



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## POHON SÉRIOVÝM ZAPOJENÍM ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ

DRIVE SYSTEM BY SERIAL CONNECTION OF ROTARY HYDROMOTORS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Pokorný

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2017

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Pavel Pokorný</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jiří Omes, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2016/17

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

## Pohon sériovým zapojením rotačních hydromotorů

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sériově zapojené rotační hydromotory slouží k pohonu cévových kol kovacího manipulátoru. Kovací manipulátor je zařízení, které výrazně zvyšuje produktivitu a kvalitu v oblasti volného kování. Vedle vlastního procesu manipulace s ingotem a výkovkem po celou dobu kování jsou manipulátory zařazovány do integrovaného kovacího souboru.

Technické parametry QKK 100:

Nosnost 1000 kN

Klopný moment 2500 kNm

Max. rychlost pojezdu 40 m/min

### Cíle diplomové práce:

Navrhnout optimalizované seriové zapojení rotačních hydromotorů pojezdu kovacího manipulátoru QKK 100

- Analýza problematiky
- Návrh zapojení, výpočty základních parametrů
- Identifikace potenciálních kritických stavů
- Modifikace zapojení s ohledem na eliminaci kritických stavů
- Optimalizace funkce

### Seznam doporučené literatury:

CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.

CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy II. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-297-5.

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů

Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium . Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.

PIVOŇKA, Josef. Tekutinové mechanismy. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

REXROTH BOSCH GROUP. Fluidní technika: Průmyslová hydraulika základy. Brno, 2012.

ČSN 210001: 1996 Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Práce se zabývá problematikou velkokapacitní manipulace s velkými výkovky za pomoci kovacího manipulátoru. Popisuje současné techniky řešení, jejich charakteristiky, výhody a nevýhody. Na základě analýzy těchto technik práce představuje návrh zapojení hydraulického obvodu pro pohon pojezdových cévových kol kovacího manipulátoru QKK 100 firmy ŽĎAS a.s. se zaměřením na jednoduchost, bezporuchový provoz, efektivnost, ekonomičnost, změnu rychlosti a kroutícího momentu a možnosti modifikací dle aktuálního zatížení.

## **ABSTRACT**

The thesis deals with the problem of large-capacity manipulation of large forgings with forging manipulator. It describes current techniques, their characteristics, advantages and disadvantages. Based on the analysis of these techniques, the thesis introduces design of the connection of the hydraulic circuit for the drive of the traveling traction wheels of the forging manipulator QKK 100 by ŽĎAS a.s. focusing on simplicity, trouble-free operation, efficiency, economy, change of speed and torque, and possibility of modification according to the current load.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Rotační hydromotor, zapojení rotačního hydromotoru, kritické stavy rotačních hydromotorů, optimalizace zapojení rotačních hydromotorů, kovací manipulátor, QKK 100, volné kování, sériové zapojení, řazení hydromotorů, ztráty na hydromotorech, pohon kovacího manipulátoru.

## **KEYWORDS**

Rotary hydromotor, connection of rotary hydromotor, critical conditions of rotary hydromotors, optimization of connection of rotary hydromotors, forging manipulator, QKK 100, free forging, serial connection, ordering of hydromotors, hydraulic fluid losses, drive of forging manipulator.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

POKORNÝ, P. *Pohon sériovým zapojením rotačních hydromotorů*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2017, 63 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. a dále Ing. Jiřímu Tlustošovi za spoustu užitečných rad a za pomoc při zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, přítelkyni a známým za velkou podporu při studiu.





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese, Ph.D., odborných konzultací Ing. Jiřího Tlustoše a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23.5.2017

.....

Pokorný Pavel



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>MOTIVACE</b> .....	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b> .....	<b>19</b>
3.1	Tekutinové prvky .....	19
3.2	Hydraulické převodníky .....	19
3.2.1	Hydrogenerátory a rotační hydromotory .....	19
3.2.2	Přímočaré hydromotory .....	21
3.2.3	Motory s kyvným pohybem.....	22
3.3	Pohony strojů rotačními hydromotory .....	23
3.3.1	Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor .....	23
3.3.2	Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů .....	23
3.3.3	Více hydrogenerátorů a více hydromotorů.....	24
3.4	Novinky používané v hydraulických pohonech strojů .....	25
<b>4</b>	<b>SEZNÁMENÍ S PROBLEMATIKOU</b> .....	<b>27</b>
4.1	Kovací manipulátor.....	27
4.2	Dodatečné parametry .....	28
4.3	Zapojení hydromotorů .....	29
4.3.1	Paralelní zapojení hydromotorů (Obr. 15).....	30
4.3.2	Sériové zapojení hydromotorů (Obr. 16).....	30
4.3.3	Paralelní zapojení jedné nápravy (Obr. 17).....	31
<b>5</b>	<b>NÁVRH ZAPOJENÍ</b> .....	<b>33</b>
5.1	Sériový režim .....	34
5.2	Paralelní režim .....	34
5.3	Režim pohonu jedné nápravy .....	34
5.4	Režim zpětného chodu.....	34
<b>6</b>	<b>NÁVRH HYDROMOTORŮ</b> .....	<b>37</b>
6.1	Výpočet potřebných parametrů.....	37
6.1.1	Výpočet síly na jednom kole .....	37
6.1.2	Kroutící moment na 1 kole .....	37
6.1.3	Kontrola zrychlení: .....	37
6.2	Výpočet otáček hydromotoru.....	38
6.3	Výpočet kroutícího momentu na hydromotoru.....	38
6.4	Výpočet potřebného geometrického objemu za otáčku .....	38
6.4.1	Paralelní zapojení .....	38
6.4.2	Sériové zapojení .....	38
6.5	Výběr hydromotoru.....	39
6.5.1	Kontrola průtoku tlakového media hydromotorem .....	40
6.5.2	Celkový potřebný průtok tlakového media .....	40
<b>7</b>	<b>IDENTIFIKACE KRITICKÝCH STAVŮ</b> .....	<b>41</b>
7.1	Paralelní zapojení.....	41
7.1.1	Vliv objemové účinnosti.....	41
7.1.2	Vliv ztrát na vzdálenějších hydromotorech .....	41
7.2	Sériové zapojení.....	42
7.2.1	Teoretický tlakový a průtokový spád .....	42

7.2.2	Reálný průtokový spád.....	42
7.2.3	Reálný tlakový spád .....	43
7.3	Zapojení jedné nápravy .....	44
<b>8</b>	<b>MODIFIKACE ZAPOJENÍ A ELIMINACE KRITICKÝCH STAVŮ.....</b>	<b>45</b>
8.1	Připojení odpadní větve zpět do okruhu .....	45
8.2	Obtok motoru s regulačním ventilem proudu.....	45
8.3	Rozdílný převodový poměr .....	47
8.4	Použití regulačního hydromotoru .....	48
<b>9</b>	<b>OPTIMÁLNÍ MODIFIKACE ZAPOJENÍ.....</b>	<b>49</b>
9.1	Výběr vhodné varianty .....	49
9.2	Zapojení hydraulického obvodu .....	49
9.3	Použití rozváděcího hydraulického bloku .....	50
<b>10</b>	<b>PŘIPOJENÍ A UMÍSTĚNÍ POHONNÉHO ÚSTROJÍ .....</b>	<b>51</b>
<b>11</b>	<b>ZHODNOCENÍ A DISKUZE .....</b>	<b>53</b>
<b>12</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>55</b>
<b>13</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>57</b>
<b>14</b>	<b>SEZNAM TABULEK, OBRÁZKŮ, SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>59</b>
14.1	Seznam tabulek.....	59
14.2	Seznam obrázků.....	59
14.3	Seznam symbolů a zkratk .....	60
<b>15</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>63</b>

# 1 ÚVOD

Velkokapacitní manipulace s velkými výkovky představuje úlohu, jejíž efektivita je podmíněna mnoha faktory včetně rychlosti, energetické účinnosti a ceny výroby výkovků. Nejdříve byly používány speciální řetězové závěsy zavěšené na mostovém, nebo portálovém jeřábu. Takto řešená manipulace byla nebezpečná a zdlouhavá při upínání a také jednotlivé pohyby s polotovarem byly pomalé. Následkem bylo nevyužití kapacity kovacího lisu a zároveň neefektivnost z hlediska chladnutí polotovaru.

Zvyšující se nároky na vlastnosti manipulátorů daly podnět ke vzniku kovacích manipulátorů. Ty slouží pro manipulaci s polotovarem u kovacích lisů při volném kování velkých výkovků. Pohybují se po cévových kolejnicích s různým rozchodem dle nosnosti jednotlivých manipulátorů. V přední části mají umístěno úchopné rameno se dvěma prizmatickými čelistmi. Toto rameno je také hydraulicky ovládáno a umožňuje zvedání, natáčení a naklápění břemene. Tyto manipulátory pracují ve dvou režimech, a to v ručním a poloautomatickém. Při ručním ovládnutí ovládá operátor pohyb všech částí manipulátoru manuálně. Při poloautomatickém režimu se manipulátor pohybuje v předem naprogramované smyčce pohybů, které stroj kopíruje dle operátora. Veškeré komponenty těchto manipulátorů jsou hydraulicky poháněny. Pro pohon cévových kol jsou zde použity rotační hydromotory.

Rotační hydromotory se hojně používají v místech, kde je zapotřebí velkého kroutícího momentu a zároveň možnost využívat širokou škálu otáček, zejména velmi nízkých otáček. Dalším důvodem používání rotačních hydromotorů může být přítomnost dalších hydraulických komponent, tedy bude hydraulické čerpadlo využito pro pohon více komponent. Ve spoustě případů je využíván pohon všech komponent hydraulicky. V takovémto provedení je zde umístěn jeden zdroj tlakového media, který je řešen jako motor spojený s hydraulickým čerpadlem bez nutnosti dalších mechanických přípojení motoru se strojem. Poslední nemalá výhoda rotačních hydromotorů je jejich kompaktnost.

Aktuálně jsou již používány kovací manipulátory s nižšími kapacitami. Tyto jsou umístěny na cévových kolejnicích, se kterými jsou v záběru pomocí cévových kol. Každý manipulátor má jednu hnanou nápravu, tedy je zde použita jedna dvojice rotačních hydromotorů. Takto řízené manipulátory pracují stále pod maximálním tlakem a průtokem hydraulické kapaliny. Toto řešení je neefektivní, při nižších otáčkách dochází k potřebě přídavného chlazení, a tedy k maření energie. Pro potřebu malých manipulátorů je toto řešení dostatečné z hlediska jednoduchosti, nízkého příkonu elektrické energie apod. Pro pohon aktuálně řešeného manipulátoru je toto řešení již nedostatečné.

Při zvýšení kapacity manipulátoru je zapotřebí také zvýšit počet zubů na cévových kolech, které budou v záběru. Jedním řešením je použití jednoho páru velkých cévových kol, dalším je použití dvou nebo více párů poháněných cévových kol. Tímto dojde ke snížení namáhání cévových tyčí.



## 2 MOTIVACE

Cílem této práce je navrhnout co nejlepší možné zapojení hydraulického obvodu pro pohon pojezdových cévových kol kovacího manipulátoru QKK 100 firmy ŽĎAS a.s. s přihlédnutím na jednoduchost, bezporuchový provoz, efektivnost, ekonomičnost, změnu rychlosti, kroutícího momentu a možnosti modifikací dle aktuálního zatížení.

Kovací manipulátory jsou využitelné pro široké spektrum tvarů a velikostí ingotů. Většinu času jsou využívány pro manipulaci menších ingotů a pouze v malém počtu je využita celková kapacita. Vzhledem k tomu je pohon pouze jedním typem zapojení nejen neefektivní, ale pro velmi hmotné výkovky také nevyhovující. Při velké zátěži je třeba nejdříve velkého kroutícího momentu a nižších otáček k urychlení celé hmotnosti manipulátoru a břemene. Následně, kdy je souprava v pohybu, je třeba zvýšit otáčky kol. Toho docílíme změnou zapojení z paralelního na sériové. Vzhledem k tomu, že nelze měnit výkon rotačních hydromotorů, tímto snížíme kroutící moment. Díky této možnosti lze dosáhnout pohybu manipulátoru s využitím nižšího výkonu, tedy zde bude menší čerpadlo, elektromotor a v neposlední řadě také zdroj elektrické energie o nižším výkonu.

Návrh bude obsahovat tři typy režimů, které lze přepínat bez zastavení. První režim bude paralelní zapojení rotačních hydromotorů, tímto se bude manipulátor s břemenem urychlovat z klidového stavu. Druhým typem bude sériové zapojení rotačních hydromotorů, při tomto režimu se bude manipulátor pohybovat. Třetím typem bude „rychlloběh“ určený pro pohon manipulátoru bez břemena, tento bude realizován pohonem pouze jedné nápravy.

Výstupy práce budou zahrnovat výkresovou dokumentaci připojení rotačního hydromotoru k převodovému ústrojí a cévovému kolu, včetně umístění těchto komponent na manipulátoru, a dále výkres schématu zapojení hydraulických komponent.





## 3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Pro návrh je zapotřebí znalosti následujících norem:

ČSN ISO 5598 - Tekutinové systémy a prvky – Slovník

DIN ISO 1219 - Hydraulické symboly a značky

### 3.1 Tekutinové prvky

V tomto oboru se vyrábí velké množství komponent v různých provedeních, tvarech a velikostech. Většinou se jedná o typizované řady, které lze rozdělit do několika skupin [1]:

- Převodníky – převod energie z tlaku a průtoku tekutiny na mechanickou energii a naopak (hydrogenerátory, hydromotory)
- Řídicí prvky – řízení parametrů a směru průtoku kapaliny (ventily, rozvaděče)
- Pomocné prvky – prvky pro správnou funkci obvodu (nádrže, filtry, akumulátory)
- Speciální prvky – pro potřebné specifické účely (chladiče, tlumiče hluku, logické prvky)

Vzhledem k povaze zadané práce se tato kapitola bude nadále zabývat pouze hydraulickými převodníky a následně rotačními hydromotory a jejich zapojením do systému pohonu strojů.

### 3.2 Hydraulické převodníky

Dle ČSN 11 9000-83 do této skupiny spadají:

- Generátory
- Rotační motory
- Přímočaré motory
- Motory s kyvným pohybem

#### 3.2.1 Hydrogenerátory a rotační hydromotory

Hydrogenerátory a hydromotory se ve většině případů dají zaměnit, to znamená, že hydromotor dokáže pracovat jako hydrogenerátor při přivedení kroutícího momentu na výstupní hřídel. Jsou velmi kompaktní oproti elektromotorům nebo spalovacím motorům.

Lze je rozdělit do tří kategorií dle konstrukce:

- Zubové
- Lamelové
- Pístové

#### Zubové hydrogenerátory a hydromotory

Tyto motory pracují na principu ozubených kol, která do sebe musejí zabírat s co nejmenšími nepřesnostmi. Jsou velmi spolehlivé a pouze s minimální údržbou. Z hlediska konstrukce je lze rozdělit dle [1] na čtyři typy:

- S vnějším ozubením (Obr. 1a)
- S vnitřním ozubením (Obr. 1b)
- S orbitálním pohybem (Obr. 1c)
- Vřetenové (Obr. 1d)

## Lamelové hydrogenerátory a hydromotory

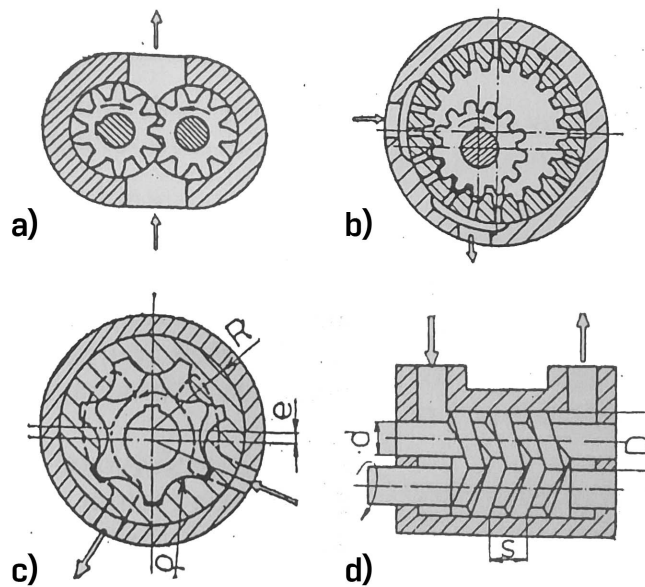
Tento typ se používá především v pneumatických mechanismech, kde je nutno je dodatečně mazat. Každý motor má na rotoru umístěny výsuvné lamely. Z hlediska konstrukce je lze rozdělit dle [1] na dva typy:

- S kruhovým statorem (Obr. 2a)
- S oválným statorem (Obr. 2b)

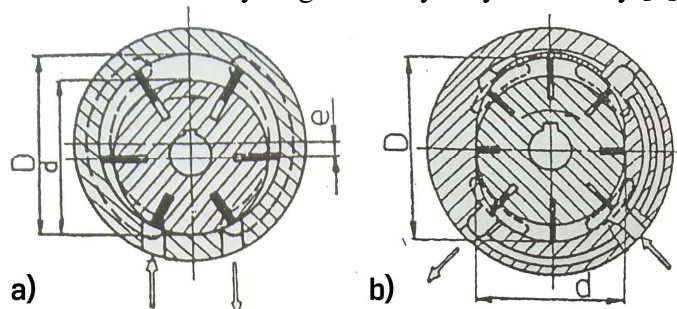
## Pístové hydrogenerátory a hydromotory

Tento typ se používá především pro hydraulické mechanismy díky tomu, že dokáží pracovat s vysokými tlaky a velkými kroutícími momenty. Z konstrukčního hlediska se člení na radiální a axiální a tyto dále na [1]:

- Radiální s vnitřním vedením pístů (Obr. 3a)
- Radiální s vnějším vedením pístů (Obr. 3b)
- Radiální s křivou oběžnou dráhou (Obr. 3c)
- Axiální s rozvodným čepem a nakloněnou deskou (Obr. 3d)
- Axiální s čelním rozvodem a nakloněnou deskou (Obr. 3e)
- Axiální s čelním rozvodem a nakloněným blokem (Obr. 3f)
- Řadové pístové hydrogenerátory (Obr. 3g)



Obr. 1: Zubové hydrogenerátory a hydromotory [1]

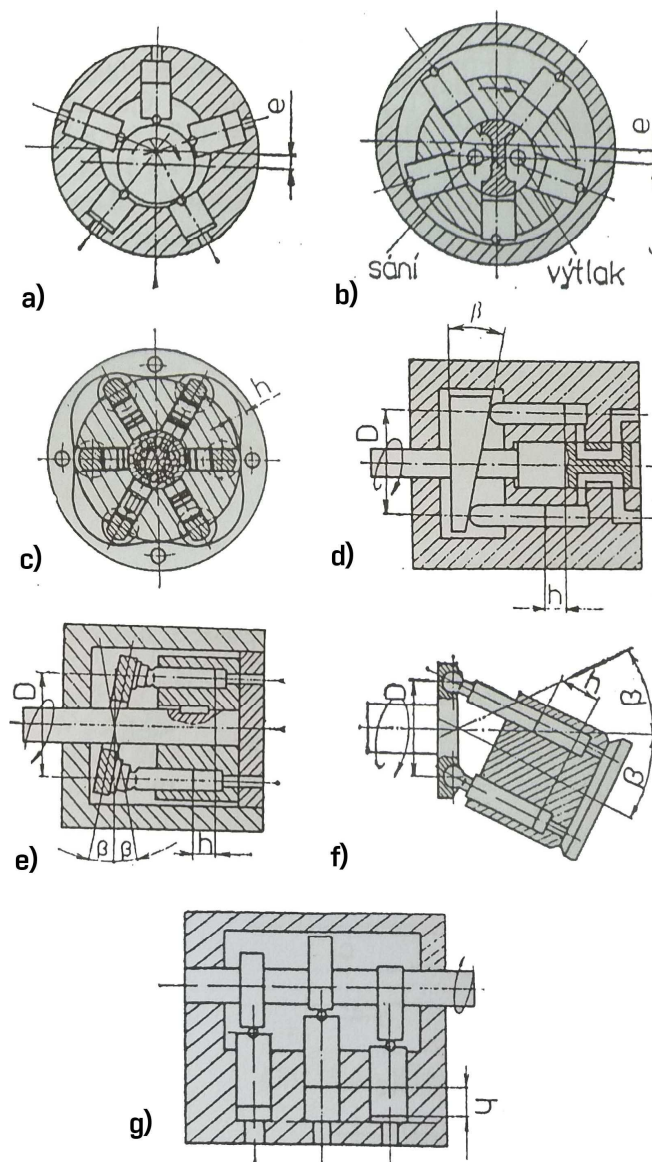


Obr. 2: Lamelové hydrogenerátory a hydromotory [1]

### 3.2.2 Přímocharé hydromotory

Nejpoužívanější prvek tekutinových mechanismů. Jejich výstupním parametrem je přímočarý pohyb. Jejich největší výhodou je dosažení velkých sil při poměrně malých rozměrech. Vyrábějí se v různých variantách, jejich kombinacích a modifikacích (dle [1]):

- Plunžrový (Obr. 4a)
- Jednochodý (Obr. 4b)
- Dvouchodý (Obr. 4c)
- Jednopístový (Obr. 4b)
- Dvoupístový (Obr. 4c)
- Teleskopický (Obr. 4d)
- S vratnou pružinou (Obr. 4e)
- Membránový (Obr. 4f)
- Bezpístový (Obr. 4g)



Obr. 3: Pístové hydrogenerátory a hydromotory [1]

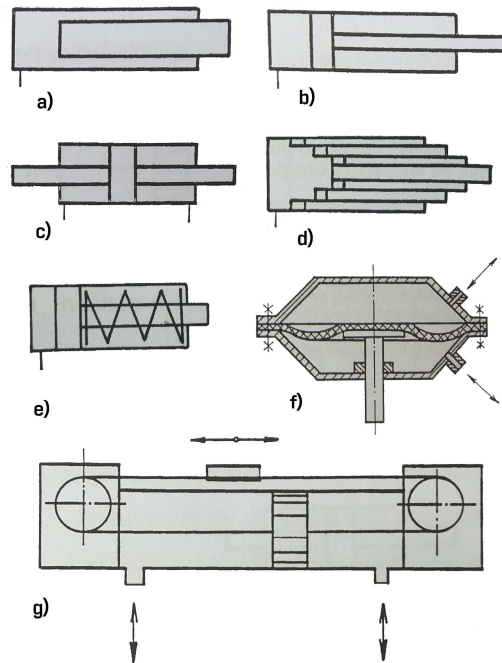
### 3.2.3 Motory s kyvným pohybem

U těchto motorů je dosaženo kyvného pohybu. Konstrukčně je lze rozdělit na lamelové a pístové s ozubením. Lamelové lze dále rozdělit dle [1] na:

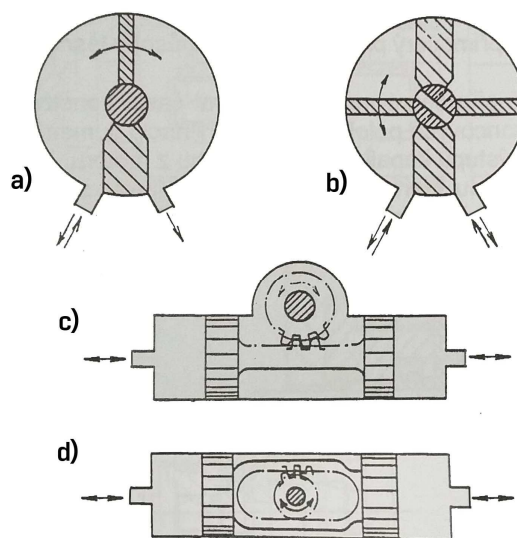
- jednočinné – jedna lamela (Obr. 5a)
- dvojčinné - dvě lamely (Obr. 5b).

Pístové s ozubením lze rozdělit dle typu převodu na:

- S vnitřním převodem (Obr. 5c)
- S vnějším převodem (Obr. 5d)



▪ Obr. 4: Přímočaré hydromotory [1]



Obr. 5: Motory s kyvným pohybem [1]

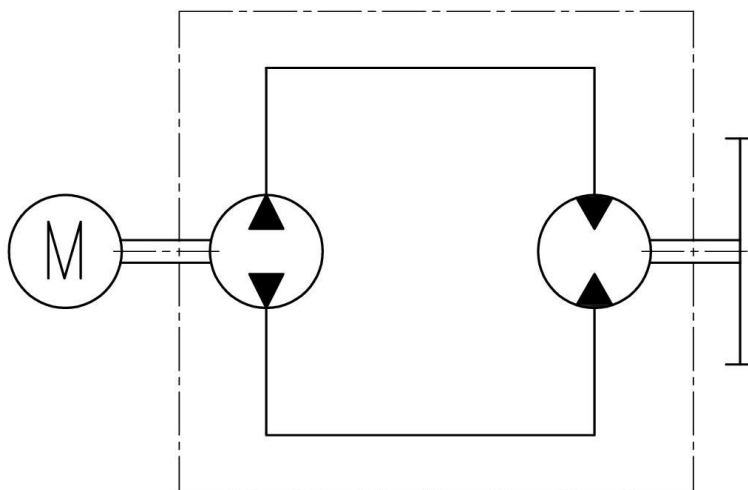
### 3.3 Pohony strojů rotačními hydromotory

Dle počtu použitých hydrogenerátorů a hydromotorů lze pohonné mechanismy rozdělit do skupin (dle [2]):

- Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor
- Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů
- Více hydrogenerátorů a více hydromotorů

#### 3.3.1 Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor

Tento typ pohonu je ze jmenovaných nejjednodušší. Skládá se z hydrogenerátoru, který je nejčastěji připojen k elektromotoru nebo spalovacímu motoru. Hydrogenerátor je propojen s rotačním hydromotorem pomocí hydraulického vedení (Obr. 6). Regulace otáček hydromotoru se provádí nejčastěji změnou otáček elektromotoru (spalovacího motoru), případně může být změna otáček řešena pomocí regulačního hydrogenerátoru či regulačního hydromotoru.



Obr. 6: Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor

#### 3.3.2 Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů

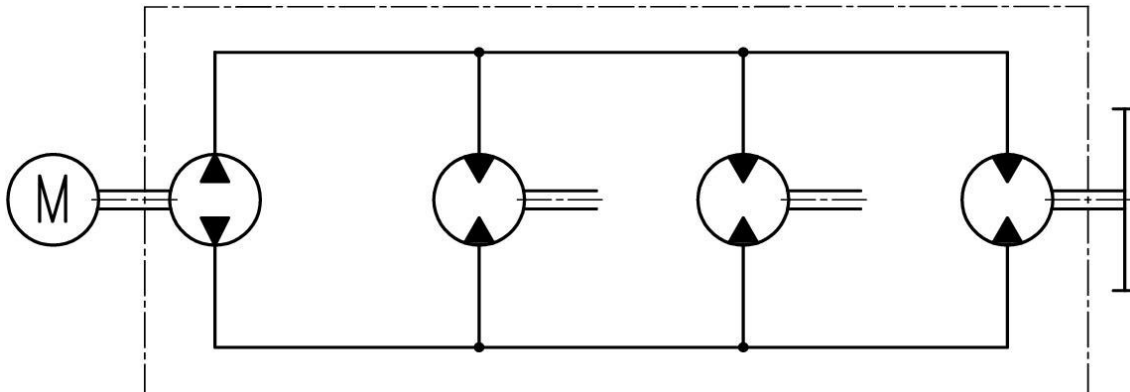
Koncepce tohoto typu pohonu spočívá v umístění jednoho centrálního hydrogenerátoru s elektromotorem (spalovacím motorem), který pohání pomocí hydraulického vedení veškeré hydromotory v systému. Jednotlivé hydromotory jsou uloženy na poháněných komponentech, nejčastěji s dodatečným mezipřevodem. Regulace otáček jednotlivých hydromotorů je zde obtížně realizovatelná a provádí se pomocí regulačních hydromotorů. [2]

Tento typ pohonu umožňuje dvě variace zapojení hydromotorů:

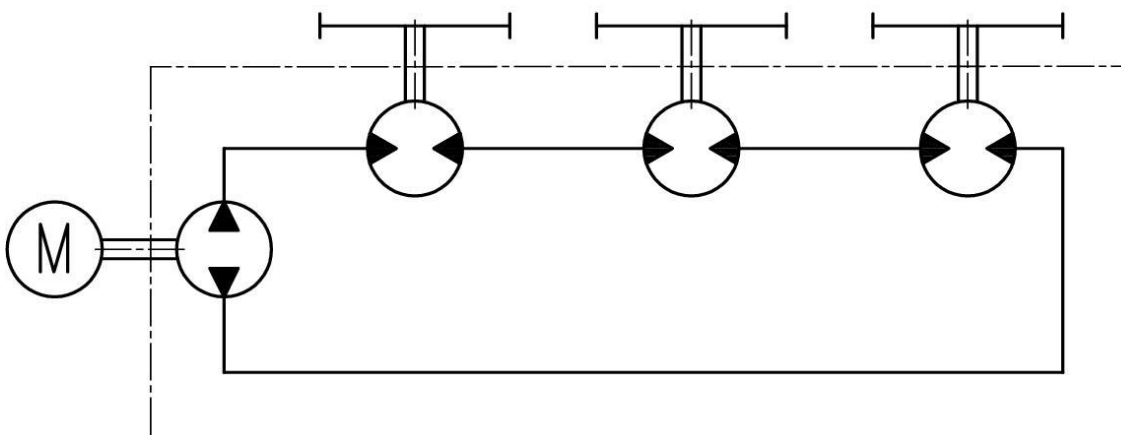
- Paralelní – hydraulické vedení je vedeno od hydrogenerátoru ke každému hydromotoru (Obr. 7). Každý hydromotor odebírá potřebný průtok kapaliny a jsou umožněny nestejně otáčky hydromotorů.
- Sériové – hydraulické vedení je vedeno od hydrogenerátoru do jednoho hydromotoru, z tohoto následně do dalšího atd. (Obr. 8). Vlivem hydraulického spádu se tlak od hydrogenerátoru rovnoměrně rozloží mezi jednotlivé hydromotory a zároveň jsou zajištěny stejné otáčky na všech hydromotorech.

### 3.3.3 Více hydrogenerátorů a více hydromotorů

Tento typ pohonu se od předchozího liší pouze použitím více hydrogenerátorů v soustavě. Použití se uplatňuje zejména v aplikacích, kde jsou velké vzdálenosti mezi hydromotory, a tedy by docházelo k velkým délkovým ztrátám v potrubí.



Obr. 7: Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů paralelně řazených



Obr. 8: Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů sériově řazených

### 3.4 Novinky používané v hydraulických pohonech strojů

Nejnovějším trendem v oblasti hydraulických pohonů je implementace elektrotechniky do komponent pro přesnější regulaci a řízení. [4]

Pro zlepšení řízení a regulace učinila například firma Parker Hannifin velký pokrok v oblasti elektronicky řízených pohonů čerpadel. Použitím AC měniče frekvence v kombinaci s asynchronním motorem lze dosáhnout velkých úspor energie a vysoké dynamiky systému. Tento pohon přiřazují k lamelovým a axiálním pístovým hydrogenerátorům. Pro řízení se používá speciální řídicí jednotka Compax. [3]



Obr. 9: Sestava čerpadla Parker [3]

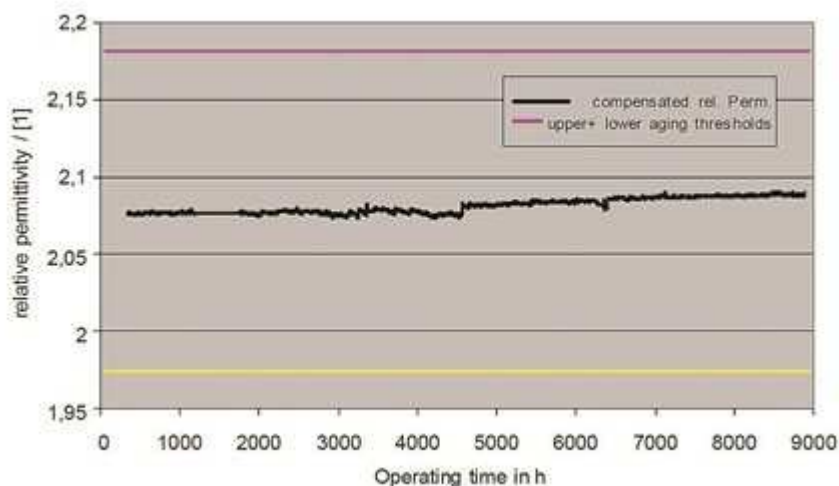
Dalším velkým moderním trendem je prodlužování životnosti hydraulického oleje. Pro tento účel společnost Argo-Hytos vyvinula monitorovací systém stavu kvality hydraulického oleje pomocí snímače LubCos H2Oplus II (Obr. 10), který v kombinaci s jejich novým filtračním systémem dokáže zvýšit životnost oleje až o 125 %.



Obr. 10: LubCos H2Oplus II [5]



Snímač dokáže měřit a ukládat základní parametry pro určení aktuálního stavu hydraulického oleje. Při každé výměně oleje naměří snímač referenční hodnoty, které při provozu následně porovnává s aktuálními. Díky ukládaným datům je tedy možné sledovat stárnutí oleje, obsah kyselin, permitivitu, teplotu apod. Příklad je zobrazen v grafu na Obr. 11, který zachycuje průběh měření relativní permitivity a její limitní hodnoty. Na základě těchto znalostí lze prodloužit interval výměny oleje, případně odhalit skrytou závadu. [5]



Obr. 11: Relativní permitivita oleje [5]

Efektivní řešení pro čištění již znečištěných systémů vyvinula firma MotulTech. Systémový čistič Rubric R-Clean, který se přidává do oleje až v koncentraci 20 % celkového objemu. Odstraňování kalů a usazenin probíhá za provozu stroje a není tedy nutná odstávka kvůli čištění a servisu. Na Obr. 12 je zachycen testovací ventil, který byl zařazen do okruhu na 1 000 hodin. Následně byl do hydraulické kapaliny přidán zmiňovaný čistič. Průběh je zachycen na Obr. 12 postupně zleva: před čištěním, po 1 hodině čištění, po 3 hodinách čištění, po 7 hodinách čištění. [6]



Obr. 12: Testovací ventil [6]

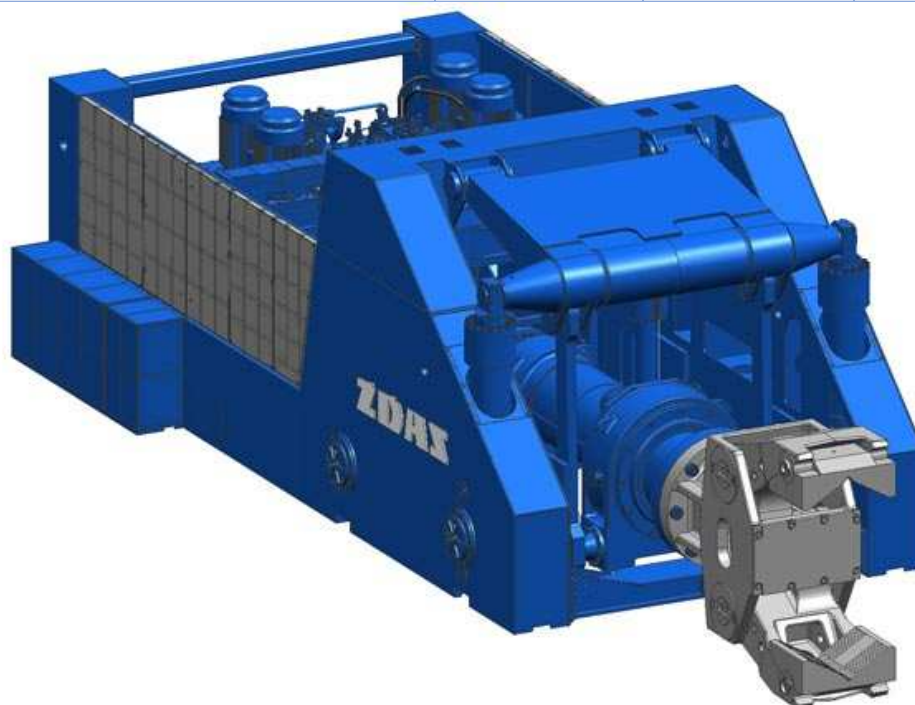
## 4 SEZNÁMENÍ S PROBLEMATIKOU

### 4.1 Kovací manipulátor

Zadaný kovací manipulátor je od firmy ŽŽAS a.s. Žďár nad Sázavou, typového označení QKK 100 (Obr. 13). Jeho parametry demonstruje Tab 1). Náplní diplomové práce je řešení pojezdu manipulátoru. Dalšími funkcemi manipulátoru jsou klopení a natáčení kleští.

Tab 1) Parametry kovacího manipulátoru QKK 100 [7]

	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Nosnost	$F_B$	1 000	kN
Klopný moment	$M_B$	2 500	kNm
Max. otáčky kleští	$n_B$	10	$\text{min}^{-1}$
Max. rychlost pojezdu	$v$	40	$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$
Výkon hlavních motorů	$P$	470	kW
Rozchod kolejí	$A$	5 200	mm
Upínací průměr min.	$d_{B\text{min}}$	800	mm
Upínací průměr max.	$d_{B\text{max}}$	2 150	mm
Výška kleští min.	$v_{B\text{min}}$	1 900	mm
Výška kleští max.	$v_{B\text{max}}$	3 300	mm
Celková délka	$U$	15 600	mm
Celková šířka	$V$	6 500	mm
Celková výška	$W$	7 650	mm



Obr. 13: Kovací manipulátor QKK [7]

## 4.2 Dodatečné parametry

Zde jsou shrnuty parametry, které budou potřebné k výpočtům, a zároveň je neobsahuje specifikace výrobce manipulátoru. Tyto informace jsou přehledně zpracovány do Tab 2). Pro podrobnější informace viz P1.

Specifikace pracovní kapaliny:      Hydraulický olej HLP 46 dle ISO 6743-4

Tab 2) Dodatečné parametry potřebné při výpočtech

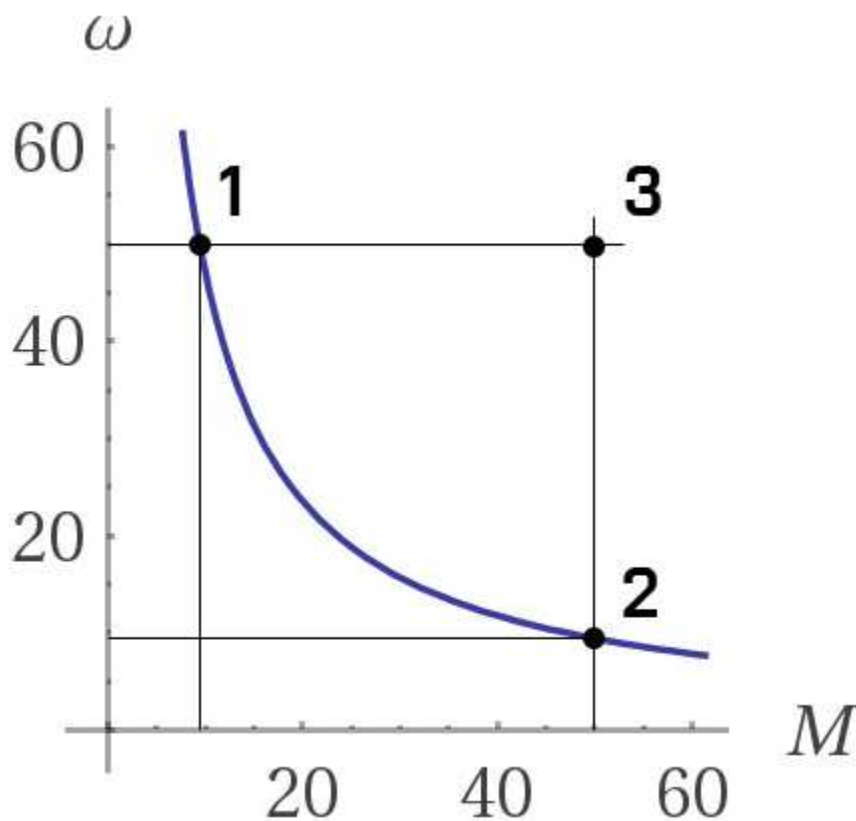
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
<b>Potřebná síla pro pohyb manipulátoru</b>	$F_t$	740	kN
<b>Hmotnost manipulátoru bez břemene</b>	$m_p$	$370 \cdot 10^3$	kg
<b>Hmotnost manipulátoru včetně břemene</b>	$m_c$	$470 \cdot 10^3$	kg
<b>Průměr poháněného kola</b>	$D_k$	1031,32	mm
<b>Převodový poměr</b>	$i$	250	--

### 4.3 Zapojení hydromotorů

Tento kovací manipulátor má celkově čtyři dvojice kol, kde poháněny jsou pouze 2 dvojice a zbylé 2 dvojice slouží k vedení manipulátoru a k přenosu síly od hmotnosti břemene. Kola jsou poháněna samostatně, tedy je ke každému kolu připojen jeden rotační hydromotor. Tyto hydromotory mají mnoho možností vzájemného zapojení. K nejvýhodnějším zapojením vzhledem k využitelnosti jsou paralelní a sériové zapojení, případně zapojení pohonu pouze na jedné nápravě.

Kovací manipulátor používá zdroj média o tlaku 20 MPa. Jeho maximální rychlost pojezdu je  $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Rotační hydromotory mají konstantní využitelný výkon  $P$  [W], který je závislý na kroutícím momentu  $M_k$  [N·m] a úhlové rychlosti  $\omega$  [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ] (rovnice (1)). Závislost průběhu této závislosti je zobrazen v grafu na Obr. 14. Zde je zakreslen bod číslo 1, který znázorňuje paralelní zapojení a bod číslo 2, který znázorňuje sériové zapojení hydromotorů. Je zřejmé, že pro pohon manipulátoru je vhodné jednotlivé režimy měnit dle aktuální potřeby z oblasti vyššího kroutícího momentu a nižších otáček do oblasti nižšího kroutícího momentu a vyšších otáček. Dále je v grafu vynesena bod 3, který znázorňuje adekvátní potřebný kroutící moment a otáčky při použití systému s možností pouze jednoho paralelního režimu. Tento by byl samozřejmě použitelný, ovšem bylo by zde zapotřebí výkonnějšího zdroje tlakového média.

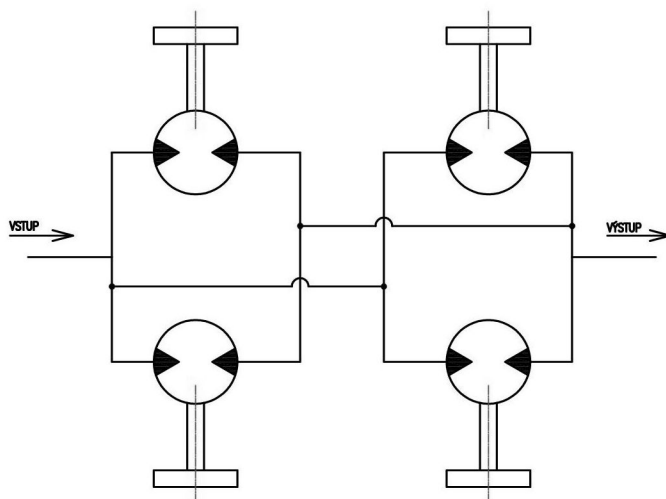
$$P = M_k \cdot \omega \quad (1)$$



Obr. 14: Závislost kroutícího momentu na úhlové rychlosti  
při konstantním výkonu (orientační)

### 4.3.1 Paralelní zapojení hydromotorů (Obr. 15)

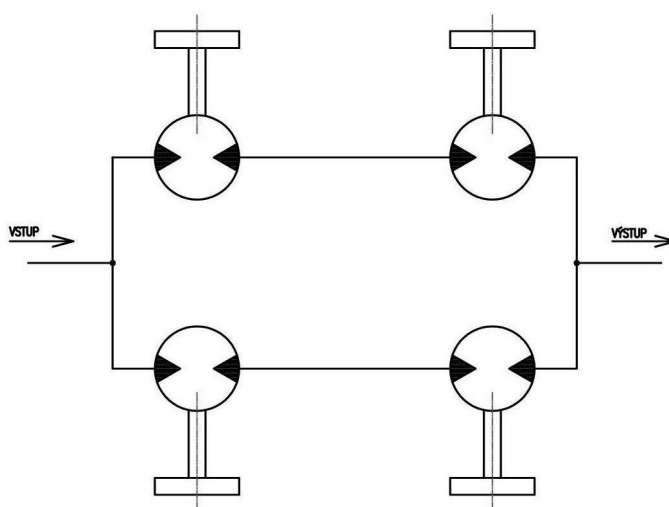
Při tomto typu zapojení dochází k využití největšího kroutícího momentu, jelikož na každém motoru je maximální vstupní tlak (20 MPa). Na úkor tohoto je při tomto zapojení možné využít pouze poloviční rychlosti pojezdu ( $20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ) oproti maximálním daným parametrům, kvůli rozdělení průtoku media do každého motoru zvlášť. Toto zapojení je tedy vhodné pro rozběh manipulátoru a zároveň pro pojezd manipulátoru při plném zatížení.



Obr. 15: Paralelní zapojení rotačních hydromotorů

### 4.3.2 Sériové zapojení hydromotorů (Obr. 16)

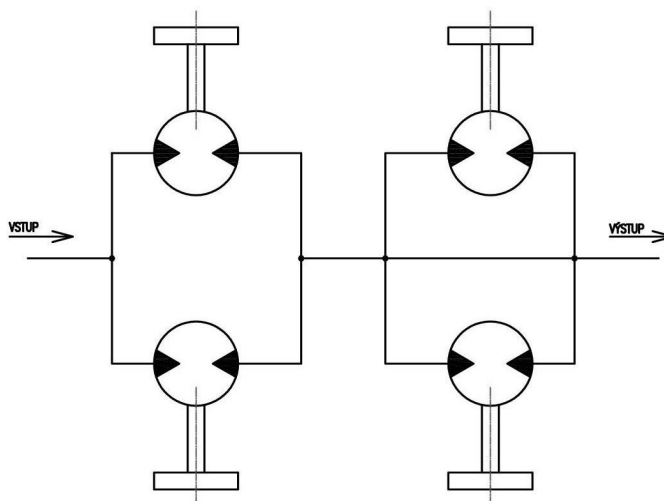
Při tomto zapojení lze využít plnou rychlost pojezdu ( $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ) díky rozdělení průtoku pouze do 2 větví. Zároveň je zde možno využít pouze poloviční kroutící moment, protože na každý motor ve větvi připadá polovina využitelného tlaku (10 MPa). Toto zapojení je tedy vhodné především k pohonu již pohybujícího se manipulátoru.



Obr. 16: Sériové zapojení rotačních hydromotorů

### 4.3.3 Paralelní zapojení jedné nápravy (Obr. 17)

Při tomto typu zapojení lze využívat obou výhod. Na obou poháněných hydromotorech jedné nápravy je vstupní tlak 20 MPa, a tedy nejvyšší možný krouticí moment. Zároveň lze využít plného průtoku media, a tedy plnou rychlost pojezdu ( $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ). Ovšem nevýhodou je poloviční styčná plocha poháněných kol s cévovou tyčí. Proto je toto zapojení vhodné zejména pro pohon manipulátoru bez zatěžujícího břemene, nebo pro manipulaci lehkých břemen.



Obr. 17: Paralelní zapojení jedné nápravy

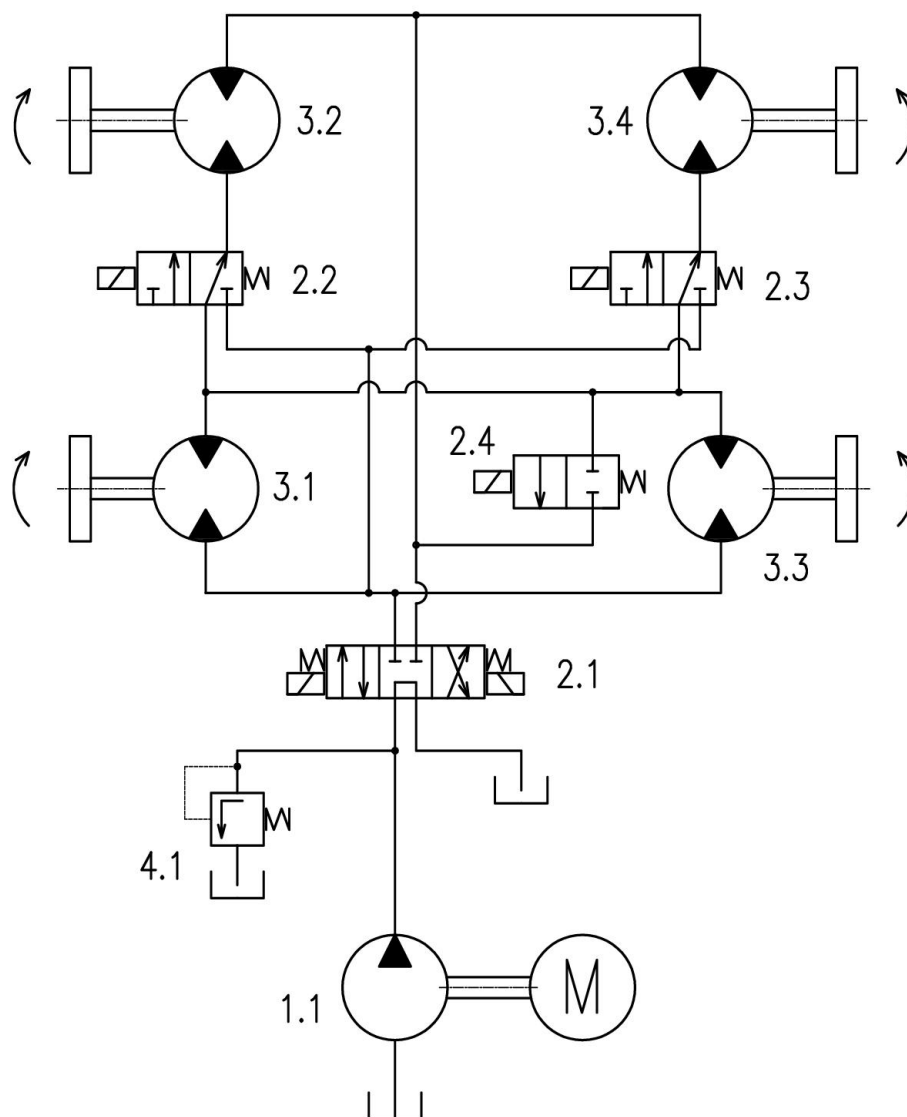


## 5 NÁVRH ZAPOJENÍ

Kovací manipulátor by měl být schopný měnit režimy zapojení zmíněné v předchozí kapitole, proto je třeba navrhnout principiální schéma zapojení. Navíc musí být schopen měnit směr pohybu, je tedy třeba přidat možnost zpětného chodu.

Na Obr. 18 je schematicky znázorněno navrhované zapojení hydraulického obvodu. Skládá se z hydrogenerátoru (pozice 1.1) připojeného k elektromotoru a nádrži, rozvaděčů (pozice začínající číslem 2), rotačních hydromotorů (pozice začínající číslem 3.) a z pojistného ventilu (pozice 4.1).

Rotační hydrogenerátor 1.1 slouží jako zdroj tlakového media. Rozvaděč 2.1 ovládá změnu pohybu vpřed a zpět. Rozvaděče 2.2 a 2.3 jsou určeny pro změnu sériového a paralelního zapojení a rozvaděč 2.4 je pomocný pro odvod media. Pojistný ventil 4.1 je zde umístěn pro omezení maximálního tlaku v systému.



Obr. 18: Principiální schéma zapojení



## 5.1 Sériový režim

Předpokladem je, že tento režim bude nejpoužívanějším, proto je schéma navrženo tak, aby pro tento režim stačilo přepnout pouze jeden rozvaděč. Režim je zřetelně znázorněn na Obr. 19 a).

Po sepnutí rozvaděče 2.1 dojde ke zvýšení tlaku média na 20 MPa před hydromotory 3.1 a 3.3, tyto jsou zapojeny paralelně vůči sobě. Dále z těchto motorů tlakové medium pokračuje do motorů 3.2 a 3.4. Z těchto motorů je medium svedeno zpět do nádrže. Pokud budeme uvažovat dokonalý systém, pak bude tlakový spád rozdělen na každé větvi rovnoměrně mezi oba motory, tedy 50 % tlaku na každém motoru. Díky tomuto jevu dosáhneme pouze polovičního kroutícího momentu na každém kole.

## 5.2 Paralelní režim

Tento režim je určen pro rozpořhybování manipulátoru při maximální hmotnosti břemene. Bude tedy méně používaný. Režim je zřetelně znázorněn na Obr. 19 b).

Pro tento režim je zapotřebí sepnout veškeré rozvaděče. Dojde k navýšení tlaku média před všemi hydromotory na 20 MPa. Díky tomuto dosáhneme plného kroutícího momentu na kolech. Dojde k rozdělení průtoku tlakového média a snížení otáček kol na 50 %. Díky tomu je tento režim také použitelný pro jemnější a citlivější posun manipulátoru s břemenem na tvářecí pozici.

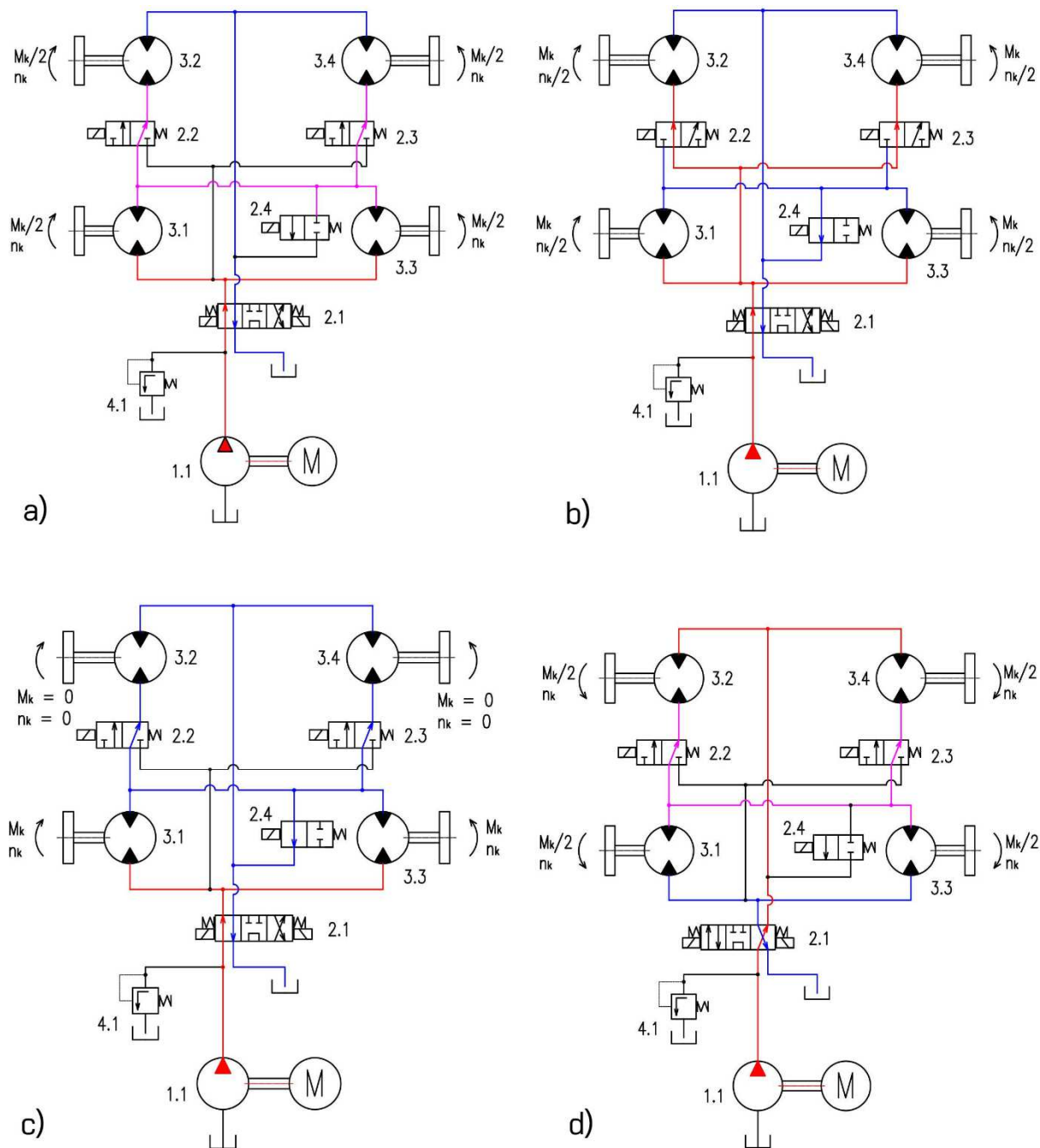
## 5.3 Režim pohonu jedné nápravy

Tento režim je primárně určen jako „rychlposuv“ manipulátoru, při pojezdu bez břemene. Režim je zřetelně znázorněn na Obr. 19 c).

Pro tento režim je zapotřebí sepnutí rozvaděče 2.1 a 2.4. Tímto dojde k navýšení tlaku pouze před hydromotory 3.1 a 3.3. Hydromotory 3.2 a 3.4 jsou vlečeny a pracují tedy jako čerpadla. Je tedy důležité umožnit těmto vlečeným motorům volný průchod média, aby zde nevznikal extrémní lokální přetlak nebo podtlak a aby nedošlo k destrukci systému. Toto zde zajišťují rozvaděče 2.2 a 2.3, které musejí být ve vypnuté poloze.

## 5.4 Režim zpětného chodu

Tento režim je realizován pomocí rozvaděče 2.1 tak, že je přesunut do zpětné polohy. Režim je zřetelně znázorněn na Obr. 19 d). Zde je znázorněn pro sériové zapojení hydromotorů, ovšem ji lze použít pro jakýkoliv režim zapojení. Je zde jeden menší problém, a to při zapojení zpětného chodu při zapojení jedné nápravy dojde k přivedení tlakového média k motorům 3.2 a 3.4 z obou stran. Toto zapojení bude fungovat, ovšem bude zde docházet k tlakovým ztrátám a zhoršení ovladatelnosti. Tento problém lze vyřešit upravením zapojení a výměnou rozvaděče 2.4 za složitější.



Obr. 19: Principiální schémata zapojení se znázorněnými cestami;

a) sériové, b) paralelní, c) zapojení 1 nápravy, d) zpětný chod



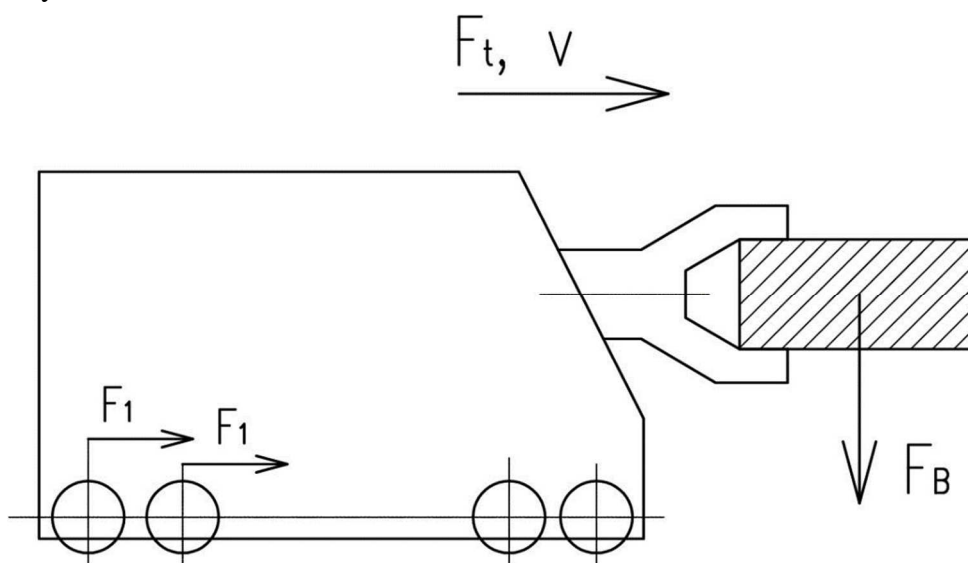
## 6 NÁVRH HYDROMOTORŮ

Z hlediska zkušeností a dobré spolupráce jsou firmou ŽĐAS a. s. preferovány rotační hydromotory firmy Bosch Rexroth.

### 6.1 Výpočet potřebných parametrů

#### 6.1.1 Výpočet síly na jednom kole

Dle Obr. 20 je potřebná síla pro pohyb manipulátoru na jedno kolo ( $F_1$ ) rovna čtvrtině celkové potřebné síly  $F_t$ .



Obr. 20: Schéma kovacího manipulátoru

Potřebná síla na jedno kolo:

$$F_1 = \frac{F_t}{4} = \frac{740\,000}{4} = 185\,000\text{ N} = 185\text{ kN} \quad (2)$$

#### 6.1.2 Kroučící moment na 1 kole

$$M_1 = F_1 \cdot \frac{D_k}{2} = 185 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,031}{2} = 95,5\text{ kNm} \quad (3)$$

#### 6.1.3 Kontrola zrychlení:

Zrychlení manipulátoru:

$$a = \frac{F_t}{m_c} = \frac{740 \cdot 10^3}{470 \cdot 10^3} = 1,57\text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4)$$

Čas, za který dosáhneme maximální rychlosti:

$$t_z = \frac{v - v_0}{a} = \frac{0,67 - 0}{1,57} = 0,42\text{ s} \quad (5)$$

## 6.2 Výpočet otáček hydromotoru

Otáčky kola:

$$n_k = \frac{v}{o} = \frac{v}{\pi \cdot D_k} = \frac{40}{\pi \cdot 1,031} = 12,36 \text{ min}^{-1} = 0,206 \text{ s}^{-1} \quad (6)$$

Otáčky hydromotoru:

$$n_M = n_k \cdot i = 12,36 \cdot 250 = 3090 \text{ min}^{-1} = 52 \text{ s}^{-1} \quad (7)$$

## 6.3 Výpočet kroutícího momentu na hydromotoru

$$T = \frac{M_1}{i} = \frac{95,5 \cdot 10^3}{250} = 382 \text{ Nm} \quad (8)$$

## 6.4 Výpočet potřebného geometrického objemu za otáčku

Rotační hydromotory se volí dle potřebného geometrického objemu, nebo dle konstanty kroutícího momentu. Potřebné vzorce jsou uvedeny v [8], str. 6. Při výpočtu zde konfiguruje mechanicko-hydraulická účinnost, proto je třeba počítat geometrický objem pro sériové i paralelní zapojení hydromotorů a následně volit hydromotor dle vyššího parametru.

### 6.4.1 Paralelní zapojení

$$V_{gp} = \frac{20 \cdot \pi \cdot T}{\Delta p_p \cdot \xi_{MHP}} = \frac{20 \cdot \pi \cdot 382}{200 \cdot 0,9} = 134 \text{ cm}^3 \quad (9)$$

Kde:

Tlakový spád na paralelně zapojeném motoru:  $\Delta p_p = 20 \text{ MPa} = 200 \text{ bar}$  dle [10] Obr. 19b

Mechanicko-hydraulická účinnost:  $\xi_{MHP} = 0,9$  dle [10] str. 141, graf Obr. 4.75

### 6.4.2 Sériové zapojení

$$V_{gs} = \frac{20 \cdot \pi \cdot T}{\Delta p_p \cdot \xi_{MHS}} = \frac{20 \cdot \pi \cdot 382}{200 \cdot 0,83} = 145 \text{ cm}^3 \quad (10)$$

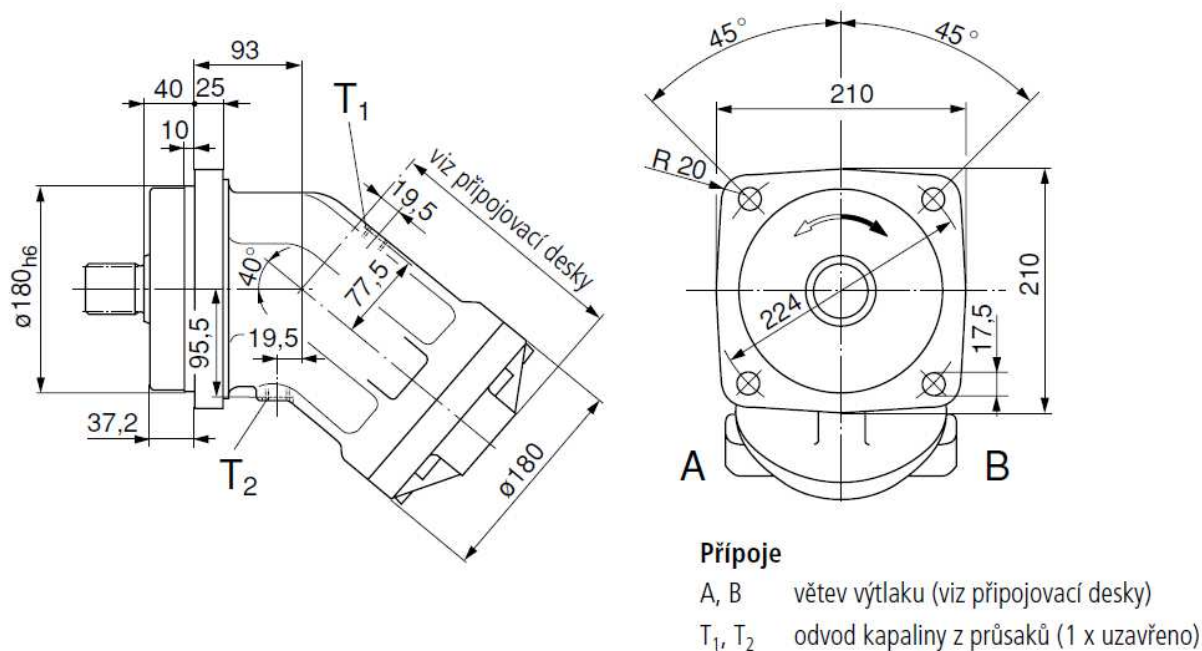
Kde:

Tlakový spád na paralelně zapojeném motoru:  $\Delta p_s = 10 \text{ MPa} = 100 \text{ bar}$  dle [10] Obr. 19a

Mechanicko-hydraulická účinnost:  $\xi_{MHS} = 0,83$  dle [10] str. 141, graf Obr. 4.75

## 6.5 Výběr hydromotoru

Dle vypočteného potřebného geometrického objemu při sériovém zapojení na jeden hydromotor volím hydromotor Bosch Rexroth typ A2FM velikost 180 (viz. Obr. 21), typového klíče A2FM45/61W-VZB020 (Id. č. 9411582).



Obr. 21: Hydromotor Bosch Rexroth A2FM 180

Tab 3) Parametry hydromotoru:

Parametr	Zkratka	Hodnota	Jednotka
<b>Geometrický objem</b>	$V_g$	180	$\text{cm}^3$
<b>Maximální počet otáček</b>	$n_{M\max}$	3600	$\text{min}^{-1}$
<b>Maximální přípustný průtok</b>	$q_{V\max}$	648	l/min
<b>Konstanta kroučícího momentu</b>	$T_K$	2,86	Nm/bar
<b>Přípustný kroučící moment</b> $\Delta p = 350 \text{ bar}$	$T_{\max}$	1001	Nm
<b>Množství kapaliny pro předplnění</b>	$V_p$	1,1	L
<b>Moment setrvačnosti v ose hřídele</b>	J	0,0220	$\text{kgm}^2$
<b>Hmotnost</b>	$m_h$	45	kg

Bližší specifikace hydromotoru jsou uvedeny v příloze P2, str. 6 a 18.

### 6.5.1 Kontrola průtoku tlakového media hydromotorem

Dle [8] str. 6 je vzorec pro výpočet potřebného průtoku jedním hydromotorem k dosažení požadovaných parametrů následující:

*Paralelní zapojení:*

$$q_{VP} = \frac{V_g \cdot (0,5 \cdot n_M)}{1000 \cdot \eta_{VP}} = \frac{180 \cdot 0,5 \cdot 3000}{1000 \cdot 0,86} = 314 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 5,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11)$$

*Sériové zapojení:*

$$q_{VS} = \frac{V_g \cdot n_M}{1000 \cdot \eta_{VS}} = \frac{180 \cdot 3000}{1000 \cdot 0,98} = 551 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 9,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (12)$$

Kde:

Geometrický objem za otáčku:  $V_g = 180 \text{ cm}^3$  dle tabulky v [8] str. 6

Objemová účinnost paralelního zapojení:  $\eta_{VP} = 0,86$  dle [10] str. 141 Obr. 4.75

Objemová účinnost sériového zapojení:  $\eta_{VS} = 0,98$  dle [10] str. 141 Obr. 4.75

Dle Tab 3) je maximální přípustný průtok hydromotorem:

$$q_{V\max} = 648 \text{ l/min} > q_{VS} = 551 \text{ l/min} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 6.5.2 Celkový potřebný průtok tlakového media

Tento parametr je zejména potřebný pro správné zvolení zdroje tlakového media a dále ke zvolení vhodných rozvaděčů a vhodného potrubí pro přísun tlakového media.

Při paralelním zapojení je průtok jedním hydromotorem vyjádřen dle vzorce (11), celkově je tedy třeba čtyřnásobný průtok pro zásobení všech hydromotorů (vzorec (13)). Při sériovém zapojení je průtok dle vzorce (12) počítán pro oba hydromotory, umístěné na jedné větvi obvodu. Celkově je tedy třeba dvojnásobek hodnoty tohoto průtoku (vzorec (14)).

*Paralelní zapojení:*

$$q_{CP} = 4 \cdot q_{VP} = 4 \cdot 314 = 1256 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 21 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (13)$$

*Sériové zapojení:*

$$q_{CS} = 2 \cdot q_{VS} = 2 \cdot 551 = 1102 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 18,5 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (14)$$

Z těchto hodnot je patrné, že při paralelním zapojení je třeba vyšší průtok a je tedy třeba tento brát jako minimální potřebný průtok.

## 7 IDENTIFIKACE KRITICKÝCH STAVŮ

Identifikace kritických stavů je rozdělena na tři části dle aktuálního režimu zapojení.

### 7.1 Paralelní zapojení

#### 7.1.1 Vliv objemové účinnosti

Každý rotační hydromotor má negativní vlastnost ztrátového průtoku. Tento průtok způsobuje snížení otáček hydromotoru. Při snížení otáček hydromotoru by mohlo dojít k nesplnění požadované rychlosti pohybu manipulátoru.

Díky tomu, že je známa objemová účinnost hydromotoru pro paralelní zapojení, lze spočítat objemový průtok, který bude proudit do odpadního potrubí z každého hydromotoru. Tento průtok vyjadřuje vzorec (15). O tento průtok je třeba navýšit teoretický průtok hydromotorem. Při bližším zkoumání bylo zjištěno, že ve vzorci (11) je již s tímto problémem počítáno. Díky tomu je tento předpoklad kritického stavu již eliminován.

*Ztrátový objemový průtok:*

$$q_{ZP} = q_{VP} - q_{VP} \cdot \eta_{VP} = 314 - 314 \cdot 0,86 = 44 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (15)$$

#### 7.1.2 Vliv ztrát na vzdálenějších hydromotorech

Předpokladem tohoto kritického stavu je vliv ztrát v rozvaděčích 2.2 a 2.3 (Obr. 18) a vliv délkových ztrát v potrubí, zapříčiněných vzdálenějším umístěním hydromotorů 3.2 a 3.4 od rozvaděče 2.1, oproti hydromotorům 3.1 a 3.3.

Pro určení celkové tlakové ztráty  $\Delta p_z$  je třeba zjistit hodnotu ztrátového součinitele na rozvaděči a tlakových ztrát pro 1 metr potrubí.

*Součinitel tření pro laminární proudění kapaliny:*

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{2320} = 0,0276 \quad (16)$$

Kde:

Odpor proti pohybu:  $Re = 2320$  – pro laminární proudění

*Potřebný světlý průměr potrubí dle [10] str. 426:*

$$d_p = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{q_{CP}}{v_p}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,021}{6,5}} = 64 \text{ mm} \quad (17)$$

*Celková tlaková ztráta:*

$$\Delta p_z = \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \left( \lambda \cdot \frac{l_p}{d_p} + \sum \xi_R \right) = \frac{950 \cdot 6,5^2}{2} \left( 0,0276 \cdot \frac{2}{0,064} + 3 \right) \quad (18)$$

$$\Delta p_z = 77,5 \text{ kPa} = 0,08 \text{ MPa}$$

Kde:

Ztrátový součinitel na rozvodných šoupátkách:  $\xi_R = 3$  dle [10] str. 58 Tab. 2.22



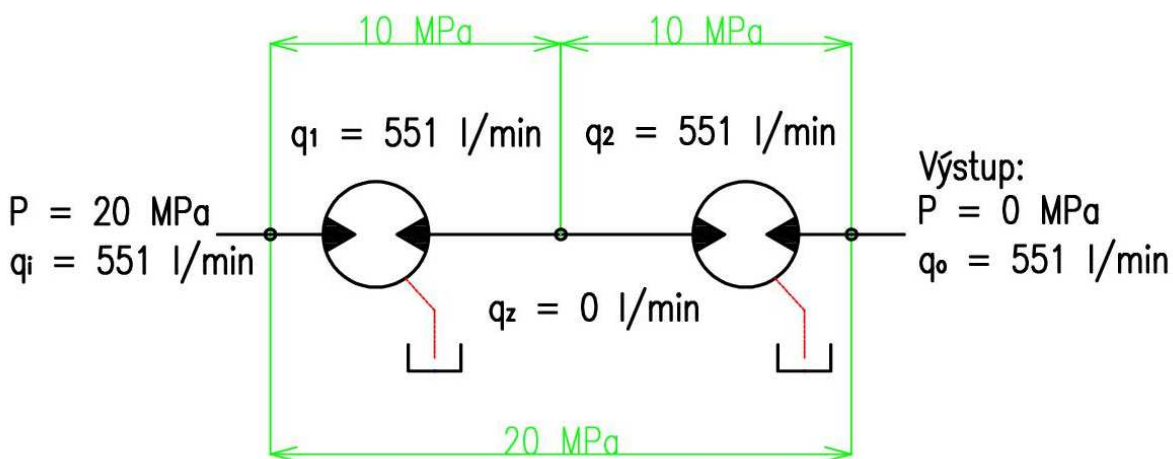
Hustota hydraulické kapaliny:	$\rho = 950 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ dle [10] str. 21
Průtoková rychlost pro 20MPa:	$v_p = 6,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dle [10] str. 427
Délka potrubí mezi hydromotory:	$l_p \doteq 2 \text{ m}$

Dle výsledku ze vzorce (18) vychází, že při paralelním řazení hydromotorů bude na vstupu do vzdálenějšího hydromotoru o 0,08 MPa nižší tlak. To znamená, že na těchto kolech bude přibližně o 0,4 % menší kroutící moment. Vzhledem k takto malému procentuálnímu rozdílu je tento kritický stav za zanedbatelný.

## 7.2 Sériové zapojení

### 7.2.1 Teoretický tlakový a průtokový spád

Teoretickými předpoklady pro sériové zapojení hydromotorů je rovnoměrné rozložení tlaku mezi sériově řazené hydromotory a konstantní průtok tlakového media celou soustavou, beze ztrát, jak je znázorněno na Obr. 22. Díky tomuto chování dostaneme na obou motorech stejný kroutící moment a stejné otáčky.



Obr. 22: Teoretický tlakový a průtokový spád

### 7.2.2 Reálný průtokový spád

Při zkoumání reálného zapojení rotačních hydromotorů do série byl zjištěn velmi znepokojivý kritický stav, který spočívá v úniku kapaliny netěsnostmi na pístech rotačních hydromotorů a také na komutátoru. K tomuto jevu dochází u všech pístových rotačních hydromotorů.

Při běžném zapojení rotačního hydromotoru není tento jev škodlivý. Díky tomuto jevu dochází ke kontinuálnímu přívodu maziva na všechny pohyblivé vnitřní části hydromotoru, včetně ložisek, a tímto snižuje opotřebení a prodlužuje životnost hydromotoru.

V tomto případě sériového zapojení má tento jev velmi nepříznivý vliv na synchronizaci otáček obou hydromotorů. Tlakové medium vstupuje do prvního hydromotoru o průtoku  $551 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Během průchodu hydromotorem se část tohoto průtoku oddělí do svodového vedení zpět do nádrže. Z prvního hydromotoru tedy pokračuje do následujícího hydromotoru pouze průtok ponížený o průtok ztrátový. Na druhém hydromotoru dojde také ke ztrátě průtoku, ale jelikož za tímto motorem je pouze svodové vedení zpět do nádrže, nejsou tyto ztráty třeba

řešit. Tento rozdíl průtoku hydromotory způsobí snížení otáček druhého hydromotoru, a dojde tedy k rozdílným otáčkám pojezdových kol. Za tohoto stavu dojde k odpojení pomaleji se otáčejících kol ze záběru a při delším pojezdu k jejich vlečení. Hydromotory začnou pracovat jako čerpadla a začnou celý manipulátor brzdit. Zároveň celý manipulátor pohání pouze hydromotory zařazené jako první, tyto budou tedy velmi přetížené. Tato problematika je schematicky znázorněna na Obr. 23.

Tato průtoková ztráta na prvním hydromotoru je vypočtena ve vzorci (19). Procentuálně je tedy tento průtok 2,2 % z celkového průtoku. Druhý hydromotor bude tedy mít o 2,2 % nižší otáčky. Je zřejmé, že tento problém je nutno řešit.

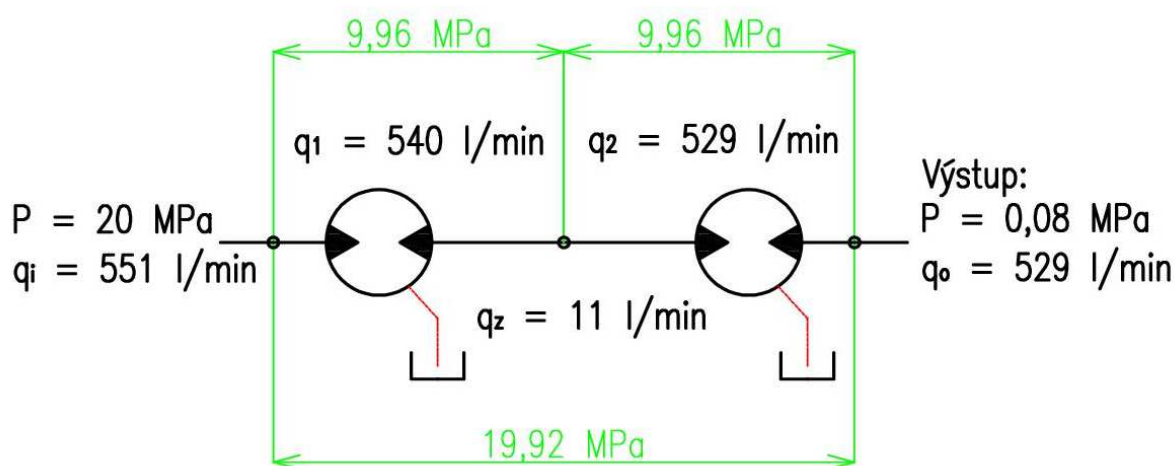
$$q_{zS} = q_{VS} - q_{VS} \cdot \eta_{VS} = 511 - 511 \cdot 0,98 = 11 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (19)$$

### 7.2.3 Reálný tlakový spád

Dalším problémem je reálný tlakový spád. Do prvního hydromotoru vstupuje tlakové medium pod tlakem 20 MPa, ale z druhého vystupuje stále pod určitým tlakem, který je dán součtem tlaku v nádrži a ekvivalentu tlaku vzniklého odporem proudění v odpadním potrubí vedoucím zpět do nádrže. Celkový výkon hydromotoru je tedy snížen. Tato problematika je také znázorněna na Obr. 23.

Pro výpočet tlaku na výstupu z druhého hydromotoru je zapotřebí počítat odpor jedním rozvaděčem, výstupem zakončením do nádrže a délkovými ztrátami v potrubí.

Pro odhad tlaku na výstupu druhého hydromotoru stačí přihlídnout na ztráty v potrubí a rozvaděči ve vzorci (18). Zde je počítán podobný případ. V tomto případě je pouze delší potrubí a odpor na výstupu do nádrže. Díky tomuto odhaduji tlakové ztráty v odpadní větvi potrubí na  $\Delta p_z \approx 0,1 \text{ MPa}$ . Vzhledem k této skutečnosti a skutečnosti, že se tato tlaková ztráta rozloží mezi oba motory, a tedy na nich dojde k poklesu výkonu o 0,25 %. Takto nízký procentuální úbytek výkonu lze prohlásit za zanedbatelný.



Obr. 23: Reálný tlakový a průtokový spád

### **7.3 Zapojení jedné nápravy**

Při podrobném zkoumání tohoto režimu zapojení bylo zjištěno, že kritickým stavem je poloviční styčná plocha mezi cévovými koly a cévovými tyčemi, a tedy dvojnásobné zatížení těchto součástí. Cévvé tyče patří k velmi namáhaným součástem při všech režimech, a proto je tento kritický stav velice znepokojivý. Eliminace tohoto kritického stavu při tomto typu režimu by zahrnovala změny parametrů cévových kol i cévových tyčí.

Při následném přezkoumání bylo zjištěno, že stejných parametrů kroučícího momentu a úhlové rychlosti jako v tomto typu režimu zapojení je dosaženo při sériovém zapojení rotačních hydromotorů, kde je oproti tomuto režimu dvojnásobná styčná plocha cévových kol s cévovou tyčí. Díky tomuto zjištění je tento režim zapojení považován za zcela zbytečný a nadále s ním nebude počítáno.

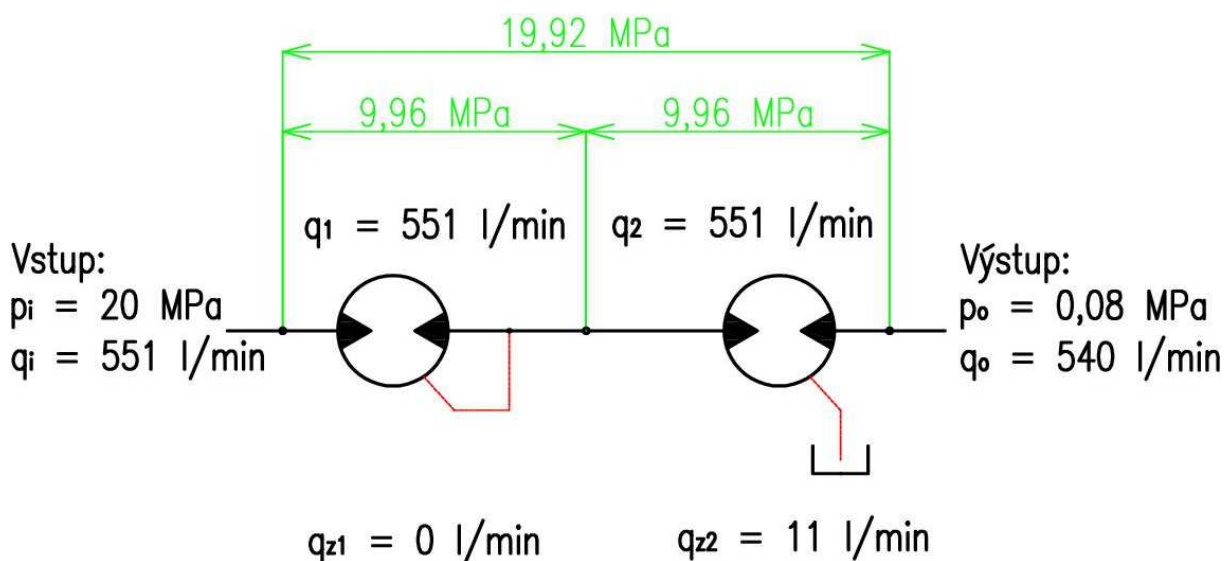
## 8 MODIFIKACE ZAPOJENÍ A ELIMINACE KRITICKÝCH STAVŮ

Tato kapitola se zabývá několika mnou navrženými způsoby eliminace kritických stavů zjištěných v předchozí kapitole.

Největším problémem, který byl zjištěn při průzkumu chování při aktuálním zapojení byla průtoková ztráta při sériovém zapojení hydromotorů. Jelikož ostatní kritické stavy byly eliminovány, prohlášeny za zanedbatelné, případně vyřešeny již během zkoumání, bude se tato kapitola zabývat především tímto problémem.

### 8.1 Připojení odpadní větve zpět do okruhu

Toto řešení předpokládá, že ztrátový průtok bude zpět navrácen do okruhu před druhý hydromotor. Tento stav zobrazuje Obr. 24. Díky tomuto bude na obou motorech stejný průtok. Bohužel bude při tomto řešení ve skříni prvního hydromotoru tlak stejný, jako ve spojovací větvi, tedy asi 10 MPa. Dle datasheetu výrobce ([8] str. 5) je maximální přípustný tlak ve skříni motoru 1 MPa. Z tohoto hlediska tato možnost nevyhovuje.



Obr. 24: Připojení odpadní větve zpět do okruhu

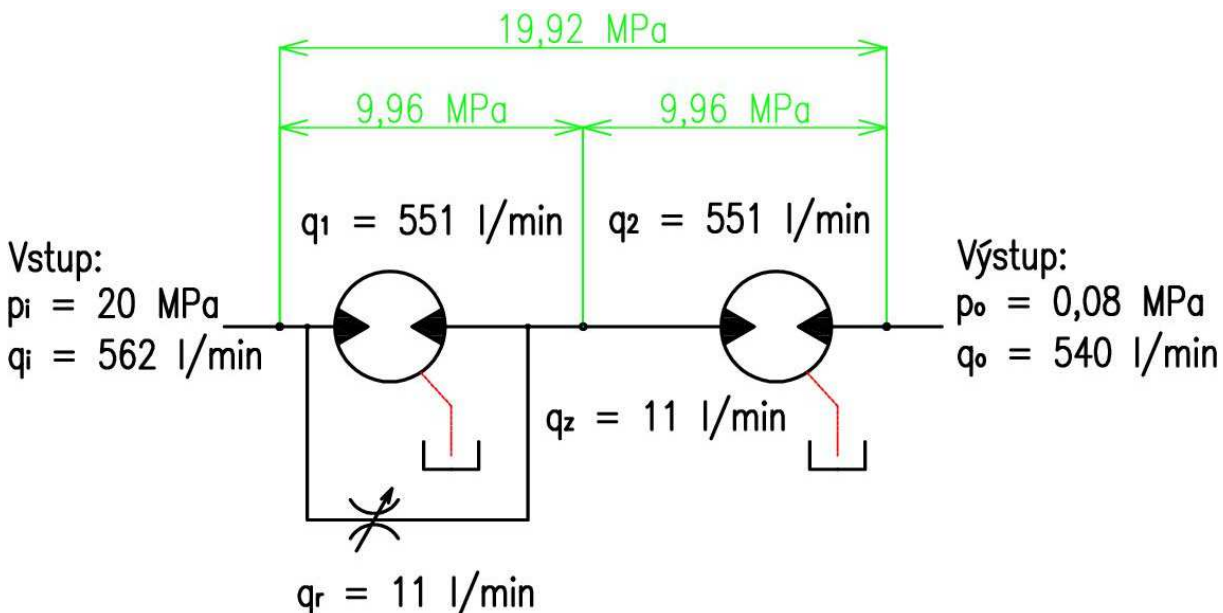
### 8.2 Obtok motoru s regulačním ventilem proudu

Pro toto řešení je třeba vytvořit hydraulickou smyčku, která přemostuje prvně řazený hydromotor. Na této smyčce je umístěn regulační ventil proudu, jak je zachyceno na Obr. 25. Regulační ventil je nastaven tak, aby se jeho průtok rovnal průtoku do odpadního potrubí. Zároveň je pro toto řešení třeba, aby se o tento průtok zvýšil vstupní průtok do celé větve. Díky tomuto se dostává do druhého motoru stejný průtok hydraulického media, a tedy mají oba motory stejné otáčky.

Pro toto řešení vyvstává několik problémů:

- První problém nastává při implementaci tohoto ventilu do celkového schématu, kde by při pohonu paralelním zapojením měl být vyřazen, toto vyžaduje další přídavné rozvaděče.
- Druhým problémem je provozování kovacího manipulátoru při nižších otáčkách. Regulační ventil je nastaven na jeden určitý průtok, který jím prochází stále. Při rozběhu a pomalém pojezdu dojde k přívodu více hydraulického media do druhého hydromotoru a dojde ke stejně problematickému efektu jako na začátku, pouze u opačného hydromotoru. Řešením tohoto dodatečného problému by mohl být automaticky řízený regulační ventil, který bude progresivně ovládaný dle aktuálního průtoku odpadním potrubím tak, že se průtok odpadním potrubím a průtok regulačním ventilem musejí rovnat.
- Další vyvstávající problém je zpětný chod, při kterém dojde k problému u opačného hydromotoru. Toto lze eliminovat umístěním regulačního ventilu k oběma hydromotorům.
- Posledním problémem je velká citlivost regulačních ventilů na okolní vlivy a také na změny v hydraulické kapalině, jako jsou teplota, tlak, nečistoty apod.

Pro eliminaci těchto vlivů je zapotřebí opět progresivně řízený automatický regulační ventil. Zároveň je před případným použitím zapotřebí další zkoumání reálného chování tohoto zapojení.



Obr. 25: Otok motoru s regulačním ventilem

### 8.3 Rozdílný převodový poměr

Dalším řešením, které řeší tento kritický stav, je umístění převodových ústrojí s různými převodovými poměry. Tyto převodové poměry jsou adekvátně upraveny tak, aby otáčky na jejich výstupních hřídelích byly stejné. Schematicky je toto řešení znázorněno na Obr. 26.

Jelikož je třeba umístit mezi hydromotory a cévová kola převodové a brzdné ústrojí v každém případě, není třeba použít žádná dodatečná zařízení, pouze je na každé straně nahrazeno jedno převodové ústrojí jiným s jiným převodovým poměrem.

Jednou nevýhodou je relativně malý rozdíl v otáčkách hydromotorů. Sériově vyráběná převodová ústrojí nemají dostatečně malé odstupňování převodových poměrů. Aby byla tato možnost realizovatelná, bude pravděpodobně třeba vyrobit převodová ústrojí na míru. Převodový poměr potřebný pro první hydromotor je zadaný. Výpočet potřebného převodového poměru pro druhý hydromotor je vypočten v rovnici (21).

Otáčky druhého hydromotoru dle [8], str. 6:

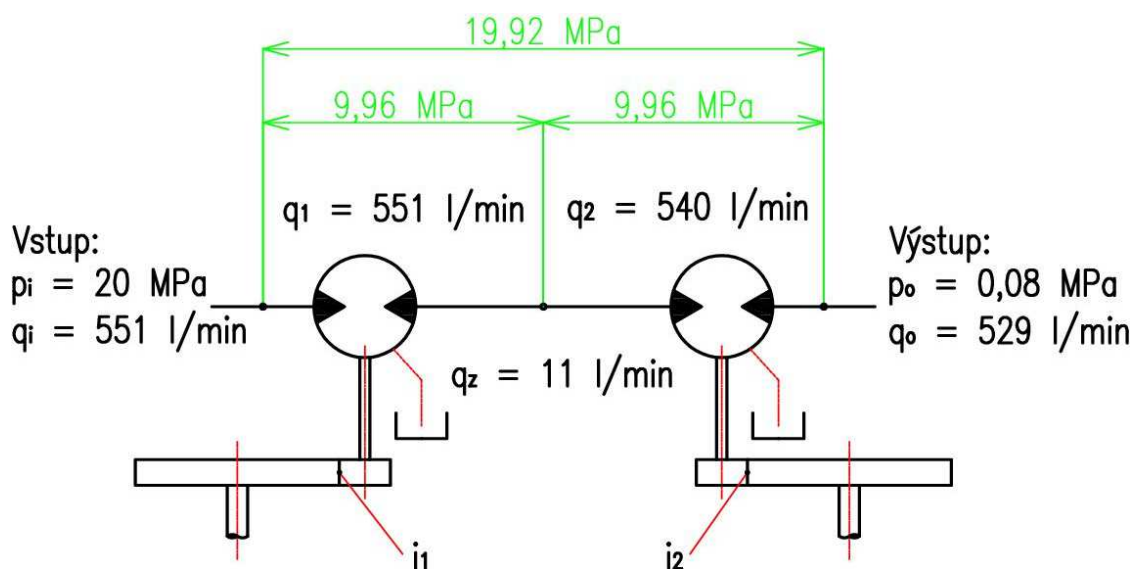
$$n_{M2} = \frac{q_2 \cdot 1000 \cdot \eta_{vs}}{V_g} = \frac{540 \cdot 1000 \cdot 0,98}{180} = 2\,940 \text{ min}^{-1} \quad (20)$$

Převodový poměr pro druhý hydromotor:

$$i_{pr} = \frac{n_{M2}}{n_k} = \frac{2940}{12,36} = 238 \quad (21)$$

Za předpokladu, že při tomto řešení pracuje druhý hydromotor s nižšími otáčkami při stejném kroučícím momentu, jako hydromotor první, dojde k úbytku výkonu na druhém kole. Úbytek tohoto výkonu bude přímo úměrný rozdílu otáček, proto lze prohlásit tento rozdíl za zanedbatelný.

Dalším zanedbatelný problém je zpětný chod, při kterém toto řešení způsobí dvojnásobný problém. Zároveň stejný problém nastává při paralelním režimu provozu, kde toto řešení způsobí opět stejný problém. Vzhledem k tomuto problému je toto řešení nevyhovující. Toto řešení by bylo vhodné při aplikaci používání pouze sériového zapojení hydromotorů bez potřeby reverzace chodu.



Obr. 26: Rozdílný převodový poměr

## 8.4 Použití regulačního hydromotoru

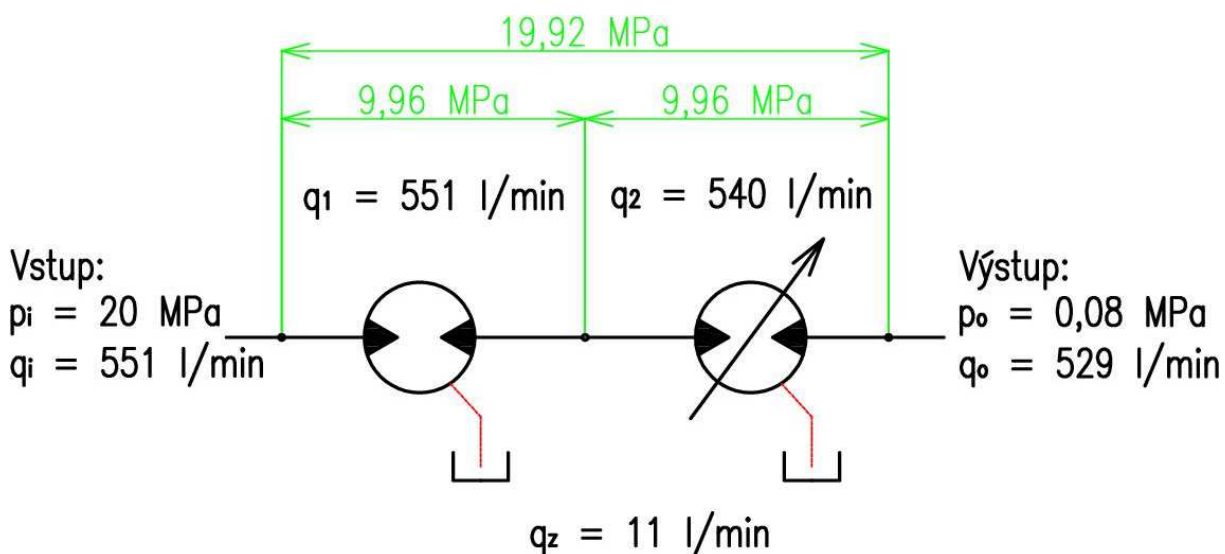
Posledním navrhovaným řešením tohoto problému je použití regulačního hydromotoru namísto jednoho stávajícího. Toto řešení je znázorněno na Obr. 27. Zde je regulační hydromotor umístěn jako druhý, ale lze ho zařadit i jako první.

V případě zařazení regulačního hydromotoru jako druhého v sérii dochází k přívodu sníženého průtoku právě do tohoto hydromotoru. Tento hydromotor je třeba nastavit na zvýšené otáčky tak, aby se výstupní hřídele obou hydromotorů otáčely stejnou rychlostí.

V případě zařazení regulačního hydromotoru jako prvního v sérii dochází k přívodu sníženého průtoku do následujícího neregulačního hydromotoru. Regulační hydromotor je tedy nutno nastavit na snížené otáčky.

Při situaci umístění regulačního hydromotoru na druhém místě v sérii dochází ke zvýšení otáček na úkor krouťícího momentu. Dojde tedy ke snížení výkonu na tomto hydromotoru. Při situaci umístění regulačního hydromotoru na prvním místě v sérii dochází ke snížení otáček na úkor krouťícího momentu. Dojde tedy ke zvýšení výkonu na tomto hydromotoru. Z tohoto předpokladu plyne skutečnost, že na prvním řazeném hydromotoru bude v obou případech vyšší výkon. Tento rozdíl výkonu je zanedbatelný.

Toto řešení nevyžaduje žádné velké zásahy do konstrukce manipulátoru. Zahrnuje pouze výměnu jednoho neregulačního hydromotoru na každé větvi za regulační a instalaci elektronické regulační smyčky pro regulaci otáček tohoto hydromotoru. Nastavení otáček je různé pro jednotlivé režimy.



Obr. 27: Použití regulačního hydromotoru

## 9 OPTIMÁLNÍ MODIFIKACE ZAPOJENÍ

### 9.1 Výběr vhodné varianty

Z předchozí kapitoly je třeba vybrat optimální řešení, které bude následně použito pro kovací manipulátor. Pro výběr je zapotřebí porovnat jednotlivá řešení z hlediska ceny, obtížnosti realizace a efektivity a účinnosti řešení. Dále je rozhodnutí podmíněné realizovatelností. Pro výběr řešení je použito multikriteriální rozhodnutí demonstrované v Tab 4)

Tab 4) Multikriteriální rozhodnutí o řešení

Řešení	Obtížnost realizace	Cena	Efektivita Účinnost	Suma	Realizovatelnost	Vhodnost
8.1	2	2	2	6	ne	2
8.2	6	6	2	14	ano	3
8.3	8	8	3	19	ne	4
8.4	2	3	1	6	ano	1

Z realizovatelných řešení multikriteriálního rozhodnutí (Tab 4)) vyplývá, že nejvhodnější varianta řešení je z kapitoly 8.4.

### 9.2 Zapojení hydraulického obvodu

Vzhledem k potřebným průtokům a tlakům v jednotlivých rozvaděčích je, dle [10] str. 360, zapotřebí použít hydraulické vestavné ventily, namísto šoupátkových rozvaděčů, pro ovládání průtoku hydraulické kapaliny systémem. Hydraulické vestavné ventily jsou ovládány jednoduchými šoupátkovými rozvaděči s elektromagnetickým spínáním.

Výkresová dokumentace DP-A3-20/03 obsahuje zapojení hydraulického obvodu s vestavnými ventily. Z vypočtených hodnot potřebných průtoků pro různé režimy (vzorec (11) a (12)) lze určit potřebnou velikost jednotlivých vestavných ventilů. Z hlediska zkušeností a dobré spolupráce jsou firmou ŽĎAS a. s. preferovány vestavné ventily a víka ventilů firmy Bosch Rexroth [12]. Vhodné typy vestavných hydraulických ventilů a vík jsou uvedeny v Tab. 5).



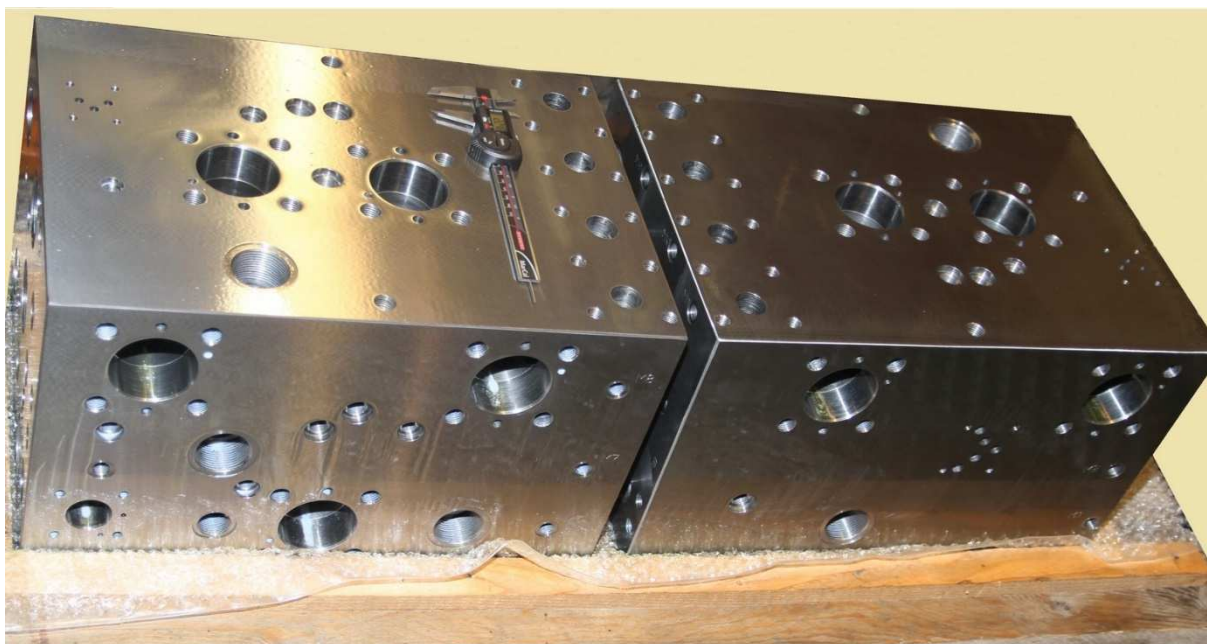
Tab 5) Vestavné hydraulické ventily [12]:

Číslo ventilu	Potřebný průtok [l/min]	Objednací číslo ventilu	Maximální možný průtok [l/min]	Objednací číslo víka
CV1	1256	LC100A10E60	1710	LFA100D-60/FX10
CV2	1102	LC100A10E60	1710	LFA100D-60/FX10
CV3	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV4	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV5	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV6	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV7	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV8	628	LC80A10E60	816	LFA80D-60/FX10
CV9	1102	LC100A10E60	1710	LFA100D-60/FX10
CV10	1102	LC100A10E60	1710	LFA100D-60/FX10

### 9.3 Použití rozváděcího hydraulického bloku

Rozváděcí hydraulický blok slouží k centralizaci hydraulických komponent do jednoho místa. Toto řešení se provádí z několika důvodů. Jednotlivé hydraulické komponenty umístěné na bloku jsou přístupnější na údržbu a opravy, dále je zde výhoda použití propojovacích kanálů namísto potrubí a tlakových hadic. Díky tomuto je toto řešení méně náchylné k poruchám. Dalším důvodem jsou malé prostorové požadavky v porovnání s řešením propojování jednotlivých komponent potrubím. Příklad toho, jak tento blok vypadá je na Obr. 28

Jedním z důvodů použití v aktuálním případě je použití vestavných hydraulických ventilů, které nelze jiným způsobem efektivně použít.



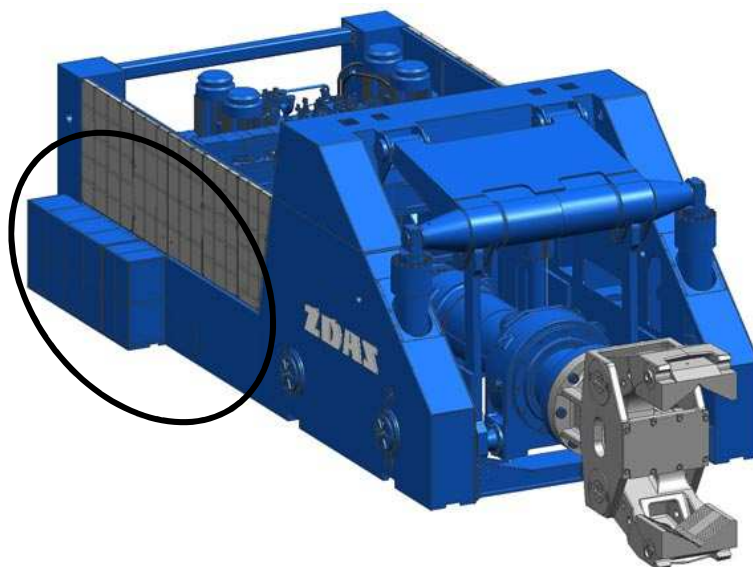
Obr. 28: Rozvodná hydraulická kostka [13]

## 10 PŘIPOJENÍ A UMÍSTĚNÍ POHONNÉHO ÚSTROJÍ

Pohonné ústrojí je umístěno v zadní části kovacího manipulátoru (viz Obr. 29). Je řešeno jako samostatná část, která je po zhotovení spojena s manipulační částí pomocí šroubového spoje. Takto je pohonné ústrojí řešeno z důvodu přepravy a manipulace z montážní haly k zákazníkovi. Skládá se z několika částí (viz výkresová dokumentace DP-A2-02/01), z nichž jsou důležité pohonná jednotka s rotačním hydromotorem (pozice 2) a pohonná jednotka s regulačním rotačním hydromotorem (pozice 3). Tyto komponenty jsou umístěny po jednom kuse na každé straně. Liší se pouze rozdílným typem použitého hydromotoru. Pohonné jednotky (viz výkresová dokumentace DP-A3-08/01 a DP-A3-09/01) jsou k rámu kovacího manipulátoru uchycena šroubovým spojem pomocí 16 ks šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M30x150 (pozice 7).

Pohonná jednotka se skládá z cévového kola (pozice 1), které je přišroubováno pomocí 16 ks šroubu s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M30x130 (pozice 5) k planetovému převodovému ústrojí (pozice 2). Na převodové ústrojí je z druhé strany přišroubován daný hydromotor (pozice 4) pomocí 4 ks šroubu s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M16x65. (pozice 9). Cévoá kola jsou vyrobena z oceli k zušlechtní ČSN 13 151.5 určené k výrobě ozubených kol (viz. [9] str. 236). Následně jsou zuby cementovány a kaleny, viz výkresová dokumentace DP-A3-03/01.

Dále je na pohonném ústrojí (viz výkresová dokumentace DP-A2-02/01) umístěna sestava vodících kol, určených k nesení vlastní hmotnosti pohonného ústrojí, sestava odměřovací (pozice 4), připojená k náboji každého cévového kola pomocí klínového řemene (pozice 9), určená k měření aktuálního natočení cévových kol pro řízení a kontrolu nastavení regulačních rotačních hydromotorů, rozvodný hydraulický blok (pozice 6) a hydrogenerátor s hydromotorem, které jsou navzájem (včetně pohonných jednotek) propojeny potrubím.



Obr. 29: Umístění pohonné jednotky



## 11 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Doposud pracovala většina kovacích manipulátorů za velmi neefektivních podmínek. Při jejich výkonech docházelo k velkým ztrátám energie a jejich rychlost pojezdu a kapacita byla již nedostatečná.

Tato práce daný problém řeší za pomoci sériového řazení hydromotorů. Při tomto režimu je nutné použít regulační rotační hydromotor v každé větvi obvodu. Jedním řešením, u kterého není zcela zřejmé, jak se bude chovat, je použití obtoku motoru s regulačním ventilem proudu (kapitola 8.2). Chování tohoto řešení by bylo vhodné nasimulovat v některém simulačním programu (například Matlab) za pomoci nahrazení komponent jejich odpovídajícími rovnicemi. Při kladném výsledku simulace by mělo nastat laboratorní testování. Předpokládaným nepříznivým chováním by mohly být hydraulické rázy a nekontinuální chod hydromotorů z důvodu zpoždění při progresivním řízení regulačního ventilu a také jeho vysoké citlivosti na nečistoty a teplotu okolí a teplotu hydraulického media.

Následným krokem pro pokračování po diplomové práci je návrh hydraulického rozvodného bloku pro již hotové schéma zapojení.

Dalším navrhovaným krokem, při kterém by bylo dosaženo dalšího snížení energetické náročnosti by mohl být návrh zapojení pohonu s rekuperací energie. Tento velmi moderní systém by měl zajisté velký ohlas u zákazníků, především pokud by bylo možné stávající kovací manipulátory dodatečně vybavit tímto systémem.

Doufám, že tato práce bude přínosem při řešení dalších problémů v podobných situacích.



## 12 ZÁVĚR

První část diplomové práce popisuje používané rotační hydraulické pohony a jejich aplikace. Jejich velkou výhodou je malá velikost vzhledem k produkovanému výkonu a nenáchylnost k okolním podmínkám. Dále je zde přehled posledních novinek v této oblasti.

Hlavní částí práce je návrh pohonu pro kovací manipulátor QKK 100 firmy ŽĎAS a.s. Navržený způsob pohonu má řešit neefektivitu současného způsobu pohonu, který vyžaduje zdroj elektrické energie o vysoké kapacitě. Návrh pokrývá zejména pojezd kovacího manipulátoru, protože ten vykazoval nejvyšší hodnotu spotřebované energie.

Možnost zapojení hydromotorů paralelně byla na začátku známa. Jako možnost pro zefektivnění kovacího manipulátoru byla navržena možnost zapojení hydromotorů do série, aby bylo dosaženo vyšší rychlosti. Ovšem toto řešení vykazovalo velké energetické ztráty při rozběhu. Následoval návrh kombinovaný, při kterém se budou oba režimy střídát, bez nutnosti zastavovat manipulátor. Tato možnost vykazovala až 50 % snížení požadovaného příkonu. Následovalo vypracování principiálního schématu, aby byla dokázána realizovatelnost návrhu. Z návrhu tohoto schématu vyplynula další možnost zapojení, při které dojde k odstavení jedné nápravy a manipulátor pohání pouze jedna náprava. Později se ukázalo, že je tento režim provozu velmi nevhodný z hlediska opotřebení cévových tyčí a zároveň má manipulátor stejnou výslednou rychlost jako režim sériový, proto je tento režim zbytečný. Po návrhu principiálního schématu následoval návrh hydromotorů a jejich kontrola. Dalším krokem byla identifikace kritických stavů, při které bylo zjištěno několik zanedbatelných vlivů a také jeden zásadní kritický stav.

Při funkci rotačního hydromotoru dochází k úniku hydraulického média do skříně hydromotoru a následně je odváděno svodovým vedením do nádrže. Při paralelním režimu je tento jev nevýznamný, dokonce prospěšný, protože díky tomuto je zajištěno mazání vnitřních komponent hydromotoru. Při sériovém režimu je tento jev závadný z hlediska synchronizace otáček cévových kol. Hydromotorem řazeným na druhém místě protéká snížený průtok hydraulického média, a tedy má nižší otáčky. Při delším pojezdu dochází k odpojení druhé nápravy ze záběru a následně i k vlečení. Hydromotory začínají pracovat jako hydrogenerátory a dochází k velkému přetížení. Pro eliminaci byly navrženy čtyři optimalizovaná zapojení, ze kterých dvě nesplnila požadavky na všechny režimy pojezdu manipulátoru, včetně reverzního chodu. Ze zbylých dvou byl vybrán vhodnější návrh, použití regulačních rotačních hydromotorů na jedné pohonné nápravě. Ten byl následně použit a zpracován do výsledného řešení. Následovalo vypracování výkresu hydraulického schématu s použitím vestavných ventilů a výkresů umístění a zapojení pohonných jednotek včetně výrobního výkresu cévového kola.

Diplomovou práci lze rozšířit návrhem hydraulického bloku, simulací nezvoleného řešení (z důvodu nejasnosti chování tohoto zapojení), včetně laboratorních testů a zapojení s rekuperací energie.



## 13 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutínové mechanismy*. 4. vydání. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978-80-248-3930-1.
- [2] KUČÍK, P. *Hydraulický přenos energie: Mobilné pracovní stroje*. Žilina: Žilinská univerzita, 2000. ISBN 80-710-0725-0.
- [3] MM Průmyslové spektrum, 2013 [online]. č. 11 [cit. 10.3.2017]. Dostupné z: [http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2014/05/HY11-3351-DCP-UK-1\\_2015.pdf](http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2014/05/HY11-3351-DCP-UK-1_2015.pdf)
- [4] MM Průmyslové spektrum, 2014 [online]. č. 7 [cit. 10.3.2017]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>
- [5] MM Průmyslové spektrum, 2016 [online]. č. 9 [cit. 10.3.2017]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/monitorovani-stavu-hydraulickeho-oleje.html>
- [6] MM Průmyslové spektrum, 2016 [online]. č. 4 [cit. 10.3.2017]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/cistici-sila-pro-hydraulicke-systemy.html>
- [7] ŽĎAS a.s. Žďár nad Sázavou – Kovací manipulátory QKK – dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=21>  
12.3.2017
- [8] Bosch Rexroth – výrobce rotačních hydromotorů A2FM – dostupné z: <http://hpts.co.kr/rexroth/RE91001.PDF>  
20.4.2017
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [10] PIVOŇKA, Josef. *Tekutínové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [11] BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanismy*. Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970.
- [12] Bosch Rexroth – výrobce vestavných hydraulických ventilů LC – dostupné z: <http://static.mercateo.com/3d/986f0946fb5c4a09a9ec8ea992d97080/pdf/boschrexroth-re21010.pdf?v=8>  
28.4.2017
- [13] PROHYDRAL s.r.o. – Výrobce hydraulických bloků – dostupné z: [www.prohydral.cz](http://www.prohydral.cz)  
01.5.2017





# 14 SEZNAM TABULEK, OBRÁZKŮ, SYMBOLŮ A ZKRATEK

## 14.1 Seznam tabulek

Tab 1) Parametry kovacího manipulátoru QKK 100 [7]

Tab 2) Dodatečné parametry potřebné při výpočtech

Tab 3) Parametry hydromotoru

Tab 4) Multikriteriální rozhodnutí o řešení

Tab 5) Vestavné hydraulické ventily

## 14.2 Seznam obrázků

Obr. 1: Zubové hydrogenerátory a hydromotory [1]

Obr. 2: Lamelové hydrogenerátory a hydromotory [1]

Obr. 3: Pístové hydrogenerátory a hydromotory [1]

Obr. 4: Přímočaré hydromotory [1]

Obr. 5: Motory s kyvným pohybem [1]

Obr. 6: Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor

Obr. 7: Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů paralelně řazených

Obr. 8: Jeden hydrogenerátor a více hydromotorů sériově řazených

Obr. 9: Sestava čerpadla Parker

Obr. 10: LubCos H2Oplus II

Obr. 11: Relativní permitivita oleje

Obr. 12: Testovací ventil

Obr. 13: Kovací manipulátor QKK

Obr. 14: Závislost kroutícího momentu na úhlové rychlosti

Obr. 15: Paralelní zapojení rotačních hydromotorů

Obr. 16: Sériové zapojení rotačních hydromotorů

Obr. 17: Paralelní zapojení jedné nápravy

Obr. 18: Principiální schéma zapojení

Obr. 19: Principiální schémata zapojení se znázorněnými cestami;

Obr. 20: Schéma kovacího manipulátoru

Obr. 21: Hydromotor Bosch Rexroth A2FM 180

Obr. 22: Teoretický tlakový a průtokový spád

Obr. 23: Reálný tlakový a průtokový spád

Obr. 24: Připojení odpadní větve zpět do okruhu

Obr. 25: Obtok motoru s regulačním ventilem

Obr. 26: Rozdílný převodový poměr

Obr. 27: Použití regulačního hydromotoru

Obr. 28: Rozvodná hydraulická kostka [13]

### 14.3 Seznam symbolů a zkratk

a	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení manipulátoru
A	mm	rozchod kolejí
$d_{Bmax}$	mm	maximální upínací průměr
$d_{Bmin}$	mm	minimální upínací průměr
$D_k$	mm	průměr hnaného kola
$d_p$	mm	světlý průměr potrubí
$F_1$	N	potřebná síla na jednom kole pro pohyb
$F_B$	kN	nosnost manipulátoru
$F_t$	kN	potřebná síla pro pohyb manipulátoru
$i_{pr}$	-	převodový poměr pro řešení
J	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti v ose hřídele hydromotoru
$l_p$	m	délka potrubí mezi hydromotory
$M_1$	N·m	kroučící moment na jednom kole
$M_B$	N·m	klopný moment
$m_c$	kg	hmotnost manipulátoru s břemenem
$m_h$	kg	hmotnost hydromotoru
$M_k$	N·m	kroučící moment
$m_p$	kg	hmotnost manipulátoru bez břemene
$n_B$	$min^{-1}$	otáčky kleští
$n_k$	$s^{-1}$	maximální otáčky kola
$n_M$	$s^{-1}$	odhadované otáčky hydromotoru
$n_{M2}$	$min^{-1}$	otáčky druhého hydromotoru
$n_{Mmax}$	$s^{-1}$	maximální otáčky hydromotoru
o	mm	obvod kola
P	W	výkon
$p_i$	Pa	vstupní tlak
$p_o$	Pa	výstupní tlak
$q_1$	$dm^3/s$	průtok prvním hydromotorem
$q_2$	$dm^3/s$	průtok druhým hydromotorem
$q_{cp}$	$dm^3/s$	celkový průtok paralelně řazenými hydromotory
$q_{cs}$	$dm^3/s$	celkový průtok sériově řazenými hydromotory
$q_i$	$dm^3/s$	vstupní průtok
$q_o$	$dm^3/s$	výstupní průtok

$q_r$	$\text{dm}^3/\text{s}$	redukovaný průtok
$q_{V\max}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	maximální přípustný průtok hydromotorem
$q_{vp}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	průtok paralelně řazeným hydromotorem
$q_{vs}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	průtok sériově řazeným hydromotorem
$q_{z1}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	ztrátový průtok na prvním hydromotoru
$q_{z2}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	ztrátový průtok na druhém hydromotoru
$q_{zp}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	ztrátový průtok na jednom paralelně řazeném hydromotoru
$q_{zs}$	$\text{dm}^3/\text{s}$	ztrátový průtok na jednom sériově řazeném hydromotoru
$Re$	-	konstanta odporu proti proudění hydraulické kapaliny
$T$	$\text{N}\cdot\text{m}$	kroučící moment na hydromotoru
$T_k$	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{bar}^{-1}$	konstanta kroučícího momentu hydromotoru
$T_{\max}$	$\text{Nm}$	maximální přípustný kroučící moment hydromotoru
$t_z$	s	čas pro zrychlení
$U$	mm	délka manipulátoru
$v$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	maximální rychlost manipulátoru
$V$	mm	šířka manipulátoru
$V_{B\max}$	mm	maximální výška kleští
$V_{B\min}$	mm	minimální výška kleští
$V_g$	$\text{cm}^3$	geometrický objem za otáčku hydromotoru
$V_{gp}$	$\text{cm}^3$	geometrický objem za otáčku pro paralelní režim
$V_{gs}$	$\text{cm}^3$	geometrický objem za otáčku pro sériový režim
$v_p$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	průtoková rychlost hydraulické kapaliny
$V_p$	L	množství kapaliny pro předplnění hydromotoru
$W$	mm	výška manipulátoru
$\Delta p_p$	MPa	tlakový spád na paralelně řazeném hydromotoru
$\Delta p_s$	MPa	tlakový spád na sériově řazeném hydromotoru
$\Delta p_z$	MPa	ztrátový tlak na vzdálenějším hydromotoru
$\eta_{vp}$	-	objemová účinnost paralelně řazeného hydromotoru
$\eta_{vs}$	-	objemová účinnost sériově řazeného hydromotoru
$\lambda$	-	součinitel tření pro laminární proudění kapaliny
$\xi_{MHP}$	-	mechanicko-hydraulická účinnost na paralelně řazeném hydromotoru
$\xi_{MHS}$	-	mechanicko-hydraulická účinnost na sériově řazeném hydromotoru
$\xi_R$	-	ztrátový součinitel rozvaděče
$\pi$	-	Ludolfovo číslo
$\rho$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	hustota hydraulické kapaliny
$\omega$	$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	úhlová rychlost



## 15 SEZNAM PŘÍLOH

P1	Základní parametry pohonu manipulátoru QKK 100	2 strany
P2	Datasheet rotačních hydromotorů Bosch Rexroth A2FM	8 stran
P3	Datasheet vestavných hydraulických ventilů Bosch Rexroth	8 stran

## SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

I	DP-A3-20/03	- Zapojení Hydrauliky QKK100
II	DP-A2-02/01	- Sestava pohonu
III	DP-A3-08/01	- Pohonná jednotka
IV	DP-A3-09/01	- Pohonná jednotka s regulačním hydromotorem
V	DP-A3-03/01	- Cévvé kolo

**LIST OF HYDRAULIC ACTUATORS & BASIC PARAMETERS**

<b>0.</b>	Function:	<b>General information and parameters</b>			
Parameters:		<ul style="list-style-type: none"><li>• System pressure: <math>p = 200</math> bar (Output pressure of main hydraulic pumps, this pressure level is used for all functions except #3 Tongs – closing / opening. There is used increased pressure <math>p = 240</math> bar for Tongs closing )</li></ul>			
Qty.:	Specification:			Producer:	
Graphic symbol:					
Description:					

Work out by	<b>Ing. Tlustoš</b>	Approved by	<b>Ing. Krybus</b>				<b>the first version</b>	
Checked by	<b>Ing. Kašpárek</b>		<b>Ing. Čech</b>					
Date	<b>14.01. 2008</b>			Revision	Subscr.	Index	Sheet : 1	Sheets : 10

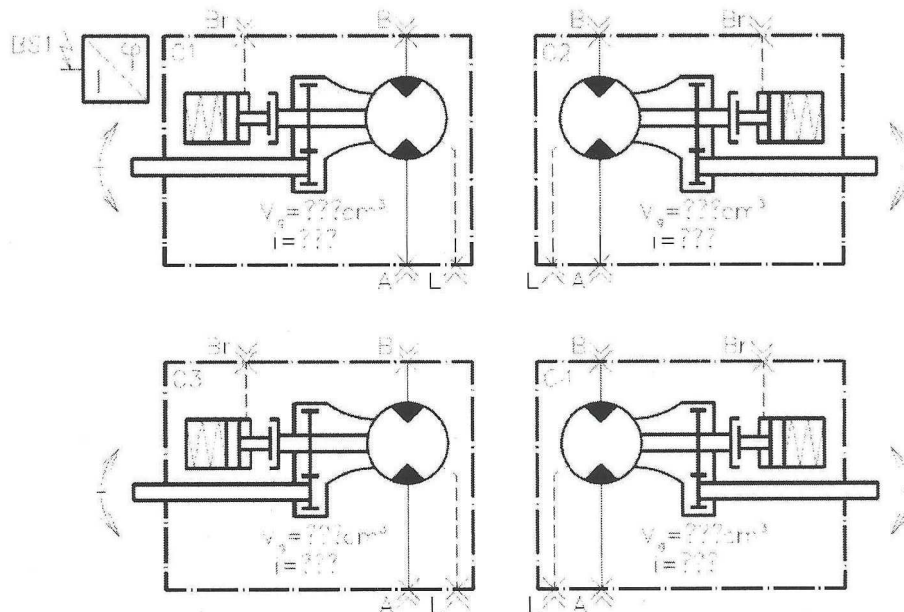
**LIST OF HYDRAULIC ACTUATORS & BASIC PARAMETERS**

<b>1.</b>	Function:	<b>The travel drive</b>
-----------	-----------	-------------------------

- Parameters:
- Force for the travel:  $F = 740 \text{ kN}$
  - Torque for the travel:  $4 \times M_k = 95\,500 \text{ Nm}$   
(Torque at the shaft of the chain wheel)
  - Mode 1:**
    - Travel speed:  $v_1 = \pm 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
    - Rotation speed:  $\pm n_1 = 6,17 \text{ min}^{-1}$   
The continuous speed control from zero to  $v_1$ .
  - Mode 2:**
    - Travel speed at a reduced travel force  $F/2$  ( $4 \times M_k/2$ ):  
 $v_2 = \pm 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
    - Rotation speed:  $\pm n_2 = 12,34 \text{ min}^{-1}$   
The continuous speed control from zero to  $v_2$ .
    - Position accuracy:  $\pm 4 \text{ mm}$   
(This parameter is valid for both modes)
    - Movable mass:  
Unloaded machine weight:  $m = 370 \cdot 10^3 \text{ kg}$   
Loaded machine weight:  $m = 470 \cdot 10^3 \text{ kg}$

Qty.:	Specification:	Producer:
4	<b>COMPACT HYDROSTATIC DRIVE</b> not specified yet, specification will be carried out by Rexroth	<b>REXROTH</b>

Graphic symbol:



Description:

- The travel drive is being executed by means of two couples of the chain wheels.
- Wheel diameter  $D = 1120 \text{ mm}$ ;  $D_S = 1031,32 \text{ mm}$
- The angular position of the one of chain wheels is monitored by an absolute rotary position transducer

Work out by <b>Ing. Tlustoš</b>	Approved by <b>Ing. Krybus</b>						
Checked by <b>Ing. Kašpárek</b>	Approved by <b>Ing. Čech</b>						<b>the first version</b>
Date <b>14.01. 2008</b>		Revision	Subscr.	Index	Sheet : 2	Sheets : 10	



**R-CZ 91 001/09.00**

Nahrazuje: 01.97

**Konstantní hydromotor A2FM**

otevřený a uzavřený obvod

Jmenovitá velikost 5...1000

Konstrukční řada 6

Jmenovitý tlak do 400 bar

Maximální tlak do 450 bar



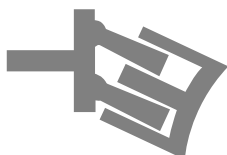
A2FM

**Přehled obsahu**

Charakteristické znaky	1
Typový objednávací klíč / Standardní program	2..3
Technické údaje	4...7
Typový objednávací klíč - jmenovitá velikost 5	8
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 5	8
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 10, 12, 16	9
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 23, 28, 32	10... 11
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 45	12...13
Přednostně dodávané typy	13
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 56, 63	14...15
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 80, 90	16
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 107, 125	17
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 160, 180	18
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 200	19
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 250	20
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 355	21
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 500	22
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 750	23
Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 1000	24
Proplachovací ventily	25
Snímání otáček	25
Pojistné ventily	26
Brzdící ventil	27
Pokyny pro montáž a pro uvádění do provozu	28

**Charakteristické znaky**

- konstantní hydromotor s poháněcím ústrojím na principu axiálních pístků, umístěných v šikmé ose pro hydrostatické pohony v otevřených a uzavřených obvodech
- použití v mobilní a stacionární hydraulice
- otáčky na výstupní hřídeli jsou proporcionální přiváděnému průtoku kapaliny od čerpadla a naopak výtlačnému objemu hydromotoru
- hodnota krouticího momentu na výstupní hřídeli roste s hodnotou tlakového spádu mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou na hydromotoru
- jemně odstupňovaná řada jmenovitých velikostí nabízí vhodné přizpůsobení se praktickým požadavkům na pohon
- příznivé hmotnosti
- malé rozměry
- optimální účinnost
- hospodárná koncepce
- kuželovité pracovní pístky jsou provedeny z jednoho kusu; pro dokonalé utěsnění jsou opatřeny pístními kroužky



## Typový objednávací klíč / Standardní program

(Typový objednávací klíč NG 5 viz strana 8)

### Pracovní kapalina

minerální olej (bez označení)		
pracovní kapalina NG 10...200 (bez označení)		
HFB, HFC, HFD NG 250...1000 (pouze v provedení s uložením ložisek "L")	E-	

### Axiální pístový hydromotor

princip šikmé osy, konstantní	A2F
-------------------------------	-----

### Uložení hnacího ústrojí

	10...200	250...500	710...1000	
mechanické (bez označení)	●	●	—	
Long-Life	—	●	●	L

### Druh provozu

motor (provedení jako zapuštěný motor A2FE viz RD 91008)	M
----------------------------------------------------------	---

### Jmenovitá velikost (NG)

≥ geometrický objem $V_g$ (cm <sup>3</sup> )																					
5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000

NG 5...200: vyrobeno v Elchingen; NG 250...1000: vyrobeno v Horbu

### Konstrukční řada

	6
--	---

### Index

	NG 10...180	1
	NG 200	3
	NG 250...1000	0

### Směr otáčení

při pohledu na výstupní hřídel	střídavý	W
--------------------------------	----------	---

### Těsnění

FKM (fluor-kaučuk)	V
--------------------	---

### Zakončení hřídele

	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
hřídel s ozubením dle DIN 5480	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	—	—	—	—	—	—	A
válcová s perem dle DIN 6885	●	●	—	●	●	—	●	●	●	●	●	●	●	●	●	—	—	—	—	—	—	Z
	●	●	—	●	●	—	●	—	●	—	●	—	●	—	—	●	●	●	●	●	●	B
	●	●	—	●	●	—	●	—	●	—	●	—	●	—	—	●	●	●	●	●	●	P

### Upevňovací příruba

	10...250	355...1000	
ISO 4-otvory	●	—	B
ISO 8-otvorů	—	●	H

● = k dodání  
— = nedodává se

■ = preferenční program (přednostně dodávané typy viz strana 13)



## Technické údaje

### Pracovní kapalina

Při projektování hydraulických zařízení prosíme o zohlednění podrobnějších informací v našich katalogových listech RD 90220 (minerální oleje), RD 90221 (ekologicky nezávadné kapaliny) a RD 90223 (HF pracovní kapaliny).

Konstantní hydromotory A2FM nejsou vhodné pro provoz s HFA kapalinou. Při provozu s kapalinami HFB, HFC a HFD popř. s ekologicky nezávadnými kapalinami, je nutno brát na vědomí, že hodnoty pro technická data mohou být omezeny, popř. doporučujeme konzultaci s výrobcem kapaliny (při objednávce pracov. kapaliny do hydr. obvodu uveďte veškeré potřebné údaje v doplňujícím textu typového klíče).

### Rozsah provozní viskozita

Doporučená hodnota provozní viskozity (při provozní teplotě kapaliny) za předpokladu dosažení optimální účinnosti a životnosti je

$$v_{opt} = \text{optimální provozní viskozita } 16 \dots 36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

vztaženo na teplotu pracovní kapaliny v hydr. obvodu (uzavřený obvod) popř. na teplotu pracovní kapaliny v nádrži (otevřený obvod).

### Rozsah mezních hodnot viskozity

Pro podmínky mezních hodnot platí následující hodnoty:

*Jmenovitá velikost 5...200*

$v_{min} = 5 \text{ mm}^2/\text{s}$ , krátkodobě při max. přípust. teplotě  $t_{max} = 115^\circ\text{C}$   
 $v_{max} = 1600 \text{ mm}^2/\text{s}$ , krátkodobě při studeném rozběhu ( $t_{min} = -40^\circ\text{C}$ )

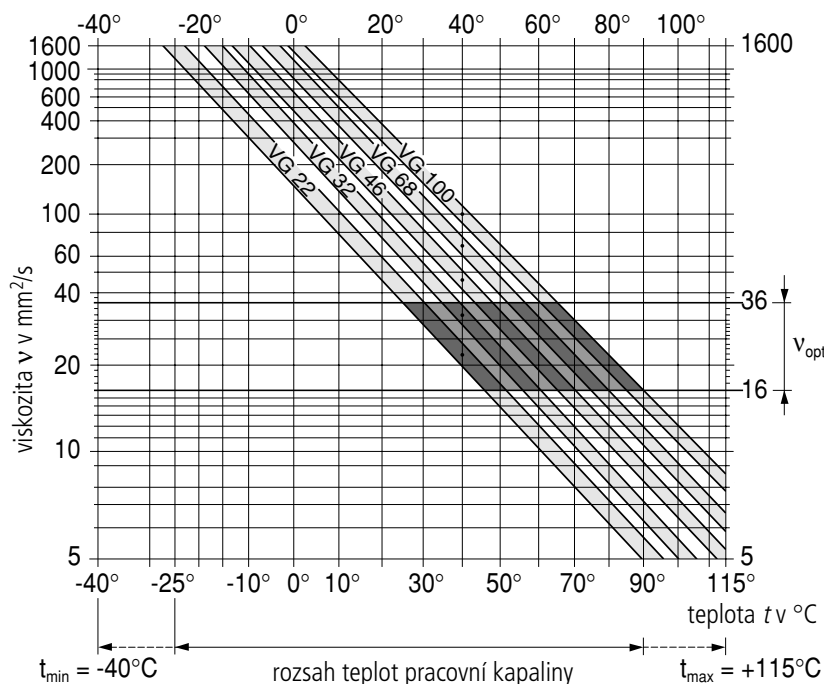
*Jmenovitá velikost 250...1000*

$v_{min} = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$ , krátkodobě při max. přípust. teplotě průsaků  $t_{max} = 90^\circ\text{C}$   
 $v_{max} = 1000 \text{ mm}^2/\text{s}$ , krátkodobě při studeném rozběhu ( $t_{min} = -25^\circ\text{C}$ )

Je nutné mít na zřeteli, že max. přípustné teploty pracovní kapaliny nesmí být překročeny (např. při skladování).

Provoz hydr. zařízení při teplotách  $-25^\circ\text{C}$  až  $-40^\circ\text{C}$  vyžaduje zvláštní opatření a konzultaci s výrobcem.

### Diagram pro volbu parametrů



### Pokyny pro volbu typu pracovní kapaliny

Volba správného typu pracovní kapaliny je podmíněna znalostí průběhu provozních teplot daného hydraulického obvodu (uzavřený obvod) a průběhu provozních teplot v nádrži (otevřený obvod) v závislosti na teplotách okolí.

Specifikaci pracovní kapaliny provádíme tak, že dbáme na to, aby (dle uvedeného diagramu) se hodnota pracovní teploty kapaliny nacházela v optimální oblasti pro provozní viskozitu kapaliny ( $v_{opt}$ ) - šrafovaný úsek diagramu. Doporučujeme ale volbu vždy vyšší třídy pro viskozitu kapaliny.

Příklad: Při teplotě okolí  $X^\circ\text{C}$  dojde k nárůstu teploty pracovního media v hydraulickém obvodu (uzavřený obvod) a v nádrži (otevřený obvod) na  $60^\circ\text{C}$ . S přihlédnutím na diagram pro volbu viskozity pracovní kapaliny odpovídají optimálnímu rozsahu viskozity ( $v_{opt}$ ; šrafované pole) třídě viskozity VG 46 popř. VG 68; zvolím tedy třídu VG 68.

**Upozornění:** Teplota průsaků, ovlivněná tlakem a otáčkami, je obvykle vždy vyšší než teplota kapaliny v hydr. obvodu popř. v nádrži. Ale v žádném místě daného hydr. obvodu nesmí teplota pracovní kapaliny překročit  $115^\circ\text{C}$  u NG 5...200 popř.  $90^\circ\text{C}$  u NG 250...1000.

Pokud shora uvedené podmínky při extrémních teplotách pracovního media, nebo při vysokých teplotách okolí nelze dodržet, doporučujeme konzultaci s výrobcem prvků.

### Filtrace pracovní kapaliny

Čím je jemnější filtrace, tím lze dosáhnout kvalitnější třídy čistoty pracovní kapaliny, a tím i delší životnost axiálních pístových hydromotorů.

K zajištění správné funkce axiálních pístových hydromotorů je nutno dosáhnout minimálně třídy čistoty pracovní kapaliny

9 dle normy NAS 1638

18/15 dle normy ISO/DIS 4406.

Při velmi vysokých teplotách pracovní kapaliny ( $90^\circ\text{C}$  až max.  $115^\circ\text{C}$ , není přípustné u NG 250...1000) je požadována minimálně třída

8 dle normy NAS 1638

17/14 dle normy ISO/DIS 4406.

Pokud shora uvedené podmínky při extrémních teplotách pracovního media, nebo při vysokých teplotách okolí nelze dodržet, doporučujeme konzultaci s výrobcem prvků.

## Technické údaje

### Tlakové poměry na výstupu

maximální tlak v pracovní větvi A nebo B  
(údaje o tlaku viz norma DIN 24312)

jmen. velikost 5	zakončení hřídele B	zakončení hřídele C
jmenovitý tlak $p_N$	210 bar	315 bar
max. přípust. tlak $p_{max}$	250 bar	350 bar

jmen. velikost 10...200 <sup>1)</sup>	zakonč. hřídele A, Z <sup>2)</sup>	zakonč. hřídele B, P
jmenovitý tlak $p_N$	400 bar	350 bar
max. přípust. tlak $p_{max}$	450 bar	400 bar

<sup>1)</sup> u zakončení hřídele Z a P lze připustit zatížení příčnými silami s jmen. tlakem  $p_N = 315$  (pastorek, klínový řemen)!

<sup>2)</sup> zakončení hřídele Z pro NG 56:  $p_N = 350$  bar,  $p_{max} = 400$  bar

### Jmenovitá velikost 250...1000

jmenovitý tlak $p_N$	350 bar
max. přípust. tlak $p_{max}$	400 bar

Při narůstajícím zatížení přes 315 bar doporučujeme použít hřídel v provedení A (NG 10...200) popř. hřídel v provedení Z (NG 250...1000). Součet tlaků ve větvi A a B nesmí překročit hodnotu 700 bar (630 bar u A2F 5).

### Směr průtoku

směr otáček doprava	směr otáček doleva
<b>A do B</b>	<b>B do A</b>

### Rozsah otáček

Hodnota minimálních otáček  $n_{min}$  nebyla stanovena. Z důvodu stejnosměrného chodu hydromotoru by počet otáč neměl podkročit hodnotu  $n_{min} 50 \text{ min}^{-1}$ . Hodnoty pro maximální otáčky viz strana 6.

### Uložení ložisek Long-Life (L) (NG 250...1000)

(pro delší životnost a pracovní kapalinu HF)

Vnější rozměry axiálního pístového hydromotoru jsou stejné jako u provedení s mechanickým uložením ložisek. Rekonstrukci na uložení ložisek Long-Life je možno provést dodatečně. V tomto případě doporučujeme přes přívod U realizovat proplachy ložisek.

### Proplach ložisek

U jmen. velikostí 250...1000 je proplach ložisek i skříně hydromotoru možno realizovat přes přívod U.

Množství kapaliny určené k proplachu (doporučení)

NG	250	355	500	710	1000
$q_{Spül}$ (l/min)	10	16	20	25	25

### Tlak v obvodu kapaliny z průsaků

Těsnění hřídele **FKM** (fluor-kaučuk)

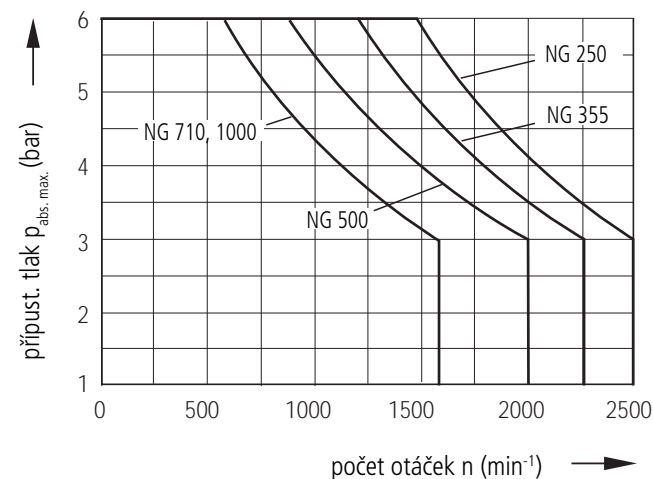
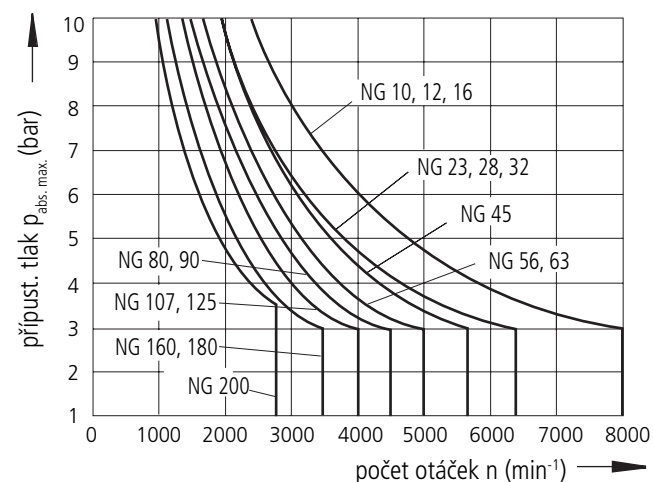
Čím nižší jsou provozní otáčky a tlak v obvodu kapaliny z průsaků, tím vyšší je životnost těsnění hřídele. Hodnoty uvedené v diagramu jsou mezní hodnoty při proměnlivém tlakovém zatížení hřídelového těsnění a neměly by být překročeny.

Při čistě statickém tlakovém zatížení v rozsahu max. přípustných hodnot tlaku kapaliny z průsaků se snižuje životnost hřídelového těsnění.

Krátkodobě ( $t < 5 \text{ min.}$ ) lze připustit u hydromotorů jmen. velikosti 5...200, nezávisle na počtu otáček, zatížení tlakem až do 5 bar.

Jmenovitá velikost 10...200

Jmenovitá velikost 250...1000



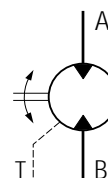
Dbejte na:

- max. přípustný počet otáček konstantního hydromotoru (viz tabulka hodnot, strana 6)
- max. příp. tlak ve skříně motoru  $p_{abs,max}$  — 10 bar (NG 5...200)  
— 6 bar (NG 250...1000)
- tlak ve skříně hydromotoru musí být stejný nebo vyšší než tlak působící na těsnění výstupní hřídele z vnějšku

### Schématické značení

#### Přípoje

- A, B větve výtlačku
- T odvod průsaků



## Technické údaje

**Tabulka hodnot** (teoretické hodnoty, bez zohlednění účinností  $\eta_{mh}$  a  $\eta_v$ ; hodnoty zaokrouhleny)

jmenovitá velikost	NG	5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80	
geometrický objem	$V_g$	cm <sup>3</sup>	4,93	10,3	12	16	22,9	28,1	32	45,6	56,1	63	80,4
max. počet otáček	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	10000	8000	8000	8000	6300	6300	6300	5600	5000	5000	4500
	$n_{max\ intermit.}^1)$	min <sup>-1</sup>	11000	8800	8800	8800	6900	6900	6900	6200	5500	5500	5000
max. přípust. průtok, při $n_{max}$	$q_{V\ max}$	l/min	49	82	96	128	144	176	201	255	280	315	360
konstanta kroucího momentu	$T_K$	Nm/bar	0,076	0,164	0,19	0,25	0,36	0,445	0,509	0,725	0,89	1,0	1,27
přípust. kroucí moment	$T$	Nm	24,7 <sup>2)</sup>	57	67	88	126	156	178	254	312	350	445
moment	$T$	Nm	–	65	76	100	144	178	204	290	356	400	508
množství kapaliny pro předplnění	L			0,17	0,17	0,17	0,20	0,20	0,20	0,33	0,45	0,45	0,55
moment setrvačnosti v ose hřídele	$J$	kgm <sup>2</sup>	0,00008	0,0004	0,0004	0,0004	0,0012	0,0012	0,0012	0,0024	0,0042	0,0042	0,0072
hmotnost (cca)	$m$	kg	2,5	5,4	5,4	5,4	9,5	9,5	9,5	13,5	18	18	23

jmenovitá velikost	NG	90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000	
geometrický objem	$V_g$	cm <sup>3</sup>	90	106,7	125	160,4	180	200	250	355	500	710	1000
max. počet otáček	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	4500	4000	4000	3600	3600	2750	2500	2240	2000	1600	1600
	$n_{max\ přerušov.}^1)$	min <sup>-1</sup>	5000	4400	4400	4000	4000	3000	–	–	–	–	–
max. přípust. průtok, při $n_{max}$	$q_{V\ max}$	l/min	405	427	500	577	648	550	625	795	1000	1136	1600
konstanta kroucího momentu	$T_K$	Nm/bar	1,43	1,70	1,99	2,54	2,86	3,18	3,98	5,65	7,96	11,3	15,9
přípust. kroucí moment	$T$	Nm	501	595	697	889	1001	1114	1393	1978	2785	3955	5570
moment při	$T$	Nm	572	680	796	1016	1144	1272	–	–	–	–	–
množství kapaliny pro předplnění	L		0,55	0,8	0,8	1,1	1,1		2,5	3,5			7,8
moment setrvačnosti v ose hřídele	$J$	kgm <sup>2</sup>	0,0072	0,0116	0,0116	0,0220	0,0220	0,0378	0,061	0,102	0,178	0,55	0,55
hmotnost (cca)	$m$	kg	23	32	32	45	45	66	73	110	155	322	336

<sup>1)</sup> Přerušované max. otáčky: nad otáčky při odlehčení a procesu předstihu,  $t < 5$  sek. a  $\Delta p < 150$  bar

<sup>2)</sup>  $\Delta p = 315$  bar

### Výpočet jmenovité velikosti

průtok	$q_V = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	v l/min	$V_g =$ geometrický objem za otáčku	v cm <sup>3</sup>
počet otáček	$n = \frac{q_V \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g}$	v min <sup>-1</sup>	$T =$ kroucí moment	v Nm
kroucí moment	$T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$		$\Delta p =$ tlakový spád	v bar
	nebo $T = T_K \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}$	v Nm	$n =$ otáčky	v min <sup>-1</sup>
výkon	$P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60 \cdot 000} = \frac{T \cdot n}{9549}$		$T_K =$ konstanta kroucího momentu	v Nm/bar
	$= \frac{q_V \cdot \Delta p}{600} \cdot \eta_t$	v kW	$\eta_v =$ objemová účinnost	
			$\eta_{mh} =$ mechanicko-hydraulická účinnost	
			$\eta_t =$ celková účinnost	

## Technické údaje

### Výkon na výstupní hřídeli.

Dovolené zatížení hřídele příčnými a osovými silami.

Uvedené hodnoty jsou mezní a nejsou vhodné pro trvalý provoz.

jmenovitá velikost		5	10	12	16	23	28	32	45	56	63	80
a	mm	12	16	16	16	16	16	18	18	18	20	
$F_{q \max}$	N	710	2350	2750	3700	4300	5400	6100	8150	9200	10300	11500
$\pm F_{ax \max}$	N	180	320	320	320	500	500	500	630	800	800	1000
$\pm F_{ax \text{zul.}}/\text{bar}$	N/bar	1,5	3,0	3,0	3,0	5,2	5,2	5,2	7,0	8,7	8,7	10,6

jmenovitá velikost		90	107	125	160	180	200	250	355	500	710	1000
a	mm	20	20	20	25	25	25	41	52,5	52,5	67,5	67,5
$F_{q \max}$	N	12900	13600	15900	18400	20600	22900	1200 <sup>1)</sup>	1500 <sup>1)</sup>	1900 <sup>1)</sup>	3000 <sup>1)</sup>	2600 <sup>1)</sup>
$\pm F_{ax \max}$	$+F_{ax \max}$	1000	1250	1250	1600	1600	1600	4000	5000	6250	10000	10000
	$-F_{ax \max}$	1000	1250	1250	1600	1600	1600	1200	1500	1900	3000	2600
$\pm F_{ax \text{zul.}}/\text{bar}$	N/bar	10,6	12,9	12,9	16,7	16,7	16,7	<sup>2)</sup>	<sup>2)</sup>	<sup>2)</sup>	<sup>2)</sup>	<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Příklad výskytu větších sil v klidovém stavu nebo při beztlakém oběhu axiálního pístové hydromotoru konzultujte s výrobcem!

<sup>2)</sup> Nutno konzultovat!

### Vysvětlení symbolů

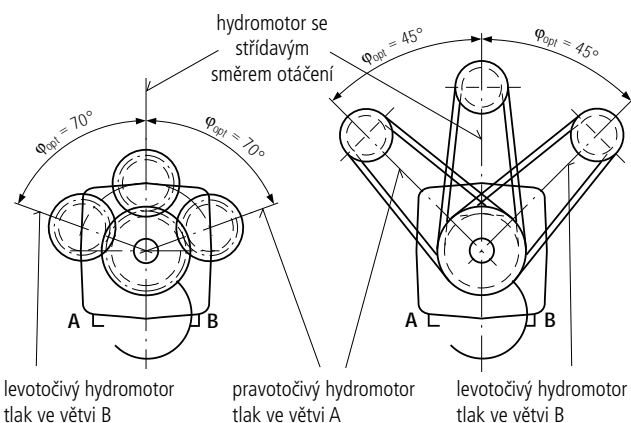
- a = vzdálenost působíště síly  $F_q$  od nákrůžku hřídele
- $F_{q \max}$  = max. hodnota příčné síly ve vzdálenosti "a" (platí pro přerušovaný provoz)
- $\pm F_{ax \max}$  = max. přípust. hodnota síly v ose hřídele v klidovém stavu motoru nebo při jeho beztlakém oběhu
- $\pm F_{ax \text{zul.}}/\text{bar}$  = dovolená hodnota síly v ose hřídele / 1bar pracovního tlaku

U výpočtu přípust. hodnoty síly v ose pístnice je nutno u NG 28...200 brát v úvahu směr jejího působení:

- $-F_{ax \max}$  = zvýšení životnosti ložisek
- $+F_{ax \max}$  = snížení životnosti ložisek (pokud možno vyvarovat se)

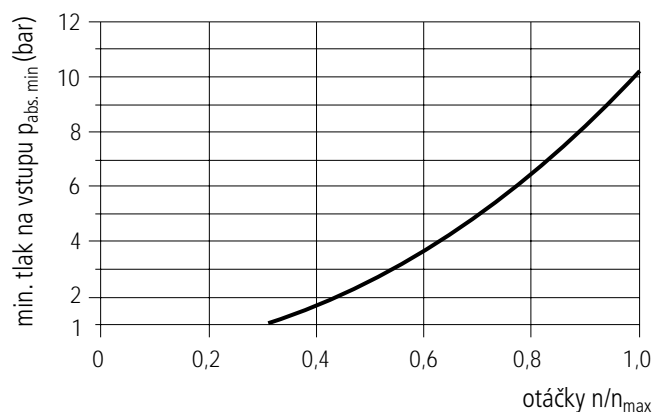
### Optimální směr působení síly $F_q$ (platí pro NG 10...180)

Při vhodném působení síly  $F_q$  lze zmenšit účinky zatížení na ložiska, které vznikají působením vnitřních sil na hnacím ústrojí, a tím lze dosáhnout i optimální životnosti ložisek.



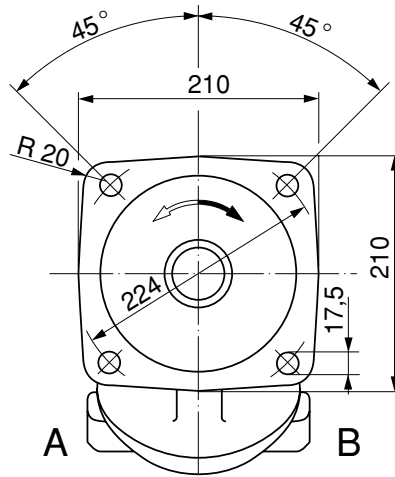
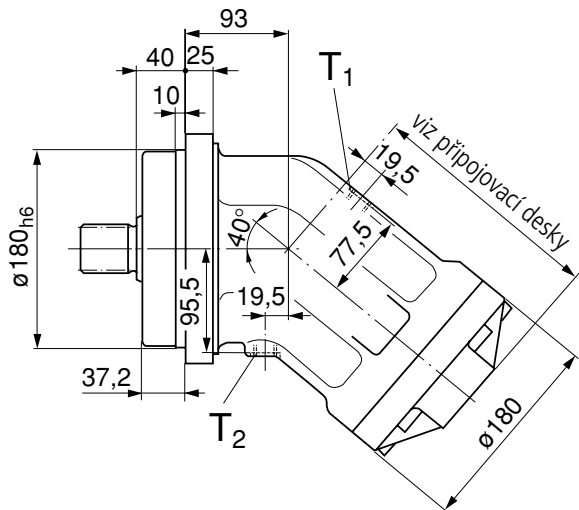
### Minimální vstupní tlak v pracovních větvích

Aby nedošlo k poškození hydromotoru je nutno, aby byl ve vstupní větvi zajištěn tlak o minimální hodnotě. Tato hodnota je závislá na otáčkách hydromotoru.



# Rozměry hydromotoru, jmenovitá velikost 160, 180

Před zhotovením konstr. návrhu doporučujeme si vyžádat závazný zástavbový výkres.



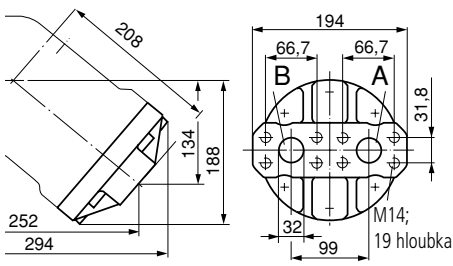
### Přípoje

A, B větev výtaku (viz přípojovací desky)

T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> odvod kapaliny z průsaků (1 x uzavřeno) M 22x1,5

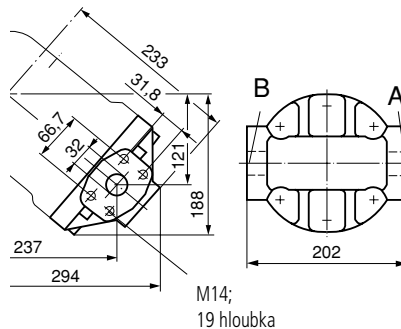
## Přípojovací desky

**01** přípoje dle SAE, umístěné na zadní straně



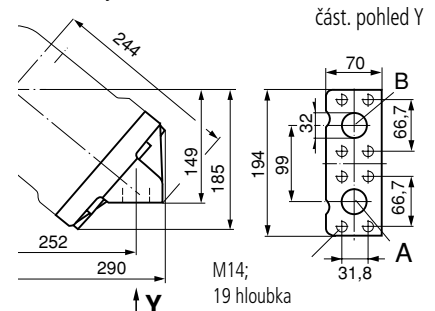
A, B větev výtaku SAE 1 1/4" 420 bar (6000 psi) vysokotlaká řada

**02** přípoje dle SAE, na bočních stranách



A, B větev výtaku SAE 1 1/4" 420 bar (6000 psi) vysokotlaká řada

**10** přípoje dle SAE, přírubby jsou umístěny na stejné boční straně

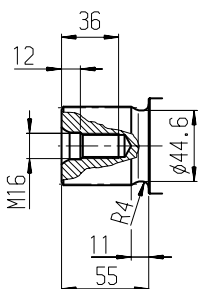


A, B větev výtaku SAE 1 1/4" 420 bar (6000 psi) vysokotlaká řada

## Zakončení hřídele

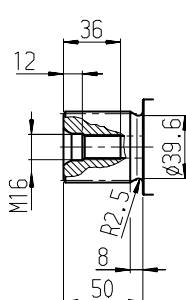
### NG 160, 180

**A** hřídel s ozubením, DIN 5480  
W 50x2x30x24x9g  
p<sub>N</sub> = 400 bar



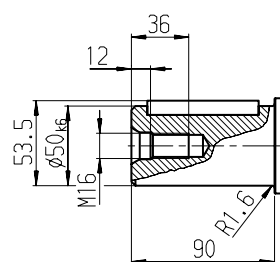
### NG 160

**Z** hřídel s ozubením, DIN 5480  
W 45x2x30x21x9g  
p<sub>N</sub> = 400 bar



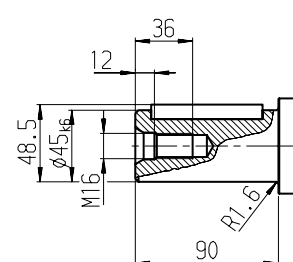
### NG 160, 180

**B** pero, DIN 6885  
AS 14x9x70  
p<sub>N</sub> = 350 bar



### NG 160

**P** pero, DIN 6885  
AS 14x9x70  
p<sub>N</sub> = 350 bar





## 2-way cartridge valves, directional functions

Type LC (cartridge valves),  
type LFA (control cover)

**RE 21010**

Edition: 2014-09

Replaces: 03.05



- ▶ Size 16 ... 160
- ▶ Component series 2X; 6X; 7X
- ▶ Maximum operating pressure 420 bar
- ▶ Maximum flow 25 000 l/min

### Features

- ▶ Valve poppet with or without damping nose
- ▶ 2 area ratios
- ▶ 4 different springs
- ▶ 4 stroke limitations
- ▶ Control cover with installed seat valve
- ▶ Control cover with installed shuttle valve
- ▶ Control cover for mounting directional spool valves with or without installed shuttle valve
- ▶ Higher pressure ranges, upon request

**Technical data**

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

<b>General</b>												
Size		16	25	32	40	50	63	80	100	125	160	
Weight	▶ Type LC	kg	0.25	0.5	1.1	1.9	3.9	7.2	13.0	27.0	44.0	75.0
	▶ Type LFA	kg	1.2	2.3	4.0	7.4	10.5	21.0	27.0	42.0	80.0	150.0
Ambient temperature range		°C	-30 ... +60 (NBR seals) -20 ... +60 (FKM seals)									
MTTF <sub>d</sub> values according to EN ISO 13849		Years	150 (for further details see data sheet 08012)									

<b>Hydraulic</b>			
Maximum operating pressure	▶ Without directional valve	bar	420
	▶ Port A, B, X, Z1, Z2	bar	315; 350 and 420 (depending on the mounted directional valve)
	▶ Port Y	bar	depending on the maximum tank pressure of the mounted directional valve
	▶ With monitored spool position	bar	400
Maximum flow		l/min	25,000 (size-dependent; see characteristic curves page 10 and 9)
Hydraulic fluid			see table below
Hydraulic fluid temperature range		°C	-30 ... +80 (NBR seals) -20 ... +80 (FKM seals)
Viscosity range		mm <sup>2</sup> /s	2.8 ... 500
Maximum permissible degree of contamination of the hydraulic fluid, cleanliness class according to ISO 4406 (c)			Class 20/18/15 <sup>1)</sup>

Hydraulic fluid	Classification	Suitable sealing materials	Standards
Mineral oils	HL, HLP, HLPD, HVL, HVLDP	NBR, FKM	DIN 51524
Bio-degradable	- insoluble in water	HETG	ISO 15380
		HEES	
	- soluble in water	HEPG	ISO 15380
	- water-free	HFDR, HFDR	ISO 12922
Flame-resistant	- containing water	HFC (Fuchs Hydrotherm 46M, Petrofer Ultra Safe 620)	ISO 12922

**Important Information on hydraulic fluids:**

- ▶ For more information and data on the use of other hydraulic fluids, please refer to data sheet 90220 or contact us!
- ▶ There may be limitations regarding the technical valve data (temperature, pressure range, life cycle, maintenance intervals, etc.)!
- ▶ The flash point of the hydraulic fluid used must be 40 K higher than the maximum solenoid surface temperature.

**▶ Flame-resistant – contains water:**

- Maximum pressure differential on the seat: 50 bar
- Pressure pre-loading at the tank port > 20% of the pressure differential, otherwise increased cavitation
- Life cycle as compared to operation with mineral oil HL, HLP 50 to 100%

<sup>1)</sup> The cleanliness classes stated for the components need to be maintained in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and at the same time increases the service life of the components.

For the selection of the filters see [www.boschrexroth.com/filter](http://www.boschrexroth.com/filter).

**Ordering code:** Cartridge valve (without control cover)

01	02	03	04	05	06	07
<b>LC</b>					/	

01	Cartridge valve	<b>LC</b>
02	Size 16	<b>16</b>
	Size 25	<b>25</b>
	Size 32	<b>32</b>
	Size 40	<b>40</b>
	Size 50	<b>50</b>
	Size 63	<b>63</b>
	Size 80	<b>80</b>
	Size 100	<b>100</b>
	Size 125	<b>125</b>
	Size 160	<b>160</b>

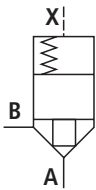
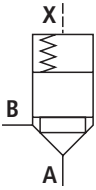
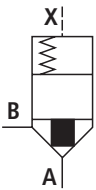
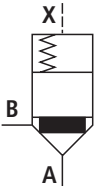
**Spool design** (for area ratio see section on page 3)

03	$A_1 : A_2 = 2 : 1$ ( $A_2 = 50\%$ )	<b>A</b>
	$A_1 : A_2 = 14.3 : 1$ ( $A_2 = 7\%$ )	<b>B</b>
04	Cracking pressure 0 bar (without spring)	<b>00</b>
	Cracking pressure approx. 0.5 bar	<b>05</b>
	Cracking pressure approx. 1 bar	<b>10</b>
	Cracking pressure approx. 2 bar	<b>20</b>
	Cracking pressure approx. 3 bar (only size 125)	<b>30</b>
	Cracking pressure approx. 4 bar (not size 125 and 160)	<b>40</b>
	For exact values, see page 8.	
05	Valve poppet <b>without</b> damping nose	<b>E</b>
	Valve poppet <b>with</b> damping nose	<b>D</b>
06	Component series 70 to 79 (70 to 79: unchanged installation and connection dimensions) (size 16 ... 63)	<b>7X</b>
	Component series 60 to 69 (60 to 69: unchanged installation and connection dimensions) (size 80 ... 100)	<b>6X</b>
	Component series 20 to 29 (20 to 29: unchanged installation and connection dimensions) (size 125 ... 160)	<b>2X</b>

**Seal material**

07	NBR seals	<b>no code</b>
	FKM seals	<b>V</b>
	Attention, observe compatibility of seals with hydraulic fluid used. (Other seals on request)	

**Symbols**

Version "E"		Version "D"	
 <p>Area ratio <math>A_1 : A_2 = 2 : 1</math> Version "...A.E..."</p>	 <p>Area ratio <math>A_1 : A_2 = 14.3 : 1</math> Version "...B.E..."</p>	 <p>Area ratio <math>A_1 : A_2 = 2 : 1</math> Version "...A.D..."</p>	 <p>Area ratio <math>A_1 : A_2 = 14.3 : 1</math> Version "...B.D..."</p>

**Technical data:** Cartridge valve (without control cover)  
(For applications outside these parameters, please consult us!)

**Size of the annulus area**

Area in cm <sup>2</sup>	Version	Size									
		16	25	32	40	50	63	80	100	125	160
<b>A<sub>1</sub></b>	LC..A..	1.89	4.26	6.79	11.1	19.63	30.2	37.9	63.6	95	160.6
	LC..B..	2.66	5.73	9.51	15.55	26.42	41.28	52.8	89.1	133.7	224.8
<b>A<sub>2</sub></b>	LC..A..	0.95	1.89	3.39	5.52	8.64	14.0	18.84	31.4	48	79.9
	LC..B..	0.18	0.43	0.67	1.07	1.85	2.90	3.94	5.9	9.3	15.7
<b>A<sub>3</sub></b>	LC..A..	2.84	6.16	10.18	16.62	28.27	44.2	56.74	95	143	240.5
	LC..B..	2.84	6.16	10.18	16.62	28.27	44.2	56.74	95	143	240.5

**Spool form (damping nose)**

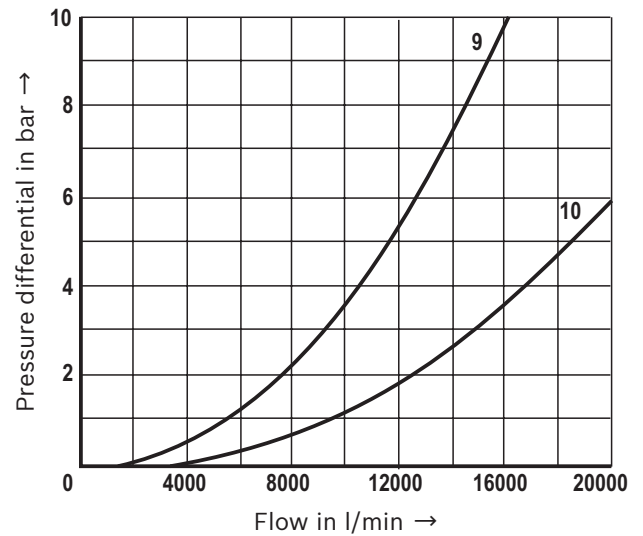
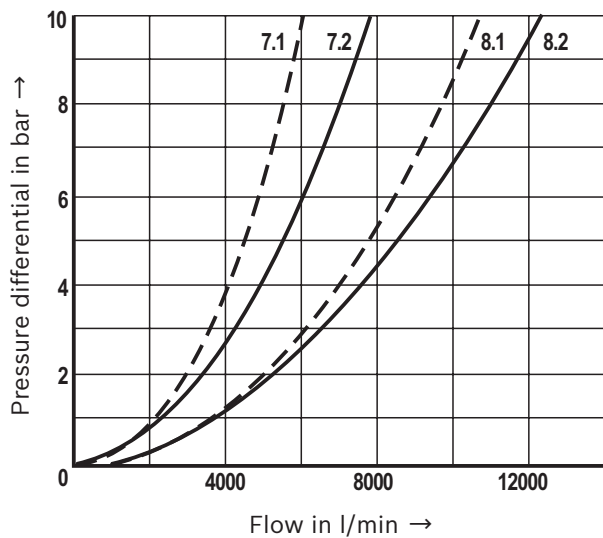
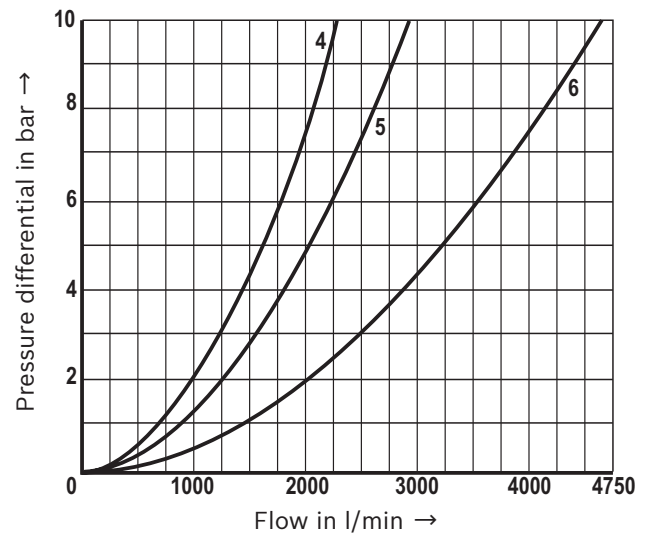
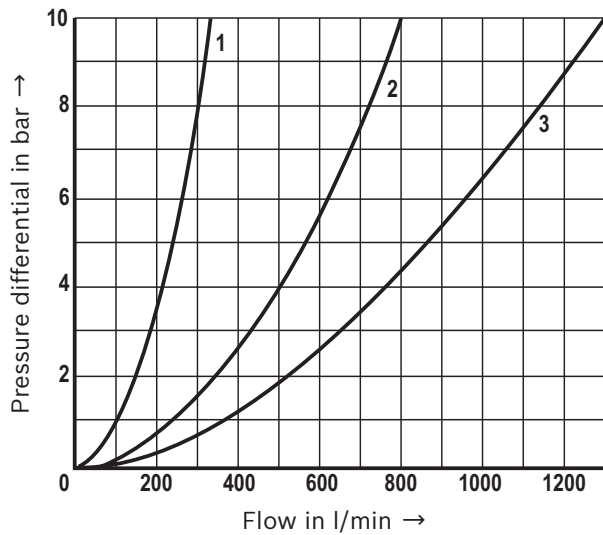
	Version	Size										
		16	25	32	40	50	63	80	100	125	160	
<b>Stroke</b>	cm	LC..E..	0.9	1.17	1.4	1.7	2.1	2.3	2.4	3.0	3.8	5.0
		LC..D..	0.9	1.17	1.4	1.9	2.3	2.8	3.0	3.8	4.8	6.5
<b>Pilot volume</b>	cm <sup>3</sup>	LC..E..	2.56	7.21	14.3	28.3	59.4	102	136	285	544	1203
		LC..D..	2.56	7.21	14.3	31.6	65.0	124	170	361	687	1563
<b>Theoretical pilot flow <sup>1)</sup></b>	l/min	LC..E..	15.4	43.3	86	170	356	612	816	1710	3264	7218
		LC..D..	15.4	43.3	86	190	390	744	1020	2166	4122	9378

**Cracking pressure in bar**

	Version	Size									
		16	25	32	40	50	63	80	100	125	160
<b>Direction of flow: A to B</b>	LC..A 00..	0.02	0.025	0.05	0.05	0.05	0.07	0.07	0.1	0.15	0.15
	LC..A 05..	0.35	0.35	0.36	0.35	0.37	0.31	0.44	0.43	0.43	0.45
	LC..A 10..	0.70	0.68	0.72	0.71	0.67	0.64	0.88	0.88	0.88	-
	LC..A 20..	2.03	2.18	2.12	2.02	2.01	2.0	1.75	1.75	1.76	1.94
	LC..A 30..	-	-	-	-	-	-	-	-	2.05	-
	LC..A 40..	3.50	3.90	3.80	4.0	4.11	3.8	3.13	3.04	-	-
	LC..B 00..	0.014	0.02	0.035	0.035	0.035	0.05	0.05	0.07	0.1	0.1
	LC..B 05..	0.25	0.26	0.26	0.25	0.28	0.23	0.31	0.31	0.31	0.32
	LC..B 10..	0.49	0.50	0.51	0.51	0.48	0.47	0.63	0.63	0.62	-
	LC..B 20..	1.44	1.62	1.52	1.44	1.5	1.5	1.26	1.25	1.25	1.4
<b>Direction of flow B to A</b>	LC..A 00..	0.04	0.05	0.1	0.1	0.1	0.14	0.14	0.2	0.30	0.33
	LC..A 05..	0.69	0.78	0.72	0.7	0.84	0.68	0.88	0.88	0.86	0.91
	LC..A 10..	1.38	1.53	1.42	1.43	1.47	1.37	1.77	1.78	1.73	-
	LC..A 20..	4.05	4.91	4.25	4.06	4.57	4.33	3.53	3.54	3.50	3.9
	LC..A 30..	-	-	-	-	-	-	-	-	4.0	-
	LC..A 40..	6.96	8.74	7.6	8.05	9.34	8.15	6.3	6.2	-	-
	LC..B 00..	0.24	0.25	0.5	0.5	0.5	0.8	0.7	1.0	1.5	1.5
	LC..B 05..	3.69	3.40	3.64	3.64	3.95	3.27	4.2	4.6	4.4	4.6
	LC..B 10..	7.43	6.69	7.24	7.37	6.88	6.62	8.4	9.4	8.9	-
	LC..B 20..	21.3	21.5	21.6	20.9	21.4	20.9	16.9	18.7	17.9	20
LC..B 30..	-	-	-	-	-	-	-	-	20.7	-	
LC..B 40..	36.6	38.3	38.6	41.5	43.6	39.4	30.2	32.5	-	-	

<sup>1)</sup> Theoretical pilot flow to achieve a switching time of 10 ms

**Characteristic curves:** without damping nose  
(measured with HLP46,  $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ )

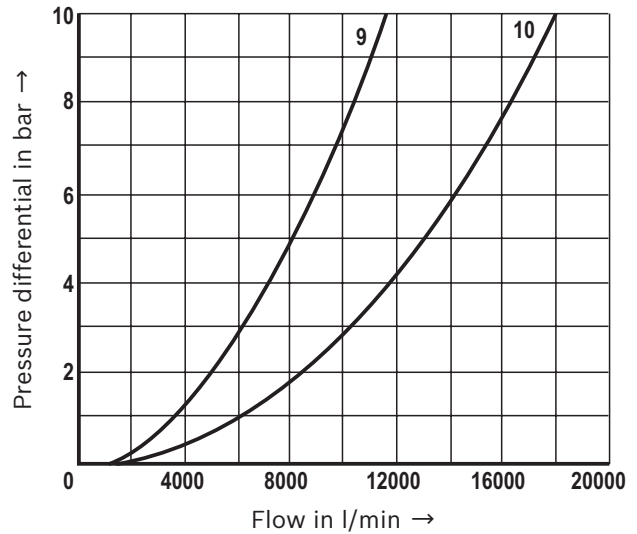
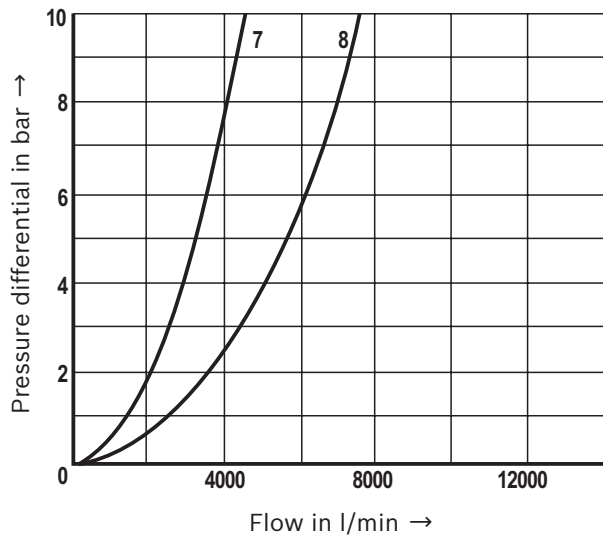
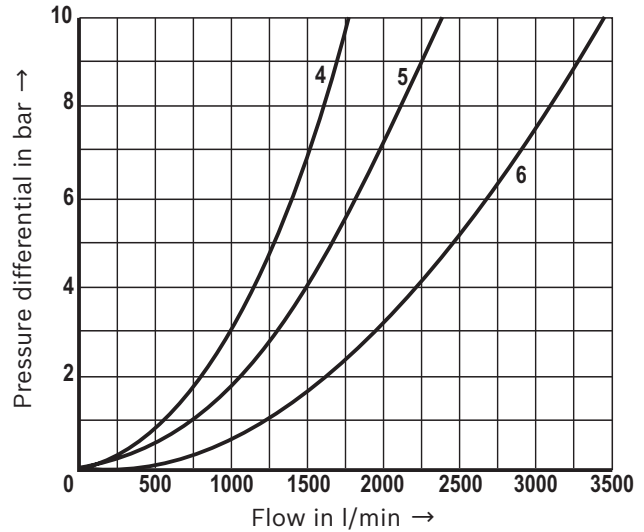
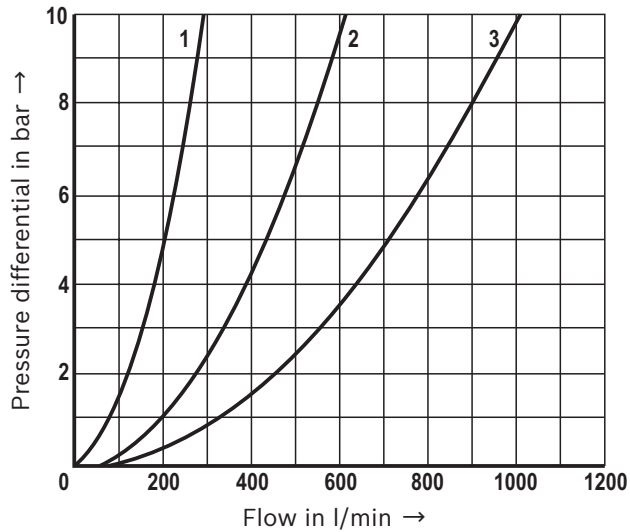


**Notice:**

The indicated characteristic curves have been determined without inserted springs and show average values with regard to the two possible directions of flow.

- 1 Size 16
- 2 Size 25
- 3 Size 32
- 4 Size 40
- 5 Size 50
- 6 Size 63
- 7.1 Size 80, spool design "A"
- 7.2 Size 80, spool design "B"
- 8.1 Size 100, spool design "A"
- 8.2 Size 100, spool design "B"
- 9 Size 125
- 10 Size 160

**Characteristic curves:** with damping nose  
(measured with HLP46,  $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ )



**Notice:**

The indicated characteristic curves have been determined without inserted springs and show average values with regard to the two possible directions of flow.

- 1 Size 16
- 2 Size 25
- 3 Size 32
- 4 Size 40
- 5 Size 50
- 6 Size 63
- 7 Size 80
- 8 Size 100
- 9 Size 125
- 10 Size 160



**Control cover “D” with remote control port: Size 80 ... 160**  
(dimensions in mm)

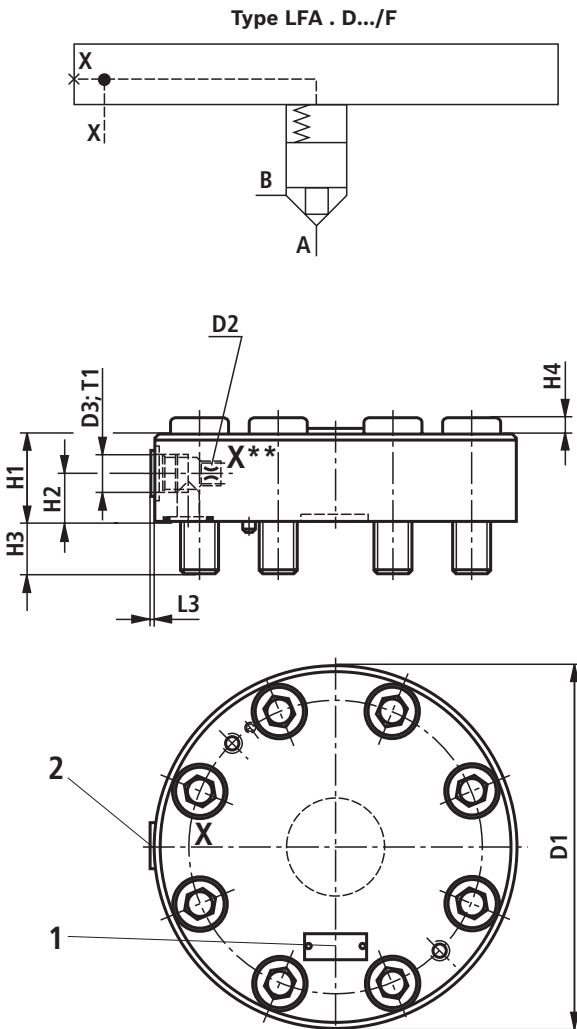
01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17
LFA		D	-	/				F								1)

02				14			
Size				Nozzle in channel (∅ in 1/10 mm)			
80	100	125	160	X**			

04	Component series 60 to 69 (60 to 69: unchanged installation and connection dimensions) (size 80 ... 100)	6X
	Component series 20 to 29 (20 to 29: unchanged installation and connection dimensions) (size 125 ... 160)	2X
09	With remote control port	F

△ Nozzle possible, must be specified if required

1) See “General notes on ordering codes for control cover type LFA...” page 11.



Size	80	100	125	160
D1	250	300	380	480
D2 <sup>2)</sup>	G3/8	G1/2	G1	G1
D3	G3/4	G1	G1 1/4	G1 1/4
H1	70	75	105	147
H2	35	40	50	70
H3	45	52.5	61	74
H4	-	24	31	42
L3	3	3	4	4
T1	16	18	20	20

<sup>2)</sup> For nozzle ordering codes, see page 71.

**Mounting screws** included in the scope of delivery (see also page 71).

- 1 Name plate
- 2 Port X optionally as a threaded connection

**Notice:**  
The dimensions are nominal dimensions which are subject to tolerances.