radiálními otvory a dále stavitelnou štěrbinou mezi otočnou objímkou a pouzdrem ventilu.

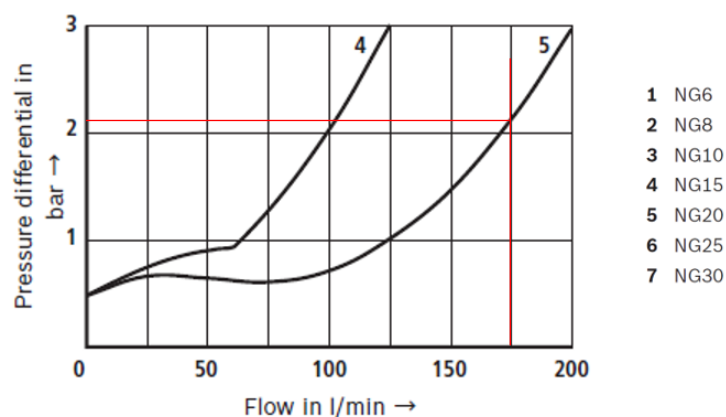


Obrázek 63: Škrticí ventil Bosch-Rexroth MK20G1X [41]

1 – otočná objímka, 2 – pouzdro ventilu, 3 – radiální otvory v pouzdru,
4 – stavitelná štěrbin, 5 – těsnicí tělísko, 6 - pružina

Tlakový spád na škrticím ventilu je odvozen z tabulky v jeho katalogovém listu:

$$\Delta p_{zšV} = 2,1 \text{ bar} = 0,21 \text{ MPa.}$$



Obrázek 64: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro škrticí ventil
Bosch Rexroth MK20G1X [41]

Tlakový spád na přidaném škrticím ventilu je nutné porovnat se zbylou tlakovou rezervou.

$$\Delta p_{zšV} < p_{REZ,I} \rightarrow 0,21 \text{ MPa} < 1,041 \text{ MPa} \quad (76)$$

→ rezerva nebyla překročena

Kde:

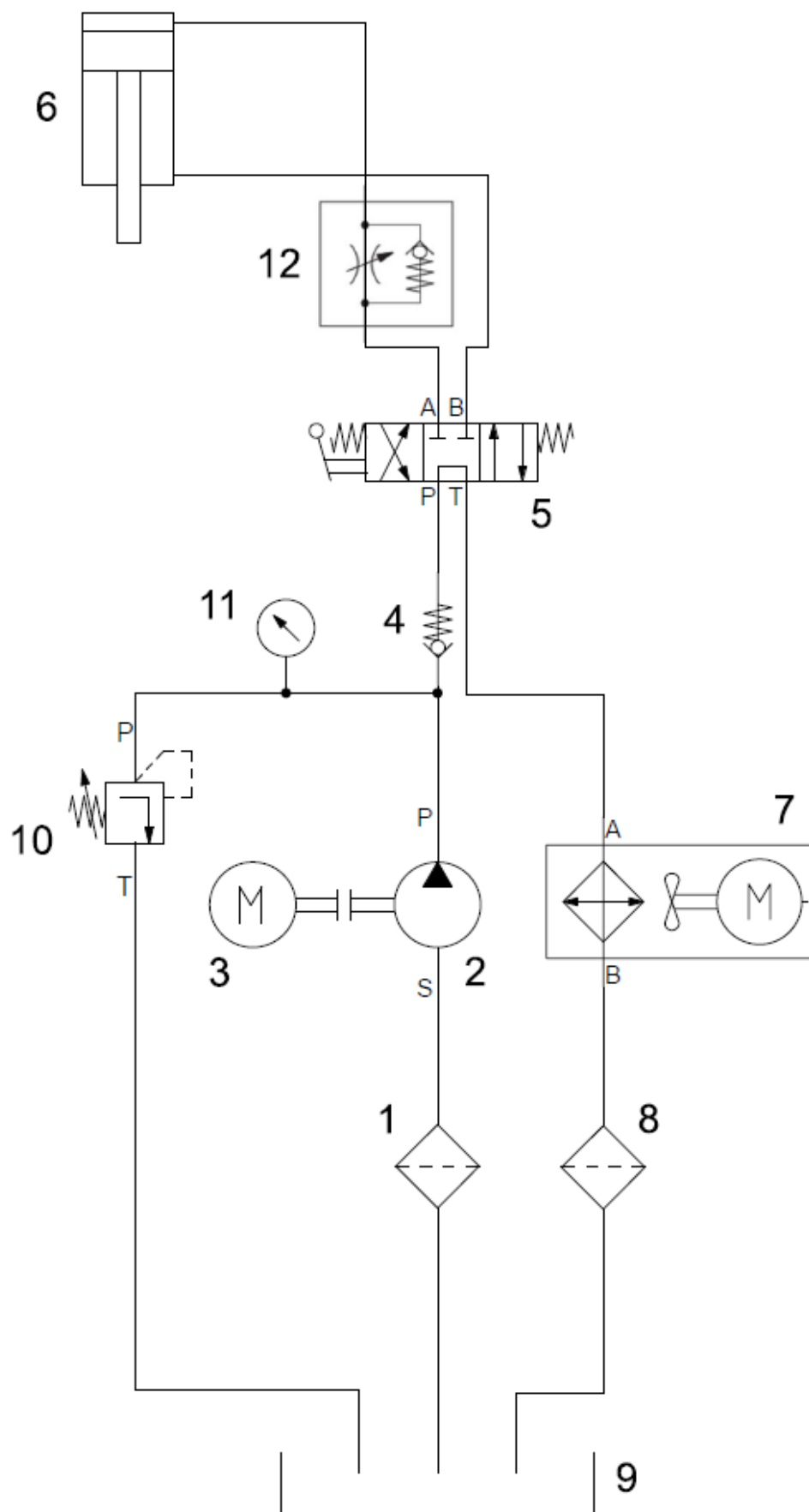
$p_{REZ,I}$ – tlaková rezerva obvodu po odečtení tlakových ztrát dle návrhu 1 [MPa]

Po odečtení celkových tlakových ztrát v zbyvá tlaková rezerva $p_{REZ,II} = 0,831 \text{ MPa}$.

| ID | Popis položky |
|----|--------------------------------------------------|
| 1 | Sací filtr Argo Hytos AS 150-01 |
| 2 | Hydrogenerátor Bosch-Rexroth A2FO |
| 3 | Elektromotor Siemens 1LG4253-4AA |
| 4 | Jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 |
| 5 | 4/3 Rozvaděč Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X |
| 6 | Hydromotor Bosch-Rexroth CDM1 |
| 7 | Chladič Hennlich HCA C33.26-2 |
| 8 | Zpětný filtr Argo Hytos RFL 230 |
| 9 | Olejová nádrž UK Flowtechnik STB 630 |
| 10 | Pojistný ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A |
| 11 | Manometr Bosch-Rexroth ABZMM 40-250BAR/MPA-R/V-G |
| 12 | Škrticí ventil Bosch-Rexroth MK20G1X |

Tabulka 18: Seznam zapojených prvků v navrženém obvodu 2

Díky doplněnému jednosměrnému škrticímu ventilu je možné plynule měnit průtok z hydromotoru a tím řídit rychlost vysouvání pístnice. Možnost úpravy pracovního nastavení systému značně zvyšuje univerzalitu oproti původnímu návrhu – systém lze přizpůsobit širšímu spektru aplikací.



Obrázek 65: Schéma návrhu hydraulického obvodu 2

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navržení hydraulického pohonu lisu pro procesy stříhání. Nejprve byl představen referenční příklad střížné operace a byla vypočtena potřebná síla lisu pro její vykonání.

Na základě potřebné síly byly navrženy nejprve hydraulické převodníky, posléze tlakové, nízkotlaké a sací potrubí, a nakonec řídicí a ostatní prvky obvodu. Při návrhu bylo myšleno na jednoduchost pro co nejmenší náklady na materiál, ale také na budoucí údržbu, a bezpečnost provozu. Obvod byl proto navrhován na nominální tlak 16 MPa. Na tento tlak bývají navrhovány běžné katalogové komponenty pro nízké (lehké) zatížení. Takto nízký tlak je v jistém smyslu limitující, nicméně při větších tlacích narůstají ztráty a také požadavky na kvalitu zapojených komponentů, což je v rozporu s výše uvedenou filozofií. V zájmu bezpečnosti je také navrhována maximální teplota pracovní kapaliny v nádrži 50 °C, díky čemuž by při případném kontaktu s kůží obsluhy nemělo dojít k vážným popáleninám. Vzhledem k dílenskému určení pohonu je žádoucí, aby základní servis zvládla průměrně technicky zdatná osoba bez nutnosti asistence odborných servisních techniků, čemuž jednoduchost navržených obvodů napomáhá.

Funkčnost obvodu byla ověřována kontrolou na tlak, kdy je nutné, aby součet tlakového spádu na hydromotoru potřebného k přestřížení referenční součásti a veškerých tlakových ztrát v obvodu nepřesáhnul hodnotu nastavenou na pojistném ventilu.

První návrh představuje základní zapojení splňující kritéria zadání. Umožňuje provedení referenční střížné operace a případů jí podobných a obsluze umožňuje pouze ovládat vysouvání či zasouvání pístnice při rychlostech 93,24 mm · s⁻¹, respektive 182,82 mm · s⁻¹, což značně limituje použitelnost pro jiné (nejen střížné) operace.

Z toho důvodu byl původně navržený obvod doplněn o jednosměrný škrticí ventil, který umožňuje plynule měnit průtok a s ním také rychlost pracovního pohybu (vysouvání) pístnice hydromotoru. Průtok lze nicméně tímto způsobem pouze škrtit, takže rychlost jde pouze snižovat. I přesto možnost upravit pracovní nastavení systému značně přispívá k navýšení jeho spektra využitelnosti.

Pracovní rychlost vysouvání pístnice nejde se současným nastavením navýšit bez překročení nastaveného nominálního tlaku. Rychlost zasouvání a vysouvání pístnice bez pracovního zatížení by šla navýšit instalací dalšího hydrogenerátoru s větším objemovým průtokem, který by tak sloužil jako pohon pro rychloposuv. Hydrogenerátor nicméně představuje jeden z nejnákladnějších prvků obvodu a instalací přídatného hydrogenerátoru

a jeho nutného příslušenství (pojistný a jednosměrný ventil) by se tak navržený obvod značně prodražil.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BÉM, Jiří. *Historická poznámka k úvodu do hydrauliky*. Online. In: . Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/Hya/ke_stazeni/Historie.pdf?fbclid=IwAR0byd1LLyLPNAfovo0iXvoJKfQIMoNix54q7qORawyUS-8SWi0WvloKam8. [cit. 2023-12-17].
- [2] *Hydraulika – základy a komponenty*. PDF. HYDAC Service, 2013.
- [3] MÁCHA, Viktor. *ŽĎAS, práce na kovacím lisu*. Online. In: Industriální blog. Dostupné z: <https://www.industrialnifotografie.cz/blog/rakouska-stopa-v-cinske-ocelarne-na-ceskomoravske-vrchovine-98.html#article-1>. [cit. 2023-12-17].
- [4] KŘÍŽ, Rudolf; WEIGNER, Karel a SVOBODA, Jaroslav. *Stavba a provoz strojů III, Mechanismy*. 1. Praha: SNTL, 1979.
- [5] PAVLOK, Bohuslav; HRUŽÍK, Lumír a BOVA, Miroslav. *Hydraulická zařízení strojů*. PDF. VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [6] *Hydraulické lisy, hydraulická zařízení, elektrická vybavení*. PDF. PRESSHYDRAULIKA, 2010.
- [7] *Proporcionální technika*. Online. In: ARGO HYTOS. ARGO HYTOS. 2023. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/proporcionalni-technika.html>. [cit. 2023-12-30].
- [8] KEMKA, V.; BARTÁK, J.; MILČÁK, P. a ŽITEK, P. *Stavba a provoz strojů: Stroje a zařízení*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [9] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. PDF. VUT v Brně, 2009.
- [10] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987.
- [11] PEŇÁZ, Václav a BENŽA, Dušan. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Mezinárodní organizace novinářů, 1990. ISBN 9788021400825.
- [12] *Hořlavé kapaliny - rozdělení do tříd nebezpečnosti*. Online. In: CIVOP. CIVOP. C1993-2023. Dostupné z: <https://www.civop.cz/horlave-kapaliny-rozdeleni-do-trid-nebezpecnosti/>. [cit. 2024-01-24].
- [13] DOBEŠ, Petr. *Hydraulické kapaliny*. PDF. CIMCOOL Fluid Technology, 2012.

- [14] *Technical topic: Biodegradable Hydraulic Fluids: Classification of Biodegradable Hydraulic Fluids and typical characteristics*. Online. In: Biona. ©2024. Dostupné z: <https://www.biona-oils.com/news/technical-topic-biodegradable-hydraulic-fluids>. [cit. 2024-01-09].
- [15] THYSSENKRUPP. *DX56D/1.0963*. Online. THYSSENKRUPP. C2024. Dostupné z: <https://www.thyssenkrupp-materials-processing-europe.com/en/c-steel/hot-dip-coated-sheet/dx51d-dx57d/dx56d-or-1.0963>. [cit. 2024-03-06].
- [16] ČSN EN ISO 16092-1, *Bezpečnost obráběcích a tvářecích strojů - Lisý - Část 1: Obecné bezpečnostní požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2019.
- [17] ČADA, Radek. *Technologie tváření a slévání - v příkladech*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-3016-2.
- [18] *Industrial Selection*. Online. In: OMCN. OMCN. C2024. Dostupné z: https://www.omcn.it/wp-content/uploads/2019/02/Catalogo_omcn_Industrial_selection.pdf. [cit. 2024-03-08].
- [19] *CD - Diferenciální válce*. Online. REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/Hydraulika/V%C3%A1lce/Hydraulick%C3%A9-v%C3%A1lce-s-kruhov%C3%BDmi-v%C3%ADky/CD-%E2%80%93-diferenci%C3%A1ln%C3%AD-v%C3%A1lce?cclcl=cs_CZ. [cit. 2024-03-08].
- [20] FOJTÁŠEK, Kamil; HRUŽÍK, Lumír; DVOŘÁK, Lukáš; BUREČEK, Adam; STONAWSKI, Erik et al. *Tekutinové mechanismy - Praktické úlohy a základy pneumatiky*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2022.
- [21] *Přímočaré hydromotory*. Online. In: HYDROMA. HYDROMA - Hydraulické systémy. C2016. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/12/45/29717/data/064-10056.pdf>. [cit. 2024-03-08].
- [22] ČSN 11 9101. *Hydrostatické mechanismy. Montážní otvory pro ventily pro zašroubování do otvorů s upevňovacím závitem pro jmenovitý tlak do 32 MPa. Připojovací rozměry*. Praha: Československá státní norma, 1985.
- [23] *Hydraulic cylinder. Mill type. Series CDM1*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/media/00cdc6d7-01bb-49d9-adae-8aaede46656e?c=cz&lang=cs>. [cit. 2024-03-12].

- [24] *Válec hydraulický CDM1 SERIE 3X KONFIG*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://assets.rexroth.mam.bosch.tech/assets/api/663b810d-81ad-4ddd-9306-8ab7d5cf95de/dc_ecommerce_big_jpg. [cit. 2024-03-12].
- [25] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [26] *Configuration documentation, Mill type cylinder: Model code CDMIMP3/200/140/860A3X/B11CGUMW*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/ics/Modules/Configuration/?Modelcode=Rundzylinder&Language=en&Configurator=Zylinder&Action=Open&pi=34AF4120-E369-79BE-D1609B7AA04704D7_ICS_8801&InitConfiguration=1&myDocLink=2EC1A5AD-A81F-66EB-726A0E029F54C96F&o=Desktop. [cit. 2024-03-21].
- [27] VYBO ELECTRIC. *Elektromotor SIEMENS 1LG4253-4AA, 55kW,1480ot*. Online. VYBO ELECTRIC. Elektromotory Česká republika. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-siemens-1lg4253-4aa-55kw1480ot/>. [cit. 2024-03-14].
- [28] *Elektromotor SIEMENS 1LG4253-4AA, 55kW,1480ot*. Online. In: VYBO ELECTRIC. Elektromotory Česká republika. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/wp-content/uploads/Elektromotor-Siemens-90kW-.jpg>. [cit. 2024-03-14].
- [29] *Axial Piston Fixed Pump A2FO*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/media/81fada07-6c22-48f7-b44d-b02cad7b011e>. [cit. 2024-03-17].
- [30] *Hydr. axiální pístové čerpadlo A2FO90/61R-VBB05*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://assets.rexroth.mam.bosch.tech/assets/api/23f120df-9c26-4d16-b983-bf1b88807dde/dc_ecommerce_big_jpg. [cit. 2024-03-17].
- [31] *Průmyslové oleje a maziva*. Online. In: ORLEN OIL. Orlen Oil. Dostupné z: https://www.orlenoil.pl/EN/Documents/KATALOG_INDUSTRIAL%20LUBRICANTS_ORLEN%20OIL_2023_CZ.pdf. [cit. 2024-03-19].

- [32] *4/3 and 4/2 directional valve with hand lever actuation*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/media/a75a5273-87bc-4dea-b62a-a9558be98413?c=cz&lang=cs>. [cit. 2024-04-24].
- [33] *Rozvaděč H-4WMM16E7X*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://assets.rexroth.mam.bosch.tech/assets/api/a9bb18f6-07a1-4c6a-9626-514beec2b20a/dc_ecommerce_big_jpg. [cit. 2024-04-24].
- [34] *Jednosměrný ventil VJ3*. Online. In: ARGO HYTOS. Argo Hytos. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VJ3_hc5009_CZ.pdf. [cit. 2024-04-24].
- [35] *Vestavný tlakový přepouštěcí ventil, přímo řízený VPP-R-16(25)*. Online. In: ARGO HYTOS. Argo Hytos. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VPP-R-16_25_hc5300_CZ.pdf. [cit. 2024-04-24].
- [36] KOPÁČEK, Jaroslav a PAVLOK, Bohuslav. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2011.
- [37] *Oil Tanks: Welded Steels*. Online. In: UK FLOWTECHNIK. UK Flowtechnik. ©2024. Dostupné z: <https://www.ukflowtechnik.com/sites/default/files/2023-10/Welded%20Steel%20and%20Stainless%20Steel%20Tanks.pdf>. [cit. 2024-04-25].
- [38] *Vzduchové chladiče: Vzduchový chladič HCA s asynchronním motorem*. Online. In: HENNLICH. Hennlich. C2023. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/media/h2oaldzl/cz_vzduchove-chladice-hca.pdf. [cit. 2024-04-28].
- [39] *Zpětné filtry - Lightline RFL 170 · RFL 230*. Online. In: ARGO HYTOS. Argo Hytos. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_RFL170_RFL230_CZ.pdf. [cit. 2024-04-24].
- [40] *Manometr ABZMM 40- 250BAR/MPA-R/V-G*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: https://assets.rexroth.mam.bosch.tech/assets/api/649313f9-bb61-40f1-bd23-1791dc967c4c/dc_ecommerce_big_jpg. [cit. 2024-04-24].

- [41] *Throttle and throttle check valve: Type MG and MK*. Online. In: REXROTH. Rexroth. C2014-2024. Dostupné z: <https://www.citacepro.com/dokument/79fdKNJZSctzjR0a>. [cit. 2024-04-28].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| | | |
|---------------------------|-------|-----------------------------------------------------------|
| Δp | [MPa] | Skutečný tlakový spád (tlakový rozdíl) na hydrogenerátoru |
| Δp_T | [MPa] | Teoretický tlakový spád (tlakový rozdíl) |
| Δp_{zCH} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na chladiči |
| Δp_{zFS} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na sacím filtru |
| Δp_{zFZ} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na zpětném filtru |
| Δp_{zR} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na rozvaděči |
| Δp_{zJV} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na jednosměrném ventilu |
| Δp_{zPV} | [MPa] | Tlaková ztráta (spád) na pojistném ventilu |
| $\Delta p_{z2\check{S}V}$ | [MPa] | Tlakový spád na dvou škrticích ventilech |
| $\Delta p_{z\check{S}V}$ | [MPa] | Tlakový spád na škrticím ventilu |
| Δp_{zT2} | [Pa] | Tlaková ztráta v sekci L_2 |
| Δp_{zT3} | [Pa] | Tlaková ztráta v sekci L_3 |
| Δp_{zT4} | [Pa] | Tlaková ztráta v sekci L_4 |
| Δp_{zT5} | [Pa] | Tlaková ztráta v sekci L_5 |
| Δp_{zT} | [MPa] | Celkové tlakové ztráty v potrubí |
| Δp_z | [MPa] | Celkové tlakové ztráty v obvodu |
| η_c | [-] | Celková účinnost hydrostatického převodníku |
| η_{CHG} | [-] | Celková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{CHM} | [-] | Celková účinnost hydromotoru |
| η_{CHO} | [-] | Celková účinnost hydraulického obvodu |
| η_{CPM} | [-] | Celková účinnost přímočarého hydromotoru |
| η_{mpM} | [-] | Mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru |
| η_p | [-] | Tlaková účinnost hydrostatického převodníku |
| η_{pHG} | [-] | Tlaková účinnost hydrogenerátoru |

| | | |
|-------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------|
| η_{pHM} | [-] | Tlaková účinnost hydromotoru |
| η_{pPM} | [-] | Tlaková účinnost přímočarého hydromotoru |
| η_Q | [-] | Průtoková účinnost hydrostatického převodníku |
| η_{QHG} | [-] | Průtoková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{QHM} | [-] | Průtoková účinnost hydromotoru |
| η_{QPM} | [-] | Průtoková účinnost přímočarého hydromotoru |
| λ_m | [-] | Mezní štíhlost pro materiál 16 532.4 |
| λ_P | [-] | Štíhlost maximálně vysunuté pístnice |
| $\lambda_{2,3}$ | [-] | Součinitel tření pro sekce obvodu L_2 a L_3 |
| λ_4 | [-] | Součinitel tření pro sekci obvodu L_4 |
| λ_5 | [-] | Součinitel tření pro sekce obvodu L_5 |
| ν | [mm ² · s ⁻¹] | Kinematická viskozita pracovní kapaliny |
| π | [-] | Ludolfovo číslo |
| ρ | [g · mm ⁻³] | Hustota pracovní kapaliny |
| σ_{dP} | [MPa] | Tlak působící na průřez pístnice |
| $\sigma_{dP,DOV}$ | [MPa] | Dovolený tlak pro materiál 16 532.4 |
| σ_{kr} | [MPa] | Kritické napětí vzpěrné pevnosti |
| τ_s | [MPa] | Mez pevnosti materiálu ve stříhu |
| ϕ_{CH} | [W] | Potřebný tepelný tok chladiče |
| ϕ_N | [W] | Tepelný tok odváděný nádrží |
| ω | [rad · s ⁻¹] | Úhlová rychlost |
| d_n | [mm] | Skutečná světlost nízkotlakého potrubí |
| d_{nt} | [mm] | Teoretická světlost nízkotlakého potrubí |
| d_P | [mm] | Skutečný průměr pístnice hydromotoru |
| d_{Pt} | [mm] | Teoretický průměr pístnice hydromotoru |

| | | |
|--------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|
| d_s | [mm] | Skutečná světlost sacího potrubí |
| d_{st} | [mm] | Teoretická světlost sacího potrubí |
| d_t | [mm] | Skutečná světlost tlakového potrubí |
| d_{tt} | [mm] | Teoretická světlost tlakového potrubí |
| i | [–] | Počet zdvihů pístu hydromotoru |
| k | [–] | Koeficient zahrnující vlivy zvyšující střížnou sílu |
| k_N | [W · m ² · K ⁻¹] | Součinitel prostupu tepla |
| k_P | [–] | Koeficient bezpečnosti pro průřez pístnice v tlaku |
| k_v | [–] | Koeficient bezpečnosti při vzpěru |
| n | [s ⁻¹] | Otáčky |
| n_{EM} | [min ⁻¹] | Otáčky elektromotoru |
| n_{HM} | [s ⁻¹] | Skutečné otáčky hydromotoru |
| p_1 | [MPa] | Tlak na výstupu hydrogenerátoru 1 |
| p_2 | [MPa] | Tlak na výstupu hydrogenerátoru 2 |
| p_{1M} | [MPa] | Tlak na straně pístu hydromotoru |
| p_{2M} | [MPa] | Tlak na straně pístnice hydromotoru |
| p_{1Ms} | [MPa] | Skutečný potřebný tlak na straně pístu hydromotoru |
| p_{PM1} | [MPa] | Skutečný tlak na vstupu přímočarého hydromotoru |
| p_{PM2} | [MPa] | Skutečný tlak na výstupu přímočarého hydromotoru |
| p_{PV} | [MPa] | Max. přípustný tlak v obvodu (tlak na pojistném ventilu) |
| p_{REZ} | [MPa] | Tlaková rezerva obvodu |
| $p_{REZ,I}$ | [MPa] | Tlaková rezerva obvodu po odečtení tlakových ztrát dle návrhu 1 |
| $p_{REZ,II}$ | [MPa] | Tlaková rezerva obvodu po odečtení tlakových ztrát dle návrhu 2 |
| p_{TPM1} | [MPa] | Teoretický tlak na vstupu přímočarého hydromotoru |
| p_{TPM2} | [MPa] | Teoretický tlak na výstupu přímočarého hydromotoru |
| s | [mm] | Tloušťka stříhaného plechu |

| | | |
|-----------|-------------------------|--------------------------------------------------|
| t_n | [°C] | Maximální teplota oleje v nádrži |
| t_o | [°C] | Minimální teplota okolí |
| v | [m · s ⁻¹] | Rychlost |
| v_1 | [m · s ⁻¹] | Rychlost pohybu pístu hydromotoru |
| v_2 | [m · s ⁻¹] | Rychlost pohybu pístu hydromotoru |
| v_3 | [m · s ⁻¹] | Rychlost pohybu pístu hydromotoru |
| v_{1M} | [mm · s ⁻¹] | Rychlost vysouvání pístnice hydromotoru |
| v_{1Ms} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost vysouvání pístnice hydromotoru |
| v_{2M} | [mm · s ⁻¹] | Rychlost zasouvání pístnice hydromotoru |
| v_{2Ms} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost zasouvání pístnice hydromotoru |
| v_n | [mm · s ⁻¹] | Rychlost proudění v nízkotlakém potrubí |
| v_{ns} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost proudění v nízkotlakém potrubí |
| v_s | [mm · s ⁻¹] | Rychlost proudění v sacím potrubí |
| v_{ss} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost proudění v sacím potrubí |
| v_t | [mm · s ⁻¹] | Rychlost proudění v tlakovém potrubí |
| v_{t4s} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost proudění v sekci obvodu L_4 |
| v_{ts} | [mm · s ⁻¹] | Skutečná rychlost proudění v tlakovém potrubí |
| A_L | [mm] | Výška lisu |
| B_L | [mm] | Výška pracovního prostoru lisu |
| C_L | [mm] | Šířka pracovního prostoru lisu |
| D_L | [mm] | Hloubka rámu lisu |
| D | [mm] | Skutečný průměr pístu hydromotoru |
| D_t | [mm] | Teoretický průměr pístu hydromotoru |
| E | [MPa] | Youngův modul pružnosti v tahu |
| F | [N] | Skutečná přenášená síla |
| F_{kr} | [N] | Kritická síla vzpěrné pevnosti |

| | | |
|------------|--------------------------|-------------------------------------------------------|
| F_L | [N] | Požadovaná tlačná síla lisu |
| F_S | [N] | Střížná síla |
| F_T | [N] | Teoretická přenášená síla |
| I_{min} | [mm ⁴] | Kvadratický moment průřezu pístnice |
| L_1 | [mm] | Délka sekce potrubí 1 |
| L_2 | [mm] | Délka sekce potrubí 2 |
| L_3 | [mm] | Délka sekce potrubí 3 |
| L_4 | [mm] | Délka sekce potrubí 4 |
| L_5 | [mm] | Délka sekce potrubí 5 |
| L_P | [mm] | Pracovní zdvih hydromotoru |
| L_{P0} | [mm] | Vysunutí pístnice hydromotoru v nulové poloze |
| L_{Pmax} | [mm] | Maximální vysunutí pístnice hydromotoru |
| L_S | [mm] | Délka stříhu |
| M_T | [N · m] | Teoretický krouticí moment hydrostatického převodníku |
| M_{HG} | [N · m] | Skutečný krouticí moment hydrogenerátoru |
| M_{HM} | [N · m] | Skutečný krouticí moment hydromotoru |
| M_Z | [N · m] | Ztrátový krouticí moment hydromotoru |
| P_{CH} | [kW · °C ⁻¹] | Potřebný měrný chladicí výkon chladícího prvku |
| P_{EM} | [W] | Výkon elektromotoru |
| P_h | [kW] | Požadovaný hydraulický hydrogenerátoru |
| P_{HHG} | [kW] | Hydraulická složka výkonu hydrogenerátoru |
| P_{HHM} | [kW] | Hydraulická složka výkonu hydromotoru |
| P_{HPM} | [kW] | Hydraulická složka výkonu přímočarého hydromotoru |
| P_{MHG} | [kW] | Mechanická složka výkonu hydrogenerátoru |
| P_{MHM} | [kW] | Mechanická složka výkonu hydromotoru |
| P_{MPM} | [kW] | Mechanická složka výkonu přímočarého hydromotoru |

| | | |
|-------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| P_T | [kW] | Teoretický výkon hydrostatického převodníku |
| P_Z | [W] | Ztrátový výkon hydraulického obvodu |
| Q_1 | [m ³ · s ⁻¹] | Objemový průtok hydrogenerátoru 1 |
| Q_2 | [m ³ · s ⁻¹] | Objemový průtok hydrogenerátoru 2 |
| Q_4 | [mm ³ · s ⁻¹] | Objemový průtok v sekci obvodu L_4 |
| Q_{GS} | [mm ³ · s ⁻¹] | Skutečný objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{Gt} | [dm ³ · s ⁻¹] | Požadovaný teoretický objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{HG} | [m ³ · s ⁻¹] | Skutečný objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{HM} | [m ³ · s ⁻¹] | Skutečný objemový průtok hydromotoru |
| Q_{PM1} | [m ³ · s ⁻¹] | Skutečný objemový průtok na vstupu přímočarého hydromotoru |
| Q_{PM2} | [m ³ · s ⁻¹] | Skutečný objemový průtok na výstupu přímočarého hydromotoru |
| Q_T | [m ³ · s ⁻¹] | Teoretický objemový průtok hydrostatického převodníku |
| Q_{TPM} | [m ³ · s ⁻¹] | Teoretický objemový průtok přímočarého motoru |
| Q_Z | [m ³ · s ⁻¹] | Ztrátový objemový průtok hydrostatického převodníku |
| R_e | [MPa] | Mez kluzu materiálu v tahu |
| R_m | [MPa] | Mez pevnosti materiálu v tahu |
| $Re_{2,3}$ | [–] | Reynoldsovo číslo pro sekce obvodu L_2 a L_3 |
| Re_4 | [–] | Reynoldsovo číslo pro sekci obvodu L_4 |
| Re_5 | [–] | Reynoldsovo číslo pro sekce obvodu L_5 |
| Re_{krit} | [–] | Kritická hodnota Reynoldsova čísla pro běžné přímé kovové potrubí |
| S_1 | [m ²] | Obsah činné plochy diferenciálního pístu |
| S_2 | [m ²] | Obsah činné plochy diferenciálního pístu |
| S_{1M} | [mm ²] | Plná plocha pístu hydromotoru |
| S_{1Ms} | [mm ²] | Skutečná plná plocha pístu hydromotoru |
| S_{1Mt} | [mm ²] | Teoretická plná plocha pístu hydromotoru |
| S_{2M} | [mm ²] | Plocha mezikruží pístu hydromotoru |

| | | |
|-----------|--------------------|-----------------------------------------------|
| S_{2Ms} | [mm ²] | Skutečná plocha mezikruží pístu hydromotoru |
| S_{2Mt} | [mm ²] | Teoretická plocha mezikruží pístu hydromotoru |
| S_{ns} | [mm ²] | Skutečný průřez nízkotlakého potrubí |
| S_{nt} | [mm ²] | Teoretický průřez nízkotlakého potrubí |
| S_N | [m ²] | Teplosměnná plocha nádrže |
| S_P | [mm ²] | Průřez pístnice |
| S_s | [mm ²] | Střižná plocha |
| S_{ss} | [mm ²] | Skutečný průřez sacího potrubí |
| S_{st} | [mm ²] | Teoretický průřez sacího potrubí |
| S_{ts} | [mm ²] | Skutečný průřez tlakového potrubí |
| S_{tt} | [mm ²] | Teoretický průřez tlakového potrubí |
| V | [m ³] | Geometrický objem hydrostatického převodníku |
| V_{gGs} | [cm ³] | Geometrický objem hydrogenerátoru |
| V_{gGt} | [cm ³] | Teoretický geometrický objem hydrogenerátoru |
| V_N | [m ³] | Užitný (nominální) objem nádrže |
| V_{Nt} | [l] | Teoretický užitný (nominální) objem nádrže |

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obrázek 1: Hydraulický kovací lis ŽĎAS [3] | 13 |
| Obrázek 2: Schéma funkce hydraulického obvodu [2]..... | 16 |
| Obrázek 3: Zjednodušené schéma obvodu hydraulického lisu [5] | 17 |
| Obrázek 4: Obvod pro řízení rychlosti v obou směrech [5] | 18 |
| Obrázek 5: Přehled hydrogenerátorů [2] | 20 |
| Obrázek 6: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [2] | 21 |
| Obrázek 7: Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [2] | 21 |
| Obrázek 8: Hydrogenerátor s ozubeným kruhem [2] | 22 |
| Obrázek 9: Jednozdvihový lamelový hydrogenerátor [2]..... | 22 |
| Obrázek 10: Dvouzdvihový lamelový hydrogenerátor [2] | 23 |
| Obrázek 11: Vřetenový šroubový hydrogenerátor [2] | 23 |
| Obrázek 12: Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými ve statoru [2] | 24 |
| Obrázek 13: Radiální pístový hydrogenerátor s písty uloženými v rotoru [2] | 25 |
| Obrázek 14: Axiální pístový hydrogenerátor se šikmým kotoučem [2] | 25 |
| Obrázek 15: Axiální pístový hydrogenerátor se šikmou osou [2] | 26 |
| Obrázek 16: Zubový hydromotor s vnějším ozubením [9]..... | 27 |
| Obrázek 17: Zubový hydromotor ORBIT (Bosch – Rexroth) [9] | 27 |
| Obrázek 18: Axiální pístový hydromotor se šikmým kotoučem [9] | 28 |
| Obrázek 19: Radiální pístový hydromotor s písty vedenými v rotoru [9] | 28 |
| Obrázek 20: Průtokové ztráty hydrostatických převodníků [11]..... | 31 |
| Obrázek 21: Mechanicko-hydraulické ztráty hydrostatických převodníků [11] | 32 |
| Obrázek 22: Závislost účinnosti hydrostatických převodníků na otáčkách a tlaku [11] | 33 |
| Obrázek 23: Přímočarý hydromotor [2]..... | 34 |
| Obrázek 24: Přehled konstrukcí hydraulických válců [2] | 34 |
| Obrázek 25: Dvojčinný hydromotor s jednostrannou pístnicí [9] | 36 |
| Obrázek 26: Geometrie clony (vlevo) a trysky (vpravo) [9] | 38 |
| Obrázek 27: Dvoucestný (vlevo) a třícestný (vpravo) škrticí ventil se stabilizací [9] | 39 |
| Obrázek 28: Typy rozvaděčů [9] | 40 |
| Obrázek 29: Výtřížek (vlevo) a sloupek B po tažení (vpravo) | 48 |
| Obrázek 30: Schéma pro volbu parametrů hydraulického obvodu [18] | 52 |
| Obrázek 31: Schéma silové rovnováhy na pístu hydromotoru | 53 |
| Obrázek 32: Katalogový list Bosch-Rexroth sérii hydromotorů CDM1 [23]..... | 55 |
| Obrázek 33: Přímočarý hydromotor Bosch-Rexroth řady CDM1 [24] | 55 |
| Obrázek 34: Vysunutí pístnice v nulové poloze [26] | 57 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obrázek 35: Elektromotor Siemens 1LG4253-4AA [28]..... | 60 |
| Obrázek 36: Katalogový list hydrogenerátoru Bosch-Rexroth A2FO [29]..... | 61 |
| Obrázek 37: Pístový axiální hydrogenerátor Bosch-Rexroth A2FO [30]..... | 62 |
| Obrázek 38: Katalogový list hydraulických olejů Orlen Oil [31] | 63 |
| Obrázek 39: Mezní hodnoty viskozity dle ISO 3448 [5]..... | 64 |
| Obrázek 40: Katalogový list rozvaděče Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X [32]..... | 71 |
| Obrázek 41: 4/3 Rozvaděč Bosch-Rexroth H-4WMM16E7X [33]..... | 71 |
| Obrázek 42: Schematická značka zvoleného rozvaděče [32]..... | 72 |
| Obrázek 43: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro rozvaděč | 72 |
| Obrázek 44: Jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34] | 73 |
| Obrázek 45: Katalogový list jednosměrného ventilu Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34] | 73 |
| Obrázek 46: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro jednosměrný ventil Argo Hytos VS3-20-005-G1 [34] | 73 |
| Obrázek 47: Pojistný tlakový přepouštěcí ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A [35] | 74 |
| Obrázek 48: Katalogový list pojistného tlakového ventilu..... | 74 |
| Obrázek 49: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro pojistný tlakový ventil Argo Hytos VPPB-R-25-10-S-A [35]..... | 75 |
| Obrázek 50: Katalogový list nádrže UK Flowtechnik STB 630 [37]..... | 76 |
| Obrázek 51: Měrný chladicí výkon produktové řady Hennlich HCA [38] | 78 |
| Obrázek 52: Hennlich HCA C33.26-2 [38] | 79 |
| Obrázek 53: Schématická značka zvoleného chladiče | 79 |
| Obrázek 54: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro chladič Hennlich HCA C33.26-2 [38]..... | 79 |
| Obrázek 55: Sací filtr Argo Hytos AS 150-01..... | 80 |
| Obrázek 56: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro filtr..... | 80 |
| Obrázek 57: Filtr Argo Hytos RFL 230 [39] | 81 |
| Obrázek 58: Schematická značka filtrů | 81 |
| Obrázek 59: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro filtr..... | 81 |
| Obrázek 60: Manometr Bosch-Rexroth ABZMM 40-250BAR/MPA-R/V-G [40]..... | 82 |
| Obrázek 61: Schematická značka zvoleného manometru..... | 82 |
| Obrázek 62: Schéma návrhu hydraulického obvodu 1 | 84 |
| Obrázek 63: Škrticí ventil Bosch-Rexroth MK20G1X [41]..... | 86 |
| Obrázek 64: Závislost tlakových ztrát na objemovém průtoku pro škrticí ventil Bosch Rexroth MK20G1X [41]..... | 86 |
| Obrázek 65: Schéma návrhu hydraulického obvodu 2 | 88 |

SEZNAM TABULEK

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabulka 1: Aplikace hydraulických mechanismů [2] | 13 |
| Tabulka 2: Srovnání forem přenosu energie [2] | 14 |
| Tabulka 3: Možnosti provedení pístů a válců [2,9] | 35 |
| Tabulka 4: Typy filtrů a jejich použití [9] | 41 |
| Tabulka 5: Parametry výstřižku [15] | 49 |
| Tabulka 6: Bezpečnostní předpisy pro návrh hydraulických obvodů [16] | 49 |
| Tabulka 7: Volené hodnoty pro výpočet střižné síly [15,17] | 50 |
| Tabulka 8: Volené parametry navrhovaného hydraulického obvodu [18] | 51 |
| Tabulka 9: Přehled normalizovaných průměrů pístů hydromotorů dle ČSN 11 9101 [22]. | 54 |
| Tabulka 10: Přehled normalizovaných průměrů pístnic hydromotorů dle ČSN 11 9101 [22] | 56 |
| Tabulka 11: Eulerovy vztahy pro vzpěrnou pevnost [25]..... | 58 |
| Tabulka 12: Způsob kontroly na vzpěrnou pevnost v závislosti na štíhlosti pístnice [20].. | 59 |
| Tabulka 13: Mechanické vlastnosti materiálu 16 532.4 [25]..... | 59 |
| Tabulka 14: Doporučené hodnoty rychlosti proudění pracovní kapaliny [20]..... | 63 |
| Tabulka 15: Jmenovitá světlost potrubí – preferované hodnoty [25] | 65 |
| Tabulka 16: Volené parametry pro výpočet tepelného toku nádrže [36] | 77 |
| Tabulka 17: Seznam zapojených prvků v navrženém obvodu 1 | 85 |
| Tabulka 18: Seznam zapojených prvků v navrženém obvodu 2 | 87 |