



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

NOVÁ KONCEPCE HYDRAULICKÉHO POHONU CPB

NEW CONCEPTION OF HYDRAULIC DRIVE CPB

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

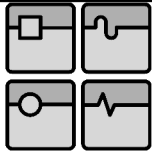
Bc. PETR BÁRTEK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2013





## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je vypracování návrhu nové koncepce hydraulického pohonu paketovacího lisu CPB 100 v souladu s moderními trendy v oboru hydrauliky a tvářecích strojů pro zpracování šrotu. Na základě předem zadaných technických a výkonových parametrů zařízení je proveden návrh a výpočet hydraulického obvodu, navržení seznamu hydraulických prvků, konstrukční řešení rozvodného bloku a návrh elektrického řízení pohonu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický pohon, paketovací lis, hydraulické schéma, seznam hydraulických prvků

## ABSTRACT

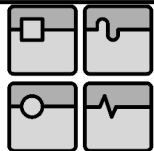
The main objective of this master's thesis is to design the new conception of hydraulic drive of the baling press CPB 100 with application of modern tendencies in the field of hydraulic engineering. This thesis contains design and calculations of new hydraulic drive, hydraulic circuit diagram and the list of hydraulic elements that are used. Moreover this thesis includes the design of an electrical control and the design of hydraulic block and manifold.

## KEYWORDS

Hydraulic drive, baling press, hydraulic circuit diagram, list of hydraulic elements

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

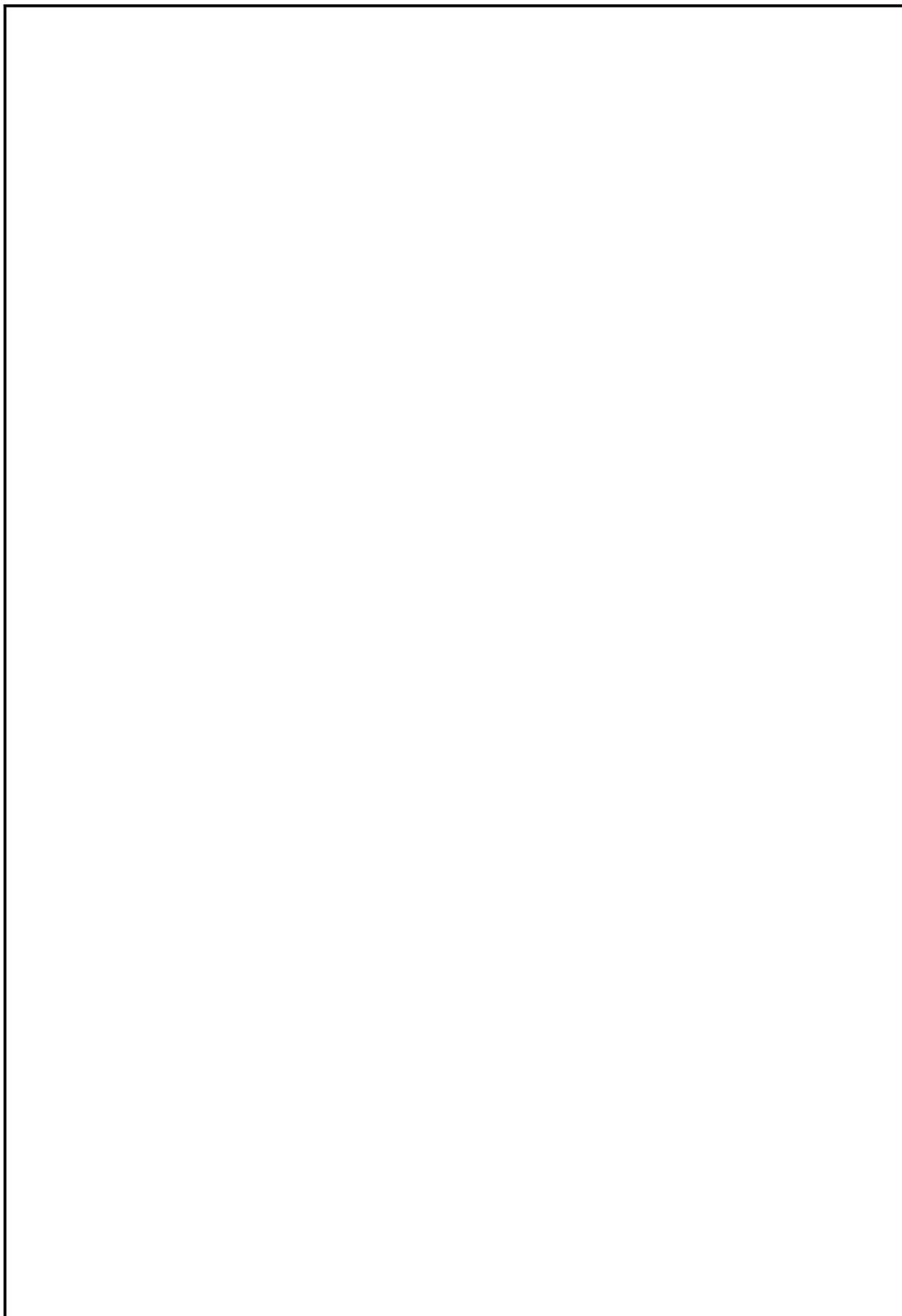
BÁRTEK, Petr. *Nová koncepce hydraulického pohonu CPB*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.



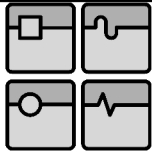
Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Str. 4

## DIPLOMOVÁ PRÁCE







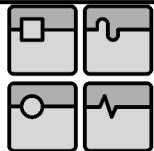
## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Nová koncepce hydraulického pohonu CPB vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24. května 2013

.....

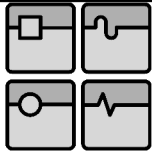
Petr Bártek



Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

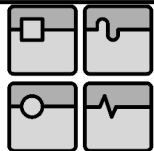
Str. 6

## DIPLOMOVÁ PRÁCE



## PODĚKOVÁNÍ

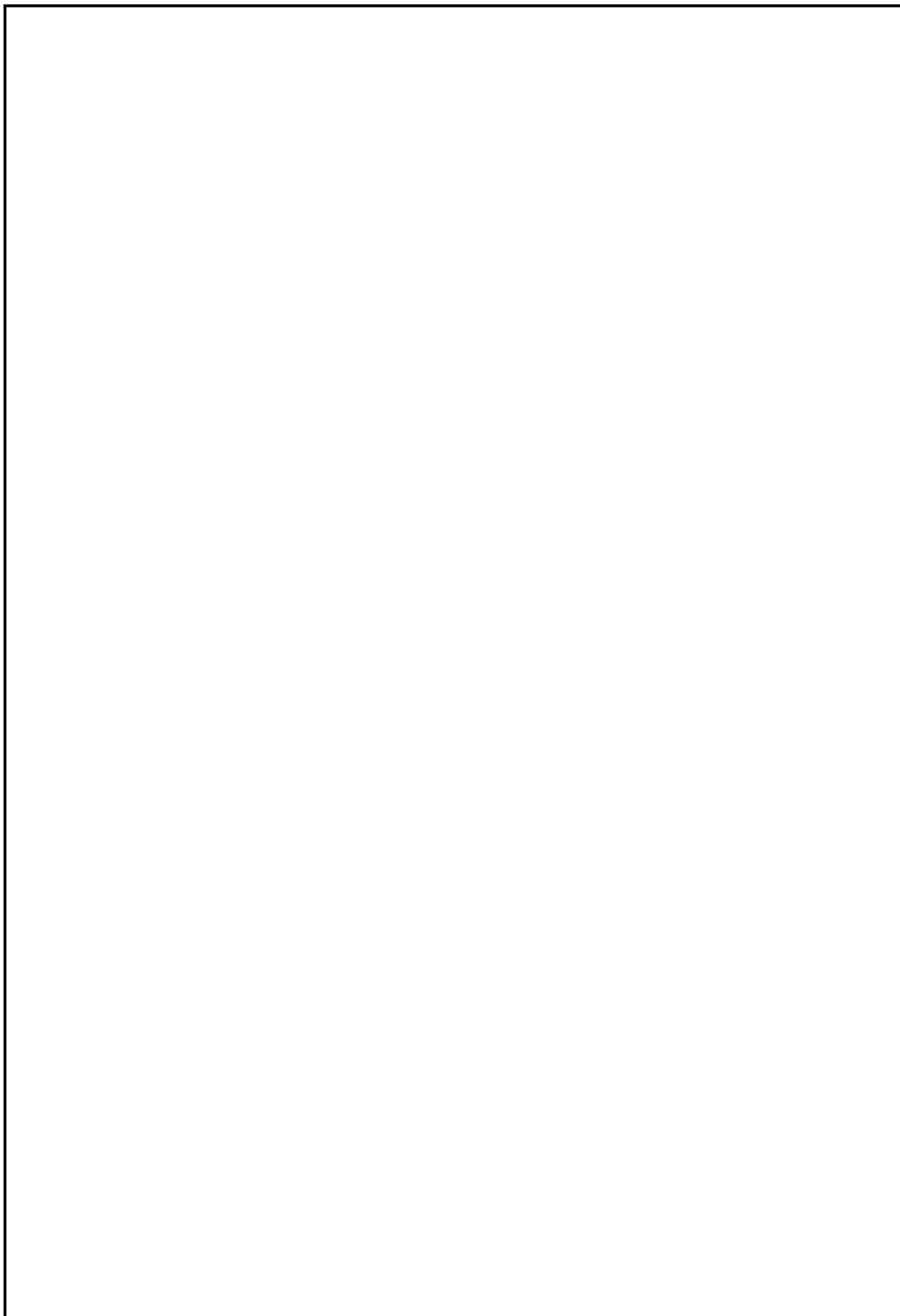
Děkuji tímto Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

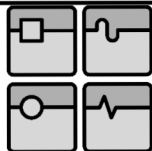


Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Str. 8

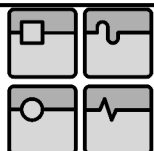
## DIPLOMOVÁ PRÁCE



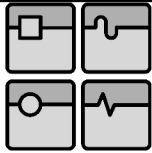


## OBSAH

<b>OBSAH .....</b>	<b>9</b>
<b>ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>1. VÝZNAM ZPRACOVÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU.....</b>	<b>12</b>
<b>2. DRUHY A DĚLENÍ KOVOVÉHO ODPADU .....</b>	<b>13</b>
2.1. VRATNÝ ODPAD .....	13
2.2. ZPRACOVATELSKÝ ODPAD.....	14
2.3. VÝSKYTOVÝ ODPAD .....	15
<b>3. ZPRACOVATELSKÉ TECHNOLOGIE.....</b>	<b>16</b>
<b>4. ZAŘÍZENÍ PRO ZPRACOVÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU.....</b>	<b>17</b>
4.1. NŮŽKY PRO STŘÍHÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU .....	17
4.2. PAKETOVACÍ LISY .....	20
<b>5. PAKETOVACÍ LIS CPB 100.....</b>	<b>22</b>
5.1. HYDRAULICKÝ POHON .....	25
<b>6. POSTUP NÁVRHU HYDRAULICKÉHO POHONU .....</b>	<b>26</b>
6.1. POSTUP PROJEKTOVÉHO NÁVRHU.....	26
6.2. ZADÁNÍ ÚLOHY .....	27
6.3. NÁVRH POHONU.....	31
6.4. DIMENZOVÁNÍ POHONU.....	32
6.4.1. NÁVRH LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ .....	32
<b>FUNKCE: VÍKO .....</b>	<b>33</b>
<b>FUNKCE: PŘEDLIS A DOLIS .....</b>	<b>34</b>



6.4.2. NÁVRH HYDROGENERÁTORU A ASYNCHRONNÍHO ELEKTROMOTORU .....	35
6.5. NÁVRH HYDRAULICKÝCH PRVKŮ .....	45
6.6. ODLEHČOVACÍ A POJISTNÝ BLOK .....	46
6.7. ROZVODNÝ VENTILOVÝ BLOK .....	47
6.7.1. FUNKCE: VÍKO .....	47
6.7.2. FUNKCE: PŘEDLIS .....	53
6.7.3. FUNKCE: DOLIS .....	59
6.7.4. FUNKCE: HRADÍTKO .....	63
7. POTRUBÍ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU .....	67
8. ZHODNOCENÍ VARIANT ŘEŠENÍ .....	69
9. ZÁVĚR .....	71
10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	72
11. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....	74
12. SEZNAM PŘÍLOH .....	76

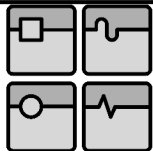


## ÚVOD

Paketovací lis CPB tradičního českého výrobce tvářecích strojů, firmy ŽĐAS, a.s., se řadí do skupiny tvářecích strojů označované jako zařízení pro zpracování kovového odpadu. Jedná se o kompaktní zařízení s hydraulickým pohonem, mezi jehož přednosti patří mobilita a vysoká užitná hodnota. Vývoj paketovacího lisu CPB a realizace prvních prototypů tohoto zařízení proběhl koncem 80. let 20. století. Ve své době se svými parametry nezpochybnitelně vyrovnal konkurenčním projektům dané kategorie ostatních světových výrobců.

V počátcích vzniku projektu hydraulického pohonu paketovacího lisu CPB jeho vývojáři a konstruktéři pro jeho realizaci využili nejlepší dostupné komponenty své doby. V minulých desetiletích však došlo k několika velmi významným změnám, které současným projektantům oproti jejich předchůdcům otevírají nové možnosti návrhu konstrukce. Vývoj v oblasti sensoriky vedl k možnosti nahrazení původního reléového řízení moderními programovatelnými snímači a PLC řízením. Zlepšila se dostupnost a kvalita dílčích hydraulických součástí a prvků produkovaných specializovanými výrobci a došlo k celkovému pokroku v oboru hydraulických pohonů.

Autor se v této práci pokusí o návrh nového konceptu hydraulického pohonu s využitím všech možností, které moderní hydraulika nabízí, s ohledem na účelnost a ekonomičnost výsledného návrhu. Nový koncept pohonu, v kombinaci s v praxi osvědčenou kvalitou mechanické konstrukce paketovacího lisu, by mohl zvýšit atraktivitu a konkurenceschopnost tohoto zařízení na současném trhu.



## 1. VÝZNAM ZPRACOVÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU

Výroba a stupeň využití kovů vždy měly velký vliv na vědeckou a technickou úroveň společnosti. Díky průmyslové revoluci v minulých dvou stoletích společnost dosáhla velkého pokroku v různých oblastech techniky, především energetice, dopravě a průmyslové technologii. Prudký rozmach jednotlivých technických oborů se vyznačoval zvýšenými požadavky na hutnictví a produkci kovů, především oceli. Zatímco Worldsteel association (dřív IISI - Mezinárodní ocelářský ústav) odhadovala celosvětovou produkci oceli v roce 1985 na 564 235 tis. tun, pak v roce 2011 byla celková světová produkce oceli odhadována na 1490 060 tis. tun.

Česká republika, jako země s tradičním průmyslově-zemědělským hospodářstvím, se stejně jako některé ostatní evropské země řadí k významným světovým producentům oceli. Aby však mohly hutní podniky vyrábět kvalitní ocel, je potřeba zajistit dostatečné množství vstupních surovin požadované jakosti. Možnosti těžby železné rudy v České republice, která je velmi chudá na obsah železa, pokrývají jen několik procent celkové spotřeby. Zbytek tohoto množství je řešen dovozem drahé kvalitní železné rudy ze zahraničí a především využitím upraveného železného šrotu, jež vykrývá přes 35 % potřebné kovonosné suroviny.

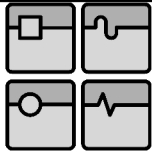
Protože domácí ani dováženou železnou rudu nelze ve vysokých pecích z technických důvodů a z důvodů nízkého obsahu Fe zpracovávat bez předešlých úprav, jako je mechanické třídění, aglomerace či peletizace, zastává kovový šrot významnou pozici snadno použitelné a ekonomicky výhodné vstupní suroviny. Můžeme tedy obecně shrnout, že *úprava ocelového odpadu hutěmi k jeho dokonalejšímu využití je levnější než výroba oceli ze surového železa.*[1]

Dalším faktem, který významnou měrou zvyšuje význam kovového šrotu pro produkci oceli, je technologie její výroby v indukčních pecích. Tento způsob výroby je po konvertorové metodě (zhruba 60 %) druhý nejpoužívanější a vyznačuje se nižší zátěží životního prostředí a možností vsázky s majoritním podílem recyklovatelné složky.

Tab. 1. - Podíl výroby oceli indukčních pecích (EAF)[3]

Rok	Spotřeba Fe z železné rudy (Mt)	Spotřeba šrotu (Mt)	Výroba surového tekutého železa (Mt)	Výroba oceli (Mt)		
				Celkem	EAF	Podíl (%)
1974	470	310	502	709	86	12,1
1980	475	330	508	716	162	22,6
1990	500	385	502	770	215	27,9
2000	560	400	576	846	286	33,8





## 2. DRUHY A DĚLENÍ KOVOVÉHO ODPADU

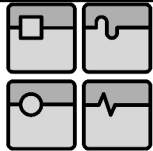
Ocelový odpad, který bývá také často označován jako šrot, lze klasifikovat podle jeho původu a specifických vlastností do tří skupin na odpad vratný (výrobní), zpracovatelský (procesní) a výskyťový (amortizační).

### 2.1. VRATNÝ ODPAD

Vzniká v hutním cyklu přímo při výrobě oceli v ocelárnách a slévárnách, kde je jeho množství nepřímo úměrné podílu technologie kontinuálního odlévání. Vratný odpad může dále vznikat v kovárnách a na válcovacích tratích. Vratný odpad zpravidla tvoří odštířky, okraje rozválených plechů, zmetkové profily, rozvalky, odřezky, vtoky, okuje, nebo zbytky z pánví. Takovýto typ odpadu bývá zpravidla hned zpracován v daném závodě nebo je dopraven do sléváren. Vratný odpad je nejkvalitnějším a nejžádanějším druhem železného odpadu pro své zaručené a přesně doložitelné chemické složení a nízké procento propalu. Trend velikosti podílu vratného odpadu v celkovém množství šrotu je v současnosti klesající. Tato skutečnost je výsledkem neustálého zlepšování úrovně technologií při produkci oceli, které výrazně redukuje množství nově vznikajícího vratného odpadu.



Obr. 1 - Vratný odpad tvořený odřezky při výrobě trub [6]



## 2.2. ZPRACOVATELSKÝ ODPAD

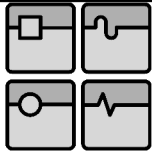
Vzniká při vlastním zpracování hutních polotovarů při výrobě strojů, nástrojů a ostatních výrobků pro konečné spotřebitele. Mezi procesy, během kterých vzniká zpracovatelský odpad, můžeme zařadit kování, lisování, vypalování a třískové obrábění. Druhy a množství tohoto odpadu se liší podle rozsahu a zaměření výroby. Jeho složení je dobře dokumentovatelné, avšak mezi jednotlivými druhy bývají kvalitativní rozdíly. Např. tříška po obrábění je mnohem náročnější na úpravu do stavu, kdy je využitelná pro další zpracování v hutích, než odstřížky z lisovny. Kovový odpad z obrábění bývá velmi často znehodnocen reznými kapalinami, které je třeba před použitím odstranit. Třísky v neupraveném stavu se vyznačují nízkou objemovou hmotností, která má vliv na vysoký propal při opětovném zpracování v hutnictví. Pro zvýšení hodnoty šrotu s nízkou objemovou hmotností a stupně jeho využití v tavbě se využívá jeho úprava briketováním nebo paketováním na speciálních lisech.



Obr. 2 - Zpracovatelský odpad v podobě třísek po obrábění kovů je nutné briketovat [4]



Obr. 3 - Zhutnění odpadu z nástřihových linek lze provést paketováním [7], [8]



### 2.3. VÝSKYTOVÝ ODPAD

V technické praxi velmi často nazývaný spíše jako amortizační šrot, je skupina odpadů, zahrnující vyřazené stroje a jejich části, likvidované části průmyslových zařízení, ocelové prvky dopravních sítí, stavební konstrukce, ale i vyřazené kovové předměty z domácností a další staré železné výrobky. Objem amortizačního šrotu je určen rychlostí obměny kovových výrobků a v současné době je jeho narůstající trend přímo úměrný technickému vývoji.

Podle specifických vlastností lze výskytový odpad dle publikace autorské dvojice M. Johna a J. Ksandra [1] dělit do následujících typů:

a) *Železniční* - tvořený šrotem z pravidelných rekonstrukcí železničního svršku (zejména kolejnice, výhybky, stožáry atd.), periodicky měněná železniční soukolí a vyřazená kolejová vozidla.

b) *Lodní* - který, obdobně jako železniční tvoří především vyřazená plavidla a příslušenství. V ČR je objem tohoto druhu na rozdíl od přímořských států zanedbatelný.

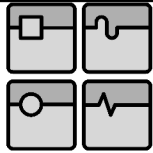
c) *Šrot z motorových vozidel a letadel* - obsahuje velké množství železa i cenných neželezných kovů. Tento druh šrotu je velmi náročný na úpravu, která vyžaduje nemalý podíl ručního třídění.

d) *Šrot ze strojů a zařízení* - vyřazené strojní zařízení po uplynutí životnosti tvoří významnou složku výskytového odpadu obsahující velké množství různých materiálů, které nelze bez předchozí úpravy využívat v hutích.

e) *Odpady z domácností* - tvořený vysloužilými elektrickými spotřebiči a ostatními kovovými výrobky z domácností. Tato skupina šrotu není příliš kvalitním zdrojem kovu z důvodu velkého množství nežádoucích látek jako např. umělé hmoty, smaltů, barvy. Objem této kategorie odpadu dlouhodobě roste, je proto třeba se zabývat i jeho zpracováním.



Obr. 4 - Kolejová vozidla čekající na sešrotování vyřazená po elektrifikaci tramvajových tratí, Los Angeles 1952 [9]



### 3. ZPRACOVATELSKÉ TECHNOLOGIE

Aby bylo možné recyklát z železného odpadu opětovně využít jako vsázku v pecích, je důležité využít vhodnou technologii k jeho separaci od ostatních složek šrotu. Obvykle se separuje odpad kovový od nekovového, dále pak železné materiály (oceli a litiny) od neželezných (Cu, Sn, Pb a různé slitiny) a nakonec magnetické od nemagnetických.

Přehled nejčastěji využívaných zpracovatelských technologií [3]:

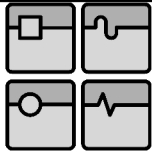
- ruční třídění
- řezání plamenem
- paktování v pakovacích lisech
- stříhání nůzkami
- drcení a mletí v mlýnech
- lámání profilů
- briketování drobného odpadu
- granulování třísek
- ostatní (roztloukání, rozstřelování)

Jednotlivým technologiím z výše uvedeného přehledu, které pro svoji realizaci vyžadují strojní zařízení, se tato práce bude blíže věnovat v následující kapitole.



Obr. 5 - Příklad procesu ve firmě zabývající se výkupem a tříděním šrotu [10]





## 4. ZAŘÍZENÍ PRO ZPRACOVÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU

Pro vybrané zpracovatelské technologie úpravy kovového odpadu jako stříhání a paketování se využívá strojů specializovaných pro tento účel. Tyto stroje zvládají produktivně zpracovávat téměř všechny druhy kovového odpadu.

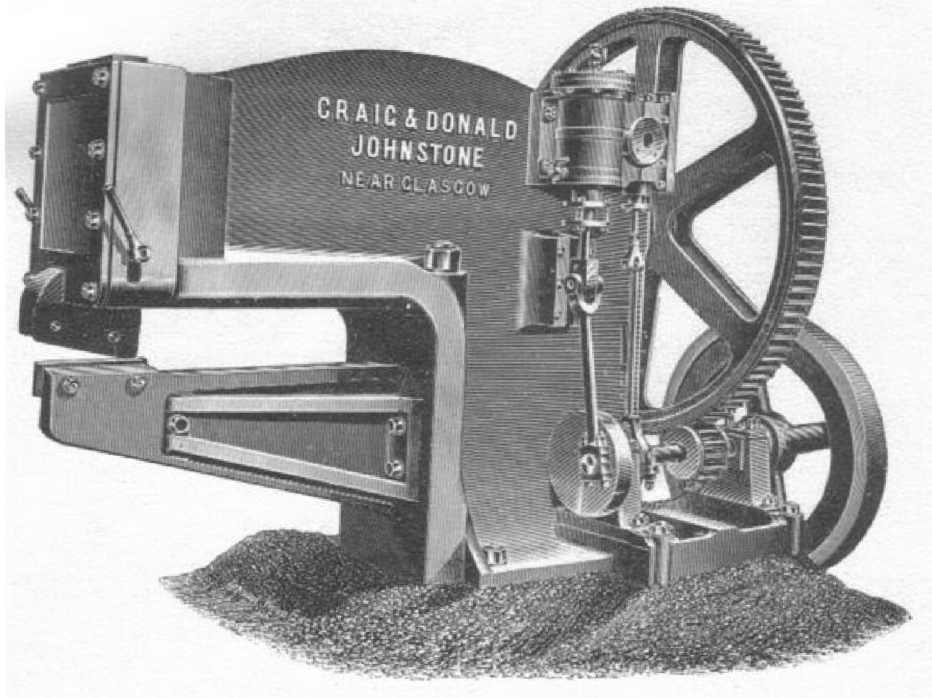
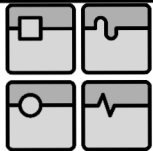
### 4.1. NŮŽKY PRO STŘÍHÁNÍ KOVOVÉHO ODPADU

Fragmentace kovového odpadu, především rozměrných profilů, se datuje do období kolem 1. světové války. Mechanické nůžky, původně konstruované výhradně pro dělení tyčového materiálu, našly uplatnění pro dělení šrotu např. ve stavebnictví. Charakter amortizačního šrotu však neumožňoval na těchto strojích jeho efektivní dělení především z důvodu malého rozevření nožových čelistí a tedy dělení rozměrnějšího odpadu. Další nevýhodou byla absence zařízení, které by umožňovalo přidržení stříhaného materiálu, což činilo stříhací proces nebezpečný pro obsluhu stroje. Ve 30. letech 20. století byla zahájena výroba speciálních rychloběžných nůžek, které byly schopné zpracovávat širší sortiment stříhaného materiálu a disponovaly vyšším výkonem. Další období prudkého vývoje v této oblasti bylo období po druhé světové válce, kdy docházelo k likvidaci vojenského materiálu. Výhodou mechanických nůžek je jednoduchá konstrukce a nízké provozní náklady. [1]

Nejpoužívanějšími typy mechanických nůžek byly nůžky aligátorové (Obr.6) a gilotinové (Obr.7).

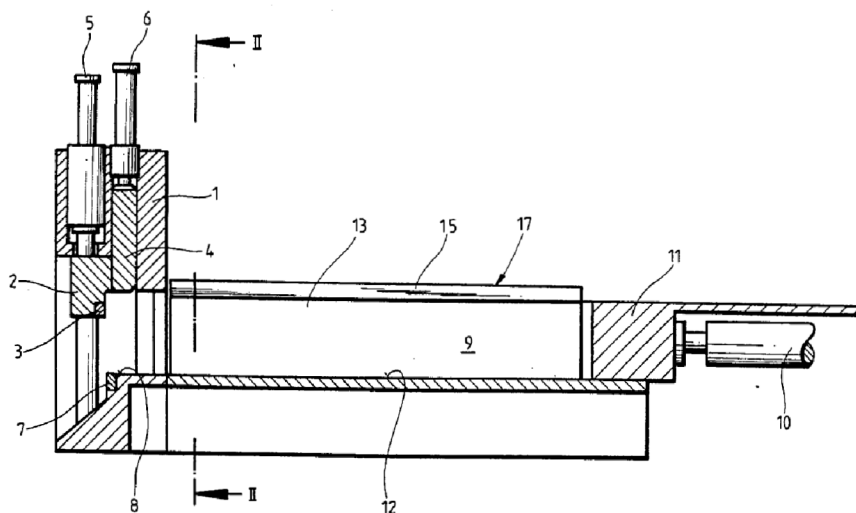


Obr. 6 - Mechanické, tzv. aligátorové nůžky pro stříhání ocelových profilů [5]

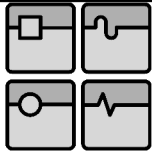


Obr. 7 - Mechanické nůžky pro zpracování železničního odpadu ze začátku dvacátého století (Craig & Donald)

Neustále se zvyšující nároky na nůžky pro zpracování kovového odpadu vedly k vývoji a postupné specializaci různých typů tohoto zařízení. Podmínky na šrotištích vyžadovaly speciální stroje schopné rozstříhat různé materiály, snížit objem manuální práce a zvýšit stupeň mechanizace a automatizace technologického procesu. Neméně důležitým faktorem, který kvůli vysokému riziku úrazů musel být zohledněn v konstrukci nůžek, byla bezpečnost obsluhy.



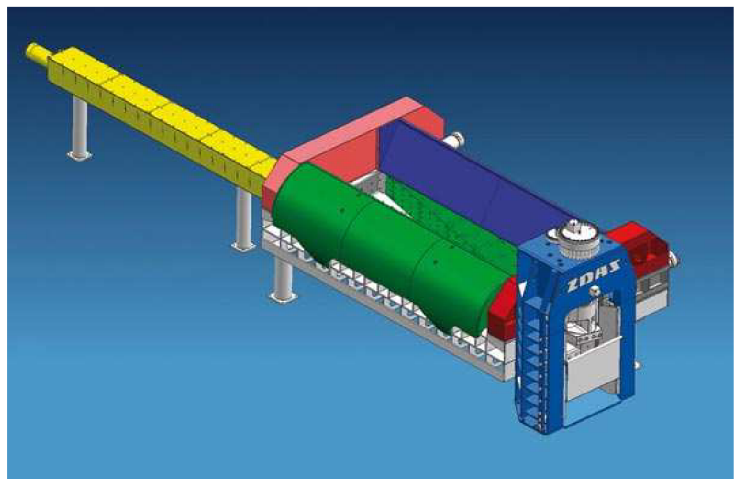
Obr. 7 - Schematický náčrt hydraulických nůžek s přidržovačem a tlačkou [11]



Moderní zařízení nůžek pro zpracování kovového šrotu představuje v současnosti koncepce statických nebo mobilních nůžek s hydraulickým pohonem, který zajišťuje vysoké střížné síly (16 -20 MN). Systém přidržovačů, podpěr a vhodného krytování pak pozvedl bezpečnost obsluhy na vysokou úroveň. Soudobé nůžky bývají vybaveny násypkou, do které je např. jeřábem nebo hydraulickým ramenem s polypovým drapákem vpravován objem kovového odpadu, přičemž je samozřejmostí schopnost stroje pracovat v automatickém režimu. U raných zařízeních bylo podávání materiálu manuální.

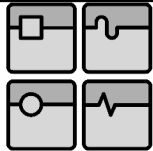


Obr. 8 - Nůžky CIB s hydraulickým pohonem (DANIELI HENSCHEL)

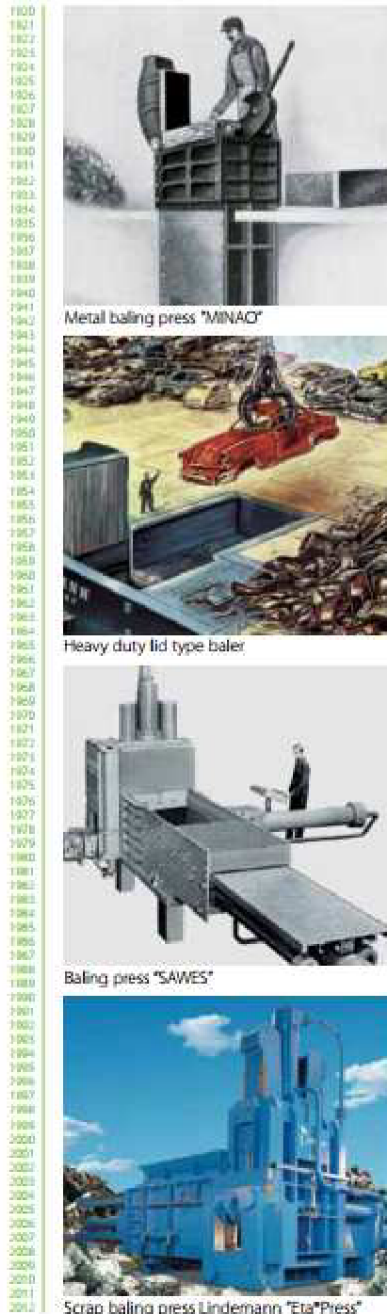


Obr. 9 - Nůžky CNS 1100 (ŽĐAS, a.s.)





## 4.2. PAKETOVACÍ LISY



Obr. 10 - Historický vývoj paketovacích lisů (Metsa Lindemann)

Využívají se pro zhutňování lehkého šrotu, který je lisován do paketů. Technologie paketování kovového odpadu se objevila po první světové válce, kdy vzrostl podíl šrotu ve vsázkách hutních pecí.

První paketovací lisy byly mechanické se šroubovým nebo pákovým pohonem a podobaly se obdobným zařízením pro zpracování balíků juty. Moderní stacionární a i mobilní paketovací lisy jsou vybaveny hydraulickým pohonem.

K paketování se hodí především homogenní lehký šrot do tloušťky 12 mm, například výstřižky z lisoven. Paketování snižuje významnou měrou náklady na manipulaci s odpadem a zvyšuje jakost a hodnotu šrotové vsázky. Míra zhutnění závisí na druhu kovového odpadu, teoreticky však lze dosáhnout úpravou šrotu s hustotou 100-600 kg/m<sup>3</sup> na materiál s hodnotami 2500 až 3500kg/m<sup>3</sup>.

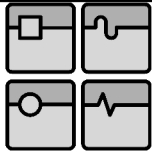
Tab. 2 - Hustota zhutněného paketu v kg/ m<sup>3</sup>

Fe	až 3500
Al	až 1200
Cu	až 4000

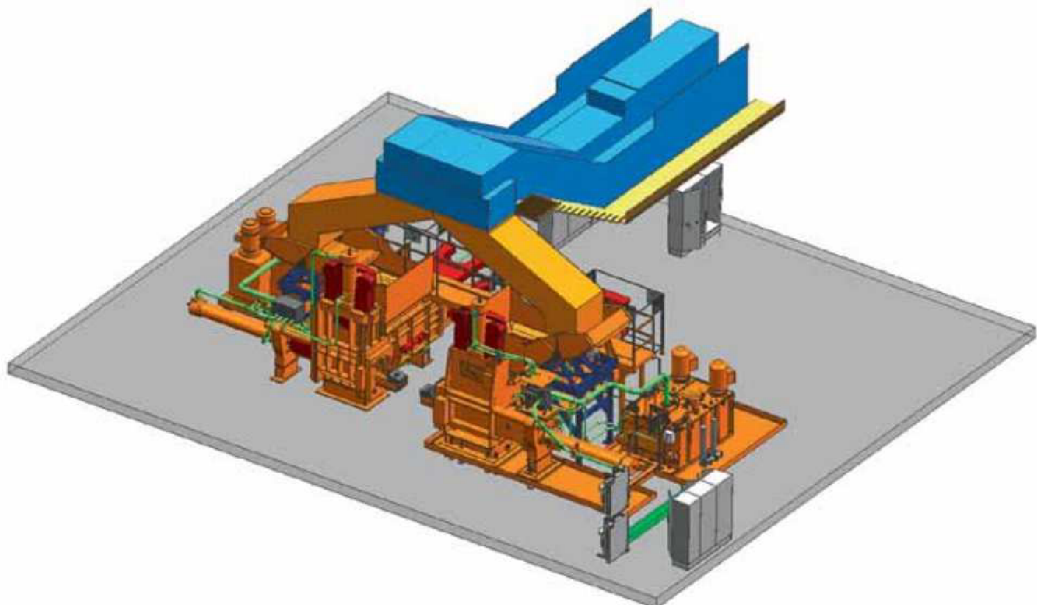


Obr. 11 - Příkladů paketů

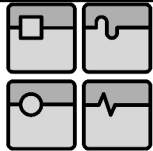




Obr. 12 - Příklad využití - Paketovací lis CPS uprostřed šrotiště (ŽDAS a.s.)



Obr. 13 - Příklad využití - Pásový dopravník lisovací linky dopravuje odštěpky do dvojice paketovacích lisů (Metsa Lindemann)



## 5. PAKETOVACÍ LIS CPB 100

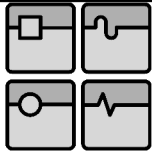
CPB 100 je nejmenší vyráběný typ mobilního paketovacího lisu firmy ŽĐAS, a.s. Zařízení je určeno pro zpracování ocelového amortizačního odpadu s pevností v tahu 440 MPa do tloušťky 3 mm nebo barevných kovů do tloušťky 8 mm. Materiál větších tloušťek lze v lisu také zpracovávat, ovšem jen za podmínky, že zavezená dávka bude obsahovat jen malé množství odpadu s nadlimitními rozměry. Výstupní rozměry balení jsou 300x300xX mm, kde X je proměnný rozměr balení závisící na charakteru a množství zavezeného kovového odpadu.

Pohon lisu je hydraulický, hydrogenerátor paketovacího lisu je poháněn asynchronním elektromotorem. Jako pracovní kapalina je využíván hydraulický olej kategorie HM 46. Zařízení je zkonstruováno tak, aby mohlo pracovat v nekrytém prostředí, např. na otevřené ploše šrotiště. Obsluhu lisu tvoří jeden až dva pracovníci.

Lis CPB 100 je určen k lisování lehkého kovového odpadu do balení ve třech stupních lisování. Odpad je do násypky lisu zavážen polypovým drapákem nebo břemenovým elektromagnetem. Prvním stupněm je zavření víka, kdy dojde k odstřížení přečnívajících částí šrotu přes hranu lisovacího otvoru a lisování ve svislé ose. Druhý stupeň (předlis) lisuje šrot v podélném směru. Třetí stupeň (dolis) lisuje šrot v příčném směru a formuje balení. Otevřeným hradítkem je balení následně vysunuto ve směru lisování třetího stupně.

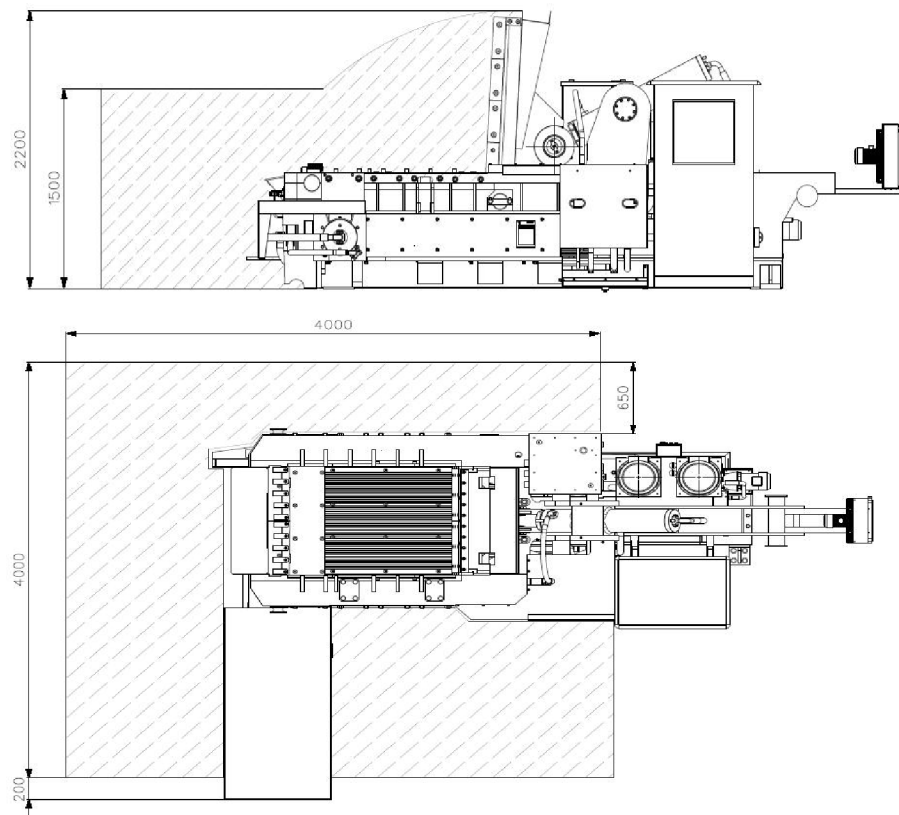


Obr. 14 - Paketovací lis CPB 100 (Žďas, a.s.)

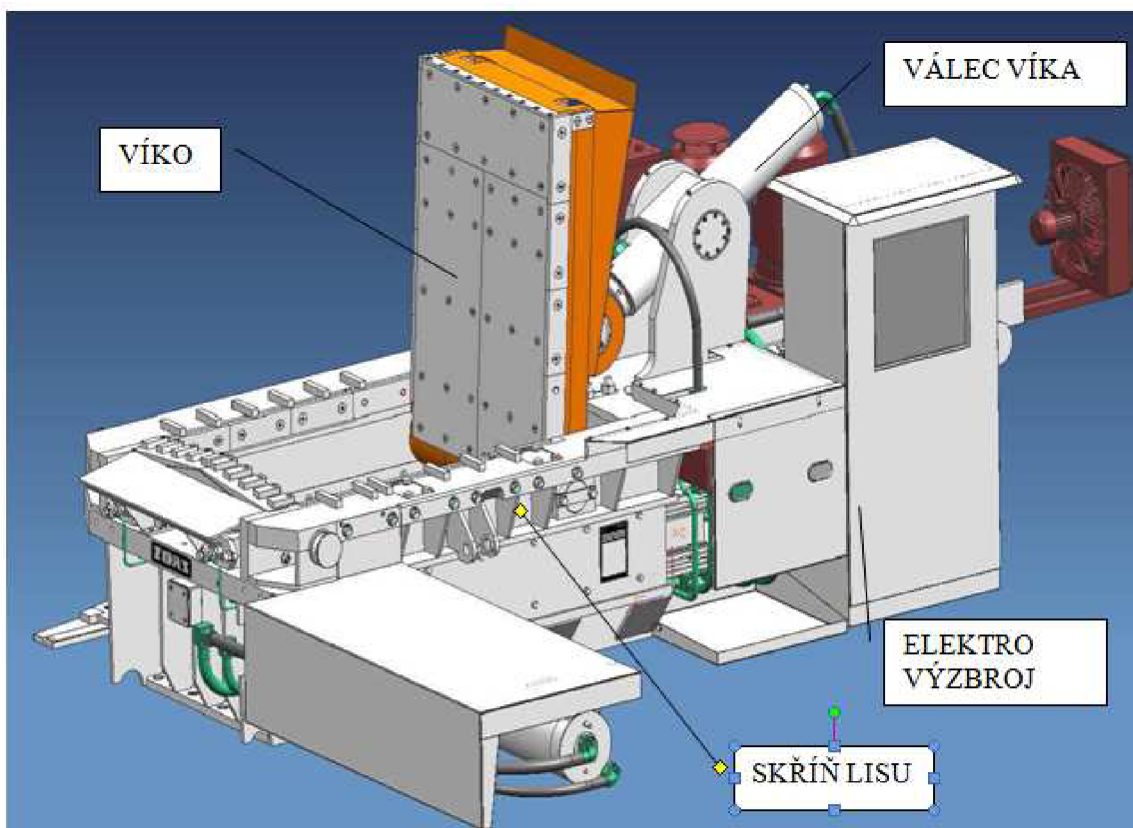
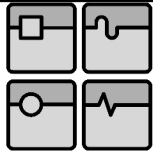


Tab.3 - Technické parametry zařízení

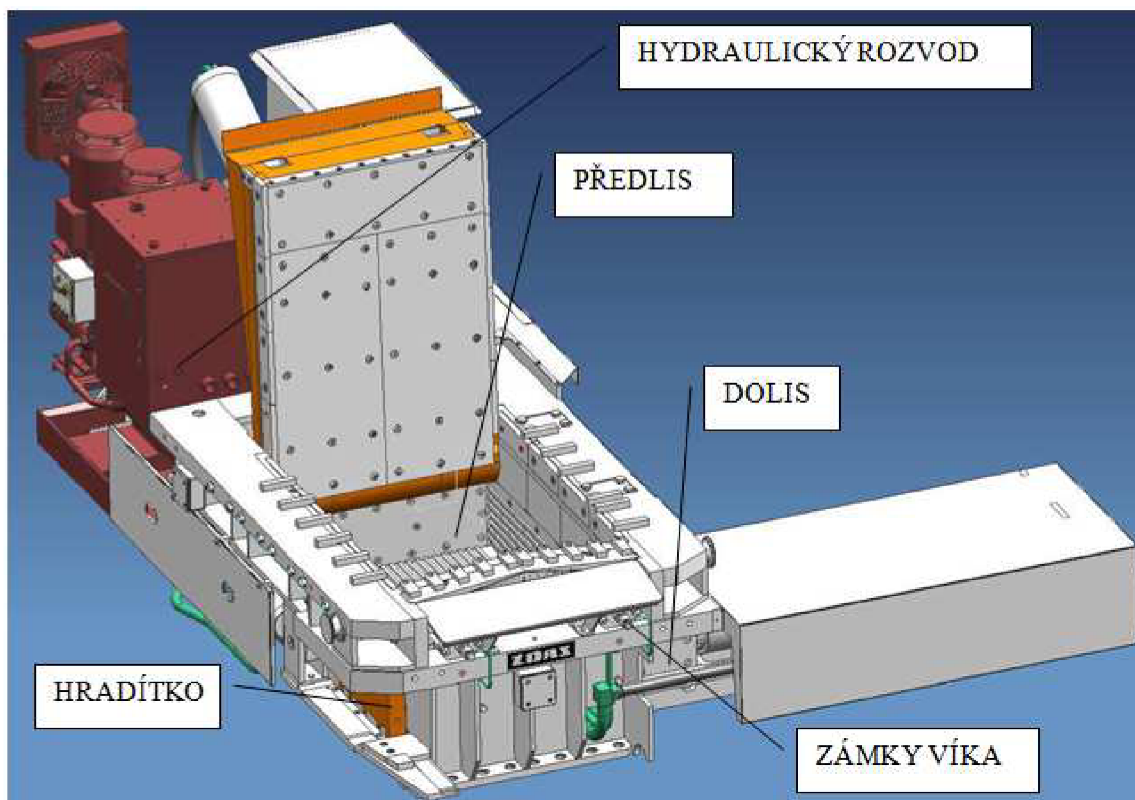
CPB 100		
Max. lisovací síla	kN	1 000
Paket: výška	mm	300
Paket: šířka	mm	300
Paket: délka	mm	1 300
Zavážecí komora: šířka	mm	1 000
Zavážecí komora: hloubka	mm	700
Max. tloušťka ocel. odpadu	mm	3
Max. počet paketů	1/hod	29
Max. výkon (ocel. odpad)	t/hod	4,1



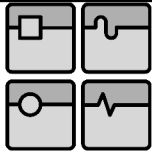
Obr. 15 - Paketovací lis CPB 100 - prostor pro zavážení a výstup materiálu



Obr. 16 - Paketovací lis CPB 100 - Celkový pohled



Obr. 17 - Paketovací lis CPB 100 - Celkový pohled



## 5.1. HYDRAULICKÝ POHON

Hydraulický pohon je soustava, která realizuje přeměnu energie spalovacího motoru nebo elektromotoru na tlakovou energii kapaliny (hydrogenerátor), její řízenou distribuci po zařízení (ventilové řízení) a následnou přeměnu tlakové energie kapaliny na mechanickou energii (hydromotor), která umožňuje funkci pracovních uzlů stroje.

Návrh hydraulického pohonu nové koncepce pro lis CPB vychází svým zadáním z využití stávajících mechanických částí zařízení včetně rozměrů a typu lineárních hydromotorů. Tato práce se podrobněji zaměřuje na volbu hydrogenerátoru, návrh ventilového řízení a posouzení výhod a nevýhod různých variant jeho provedení.

Zdrojem mechanické energie pro pohon hydrogenerátorů bude zvolen, stejně jako u původního zařízení, elektromotor. Pracovní kapalinou je pro další práci volen hydraulický minerální olej kategorie HM 46.

Komponenty pro hydraulické pohony jsou vyráběny značným počtem výrobců. V praxi o volbě a použití konkrétních hydraulických prvků v první řadě rozhoduje zákazník, dále pak konstruktér strojního zařízení na základě svých zkušeností. Pro návrh hydraulického pohonu nové koncepce byly po konzultaci s výrobcem zařízení vybrány přednostně komponenty předního evropského výrobce fy. Bosch Rexroth.

Je třeba důrazně upozornit, že technická řešení jednotlivých komponent se stejnou funkcí, avšak od různých výrobců, mohou být diametrálně odlišná. Z tohoto faktu pak vyplývá skutečnost, že jednotlivé komponenty od různých výrobců nemusí být plně zaměnitelné.

Konstrukce hydraulického pohonu podléhá, stejně jako jakákoli konstrukce ostatních částí strojního zařízení, závazným a doporučujícím souborům norem. Příklad norem použitých pro návrh nové koncepce hydraulického pohonu je uveden níže:

### ČSN EN ISO 4413

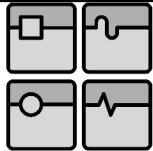
Hydraulika - Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti.

### ČSN ISO 1219-1

Hydraulika a pneumatika - Grafické značky a obvodová schémata  
Část 1: Grafické značky

### ISO 1219-2 - nezavedena

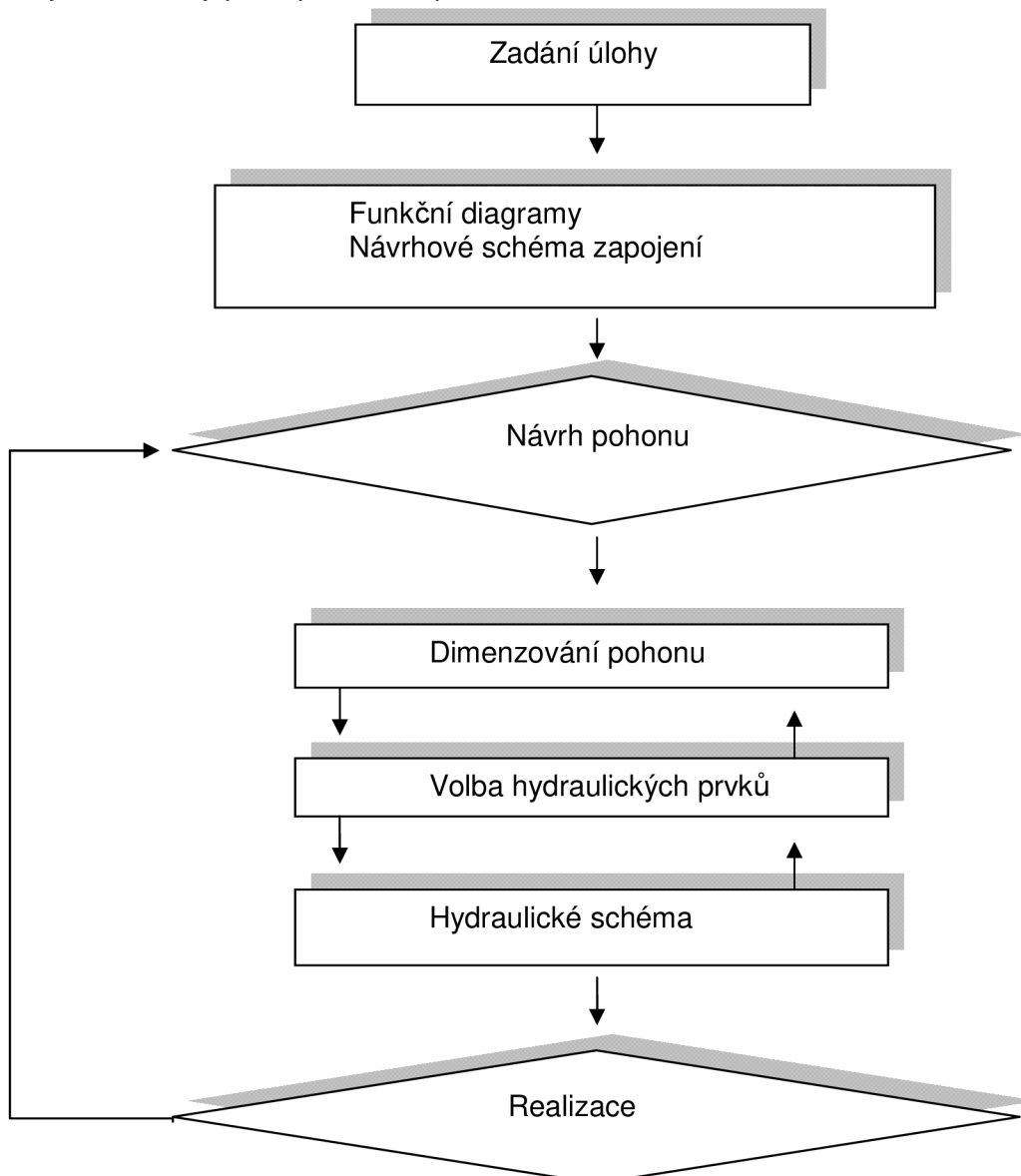
Hydraulika a pneumatika - Grafické značky a obvodová schémata  
Část 2: Schémata obvodů



## 6. POSTUP NÁVRHU HYDRAULICKÉHO POHONU

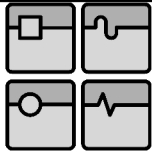
### 6.1. POSTUP PROJEKTOVÉHO NÁVRHU

Pro úspěšný návrh hydraulického pohonu stroje je velmi důležitý systematický přístup k řešení problému. Vlastní proces návrhu a realizace je ovlivňován vysokým počtem faktorů, které se mohou v rozdílných případech výrazně odlišovat (např. obchodní strategie, dodatečné požadavky zákazníka a další) [14]. Pro návrh hydraulického pohonu v této práci byl použit následující zjednodušený přístup k řešení problému.



Obr 18. Postup projektového návrhu





## 6.2. ZADÁNÍ ÚLOHY

Zadání úlohy by mělo být co nejvíce přesné a mělo by detailně popisovat řešenou problematiku. Je třeba znát popis pracovního procesu, požadavek na velikost pracovních sil, rychlosti pohybů hydromotorů a požadavky na funkci v daném prostředí (je rozdíl mezi použitím na klimatizovaném pracovišti nebo zda bude zařízení vystaveno vnějším povětrnostním podmínkám a teplotním výkyvům). Omezujícím faktorem pro návrh je i objem finančních zdrojů, které je možné použít na realizaci výsledného pohonu.

Parametry hydraulického pohonu nové koncepce pro paketovací lis CPB jsou navrhovány na základě stávajícího určení a mechanického řešení stroje. Pro projektový návrh bude uvažováno, že zařízení je určeno pro použití i mimo klimatizované prostory a vyžaduje pro svoji funkci zdroj elektrické energie.

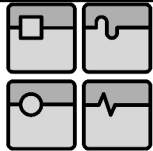
Tab.4 - Přehled lineárních hydromotorů

JČ - Jednočinný, DČ- Dvočinný

i	Funkce	Typ	Rozměry [mm] D/d-z ( $\varnothing$ pístu/ $\varnothing$ pístnice - zdvih)	Počet
1	Víko	Diferenciální DČ	$\varnothing$ 150/ $\varnothing$ 110-845	1
2	Předlis	Diferenciální DČ	$\varnothing$ 200/ $\varnothing$ 140-1120	1
3	Dolis	Diferenciální DČ	$\varnothing$ 200/ $\varnothing$ 140-1160	1
4	Hradítko	Diferenciální DČ	$\varnothing$ 100/ $\varnothing$ 70-500	1
5	Zámky	Diferenciální JČ	$\varnothing$ 63/ $\varnothing$ 32-28	2

Tab.5 - Požadované rychlosti lineárních hydromotorů

j	Funkce		Rychlost ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )
1.1	Víko	Zavírá	0,1
1.2		Otevírá	0,17
2.1	Předlis	Vpřed	0,042
2.2		Vzad	0,12
3.1	Dolis	Vpřed	0,042
3.2		Vzad	0,12
4.1	Hradítko	Zavírá	0,32
4.2		Otevírá	0,19



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Slovní popis pracovního cyklu, rozděleného na jednotlivé kroky - operace:

0. Všechny pohyblivé části se nacházejí ve výchozí poloze, pracovní prostor stroje je prázdný.
1. Pracovní prostor je zavezen kovovým odpadem. Víko pracovního prostoru se zavře, po dobu zavírání jsou jistící zámky odjištěny.
2. Po dosažení koncové polohy je víko zajištěno zámky.
3. Předlis se rychloposuvem pohybuje vpřed, postupným zhutňováním odpadu dojde k nárůstu přetvárné síly, která má za následek nárůst tlaku v systému. Po dosažení stanovené hodnoty tlaku se operace předlisu přepne z rychloposuvu na pomalý pohyb s plným pracovním tlakem. Hydromotor pokračuje v pohybu do koncové polohy.
4. Obdobně jako předchozí funkce, se dolis rychloposuvem pohybuje vpřed. Po dosažení stanovené hodnoty tlaku se operace dolisu přepne z rychloposuvu na pomalý pohyb s plným pracovním tlakem. Po dosažení max. hodnoty pracovního tlaku dojde k ukončení kroku. Poloha hydromotoru na konci tohoto kroku je určena objemem kovového odpadu a jeho charakteristikami.
5. Otevření hradítka.
6. Vysunutí paketu hydromotorem dolisu, dosažení koncové polohy.
7. Návrat dolisu do výchozí polohy.
8. Zavření hradítka.
9. Návrat předlisu do výchozí polohy.
10. Odjištění zámků víka.
11. Otevření víka.
12. Všechny pohyblivé části stroje se nacházejí ve výchozí poloze, zařízení je připravené pro další cyklus.

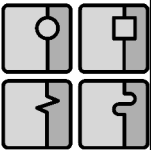
Na základě slovního zadání je možné vytvořit návrhový funkční diagram (Obr. 19), který znázorňuje souslednost nebo současnost akcí v průběhu pracovního cyklu a odběrový diagram, potřebný pro dimenzování hydrogenerátoru.

Po analýze sledu operací, zvážení možností řízení a umístění jednotlivých funkčních uzlů na zařízení, je dále možné navrhnout schéma zapojení systému v podobě blokového diagramu.

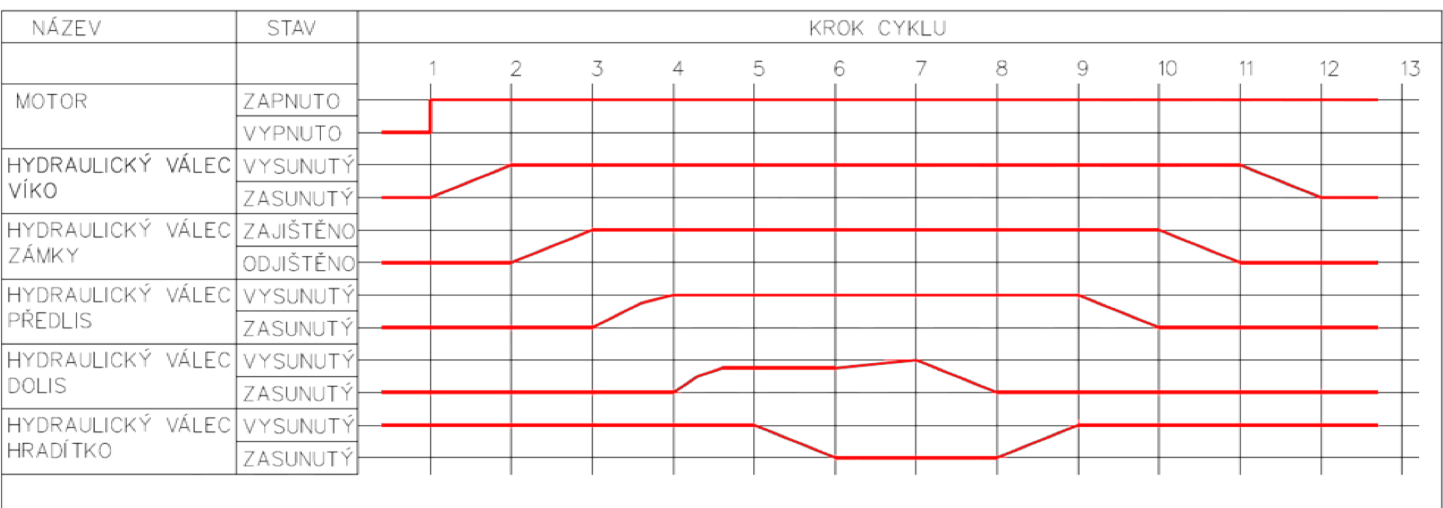
Vzhledem ke skutečnosti, že paketovací lis CPB je kompaktní mobilní zařízení, je důležité pečlivě zvážit umístění součástí hydraulického pohonu. Slovní zadání vyžaduje možnost realizace a řízení čtyř hlavních funkcí zařízení.

Vzhledem k malému počtu funkcí proto bude pro další návrh uvažováno se samostatně uloženým zdrojem tlakové kapaliny (hydraulickým agregátem tvořeným elektromotorem, hydrogenerátorem, zásobníkem kapaliny a příslušenstvím) a jedním rozvodným blokem s ventily pro řízení funkcí (Obr. 20).

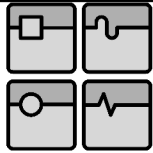




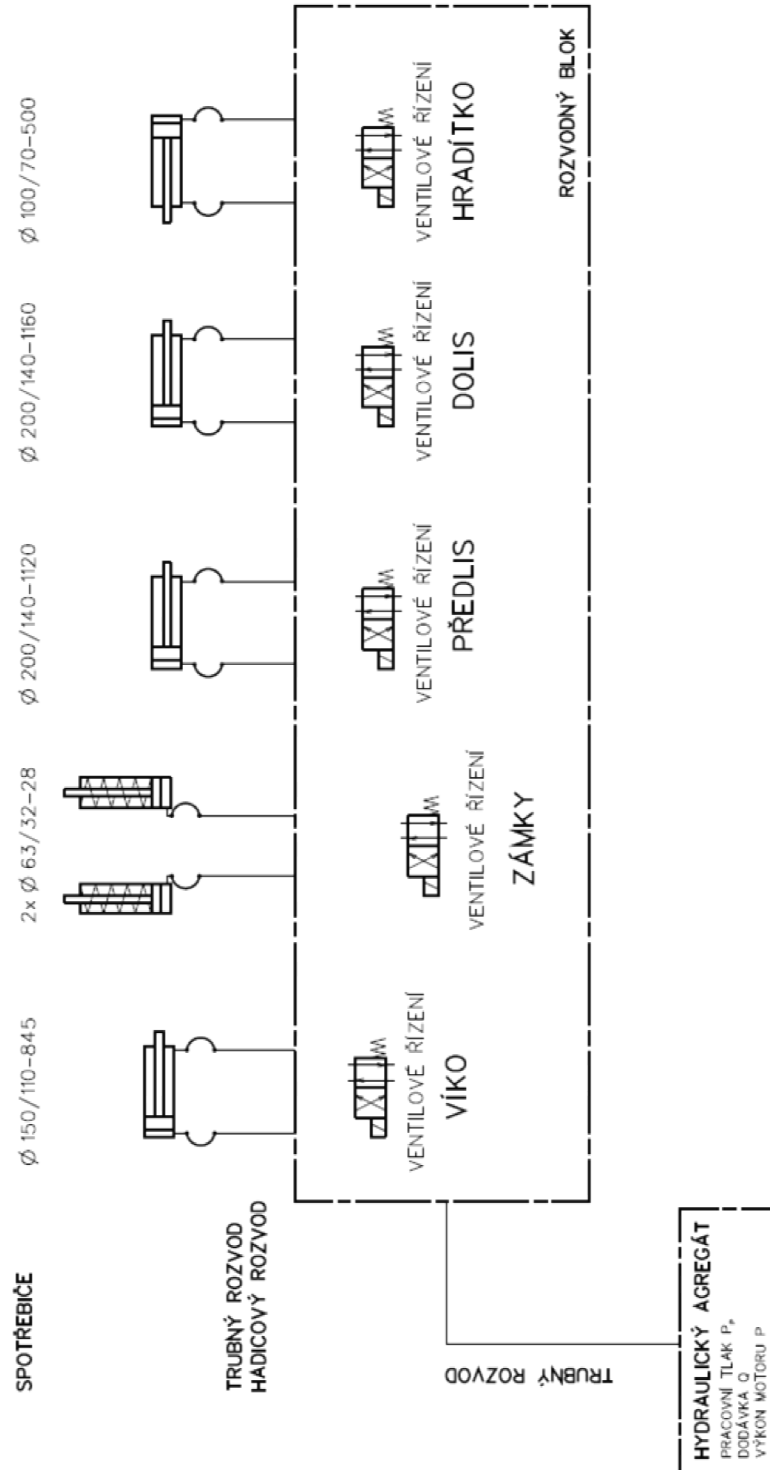
### NÁVRHOVÝ FUNKČNÍ DIAGRAM



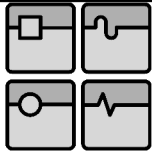
Obr. 19 - Návrhový funkční diagram



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 20 - Návrhové schéma zapojení



### 6.3. NÁVRH POHONU

Na základě analýzy zadání je možné provést návrh charakteristických vlastností hydraulického pohonu, které budou mít vliv na jeho výslednou podobu. Mezi nejdůležitější návrhové parametry pak patří:

- 1) Zdroj vstupní mechanické energie:
  - elektromotor
  - spalovací motor
- 2) Typ hydraulického obvodu:
  - otevřený
  - uzavřený
- 3) Typ hydraulického pohonu:
  - přímý hydrogenerátorový
  - centrální hydraulický pohon
- 4) Typ hydrogenerátoru:
  - konstantní
  - regulační

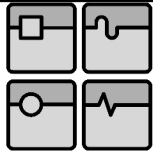
Návrh pro novou koncepci hydraulického pohonu paketovacího lisu CPB:

Jako zdroj vstupní mechanické energie je zadán asynchronní elektromotor. Toto řešení by nebylo vhodné v případě, pokud by zákazník neměl možnost připojení k elektrické rozvodné síti. To by pak vyžadovalo použití spalovacího motoru, u kterého je nutné počítat s mnohem větší prostorovou zástavbou a místem pro palivovou nádrž.

Na základě porovnání vlastností otevřeného a uzavřeného hydraulického obvodu [15] bude pro možnost účinnějšího chlazení hydraulické kapaliny zvolen otevřený hydraulický obvod. Nevýhodou tohoto řešení je potřeba většího zásobníku hydraulické kapaliny a účinného odvodu vzduchu.

Typ hydraulického pohonu je zvolen přímý hydrogenerátorový, neboť slouží jako zdroj tlakové kapaliny pouze pro jedno konkrétní strojní zařízení a doba potřeby tlakové kapaliny je ve srovnání s délkou pracovního cyklu dlouhodobá [14].

Typ hydrogenerátoru bude volen regulační z důvodů příznivější energetické bilance [14],[15]. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší pořizovací cena.



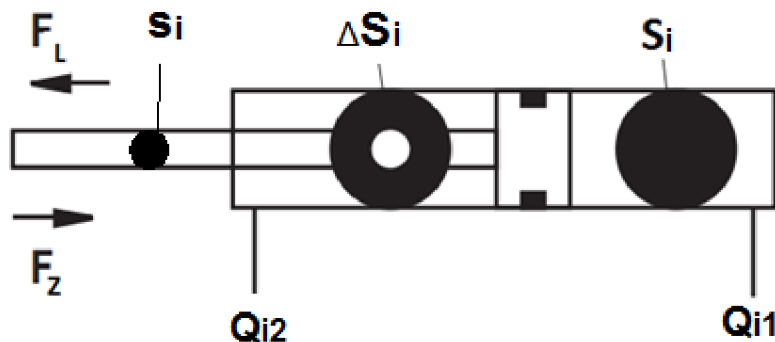
## 6.4. DIMENZOVÁNÍ POHONU

### 6.4.1. NÁVRH LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ

Hydromotor je zařízení, převádějící tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii.

Pro návrh hydraulického pohonu budou využity stávající lineární hydromotory (Tab. 44), použité v původní koncepci paketovacího lisu, jejich dalším určováním se nebude tato práce zabývat. Z rozměrů stávajících lineárních hydromotorů však bude proveden výpočet pro stanovení pracovního tlaku  $p_{pi}$  a kontrolní výpočet lisovacích sil.

Všechny lineární hydromotory (neboli hydraulické válce) instalované na zařízení jsou diferenciální s jednostrannou pístnicí. Hydromotory č. 1-4 jsou dvojitinné, zpětný pohyb jednočinných hydromotorů č. 5 je vyvozen pružinou.



Obr. 21 - Dvojitinný lineární hydromotor [12] - pracovní plochy, síly a průtoky

Pracovní plochy lineárních hydromotorů:

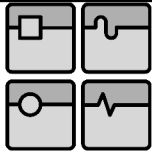
$$S_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} [m^2] \quad (1)$$

Výpočet pracovního tlaku  $p_{pi}$

$$p_{pi} = \frac{F_{LN}}{S_i} [MPa] \quad (2)$$

Síla od lineárního hydromotoru

$$F = p_{pi} \cdot S_i [N] \quad (3)$$

Tab.6 - Pracovní plochy lineárních hydromotorů [m<sup>2</sup>]

i	Funkce	Píst	Pístnice	Mezikruží	Objem
		S	s	ΔS	V [dm <sup>3</sup> ]
1	Víko	0,0176	0,009499	0,008164	14,924
2	Předlis	0,0314	0,015386	0,016014	35,168
3	Dolis	0,0314	0,015386	0,016014	36,424
4	Hradítko	0,0078	0,003847	0,004003	3,925
5	Zámky	0,0031			0,174

Výsledný pracovní tlak hydraulického systému se stanoví jako nejvyšší pracovní tlak jednotlivých funkcí, zaokrouhlený na takovou hodnotu tlaku, která odpovídá příslušné kategorii standardně vyráběných hydraulických komponent a která je určena normou ISO 2944.

### FUNKCE: VÍKO

Lineární hydromotor víka není určen k lisování kovového odpadu jmenovitou silou 1000kN. Pracovní tlak pro tento lineární hydromotor je dimenzován tak, aby dostatečně plnil funkce zavření a otevření víka lisovacího prostoru, částečné slisování ve vertikálním směru a ostříh kovového odpadu přečnávajícího z lisovacího prostoru.

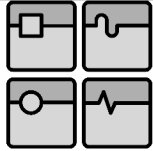
Požadavky výrobce na sílu od lineárního hydromotoru je  $F_v = 550\text{kN}$ .

Pracovní plocha pístu lineárního hydromotoru víka, rozměry viz Tab.4:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot (150)^2}{4} = 17662,5 \text{ mm}^2 \quad (4)$$
$$S_1 = 0,0177 \text{ m}^2$$

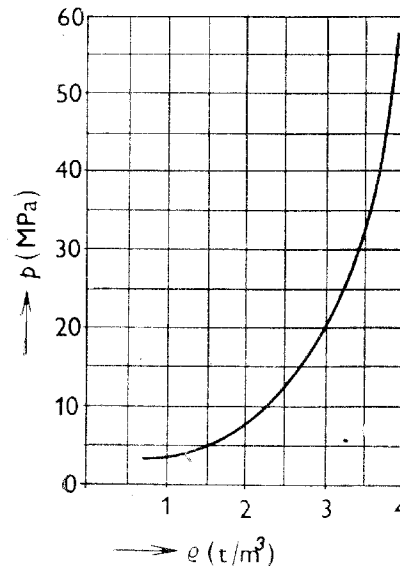
Pracovní tlak  $p_{p1}$  - lineární hydromotor víka

$$p_{p1} = \frac{F_v}{S_1} \text{ [MPa]} \quad (5)$$
$$p_{p1} = \frac{5,5 \cdot 10^5}{0,0177} = 31073446 \text{ Pa} = 31,07 \text{ MPa}$$



## FUNKCE: PŘEDLIS A DOLIS

Lineární hydromotory předlisu (horizontální lisování v ose lisu) a dolisu (horizontální lisování v ose kolmé na osu lisu) již musí splňovat požadavek na vyvinutí plné jmenovité lisovací síly  $F_N=1000$  kN, při které dojde k požadovanému zhutnění kovového odpadu v lisovacím prostoru stroje. Heterogenní šrot o různé hustotě je vlivem působení vnějších sil zhutněn na hodnoty empiricky stanovené křivkou závislosti na Obr. 22. Lineární hydromotor dolisu pak dále zajišťuje po otevření hradítka vysunutí již hotového paketu mimo pracovní prostor stroje, velikost síly potřebné pro vysunutí je však v porovnání s lisovací zanedbatelná.



$p$  - tlak,  $\rho$  - hustota paketu

Obr. 22 - Závislost lisovacího tlaku a dosažitelné měrné hustoty paketu

Pracovní plocha pístu lineárního hydromotoru předlisu, rozměry viz Tab.4:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot (200)^2}{4} = 31400 \text{ mm}^2 \quad (6)$$
$$S_2 = 0,0314 \text{ m}^2$$

Pracovní plocha pístu lineárního hydromotoru dolisu:

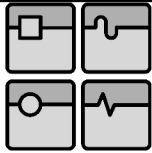
$$S_3 = S_2 \quad (7)$$

Pracovní tlak  $p_{p2}$  - lineární hydromotory předlisu a dolisu

$$p_{p2} = \frac{F_L}{S_2} [\text{MPa}]$$
$$p_{p2} = \frac{1 \cdot 10^6}{0,0314} = 31847133 \text{ Pa} = 31,8 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$p_{p2} = p_{p3}$$

Hodnota pracovního tlaku je pro další pokračování návrhu stanovena na 32 MPa s možností tlakových špiček až 35 MPa.



## 6.4.2. NÁVRH HYDROGENERÁTORU A ASYNCHRONNÍHO ELEKTROMOTORU

Hydrogenerátor je zařízení převádějící mechanickou energii elektromotoru na tlakovou energii. Návrh vhodného hydrogenerátoru (objemového čerpadla) je obvykle prováděn na základě výběru podle následujících parametrů [13]:

- tlak, průtok
- pracovní kapalina
- otáčky pohonu, hlučnost
- životnost a servisní dostupnost
- cena

Aby bylo možné navrhnout vhodný hydrogenerátor, je nutné kromě pracovního tlaku znát potřebný průtok oleje, který je určen pracovní plochou a rychlostí pohybu hydromotorů. Přehled požadovaných rychlostí hydromotorů je součástí zadání a je uveden v Tab. 5, pracovní plochy lineárních hydromotorů pak v Tab. 6.

Proces lisování kovového odpadu v původním paketovacím lisu CPB probíhal jako sekvence jednotlivých lisovacích operací tzn. že žádné dvě operace neprobíhají současně, ale plynule na sebe navazují. Mezi výhody tohoto přístupu bezesporu patří možnost použití hydrogenerátoru s nižší objemovou dodávkou tj. dodávaným průtokem (nižší pořizovací cena, menší zástavbové rozměry, nižší příkon elektromotoru), nevýhodou pak je delší doba trvání pracovního cyklu. I v tomto případě je nutné brát zřetel na to, že se jedná o mobilní zařízení. Při návrhu nového pohonu bude proto upřednostněn sekvenční průběh lisovacích operací.

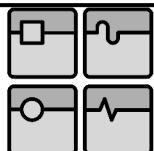
Za tohoto předpokladu může být provedena volba hydromotoru na základě maximálního požadovaného průtoku.

Požadovaný průtok hydraulické kapaliny:

$$Q_i = S_i \cdot v_{ij} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

Požadovaný průtok pro operaci: Víko - zavřít

$$Q_{11} = S_1 \cdot v_{11} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (10)$$
$$Q_{11} = 0,017663 \cdot 0,1 = 0,00176 [m^3 \cdot s^{-1}]$$



Požadovaný průtok pro operaci: Víko - otevřít

$$Q_{11} = \Delta S_1 \cdot v_{12} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (11)$$
$$Q_{12} = 0,008164 \cdot 0,170 = 0,00138 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Požadovaný průtok pro operaci: Předlis - vpřed

$$Q_{21} = S_2 \cdot v_{21} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12)$$
$$Q_{21} = 0,0176 \cdot 0,042 = 0,00131 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Požadovaný průtok pro operaci: Předlis - zpět

$$Q_{22} = \Delta S_2 \cdot v_{22} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (13)$$
$$Q_{22} = 0,0160 \cdot 0,11 = 0,00176 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Požadovaný průtok pro operaci: Dolis - vpřed

$$Q_{31} = Q_{21} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

Požadovaný průtok pro operaci: Dolis - zpět

$$Q_{32} = Q_{22} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (15)$$

Požadovaný průtok pro operaci: Hradítko - zavřít

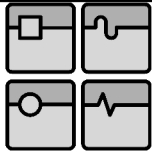
$$Q_{41} = \Delta S_4 \cdot v_{41} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (16)$$
$$Q_{41} = 0,004 \cdot 0,32 = 0,00128 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Požadovaný průtok pro operaci: Hradítko - otevřít

$$Q_{42} = S_4 \cdot v_{21} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (17)$$
$$Q_{21} = 0,00785 \cdot 0,019 = 0,00149 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Vzhledem k charakteru technologické operace pakování (Obr. 22) je zřejmé, že není třeba na počátku operace působit plným jmenovitým tlakem. Tato skutečnost umožní v hydraulickém obvodu využít tzv. zapojení pro rychloposuv v jednom směru [15], které využívá kapalinu odtékající z prostoru mezikruží.





Při rychlém vysouvání pak bude požadovaný průtok:

$$Q_{ijR} = (S_i - \Delta S_i) \cdot v_{ij} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (18)$$

Pracovní síla rychloposuvu:

$$F_{LR} = p_{pi} \cdot (S_i - \Delta S_i) [N] \quad (19)$$

Požadovaný průtok pro operaci: Víko - zavřít

$$\begin{aligned} Q_{11R} &= (S_1 - \Delta S_1) \cdot v_{11} [m^3 \cdot s^{-1}] \\ Q_{11R} &= 0,00949 \cdot 0,1 = 0,00949 [m^3 \cdot s^{-1}] \end{aligned} \quad (20)^*$$

Požadovaný průtok pro operaci: Předlis - vpřed,  
při navýšení rychlosti  $v_{21R}=0,084 m^3 \cdot s^{-1}$

$$\begin{aligned} Q_{21R} &= (S_2 - \Delta S_2) \cdot v_{21R} [m^3 \cdot s^{-1}] \\ Q_{21R} &= 0,0153 \cdot 0,084 = 0,00263 [m^3 \cdot s^{-1}] \end{aligned} \quad (21)$$

Požadovaný průtok pro operaci: Dolis - vpřed

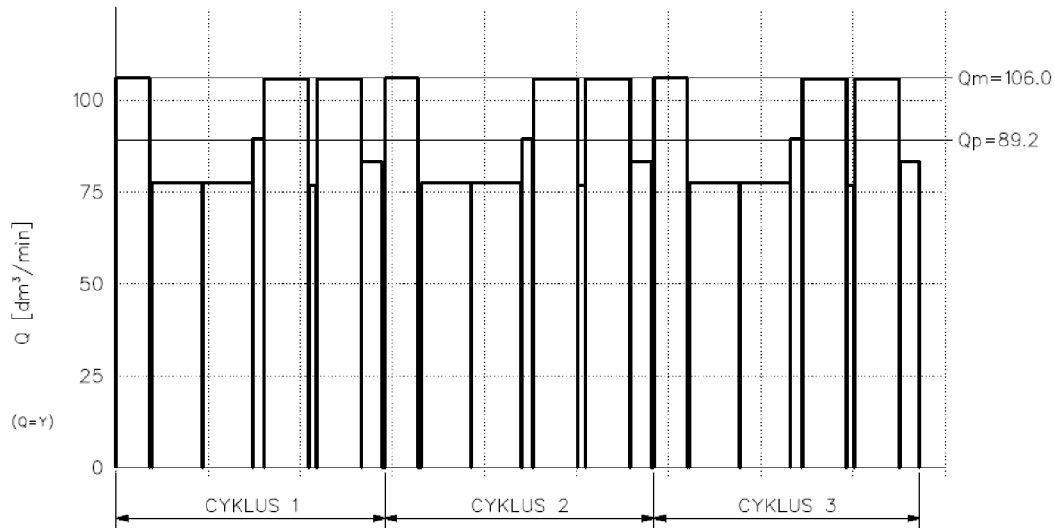
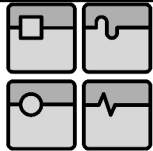
$$Q_{31R} = Q_{21R} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (22)$$

Využití zapojení pro rychloposuvy, někdy také nazývané jako regenerační nebo diferenciální zapojení lineárního hydromotoru, bude realizováno pomocí ventilového řízení a tlakového snímače. V okamžiku, kdy dojde k nárůstu tlaku, dojde v rozvodném bloku k přepnutí na standardní zapojení lineárního hydromotoru, kdy bude pracovní tlak působit na plnou plochu pístu a dojde k navýšení síly na nominální hodnotu. Výhodou tohoto řešení je možnost použití hydrogenerátoru s nižším geometrickým objemem. Nevýhodou je pak nutnost instalace senzorů a složitější ventilové řízení.

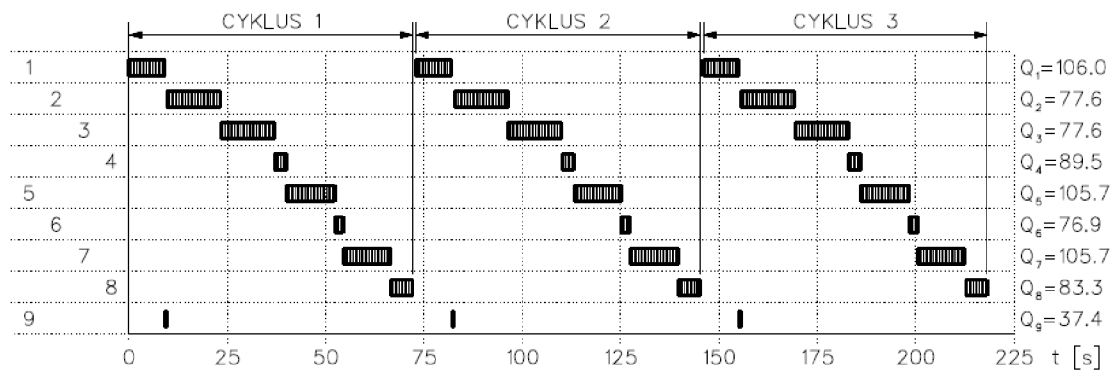
Po návrhových výpočtech je možné vytvořit tzv. odběrový diagram (Obr. 23, Obr. 24), který je vyjádřením potřebné dodávky hydrogenerátoru v průběhu pracovního cyklu, který zobrazuje návrhový funkční diagram (Obr. 19). Odběrové diagramy slouží k přímému použití pro volbu hydrogenerátoru.

Protože v praxi výrobci udávají technické parametry pouze v jednotkách odvozených, byly odběrové diagramy vytvořeny již v těchto jednotkách. Přepočtení jednotek průtoku a tlaku je uvedený níže (23),(24).

\* Poznámka autora: Při nedokonalém zavezení kovového odpadu by mohlo dojít k situaci, kdy redukováná síla rychloposuvu nebude stačit ke stříhu a nedojde k úplnému uzavření lisovacího prostoru. Z tohoto důvodu bylo od využití rychloposuvu u funkce zavírání víka upuštěno.

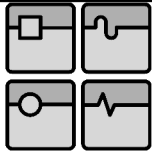


Obr. 23 - Odběrový diagram pracovních cyklů



Obr. 24 - Odběrový diagram pracovních cyklů - časový průběh

Maximální průtok v systému je  $Q_{max}$  je podle výpočtů 106 l.min<sup>-1</sup>



Jak je patrné z odběrových diagramů (Obr. 23, Obr. 24), v technické praxi se nepoužívají hodnoty tlaku a průtoku vyjádřené v základních jednotkách, ale v odvozených jednotkách. Aby bylo možné snáze pracovat s diagramy a katalogovými listy hydraulických komponent, bude proto v této práci poněkud nezvykle počítáno i s odvozenými jednotkami. Přepoččet konkrétních veličin je uveden níže. (23),(24).

Přepoččet jednotek průtoku  $Q$ :

Základní jednotka SI -  $m^3 \cdot s^{-1}$

V praxi používaná jednotka -  $l \cdot min^{-1}$

(23)

$$1 m^3 \cdot s^{-1} = 60000 l \cdot min^{-1}$$

Přepoččet jednotek tlaku  $p$ :

Základní jednotka SI -  $Pa$

V praxi používaná jednotka -  $bar$

(24)

$$1 Pa = 1 \cdot 10^{-5} bar$$

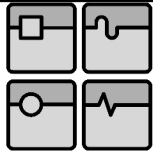
Na základě analýzy odběrového diagramu Obr. 23 a Obr. 24 je stanovena hodnota maximálního požadovaného průtoku, podle kterého bude zvolen geometrický objem hydrogenerátoru.

Požadavky na technické parametry hydrogenerátoru:

- regulace
- pracovní tlak  $p_p = 32 \cdot 10^6 Pa = 32 MPa = 320 bar$
- průtok  $Q_{HG} = 0,00176 m^3 \cdot s^{-1} = 106 l \cdot min^{-1}$

Z výrobního portfolia vybraného výrobce se výše uvedeným požadavkům blíží hydrogenerátor A4VSO, katalogový list viz. Příloha č.1. Objemová účinnost  $\mu_v$  tohoto typu axiálního pístového hydrogenerátoru je výrobcem udávána jako 97%. Objemová účinnost vyjadřuje podíl skutečně dodávaného objemu tlakové kapaliny ku teoretické hodnotě. Rozdíl je způsoben ztrátami v sání a prosaky hydrogenerátoru. Celková účinnost čerpadla  $\mu_t$  je pak asi 88 %.

Pro výběr vhodného hydrogenerátoru je důležité určit jeho geometrický objem. Geometrický objem je množství kapaliny, kterou hydrogenerátor může dodat do systému za jednu otáčku.



Určení geometrického objemu hydrogenerátoru  $V_g$ :

$$Q_{HG} = \frac{V_g \cdot n \cdot \mu_v}{1000} \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$V_g = \frac{Q_{HG} \cdot 1000}{n \cdot \mu_v} \text{ [cm}^3\text{]} \quad (25)$$

$$V_g = \frac{104 \cdot 1000}{1500 \cdot 0,97} = 71,4 \text{ cm}^3 = 7,14 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Nejbližší hodnota geometrického objemu z výrobní řady je 71, která při 1500  $\text{ot}^{-1}$  (vychází z konstrukce hydrogenerátoru) dodává průtok:

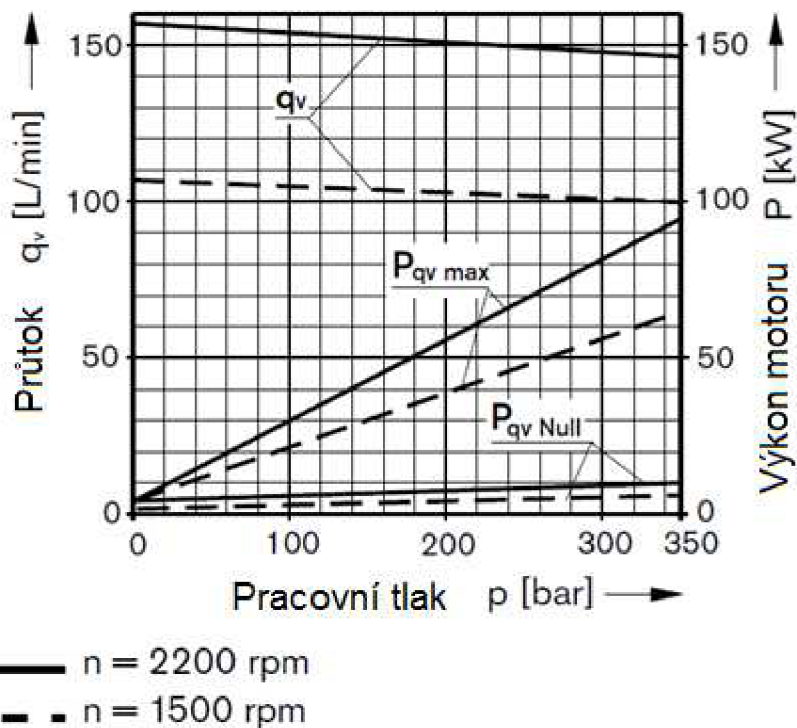
$$Q_{71} = \frac{V_g \cdot n \cdot \mu_v}{1000} \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$Q_{71} = \frac{71 \cdot 1500 \cdot 0,97}{1000} = 104 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (26)$$

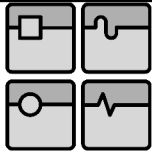
$$= 0,00173 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro další použití je tedy jako vyhovující zvolen hydrogenerátor A4VSO71.

### Čerpadlo axiální pístové A10VSO71



Obr. 25 - Funkční charakteristiky axiálního pístového hydrogenerátoru



Vzhledem k omezení maximálních otáček pro tento typ čerpadla bude jako zdroj kroutícího momentu vhodné volit 4-pólový asynchronní motor, který má teoreticky  $1500 \text{ ot}^{-1}$ . Katalogový list asynchronního elektromotoru je uveden v Příloze 2.

Výkonu asynchronního elektromotoru  $P$  bez využití vhodné regulace:

$$P = \frac{Q_{71} \cdot p_p}{600 \cdot \mu_\epsilon} \text{ [kW]} \quad (27)$$

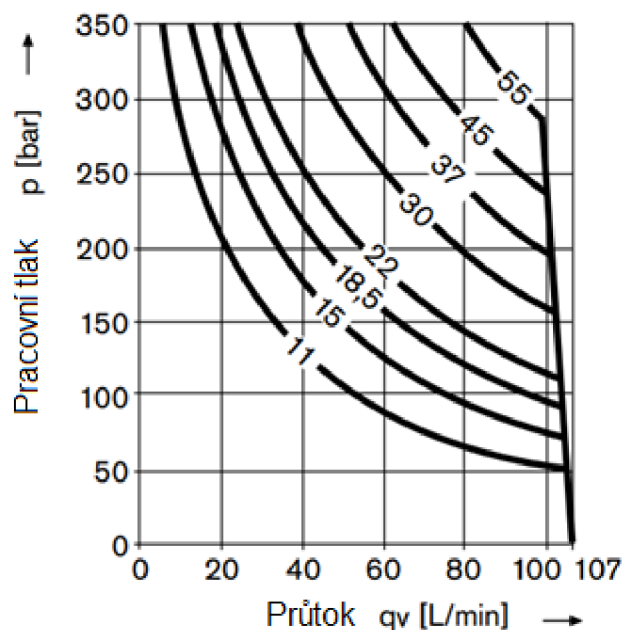
$$P = \frac{104 \cdot 320}{600 \cdot 0,88} = 60,6 \text{ kW}$$

Po analyzování silového průběhu paketovacího procesu (Obr. 22) je patrné, že po určité jeho části není nutné na ocelový odpad působit plnou jmenovitou silou. Můžeme tedy pro pohon s výhodou využít výkonový typ regulace (Obr. 26), který nám umožní zmenšit instalovaný příkon a použít menší elektromotor. Výhodou tohoto řešení je kompaktnější rozměr pohonu a nižší příkon, nevýhodou pak snížení průtoku při dosažení hodnoty pracovního tlaku a tedy prodloužení doby pracovního cyklu.

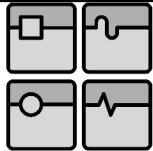
Význam výkonové regulace:

$$\Delta p \cdot Q = \text{konst.} \quad (28)$$

Velikost 71  
při  $1500 \text{ ot} / \text{min}$



Obr. 26 - Charakteristika výkonové regulace LR2



Pro využití v návrhu nového pohonu byly vybrány dva možné elektromotory o výkonech 18,5 a 22 kW.

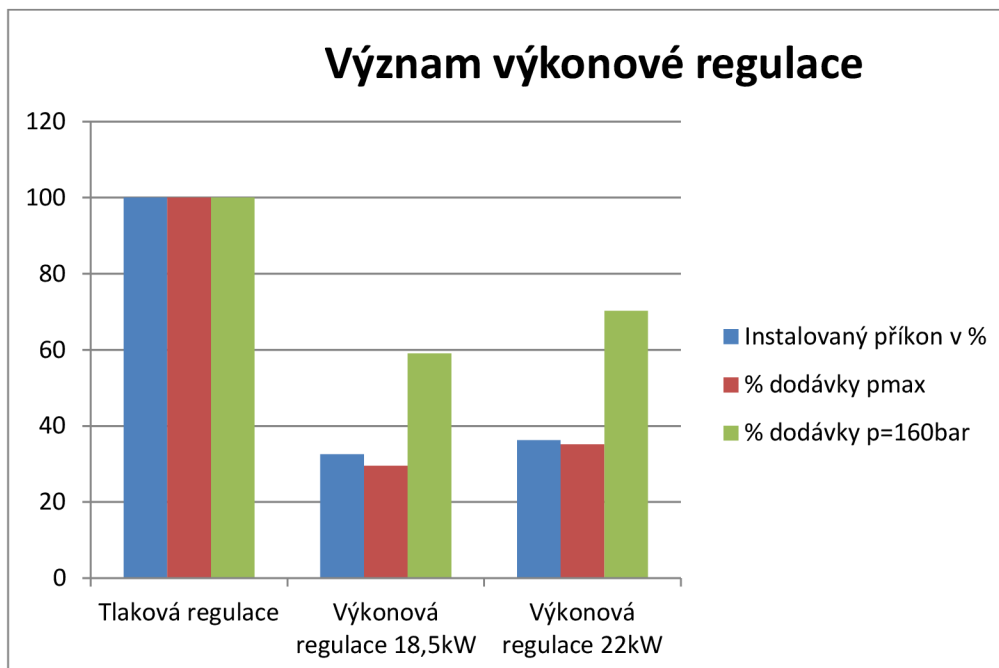
Dodávaný průtok čerpadla A4VSO71 s motorem 18,5 kW při max. prac. tlaku:

$$Q_{18,5} = \frac{600 \cdot P \cdot \mu_t}{p_p} \quad [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (29)$$
$$Q_{18,5} = \frac{600 \cdot 18,5 \cdot 0,88}{320} = 30,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

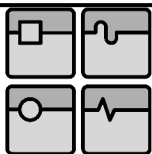
Dodávaný průtok A4VSO71 s motorem 22 kW při max. prac. tlaku:

$$Q_{22} = \frac{600 \cdot P \cdot \mu_t}{p_p} \quad [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (30)$$
$$Q_{22} = \frac{600 \cdot 22 \cdot 0,88}{320} = 36,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Úspora instalovaného příkonu při použití výkonové regulace oproti využití tlakové regulace pak bude 67,4 % při použití elektromotoru s výkonem 18,5 kW a 63,7 % při využití elektromotoru o výkonu 22 kW (Obr. 27).

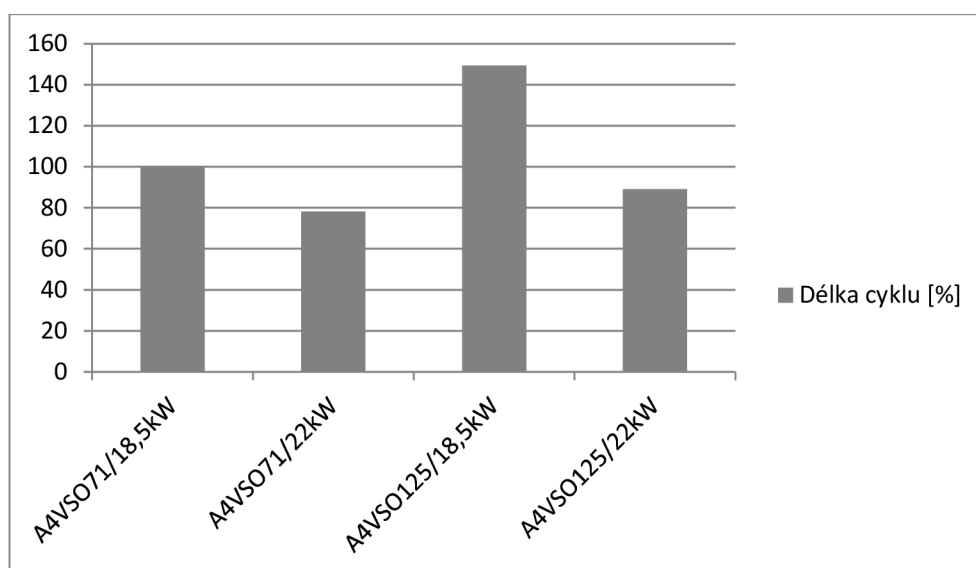


Obr. 27 - Velikost instalovaného příkonu a dodávaného průtoku při použití výkonové regulace



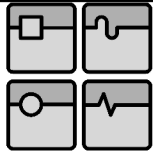
Další možností, kterou bylo možné se zabývat, bylo ponechání motorů o výkonech 18,5 a 22 kW a výběru čerpadla s větším geometrickým objemem (nejbližší vyšší vyráběný model A4VSO125 má  $V_g=125 \text{ cm}^3$ ). Při použití výkonové regulace by vyšší geometrický objem hydrogenerátoru mohl teoreticky ovlivnit rychlost těch pohybů hydromotorů, u kterých není vyžadován plný pracovní tlak, což by vedlo ke snížení celkové doby pracovního cyklu. Po předběžných výpočtech, pro které byly využity charakteristiky z Přílohy 3, se tato varianta nakonec neukázala jako vhodná, především pro nízkou celkovou účinnost hydrogenerátoru A4VSO125 při tlacích nad 25 MPa.

Ačkoli zpětné pohyby hydromotorů byly o 44 % rychlejší, malá účinnost při pracovním tlaku se v celkové době cyklu projevila natolik negativně, že došlo k jeho prodloužení (Obr. 28).



Obr. 28 - Srovnání délky pracovního cyklu stroje při použití hydrogenerátorů s různým geometrickým objemem

Po zvážení poměru dodávaného množství tlakové kapaliny a instalovaného příkonu byla pro další návrh zvolena kombinace axiálního pístového čerpadla A4VSO71 s výkonovou regulací LR2D a asynchronním elektromotorem o výkonu 22 kW.



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

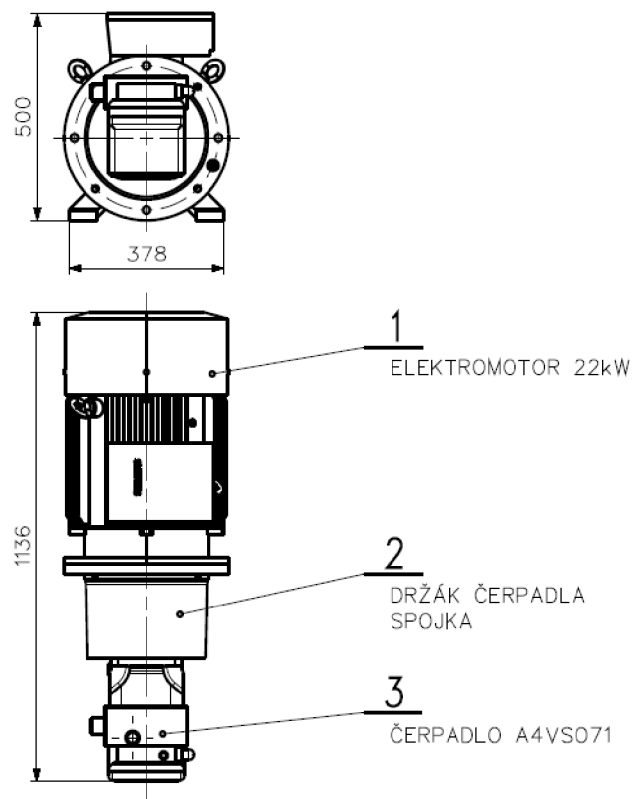
Čerpadlo bude na stroji umístěno vertikálně vedle nádrže s hydraulickou kapalinou. Obecná zásada pro návrh objemu nádrže  $V_N$  pro otevřené obvody je (31), kde  $V_{HM}$  je objem hydromotorů (viz Tab. 6).

$$V_N \geq 3 \cdot \sum V_{HM} \quad [m^3] \quad (31)$$

Ze vzorce je patrné, že pokud byly zachovány rozměry a počty hydromotorů, měl by přibližně odpovídat i objem nové nádrže. Pro potřeby hydraulického pohonu bude tedy dostačující nádrž původního hydraulického pohonu o objemu  $0,3 \text{ m}^3$ .

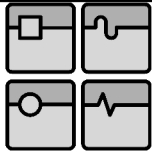
Konstrukce nádrže hydraulického pohonu by měla splňovat podmínku snadného přístupu pro údržbu, je tedy vhodné při konstrukci zvolit odnímatelné víko, nebo nádrž vybavit servisními otvory pro čištění a vypouštěcím kohoutem. Aby bylo možné monitorovat stav kapaliny a předejít tak nežádoucím stavům, je úroveň hladiny a teplota kapaliny sledována elektronickými senzory, které dodávají informace do řídicího systému. Na víku je také umístěn plnicí a zavzdušňovací filtr.

Nádrž s hydraulickou kapalinou je dále vhodné dle potřeby vybavit zařízením pro úpravu kapaliny (filtrační a chladicí okruh), topnými tělesy a dalším příslušenstvím.



Obr. 29 - Čerpadlová jednotka A4VSO71 s motorem 22kW





## 6.5. NÁVRH HYDRAULICKÝCH PRVKŮ

V této části práce se dostáváme k nejdůležitější oblasti navrhování hydraulického pohonu a to je volba prvků hydraulických obvodů, především hydraulických rozvaděčů a ventilů. Návrh ventilového řízení se bude zpočátku zabývat jednotlivými funkčními skupinami, výsledkem však bude komplexní návrh celého systému, který bude tvořený hydraulickým schématem, seznamem hydraulických prvků a funkčním diagramem řízení.

Hydraulické prvky můžeme rozdělit na ventily pro hrazení průtoku (šoupátkové a sedlové rozvaděče, zpětné ventily) a ventily pro řízení velikosti tlaku a průtoku (pojistné, redukční, škrťací). Umisťují se zpravidla na blok, bývají proto někdy nazývány jako ventily nadstavné nebo mezideskové (Obr. 30 a). Jejich výhodou je možnost zaujímání více poloh, kombinací funkčních hran komor v tělese ventilu a hran na šoupátku lze získat u rozvaděčů více variant zapojení. Obrábění těles bloků není tak náročné, údržba a výměna prvků je snadnější. Mezi nevýhody patří prosaky (lekáže), citlivost vůči nečistotám a rychlý nárůst rozměrů těles ventilů pro větší průtoky.

Další skupinou jsou ventily logické, tzv. cartridge nebo také vestavné ventily, které se zabudovávají do rozvodného bloku (Obr. 30 b). I tyto ventily mohou plnit funkci hrazení průtoku nebo řízení tlaku a průtoku, jejich konstrukce se však od šoupátkových rozvaděčů velmi výrazně liší. Výhodami těchto ventilů je možnost použití i pro velmi vysoké hodnoty průtoku, absence "lepícího efektu", rychlá odezva a nižší citlivost vůči nečistotám v kapalině. Mezi nevýhody se řadí mnohem větší nároky při konstrukci rozvodných bloků a složitější návrh řízení.



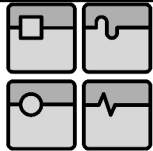
a) nadstavné

b) vestavné

Obr. 30 - Hydraulické prvky v různých provedeních

Použití konkrétních ventilů a jejich soustav má zcela zásadní vliv na chování a možnosti řízení funkčních uzlů výrobních strojů. Navrhování na projektanta klade nároky na systematický i znalostní přístup, neboť je velmi důležité porozumět principu funkce i konstrukce jednotlivých prvků. Velkou výhodou je i zkušenost s použitím konkrétních ventilů a rozvaděčů v praxi a jejich chováním.

Je nutné ještě jednou důsledně upozornit, že není možné vzájemně zaměňovat hydraulické prvky různých výrobců, ačkoli mají stejnou funkci, světlost a připojovací rozměry.



## 6.6. ODLEHČOVACÍ A POJISTNÝ BLOK

Odlehčovací a pojistný blok slouží jako ochranný a bezpečnostní prvek hydraulického okruhu, který zabraňuje nárůstu tlaku nad požadovanou hodnotu. Dále zajišťuje, aby rozběh hydrogenerátoru proběhl v tzv. odlehčeném stavu, kdy nemusí dodávat požadovaný průtok při hodnotě pracovního tlaku. Zpravidla bývá umístován za hydrogenerátor, je však možné jej integrovat i do rozvodného bloku.

V případě pohonu lisu CPB, kdy máme pouze jeden hydrogenerátor s malým geometrickým objemem, můžeme pro odlehčovací a pojistnou funkci navrhnout nepřímo řízený pojistný ventil DBW (Příloha č.4). Tento ventil splňuje požadavky na hodnotu pracovního tlaku.

Určení světlosti ventilu vyjde z podmínky, že maximální průtok ventilem musí být vyšší, než je průtok od hydrogenerátoru.

$$Q_{DBW} > Q_{71} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\text{Pro velikost ventilu 10 pak platí} \quad (32)$$

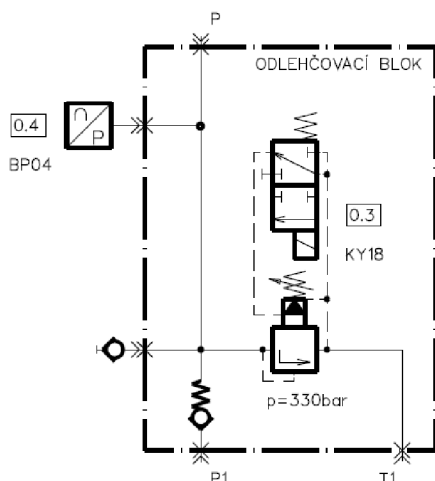
$$250 > 103,3 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Hodnota pojistného tlaku, na který bude ventil nastaven, musí být vyšší než hodnota pracovního tlaku, ale zároveň musí být nižší než tlak, který by vedl k poškození systému. Jako optimální hodnota se jeví 33 MPa.

$$p_{DBW} > p_p \quad [\text{Pa}]$$

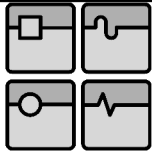
$$\text{Pro zvolenou pružinu pak platí} \quad (33)$$

$$35 \cdot 10^6 > 32 \cdot 10^6 \quad [\text{Pa}]$$



Pro odlehčovací blok bude zvolen podle klíče v katalogovém listu ventil DBW10 B15X 350 G24N9K4.

Obr. 31 - Odlehčovací a pojistný blok bude tvořen tělesem bloku, třemi přípoji, ventilem DBW a tlakovým snímačem.



## 6.7. ROZVODNÝ VENTILOVÝ BLOK

Tento blok slouží k ovládání a řízení jednotlivých funkcí stroje. Bývá řešen jako centrální, odkud jsou řízeny všechny funkce (Obr. 20), nebo bývá rozdělen na několik dílčích rozvodných bloků. Volba řešení záleží na velikosti a rozložení stroje a akčních členů v prostoru. Obecně je z důvodu rychlosti řízení a omezení ztrát ve vedení tlakové kapaliny vhodné umístit rozvodný blok co nejbližší akčním členům (lineárním nebo rotačním hydromotorům aj.).

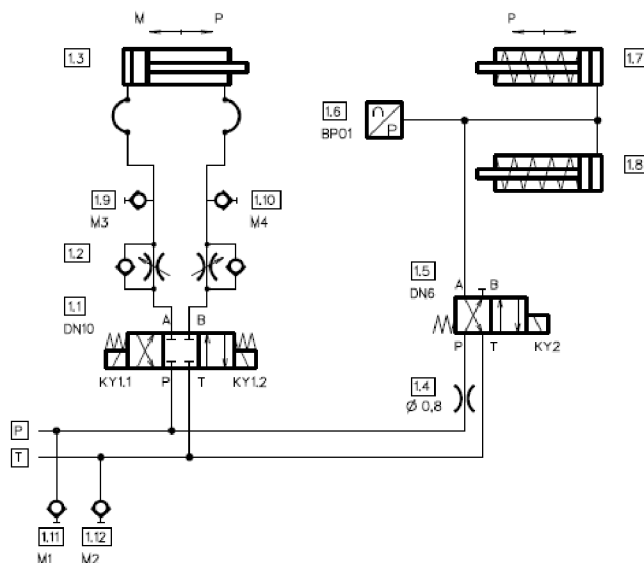
Paketovací lis CPB je zařízení s kompaktními rozměry, kde je možné uplatnit koncepci centrálního rozvodného bloku. Na lisu je však omezený prostor zástavby, do kterého se bude muset rozvodný blok vejít, a který nám omezuje možné rozměry bloku.

### 6.7.1. FUNKCE: VÍKO

Ovládání víka lisu bude navrženo tak, aby bylo možné víko otevřít, zavřít nebo zastavit v libovolné poloze. Rychlost pohybu lze řídit. Víko bude jištěno proti otevření zámky.

VÍKO		KY	KY
Ø 150/110-845		1.1	1.2
OTEVŘÍT		●	
KLID			
ZAVŘÍT			●
HYDROMOTOR	v(m/s)	Q(l/min)	
P	0,1	104	
M	0,17	83	

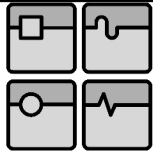
ZÁMKY		KY	BP
2x Ø 63/32-28		2	D1
ODJISTIT		●	●
ZAJISTIT			
HYDROMOTOR	v(m/s)	Q(l/min)	
P	0,028	5,5	
M			



#### a) Návrh pro obvod (šoupátkový rozvaděč)

Směr pohybu lineárního hydromotoru víka bude řízen pomocí přestavování pístku cívkami KY1.1 a KY1.2 šoupátkového rozvaděče 1.1 "s uzavřeným středem". Rychlost pak bude řízena pomocí dvojitého sduženého jednosměrného ventilu 1.2. Funkce jištění zámky bude realizována šoupátkovým rozvaděčem 1.5 a tlakovým snímačem 1.6. Jako první krok dojde k přestavení ventilu 1.5, vzápětí bude snímač 1.6 signalizovat tlak, který přetlačí pružiny a následně dojde k odjištění zámků.

Obr. 32 - Okruh ovládání víka - šoupátkové provedení



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jakmile jsou zámky odjištěny, lze víko dle potřeby otevřít nebo zavřít. V případě neočekávaného problému (poruchy nebo výpadku elektrické energie), nedojde k odjištění zámek a víko zůstane stále zajištěno. Nemůže tedy dojít k nechtěnému otevření během lisovacího cyklu, které by mohlo být rizikem pro obsluhu.

Hodnota průtoku při zavírání víka je podle (10)  $Q_{11} = 0,00176 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , tedy cca  $104 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Pro otevírání je (11)  $Q_{12} = 0,00138 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , tedy cca  $83,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Hodnota požadovaného průtoku  $Q_{13}$  pro lineární hydromotor zámek nebyla zadána, proto ji bude nutné doplnit a dopočítat. Rychlost pohybu bude zvolena  $v_{13} = 0,028 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pracovní plochy hydromotorů jsou uvedeny v Tab. 6.

Požadovaný průtok operace: Zámky - odjistit

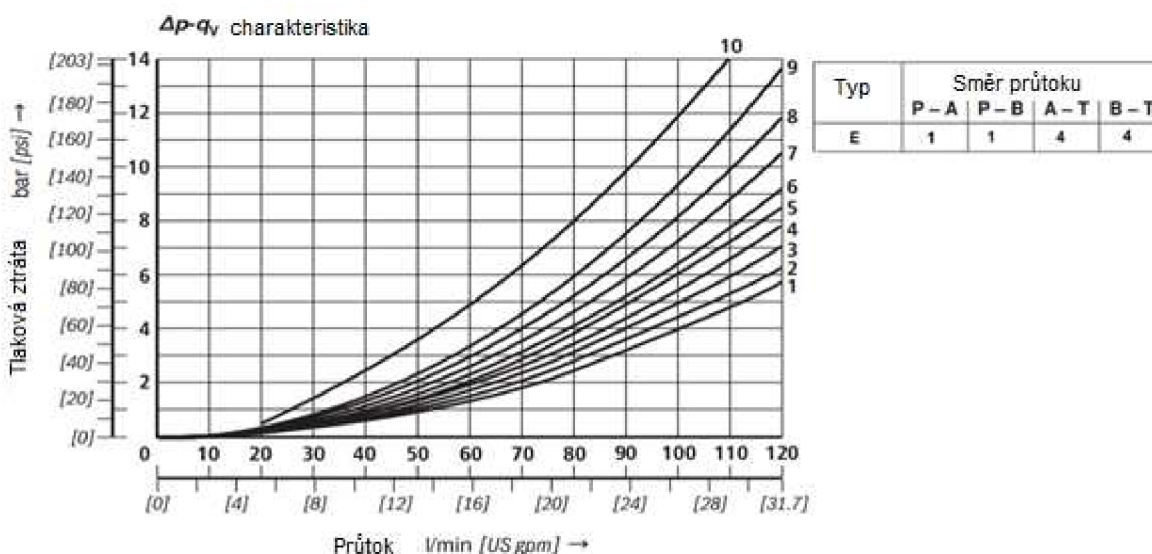
$$Q_{13} = S_5 \cdot v_{13} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$Q_{13} = 0,00311 \cdot 0,028 = 0,0000872 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (34)$$

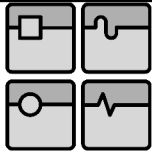
$$Q_{13} = 5,23 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Jako ventil 1.1 bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4WE 10E-3X (Příloha č.5), za 1.2. sdružený zpětný ventil Z2FS10 5-3X (Příloha č.6). Na ovládání zámek stačí rozvaděč 1.5 o menší světlosti, bude zvolen 4WE 6Y-6X (Příloha č.7).

Po návrhu použitých ventilů a rozvaděčů je vhodné posoudit vhodnost použitých prvků kontrolou velikosti tlakových ztrát, které v obvodu vzniknou průtokem přes ventil. Tyto ztráty se určí z hodnot, odečtených z průtokových charakteristik, dodaných k prvku výrobcem. Tlakové ztráty se počítají pouze pro konkrétní obvod, proto bude proveden samostatný výpočet pro ovládání víka a samostatný výpočet pro ovládání zámek.

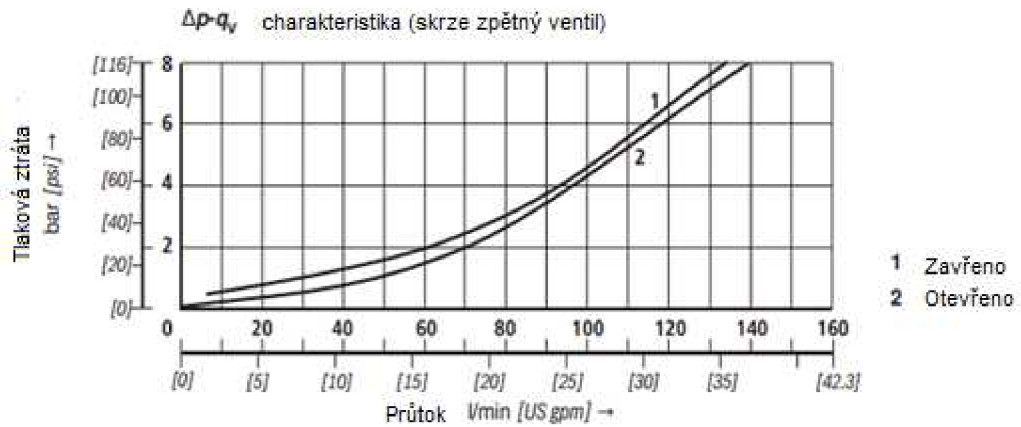


Obr. 33 - Průtokové charakteristiky rozvaděče 4WE 10E33X



Tab.7 - Tlakové ztráty při průchodu rozvaděčem 4WE 10E33X (viz. Obr. 33)

Obrazec E				
		Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Otevřít	P-B	1	3,0	0,30
	A-T	4	8,0	0,80
Celkem			11,0	1,10
Zavřít	P-A	1	4,0	0,40
	B-T	4	1,5	0,15
Celkem			5,5	0,55

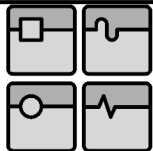


Obr. 34 - Průtokové charakteristiky zpětného ventilu Z2FS10 5-3X

Tab. 8 - Tlakové ztráty při průchodu ventilem Z2FS10 5-3X (viz Obr. 34)

	Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Otevřít	1	3	0,3
Zavřít	1	5	0,5

Z uvedených hodnot se může zdát, že ztráty na ventilu jsou v porovnání s pracovním tlakem zanedbatelné. V obvodu je však zapojeno více ventilů v sérii za sebou a ztráty na nich se sčítají, což v konečném důsledku má nežádoucí vliv na sílu vyvíjenou lineárním hydromotorem. Celková ztráta na ventilech při otevírání víka v obvodu Obr. 32 dosáhne hodnoty 1,4 MPa, při zavírání pak 1,05 MPa.



## b) Návrh pro obvod (logické ventily)

Logický ventil tvoří vestavná část - patrona a víko, umožňující hydraulické řízení nebo elektrické řízení dalším šoupátkovým nebo sedlovým rozvaděčem. Ovládací rozvaděč bývá zpravidla mnohem nižší světlosti, než ovládaný vestavný ventil. Vhodnou volbou a kombinací logických ventilů je možné vytvořit obvod se stejnou funkcí jako mají šoupátkové ventily.

Již na první pohled je řešení funkce s využitím logických ventilů složitější než předchozí se šoupátkovými rozvaděči (Obr. 35). Směr pohybu lineárního hydromotoru víka bude řízen pomocí dvou kombinací logických ventilů 1.6; 1.12 a 1.3; 1.9 o světlosti DN 16 (Příloha č. 8), které jsou řízeny víky osazenými šoupátkovými rozvaděči DN6. V základní poloze jsou ventily uzavřeny, stav je ekvivalentní středové poloze třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 32. Zavření víka bude realizováno vysunutím pístnice hydromotoru, když dojde k sepnutí pilotních ventilů 1.4 a 1.10. Tím dojde k otevření logického ventilu 1.6, kterým je tlaková kapalina vpouštěna z větve P do lineárního hydromotoru. Přes logický ventil 1.12 pak z druhého pracovního prostoru hydromotoru vytéká kapalina do odpadní větve T. Otevření víka stroje pak bude probíhat obdobně při sepnutí pilotních ventilů 1.1 a 1.7. Tyto funkce jsou ekvivalentní krajním polohám pístku třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 32. Rychlost pohybu lineárních hydromotorů bude řízena vybavením logických ventilů 1.3 a 1.12 ovládacími víky s omezením zdvihu, které zajistí funkci ekvivalentní škrťacímu ventilu.

Pro případ, kdy by z nějakého důvodu selhalo otevření ventilu 1.12, byl obvod doplněn o vestavný přímo řízený pojistný ventil DBDS 10 (Příloha 9).

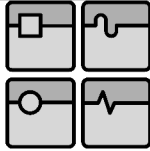
Funkce jištění zámky bude kvůli nízkému průtoku v obvodu řešena stejně jako u předchozího návrhu šoupátkovým rozvaděčem 1.14 a tlakovým snímačem 1.15.

Při posuzování tlakových ztrát u řešení b) vyjdeme z charakteristik na Obr.36, přičemž je nutné ještě přičíst ztráty způsobené působením uzavírací pružiny vestavného ventilu. Standardní pružina vyvine na ploše ventilu tlak působící proti otevření 2 bar tj. 0,2 MPa.

Je také nutné si uvědomit, že pokud je lineární hydromotor diferenciální, pak podle Pascalova zákona musí být při výpočtu ztrát zohledněn poměr pracovních ploch  $S/\Delta S$ .

Tab. 9 - Tlakové ztráty při průchodu logickým ventilem LC16 (viz Obr. 36)

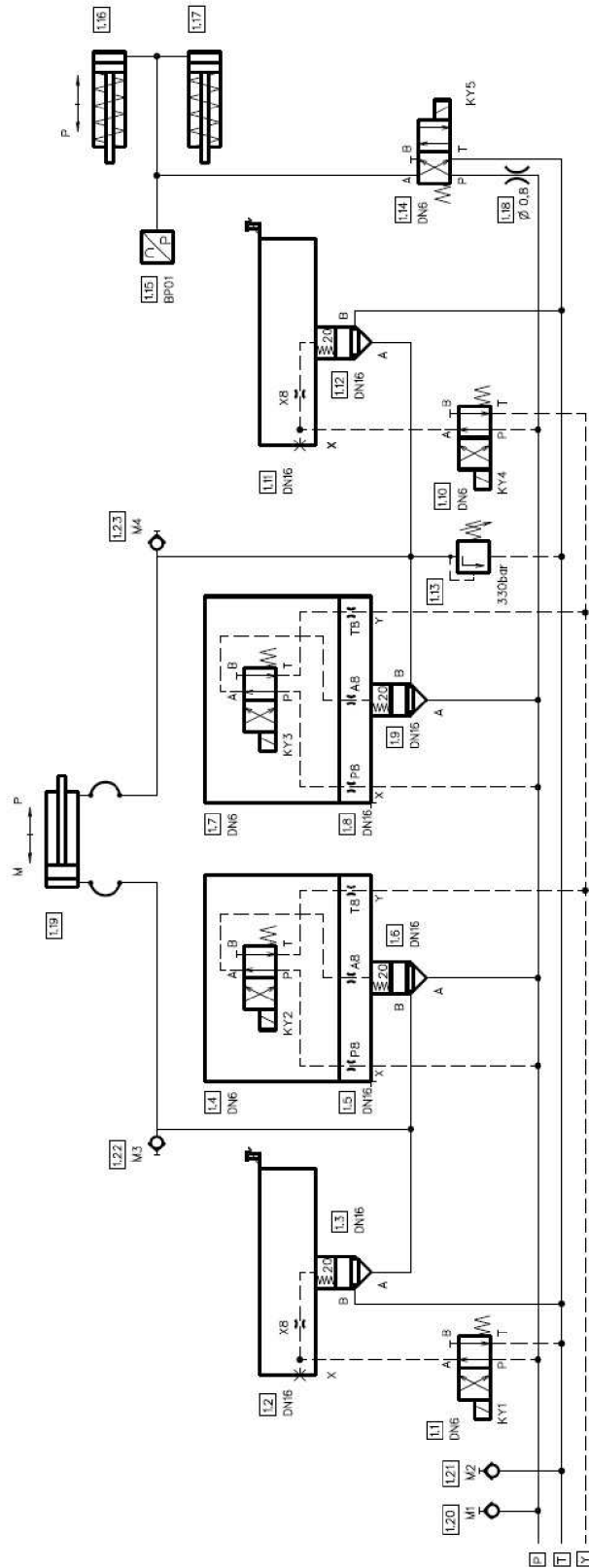
Ventil	Průtok [l.min-1]	Ztráta na pružině $kx$ [MPa]	Křivka	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [bar]	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [MPa]
1.3	180	0,2	NG16	3,0	0,30
1.6	104	0,2	NG16	1,5	0,15
1.9	83	0,2	NG16	1,0	0,10
1.12	48	0,2	NG16	0,5	0,05



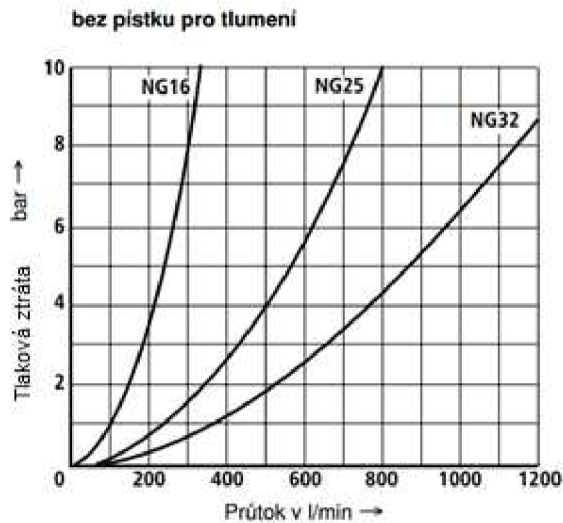
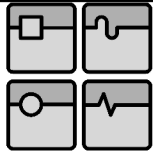
DIPLOMOVÁ PRÁCE

ZÁMKY		KY	BP
2x	Ø 63/32-28	2	01
OBJEKT			
ZAJISTIT			
HYDROMOTOR	v(m <sup>3</sup> /s)	0,01	mp
P		0,028	B
M			

VÍKO		KY	KY	KY	KY
Ø	150/110-845	1	2	3	4
OTEVŘIT					
KLID					
ZAVŘIT					
HYDROMOTOR	v(m <sup>3</sup> /s)	0,1	104		
P		0,17	83		
V					



Obr. 35 - Okruh ovládání víka - provedení pomocí logických ventilů



Obr. 36 - Průtokové charakteristiky logického ventilu LC

Výpočet tlakových ztrát při otevírání víka (viz Tab. 6 a Tab. 9):

$$\Delta p = \left( (\Delta p_{1.3} + \Delta p_x) \cdot \left( \frac{S}{\Delta S} \right) \right) + (\Delta p_{1.9} + \Delta p_x) \quad [\text{MPa}] \quad (35)$$

kde  $\Delta p_x$  je ztráta na pružině ventilu (u všech ventilů je zvolena pružina s otevíracím tlakem 0,2 MPa) a  $\Delta p_{1.3}$  a  $\Delta p_{1.9}$  ztráty při průchodu přes ventil.

$$\Delta p = ((0,3 + 0,2) \cdot (2,163)) + (0,1 + 0,2) \quad (36)$$

$$\Delta p = 1,35 \text{ MPa}$$

Výpočet tlakových ztrát při zavírání víka (viz Tab. 6 a Tab. 9):

$$\Delta p = \left( \frac{(\Delta p_{1.12} + \Delta p_x)}{\left( \frac{S}{\Delta S} \right)} \right) + (\Delta p_{1.6} + \Delta p_x) \quad (37)$$

$$\Delta p = \left( \frac{(0,05 + 0,2)}{(2,163)} \right) + (0,15 + 0,2) \quad (38)$$

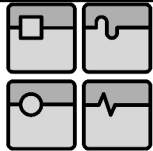
$$\Delta p = 0,47 \text{ MPa}$$

Celková tlaková ztráta na logických ventilech při otevírání víka v obvodu dle Obr. 35 dosáhne hodnoty 1,35 MPa a při zavírání víka potom dosáhne hodnoty 0,47 MPa.

Tlakové ztráty pro obvod zámků nebudou počítány, protože obvod tvoří pouze jeden rozvaděč a pro tuto funkci stačí tlak 10 MPa.



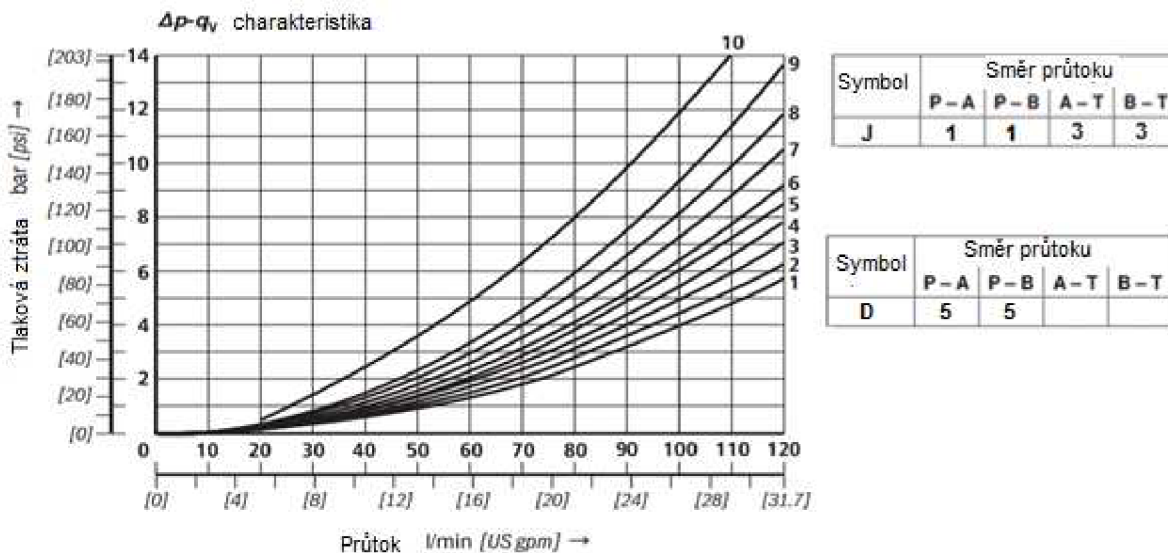




Hodnota průtoku při pohybu vpřed posuvem je podle (12)  $Q_{21} = 0,00131 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  tedy cca  $80 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Pro otevírání je podle (13)  $Q_{22} = 0,00176 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . tedy cca  $104 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Jako ventil 2.1 bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4WE 10J-3X (Příloha č. 5), za 2.3 sdružený zpětný ventil Z2FS10 5-3X (Příloha č. 6). Pro funkci hydraulického zámku bude zvolen zpětný ventil Z2S10-1-3X (Příloha č. 10). Pro aktivaci regeneračního zapojení pak bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4WE 10D-3X (Příloha č. 5).

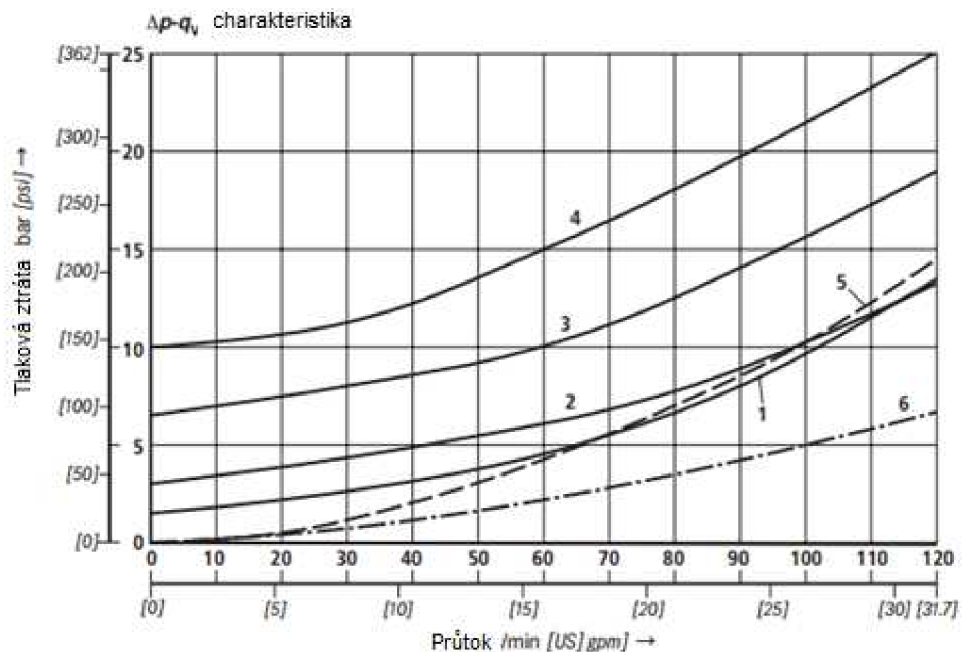
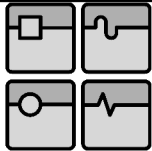
Posouzení tlakových ztrát při průtoku obvodem pro jednotlivé ventily bude opět vycházet z hodnot odečtených z průtokových charakteristik. Pro ventil 2.3 platí charakteristiky Obr. 34.



Obr. 38 - Průtokové charakteristiky rozvaděče 4WE 10J-3X

Tab.10 - Tlakové ztráty při průchodu rozvaděčem 4WE 10J-3X (viz Obr. 38)

Obrazec J				
		Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Vpřed	P-A	1	2,5	0,25
	B-T	3	1,0	0,10
Celkem			3,5	0,35
Vzad	P-B	1	4,0	0,40
	A-T	3	8,0	0,80
Celkem			12,0	1,20



Obr. 39 - Průtokové charakteristiky zpětného ventilu Z2S10-1-3X

Tab.11 - Tlakové ztráty při průchodu ventilem Z2S10-1-3X (viz Obr. 39)

	Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Vpřed	1	6	0,6
Vzad	1	10	1,0

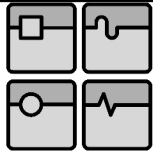
Tab.12 - Tlakové ztráty při průchodu ventilem Z2FS10 5-3X (viz Obr. 34)

	Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Vpřed	1	3	0,3
Vzad	1	5	0,5

Tab.13 - Tlakové ztráty při průchodu rozvaděčem 4WE 10D-3X (viz Obr. 38)

Obrazec D				
		Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Vpřed	P-B	1	1	0,1
Vzad	P-A	1	8	0,8

Celková ztráta na ventilech je rovna součtu všech ztrát na jednotlivých ventilech. Při ovládání funkce předlisu v obvodu tvořeném šoupátkovými ventily (Obr. 37) dosáhne při pohybu vpřed hodnoty 1,35 MPa a při pohybu vzad 3,5 MPa.



## b) Návrh pro obvod (logické ventily)

Směr pohybu lineárního hydromotoru předlisu bude řízen pomocí dvou kombinací logických ventilů 2.6; 2.12 a 2.3 2.9 o světlosti DN 16 (Příloha č. 8), které jsou řízeny víky osazenými šoupátkovými rozvaděči DN6. V základní poloze jsou ventily uzavřeny, stav je ekvivalentní středové poloze třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 32. Pohyb předlisu vpřed rychloposuvem bude realizován, když dojde k sepnutí pilotních ventilů 2.4 a 2.7. Tím dojde k otevření logického ventilu 2.6, kterým je tlaková kapalina vpouštěna z větve P do lineárního hydromotoru. Přes logický ventil 2.9 pak z druhého pracovního prostoru hydromotoru vytéká do stejné větve a je realizováno regenerační zapojení. Po signalizaci dosažení tlaku snímačem 2.15 dojde k odepnutí pilotního ventilu 2.7 a zavření logického ventilu 2.9. Současně se přestaví pilotní ventil 2.13, který otevře logický ventil 2.12, přes který teče kapalina do odpadní větve T. Lineární hydromotor se posunuje dopředu posuvovou rychlostí.

Zpětný pohyb předlisu pak bude probíhat při sepnutí pouze pilotních ventilů 2.1 a 2.7, které otevřou logické ventily 2.2 a 2.9.

Rychlost pohybu lineárních hydromotorů bude řízena vybavením logických ventilů 2.3 a 2.12 ovládacími víky s omezením zdvihu, které zajistí funkci ekvivalentní škrtícímu ventilu.

Pro případ, kdyby z nějakého důvodu selhalo otevření ventilu 2.12, byl obvod doplněn o vestavný přímo řízený pojistný ventil DBDS 10 (Příloha 9).

Posouzení tlakových ztrát při průtoku obvodem pro jednotlivé ventily bude opět vycházet z hodnot odečtených z průtokových charakteristik. Pro logické ventily platí charakteristiky Obr.36.

Tab.14 - Tlakové ztráty při průchodu logickým ventilem LC16 (viz Obr. 36)

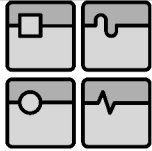
Ventil	Průtok [l.min-1]	Ztráta na pružině kx[MPa]	Křivka	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [bar]	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [MPa]
2.3	207	0,2	NG16	5,0	0,50
2.6	80	0,2	NG16	1,0	0,10
2.9	104	0,2	NG16	1,5	0,15
2.12	40	0,2	NG16	0,5	0,05

Výpočet tlakových ztrát při pohybu předlisu vzad (viz Tab. 6 a Tab.14):

$$\Delta p = \left( (\Delta p_{2.3} + \Delta p_x) \cdot \left( \frac{s}{\Delta s} \right) \right) + (\Delta p_{2.9} + \Delta p_x) \quad [\text{MPa}] \quad (39)$$

$$\Delta p = ((0,5 + 0,2) \cdot (1,96)) + (0,15 + 0,2) \quad (40)$$

$$\Delta p = 1,72 \text{ MPa}$$



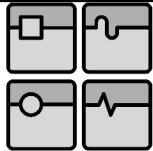
Výpočet tlakových ztrát při pohybu předlisu vpřed (viz Tab. 6 a Tab.14)::

$$\Delta p = \left( \frac{(\Delta p_{2.12} + \Delta p_x)}{\left(\frac{S}{\Delta S}\right)} \right) + (\Delta p_{2.6} + \Delta p_x) \quad (41)$$

$$\Delta p = \left( \frac{(0,05 + 0,2)}{(1,96)} \right) + (0,1 + 0,2) \quad (42)$$

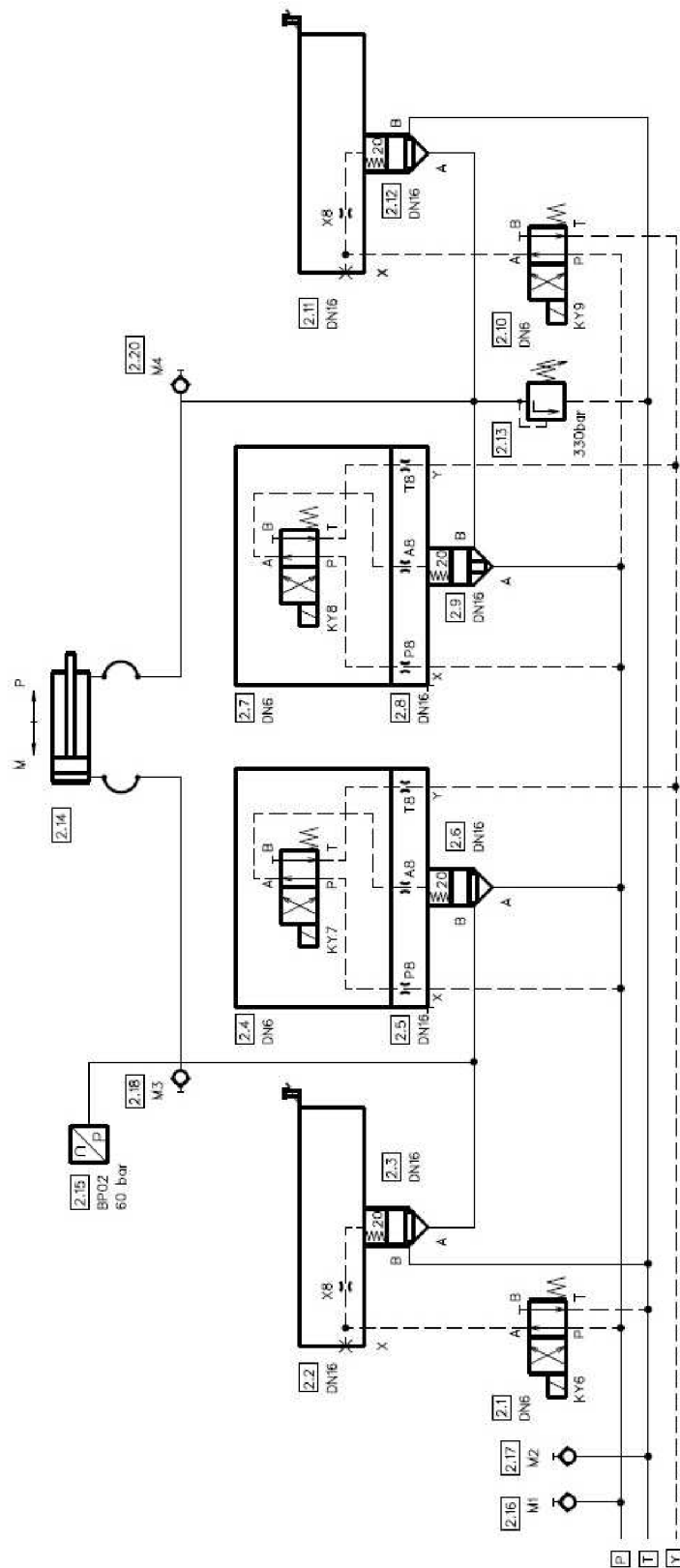
$$\Delta p = 0,43 \text{ MPa}$$

Celková tlaková ztráta na logických ventilech při pohybu vzad v obvodu dle Obr. 40 dosáhne hodnoty 1,72 MPa a při pohybu vpřed potom dosáhne hodnoty 0,43 MPa.



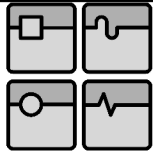
DIPLOMOVÁ PRÁCE

PŘEDLIS Ø 200/140-1120	KY	KY	KY	KY	KY	BP
	6	7	8	9	02	
VPŘED RYCHLOPOSUV						
KLID						
VZAD						
HYDROMOTOR						
	v (cm <sup>3</sup> /s)	Q (l/min)				
P	0,042/0,082	80/158				
M	0,11	10,4				



Obr. 40 - Okruh ovládání předlisu - provedení pomocí logických ventilů





## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Po dojetí na koncovou polohu musí být zajištěno, že v této poloze lineární hydromotor zůstane i po dobu následující operace, do obvodu byl tedy opět vřazen hydraulický zámek 3.2.

Hodnota průtoku při pohybu vpřed posuvem je podle (14)  $Q_{31} = 0,00131 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  tedy cca  $80 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Pro otevírání je podle (15)  $Q_{32} = 0,00176 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  tedy cca  $104 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Jako ventil 3.1 bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4WE 10J-3X (Příloha č.5), za 3.3 sdružený zpětný ventil Z2FS10 5-3X (Příloha č. 6). Pro funkci hydraulického zámku bude zvolen zpětný ventil Z2S10-1-3X (Příloha č. 10). Pro aktivaci regeneračního zapojení pak bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4W10 D-3X (Příloha č. 5).

Posouzení tlakových ztrát při průtoku obvodem pro jednotlivé ventily bude opět vycházet z hodnot odečtených z průtokových charakteristik. Protože je řešení obvodu funkčně shodné s obvodem předlisu, bude posouzení dolisu ekvivalentní s tabulkami Tab.10 (Obr. 38), Tab. 11 (Obr. 39), Tab. 12 (Obr. 34) a Tab. 13 (Obr. 38).

Celková ztráta na ventilech je rovna součtu všech ztrát na jednotlivých ventilech. Při ovládání funkce dolisu dosáhne v obvodu tvořenému šoupátkovými ventily (Obr. 41) při pohybu vpřed hodnoty  $1,35 \text{ MPa}$  a při pohybu vzad  $3,5 \text{ MPa}$ .

#### b) Návrh pro obvod (logické ventily)

Řízení směru pohybu lineárního hydromotoru dolisu bude řízeno pomocí dvou kombinací logických ventilů 3.6; 3.12 a 3.3; 3.9 o světlosti DN 16 (Příloha č. 8), které jsou řízeny víky osazenými šoupátkovými rozvaděči DN6. V základní poloze jsou ventily uzavřeny, stav je ekvivalentní středové poloze třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 32. Pohyb dolisu vpřed rychloposuvem bude realizován, když dojde k sepnutí pilotních ventilů 3.4 a 3.7. Tím dojde k otevření logického ventilu 3.6, kterým je tlaková kapalina je vpouštěna z větve P do lineárního hydromotoru. Přes logický ventil 3.9 pak z druhého pracovního prostoru hydromotoru vytéká do stejné větve a je realizováno regenerační zapojení. Po signalizaci dosažení tlaku snímačem 3.15 dojde k odepnutí pilotního ventilu 3.7 a zavření logického ventilu 3.9. Současně se přestaví pilotní ventil 3.13, který otevře logický ventil 3.12, přes který teče kapalina do odpadní větve T. Lineární hydromotor se posouvá dopředu posuvovou rychlostí.

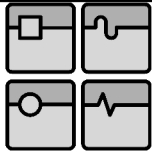
Zpětný pohyb předlisu pak bude probíhat při sepnutí pilotních ventilů 3.1 a 3.7, které otevřou logické ventily 3.2 a 3.9.

Rychlost pohybu lineárních hydromotorů bude řízena vybavením logických ventilů 3.3 a 3.12 ovládacími víky s omezením zdvihu, které zajistí funkci ekvivalentní škrticímu ventilu.

Pro případ, kdy by z nějakého důvodu selhalo otevření ventilu 3.12, byl obvod doplněn o vestavný přímo řízený pojistný ventil DBDS 10 (Příloha 9).

Posouzení tlakových ztrát při průtoku obvodem pro jednotlivé ventily bude opět vycházet z hodnot odečtených z průtokových charakteristik. Pro logické ventily platí charakteristiky Obr. 36.





Tab.15 - Tlakové ztráty při průchodu logickým ventilem LC16 (viz Obr. 36)

Ventil	Průtok [l.min-1]	Ztráta na pružině kx[MPa]	Křivka	Ztráta na ventilu Δp [bar]	Ztráta na ventilu Δp [MPa]
3.3	207	0,2	NG16	5,0	0,50
3.6	80	0,2	NG16	1,0	0,10
3.9	104	0,2	NG16	1,5	0,15
3.12	40	0,2	NG16	0,5	0,05

Výpočet tlakových ztrát při pohybu dolisu vzad (viz Tab. 6 a Tab. 15):

$$\Delta p = \left( (\Delta p_{3.3} + \Delta p_x) \cdot \left( \frac{S}{\Delta S} \right) \right) + (\Delta p_{3.9} + \Delta p_x) \quad [\text{MPa}] \quad (43)$$

$$\Delta p = ((0,5 + 0,2) \cdot (1,96)) + (0,15 + 0,2) \quad (44)$$

$$\Delta p = 1,72 \text{ MPa}$$

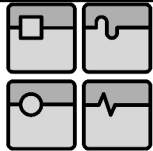
Výpočet tlakových ztrát při pohybu dolisu vpřed (viz Tab. 6 a Tab. 15):

$$\Delta p = \left( \frac{(\Delta p_{3.12} + \Delta p_x)}{\left( \frac{S}{\Delta S} \right)} \right) + (\Delta p_{3.6} + \Delta p_x) \quad (45)$$

$$\Delta p = \left( \frac{(0,05 + 0,2)}{(1,96)} \right) + (0,1 + 0,2) \quad (46)$$

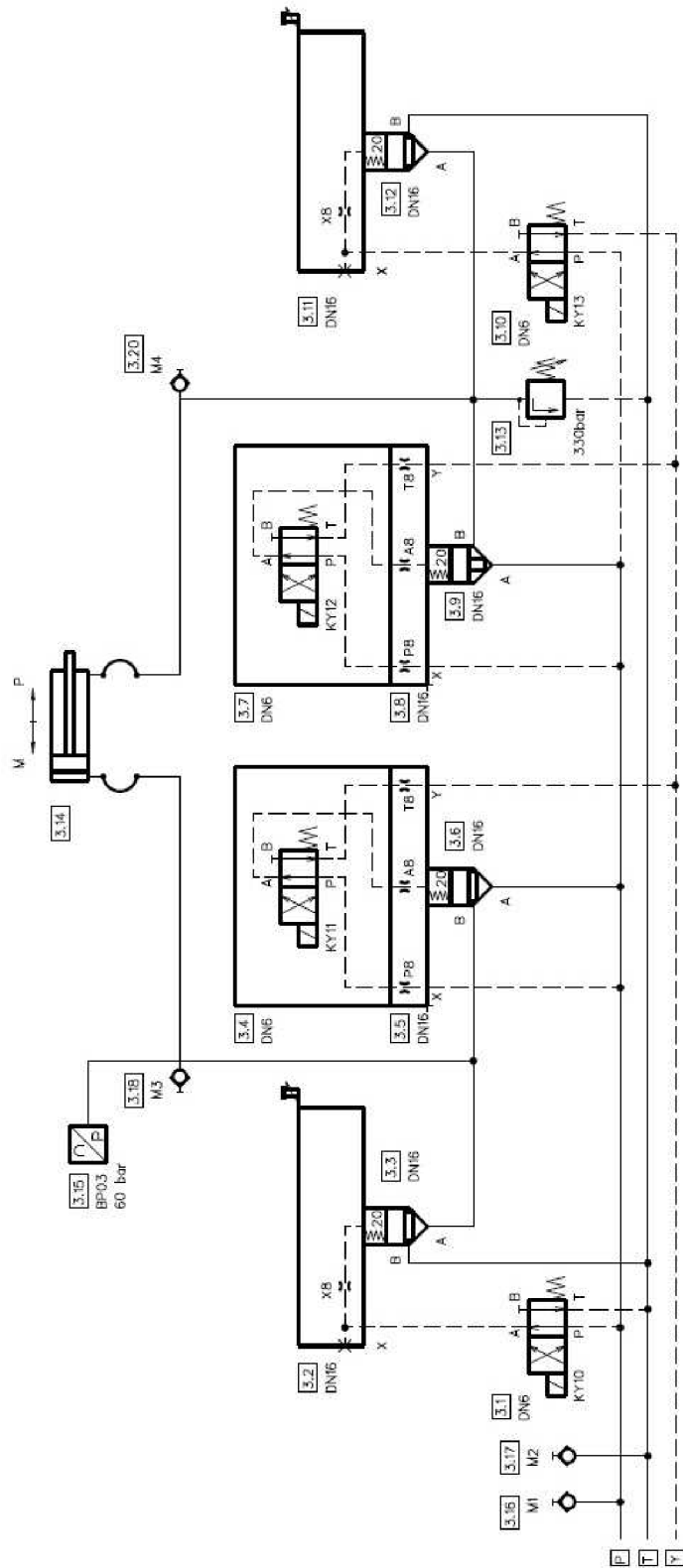
$$\Delta p = 0,43 \text{ MPa}$$

Celková tlaková ztráta na logických ventilech při pohybu lineárního hydromotoru dolisu vzad v obvodu dle Obr. 42 dosáhne hodnoty 1,72 MPa a při pohybu lineárního hydromotoru předlisu vpřed potom dosáhne hodnoty 0,43 MPa.

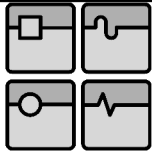


DIPLOMOVÁ PRÁCE

PŘEDLIS				KY	KY	KY	KY	BP
Ø 200/140-120				10	11	12	13	0,3
VPRĚD RYCHLOPOSUV								
KLID								
VZAD								
HYDROMOTOR				v(m <sup>3</sup> /s)	QV(mm <sup>3</sup> )			
P				0,042/0,082	80/158			
M				0,11	104			



Obr. 42 - Okruh ovládání dolisu - provedení pomocí logických ventilů



### 6.7.4. FUNKCE: HRADÍTKO

Ovládání hradítka bude navrženo tak, aby bylo možné hradítko otevřít, zavřít nebo zastavit v libovolné poloze. Rychlost pohybu lze řídit.

a) Návrh pro obvod (šoupátkový rozvaděč)

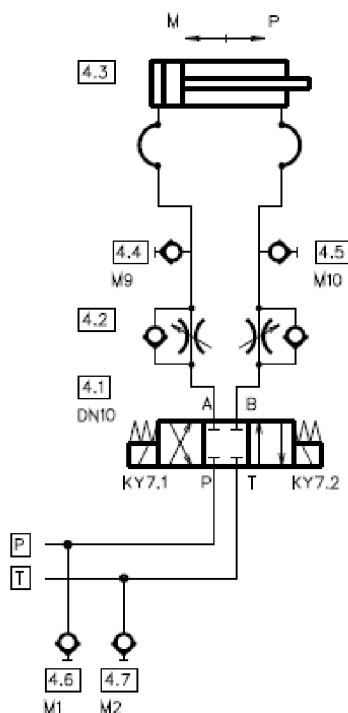
HRADÍTKO Ø 150/110-B45		KY 7.1	KY 7.2
OTEVŘIT			●
KLID			
ZAVŘÍT		●	
HYDROMOTOR		v(m/s)	Q(l/min)
P		0,19	89,5
M		0,32	77

Směr pohybu lineárního hydromotoru hradítka bude řízen pomocí přestavování pístku třípolohového šoupátkového rozvaděče 4.1 "s uzavřeným středem" cívkami KY7.1 a KY7.2. Rychlost pak bude řízena pomocí dvojitého sduženého jednosměrného ventilu 4.2.

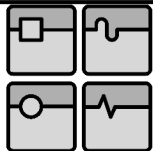
Hodnota průtoku při zavírání hradítka je podle (16)  $Q_{41} = 0,00128 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . tedy cca  $89,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ . Pro otevírání je podle (17)  $Q_{42} = 0,00149 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . tedy cca  $77 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Jako ventil 4.1 bude zvolen šoupátkový rozvaděč 4WE 10E-3X (Příloha č. 5), za 4.2. sdužený zpětný ventil Z2FS10 5-3X (Příloha č.6).

Posouzení tlakových ztrát při průtoku obvodem pro jednotlivé ventily bude opět vycházet z hodnot odečtených z průtokových charakteristik. Protože je řešení obvodu funkčně podobné s obvodem víka, lze k posouzení ztrát využít průtokové charakteristiky Obr. 33 a Obr. 34.



Obr. 43 - Okruh ovládání hradítka - šoupátkové provedení



Tab.16 - Tlakové ztráty při průchodu rozvaděčem 4WE 10E33X

Obrazec E				
		Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Otevřít	P-A	1	3	0,3
	B-T	4	1	0,1
Celkem			4	0,4
Zavřít	P-B	1	2	0,2
	A-T	4	8	0,8
Celkem			10	1,0

Tab.17 - Tlakové ztráty při průchodu ventilem Z2FS10 5-3X

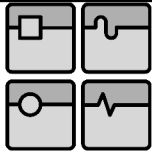
		Křivka	Ztráta $\Delta p$ [bar]	Ztráta $\Delta p$ [MPa]
Otevřít		1	4	0,4
Zavřít		1	3	0,3

Tlakové ztráty při ovládání v obvodu hradítka dle Obr. 43 budou při otevírání 0,8 MPa a při zavírání 1,3 MPa.

#### b) Návrh pro obvod (logické ventily)

Směr pohybu lineárního hydromotoru hradítka bude řízen pomocí dvou kombinací logických ventilů 4.6; 4.12 a 4.3; 4.9 o světlosti DN 16 (Příloha č. 8), které jsou řízeny víky osazenými šoupátkovými rozvaděči DN6. V základní poloze jsou ventily uzavřeny, stav je ekvivalentní středové poloze třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 43. Otevření hradítka bude realizováno vysunutím pístnice hydromotoru, když dojde k sepnutí pilotních ventilů 4.4 a 4.10. Tím dojde k otevření logického ventilu 4.6, kterým je tlaková kapalina vpouštěna z větve P do lineárního hydromotoru. Přes logický ventil 4.12 pak z druhého pracovního prostoru hydromotoru vytéká kapalina do odpadní větve T. Zavření hradítka pak bude probíhat při sepnutí pilotních ventilů 4.1 a 4.7. Tyto funkce jsou ekvivalentní krajním polohám pístku třípolohového šoupátkového rozvaděče na Obr. 43. Rychlost pohybu lineárních hydromotorů bude řízena vybavením logických ventilů 4.3 a 4.12 ovládacími víky s omezením zdvihu, které zajistí funkci ekvivalentní škrticímu ventilu.

Pro případ, kdy by z nějakého důvodu selhalo otevření ventilu 4.12, byl obvod doplněn o vestavný přímo řízený pojistný ventil DBDS 10 (Příloha 9).



Tab.18 - Tlakové ztráty při průchodu logickým ventilem LC16 (viz Obr. 36)

Ventil	Průtok [l.min-1]	Ztráta na pružině kx[MPa]	Křivka	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [bar]	Ztráta na ventilu $\Delta p$ [MPa]
4.3	150	0,2	NG16	2,0	0,20
4.6	104	0,2	NG16	1,0	0,10
4.9	83	0,2	NG16	1,0	0,10
4.12	45	0,2	NG16	0,5	0,05

Výpočet tlakových ztrát při otevření hradítka (viz Tab. 6 a Tab.18):

$$\Delta p = \left( (\Delta p_{4.12} + \Delta p_x) \cdot \left( \frac{S}{\Delta S} \right) \right) + (\Delta p_{4.6} + \Delta p_x) \quad [MPa] \quad (47)$$

$$\Delta p = \left( (0,05 + 0,2) \cdot (1,96) \right) + (0,1 + 0,2) \quad (48)$$

$$\Delta p = 0,80 \text{ MPa}$$

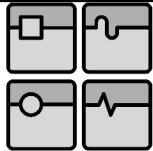
Výpočet tlakových ztrát při zavření hradítka (viz Tab. 6 a Tab.18):

$$\Delta p = \left( \frac{(\Delta p_{4.3} + \Delta p_x)}{\left( \frac{S}{\Delta S} \right)} \right) + (\Delta p_{4.9} + \Delta p_x) \quad (49)$$

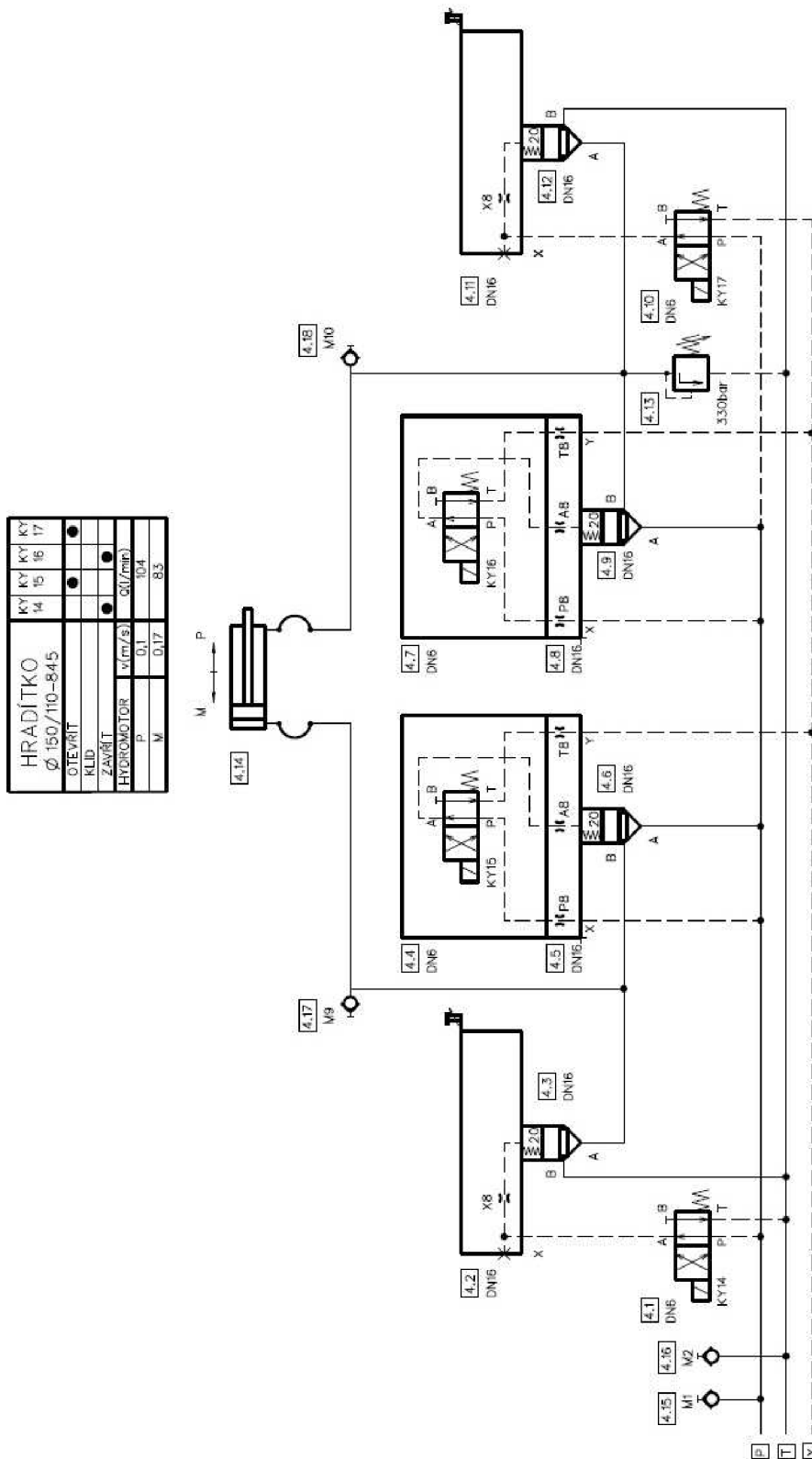
$$\Delta p = \left( \frac{(0,2 + 0,2)}{(1,96)} \right) + (0,1 + 0,2) \quad (50)$$

$$\Delta p = 0,50 \text{ MPa}$$

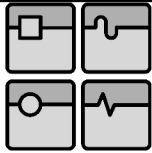
Celková tlaková ztráta na logických ventilech při otevření hradítka v obvodu dle Obr. 44 dosáhne hodnoty 0,80 MPa a při zavření potom dosáhne hodnoty 0,50 MPa.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr.44 - Okruh ovládání hradítka - provedení pomocí logických ventilů



## 7. POTRUBÍ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

Potrubí slouží k propojení jednotlivých částí hydraulického pohonu, vedení hydraulické kapaliny a přenosu energie. Vnitřní rozměr potrubí, tzv. světlost je určena průtokem a fyzikálními vlastnostmi hydraulické kapaliny. [14]

Výpočet světlosti potrubí bude proveden v souladu s doporučenými hodnotami rychlosti proudění .

Tab.19 - Doporučené hodnoty rychlosti proudění v potrubí [14]

	Sací potrubí	Tlakové potrubí	Odpadní potrubí
$v_p$ [m.s <sup>-1</sup> ]	1,2	6	3

Doporučené hodnoty platí pro hydraulickou kapalinu viskozitní třídy ISO VG46

Výpočet světlosti potrubí:

$$Q = v \cdot S \rightarrow v = \frac{Q}{S} \quad (51)$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (52)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \pi}} [\text{m}] \quad (53)$$

Výpočet světlosti sacího potrubí čerpadla:

$$D_{HGS} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{71}}{v_p \cdot \pi}} \quad (54)$$

$$D_{HGS} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,73 \cdot 10^{-3}}{1,2 \cdot \pi}} = 0,0427\text{m} = 42,7\text{mm}$$

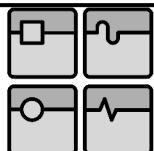
Jmenovitá světlost sacího potrubí čerpadla bude zvolena DN50.

Výpočet světlosti výtlačného potrubí čerpadla:

$$D_{HGP} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{71}}{v_p \cdot \pi}} \quad (55)$$

$$D_{HGP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,73 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot \pi}} = 0,019\text{m} = 19\text{mm}$$

Jmenovitá světlost výtlačného potrubí čerpadla bude zvolena DN25.



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

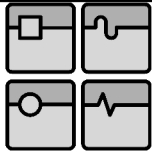
Protože větve potrubí A i B jednotlivých funkcí rozvodného bloku slouží střídavě jako tlakové nebo odpadní potrubí, bude pro výpočet hodnota doporučené rychlosti pro odpadní potrubí. Světlost potrubí pro jednotlivé funkce bude spočítána analogicky podle vzorce (53).

Tab.20 - Světlosti potrubí jednotlivých funkcí

Funkce	Potrubní větev	$Q_{max}$ [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]	Vnitřní průměr [m]	Světlost
Víko	A	0,0030	0,0357	DN40
	B	0,0018	0,0274	DN32
Zámky	A	0,0002	0,0086	DN10
Předlis	A	0,0035	0,0383	DN40
	B	0,0013	0,0237	DN25
Dolis	A	0,0035	0,0383	DN40
	B	0,0013	0,0237	DN25
Hradítko	A	0,0025	0,0327	DN40
	B	0,0015	0,0252	DN32

V potrubí při proudění kapaliny dochází stejně jako při průchodu ventily k průtokovým ztrátám. Délka i tvar potrubí v obou variantách řešení, šoupátkovými rozvaděči i logickými ventily, bude shodná a tedy i ztráty v potrubí budou uvažovány stejné.





## 8. ZHODNOCENÍ VARIANT ŘEŠENÍ

Aby bylo možné vybrat vhodnější variantu ventilového řízení, bylo provedeno srovnání tlakových ztrát, ke kterým dochází na jednotlivých funkcích (Tab. 21). Veličina  $\Delta p_z$  vyjadřuje rozdíl ztrát obvodu realizovaného šoupátkovými ventily a obvodu složeného z logických ventilů. Z přehledu je patrné, že z hlediska je ztrát je řešení logickými ventily výhodnější.

Tab. 21 - Přehled tlakových ztrát prouděním

Funkce		$\Delta p$ pro variantu obvodu [MPa]		$\Delta p_z$ [MPa]
		Nadstavné v.	Logické v.	
Víko	Otevřít	1,40	1,35	0,05
	Zavřít	1,05	0,47	0,58
Předlis	Vpřed	1,05	0,43	0,62
	Vzad	3,00	1,72	1,28
Dolis	Vpřed	1,05	0,43	0,62
	Vzad	3,00	1,72	1,28
Hradítko	Otevřít	0,80	0,80	0,00
	Zavřít	1,30	0,50	0,80

Velikost tlakových ztrát má vliv na velikost ztrátového výkonu  $P_z$ , který vyjadřuje množství energie, která je spotřebována na kompenzaci ztrát při proudění tlakové kapaliny ventily.

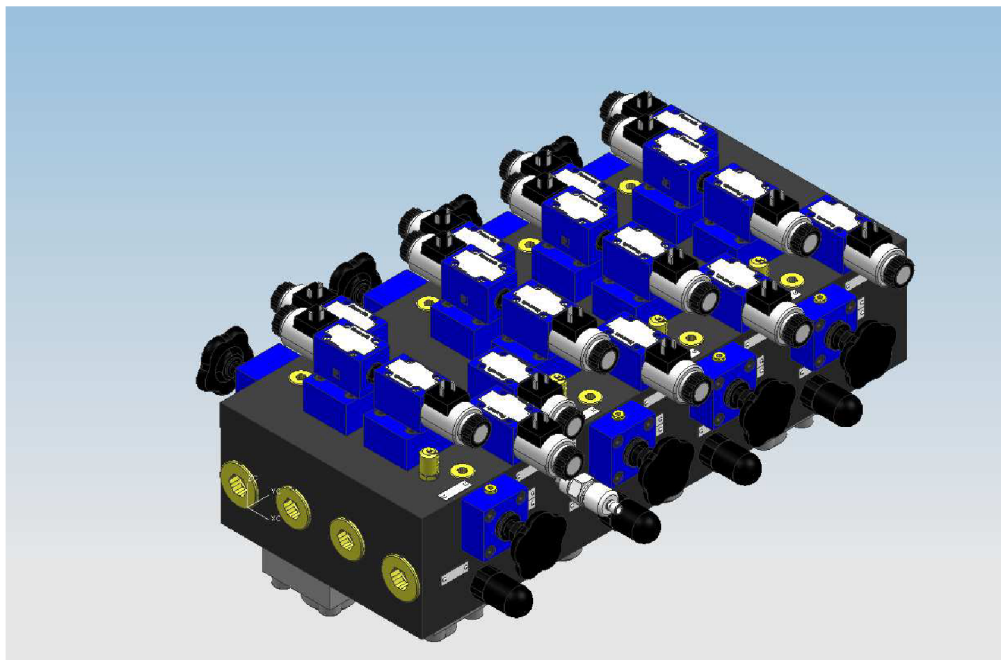
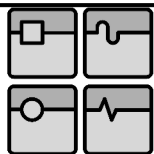
$$P_z = \Delta p \cdot Q \text{ [W]} \quad (56)$$

V krajních případech tak volbou řešení pomocí logických ventilů dojde teoreticky ke snížení ztrátového výkonu až o 4 kW.

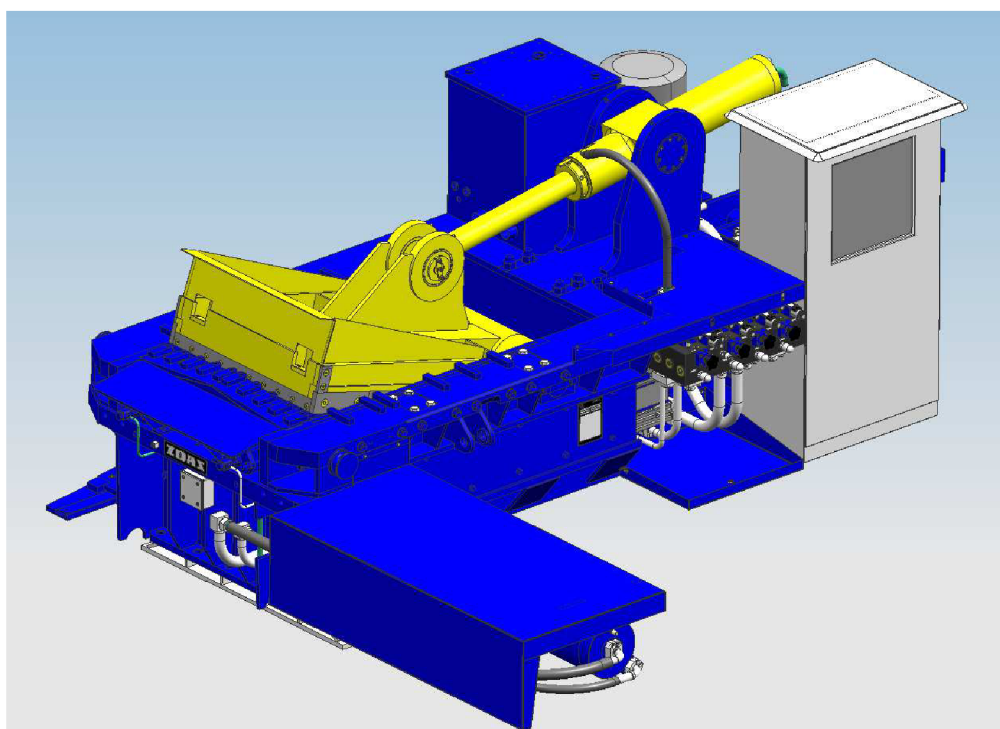
Mezi další výhody řešení hydraulických obvodů logickými ventily patří více možností řízení, kdy bylo možné realizovat funkci rychloposuvu pro lineární hydromotor předlisu a dolisu bez nutnosti, na rozdíl od šoupátkového obvodu, přidat do obvodu další ventil. Dále je u logických ventilů možné optimalizovat přechodové stavy. U šoupátkových rozvaděčů je sekvence otevírání dána pevnou mechanickou vazbou.

Z hlediska údržby a množství náhradních dílů jsou logické ventily také výhodnější, neboť jsou vzájemně zaměnitelné a lze je snáze vyměnit. Logické ventily jsou koncipovány pro možnost modulární nástavby řídicích vík a pilotních ventilů, které snadno mohou měnit funkce logických ventilů.

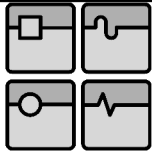
Na základě zhodnocení jednotlivých variant byla pro další kroky návrhového procesu zvolena varianta rozvodného ventilového bloku s logickými ventily.



Obr.45 - Rozvodný ventilový blok - varianta řešení s logickými ventily



Obr.46 - Paketovací lis CPB 100, pohled na umístění rozvodného bloku



## 9. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout nový koncept hydraulického pohonu pro paketovací lis CPB tak, aby splňoval zadané parametry. Stávající pohon byl navržen v 80. letech minulého století a reflektuje tehdejší stav techniky používané v hydraulice. Od doby svého vzniku byl pouze výjimečně modifikován z důvodů nedostupnosti náhradních komponentů.

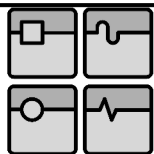
Byl proveden rozbor pracovního cyklu stroje a na základě výkonových parametrů bylo navrženo několik možností volby regulačního hydrogenerátoru a asynchronního elektromotoru. Kombinace, která byla zvolena jako nejvhodnější, by měla na základě teoretických předpokladů snížit délku pracovního cyklu a tím zvýšit produkci stroje oproti původnímu řešení. Současně však v novém konceptu došlo k navýšení instalovaného příkonu, který však bude efektivněji využit.

Následoval návrh dvou možných variant ventilového řízení stroje - první spočíval ve využití nadstavných a šoupátkových ventilů, druhý uvažoval s využitím logických ventilů. Po výpočtu průtokových charakteristik hydraulického obvodu bylo pro návrh obou alternativních řešení vypracováno podrobné porovnání tlakových ztrát. Vzhledem ke snaze o energeticky nejefektivnější provoz zařízení, byl jako rozhodovací kritérium pro volbu výsledné varianty zvolen ztrátový výkon. Po jeho vyhodnocení bylo jako energeticky výhodnější řešení zvoleno provedení používající logických ventilů.

Zvolené řešení bylo následně detailněji zpracováno. Po určení typů a světlostí hydraulických prvků bylo vypracováno hydraulické schéma a k němu příslušející seznam hydraulických prvků. Dále bylo provedeno vypracování funkčního diagramu řízení, který podrobně popisuje vztahy mezi řízením jednotlivých funkcí. [17]

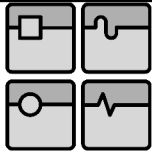
Na závěr byla provedena konstrukce rozvodného ventilového bloku a vytvořen jeho sestavný výkres s kusovníkem. Tato návrhová dokumentace dále zpracovaná do formy výrobní dokumentace umožní výrobu prototypu hydraulického rozvodného bloku zařízení.

Alternativním řešením pohonu paketovacího lisu CPB by v budoucnu mohla být progresivní koncepce servohydrogenerátorů, která je však v současnosti v implementační fázi a její praktická aplikace není ověřena.



## 10. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] JOHN, Miloslav a Ing. Jiří KSANDR. *Zpracování ocelového amortizačního šrotu*. SNTL/Alfa, 1983.
- [2] WORLDSTEEL ASSOCIATION. *Worldsteel association: Statistics* [online]. 2012 [cit. 2012-12-06]. Dostupné z: <http://www.worldsteel.org/>
- [3] BŘEZINA, Jaroslav a Jiří BAŽAN. *ŠROT – DŮLEŽITÝ ZDROJ ŽELEZNÉ SUBSTANCE PRO VSÁZKU VE VÝROBĚ OCELI*. In: [online]. [cit. 2012-12-06]. Dostupné z: [http://www.metal2012.com/files/proceedings/metal\\_04/papers/141.pdf](http://www.metal2012.com/files/proceedings/metal_04/papers/141.pdf)
- [4] RUF, Roland. *Briketování třísek přináší úspory*. [online]. [cit. 2012-12-08]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/briketovani-trisek-prinasi-uspory.html>
- [5] *Alligator shear*. *Wikipedia* [online]. 2012 [cit. 2013-01-13]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Alligator\\_shear](http://en.wikipedia.org/wiki/Alligator_shear)
- [6] *Recycled art* [online]. 2012 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: <http://scrap-metal-art.blogspot.cz/2012/05/why-is-scrap-metal-art-gaining-immense.html>
- [7] *Stainless scrap* [online]. 2012 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: [http://www.stainlesssteelscrap.com/a2b2\\_304stainlessscrap.html](http://www.stainlesssteelscrap.com/a2b2_304stainlessscrap.html)
- [8] *Gayathri steels* [online]. 2012 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: <http://www.gayathristeels.co.in/sm.php?subtype=MeltingScarps>
- [9] *Streetcars in North America* [online]. 2013 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Streetcars\\_in\\_North\\_America](http://en.wikipedia.org/wiki/Streetcars_in_North_America)
- [10] *Union steel* [online]. 2010 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: [http://www.unionsteel.com.sg/our\\_business\\_metal\\_test.html](http://www.unionsteel.com.sg/our_business_metal_test.html)
- [11] *Scrap cutter* [online]. 2012 [cit. 2013-02-10]. Dostupné z: <http://www.docstoc.com/docs/39613215/Scrap-Cutter---Patent-4727786>
- [12] BOSCH REXROTH. *Hydraulic cylinder: RE 17335/07.12*. 2012.
- [13] REXROTH BOSCH GROUP. *Fluidní technika: Průmyslová hydraulika základy*. Brno, 2012.



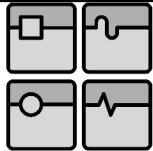
[14] FAATZ, FEICHT, GEIS, MORLOK a WIESMANN. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. ISBN 3-8023-02664.

[15] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987

[16] *Der Hydraulik Trainer, Band 4: Technik der 2-Wege-Einbauventile*. 1. vyd. Lohr am Main: Mannesman Rexroth GmbH, 1990. ISBN 3-8023-0291-5.

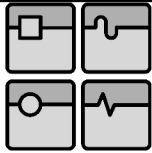
[17] SCHMID, Dietmar. *Řízení a regulace pro strojírenství a mechatroniku*. 1. vyd. Překlad Jiří Handlíř. Praha: Europa-Sobotáles, 2005, 420 s. ISBN 80-867-0610-9.

Firemní a podniková literatura



## 11. SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

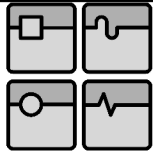
$D_1$	[m]	průměr pístu hydromotoru víka
$D_2$	[m]	průměr pístu hydromotoru předlisu
$D_3$	[m]	průměr pístu hydromotoru dolisu
$D_4$	[m]	průměr pístu hydromotoru hradítka
$D_{dA}$	[m]	světlost potrubí dolisu
$D_{dB}$	[m]	světlost potrubí dolisu
$D_{hA}$	[m]	světlost potrubí hradítka
$D_{hB}$	[m]	světlost potrubí hradítka
$D_{HGP}$	[m]	světlost výtlačného potrubí hydrogenerátoru
$D_{HGS}$	[m]	světlost sacího potrubí hydrogenerátoru
$D_i$	[m]	průměr pístu
$D_{pA}$	[m]	světlost potrubí předlisu
$D_{pB}$	[m]	světlost potrubí předlisu
$D_{vA}$	[m]	světlost potrubí víka
$D_{vB}$	[m]	světlost potrubí víka
$D_z$	[m]	světlost potrubí zámků
$F$	[N]	síla
$F_L$	[N]	síla od pístu hydromotoru
$F_{LR}$	[N]	síla od pístu hydromotoru při rychloposuvu
$F_N$	[N]	jmenovitá lisovací síla
$F_v$	[N]	požadovaná síla od hydromotoru víka
$F_z$	[N]	síla od mezikruží hydromotoru
$P$	[kW]	výkon elektromotoru
$p_{DBW}$	[Pa]	pojistný tlak ventilu DBW
$p_{p1}$	[Pa]	pracovní tlak hydromotoru víka
$p_{p2}$	[Pa]	pracovní tlak hydromotoru předlisu
$p_{p3}$	[Pa]	pracovní tlak hydromotoru dolisu
$p_{pi}$	[Pa]	pracovní tlak
$P_z$	[W]	ztrátový výkon
$Q$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok
$Q$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok dodávaný hydrogenerátorem
$Q_{11}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst hydromotoru víka
$Q_{11R}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst při rychloposuvu
$Q_{12}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na mezikruží hydromotoru víka
$Q_{13}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst zámků
$Q_{18,5}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok od hydrogenerátoru s motorem 18,5 kW
$Q_{21}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst hydromotoru předlisu
$Q_{21R}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst při rychloposuvu
$Q_{22}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na mezikruží hydromotoru předlisu
$Q_{22}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok od hydrogenerátoru s motorem 22 kW
$Q_{31}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst hydromotoru dolisu
$Q_{31R}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst při rychloposuvu
$Q_{32}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na mezikruží hydromotoru dolisu
$Q_{41}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst hydromotoru hradítka



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

$Q_{42}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na mezikruží hydromotoru hradítka
$Q_{71}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok od hydrogenerátoru
$Q_{DBW}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	maximální povolený průtok ventilem DBW
$Q_{i1}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst
$Q_{i2}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na mezikruží
$Q_{ijR}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst při rychloposuvu
$Q_{iR}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtok na píst při rychloposuvu
$Q_{max}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	nejvyšší hodnota průtoku
$S_1$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru víka
$S_2$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru předlisu
$S_3$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru dolisu
$S_4$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru hradítka
$S_5$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru zámků
$S_i$	$[m^2]$	plocha pístu hydromotoru
$s_i$	$[m^2]$	plocha pístonice hydromotoru
$V$	$[dm^3]$	objem
$v_{11}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{12}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{13}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{21}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{21}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru při rychloposuvu
$v_{22}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{31}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{32}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{41}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$v_{42}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$V_g$	$[m^3]$	geometrický objem hydrogenerátoru
$V_{HM}$	$[m^3]$	objem hydromotoru
$v_{ij}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pohybu hydromotoru
$V_N$	$[m^3]$	objem nádrže
$v_p$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudění v potrubí
$\Delta p$	[MPa]	tlaková ztráta
$\Delta p_z$	[MPa]	rozdíl tlakových ztrát
$\Delta S_i$	$[m^2]$	plocha mezikruží hydromotoru
$\Delta S_i$	$[m^2]$	plocha mezikruží hydromotoru víka
$\Delta S_i$	$[m^2]$	plocha mezikruží hydromotoru předlisu
$\Delta S_i$	$[m^2]$	plocha mezikruží hydromotoru dolisu
$\Delta S_i$	$[m^2]$	plocha mezikruží hydromotoru hradítka
$\mu_t$	[%]	celková účinnost hydrogenerátoru
$\mu_v$	[%]	objemová účinnost hydrogenerátoru
$\rho$	$[t \cdot m^{-3}]$	hustota paketu

Význam dalších zkratk a označení uveden přímo v textu.



## 12. SEZNAM PŘÍLOH

Upozornění: Přílohy č.1 až č.10 jsou přiloženy pouze v elektronické podobě.

Příloha č. 1 - Katalogový list regulačního axiálního hydrogenerátoru A4VSO71

Příloha č. 2 - Katalogový list elektromotoru 22 kW

Příloha č. 3 - Katalogový list výkonové regulace hydrogenerátorů A4VSO

Příloha č. 4 - Katalogový list pojistného ventilu DBW

Příloha č. 5 - Katalogový list šoupátkového rozvaděče 4WE 10

Příloha č. 6 - Katalogový list zpětného ventilu Z2FS10

Příloha č. 7 - Katalogový list šoupátkového rozvaděče 4WE 6

Příloha č. 8 - Katalogový list dvoucestných vestavných ventilů a ovládacích vík

Příloha č. 9 - Katalogový list pojistných ventilů DBD

Příloha č. 10 - Katalogový list zpětného ventilu Z2S

Příloha č. 11 - Hydraulické schéma č.v. HS-3-001 (5 listů)

Příloha č. 12 - Seznam hydraulických prvků č.v. SHP-4-001

Příloha č. 13 - Funkční diagram řízení č.v. FDR-2-001

Příloha č. 14 - Sestavný výkres rozvodného bloku č.v. V-0-001