

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Hydraulický pohon válcovacího stroje

Autor: **Martin Habrman**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin HABRMAN**
Osobní číslo: **S12B0142P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Hydraulický pohon válcovacího stroje**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma válcovací stroje a hydraulický pohon. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení pohonu stroje. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Provedení rešerše na téma válcovací stroje a hydraulický pohon
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 30-40 stran A4
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

KOVÁČ, A., JENKUT, M. *Tvárníce stroje*. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978

KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989. 80-214-1037-10.

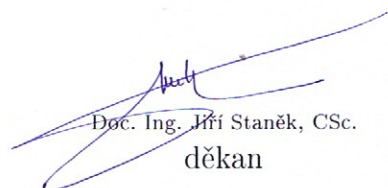
STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje*. Praha : SNTL, 1985

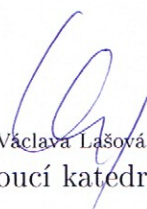
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Poděkování

Při této příležitosti bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D., vedoucímu mé bakalářské práce, za trpělivost, cenné připomínky a rady, které mi v průběhu práce ochotně poskytl. Rovněž bych chtěl poděkovat všem, kteří mi radou a cennými zkušenostmi umožnili dokončit tuto práci.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Habrman	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	2301R01 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Hydraulický pohon válcovacího stroje		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	57	TEXTOVÁ ČÁST	53	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši na téma hydraulický rotační pohon a rotační válcování. Dále obsahuje stručný popis částí kovacích válců, porovnání hydraulického pohonu s elektrickým, návrh hydraulického pohonu vypracovaný ve čtyřech variantách. Na závěru jsou z každé varianty vybrány charakteristické vlastnosti, které jsou uvedeny v závěru v tabulce.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Rotační hydromotory, rotační kování, kovací válce, MITCalc, CAD, MKP, NX 9.0</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTOR	Surname Habrman	Name Martin		
FIELD OF STUDY	2301R01 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	Diploma	Bachelor	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Hydraulic drive of rolling machine			

Faculty	Mechanical Engineering	Department	KKS	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	57	TEXT PART	53	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	This bachelor thesis contains a search on the topic of hydraulic rotary drive and rotary rolling. It also includes a brief description of the parts of forging rolls, a comparison of electric and hydraulic drives and a draft of hydraulic drive of the draft drawn up in four variants. The characteristic features of each of these variations are specified and presented in a table placed in the conclusion.
TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	
KEY WORDS	Rotary hydro motor, roll forging, forging rolls, MITCalc, CAD, MKP, NX 9.0

Obsah

1. Úvod	5
2. Hydraulický pohon - hydromotor	6
2.1. Rozdělení rotačních hydromotorů	6
2.2. Zubové hydromotory.....	7
2.2.1. Zubové hydromotory s vnějším ozubením	7
2.2.2. Zubové hydromotory s vnitřním ozubením	8
2.2.3. Zubové hydromotory s vnitřním ozubením a orbitálním pohybem - ORBIT	9
2.3. Vřetenové (šroubové) hydromotory	10
2.4. Lamelové hydromotory	12
2.4.1. Nevyvážený lamelový hydromotor (s kruhovým statorem)	12
2.4.2. Vyvážený lamelový hydromotor (s oválným (eliptickým) statorem).....	13
2.4.3. Lamelový hydromotor s lamely ve statoru	14
2.5. Radiální pístové hydromotory	14
2.5.1. Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru	15
2.5.2. Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou.....	16
2.5.3. Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru	17
2.6. Axiální pístové hydromotory	18
2.6.1. Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou	18
2.6.2. Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem	19
3. Rotační kování	20
3.1. Rotační zápustka	21
3.1.1. Materiál zápustek [3]	22
3.2. Skupiny výkovků podle tvaru [3]	22
3.3. Srovnání rotačního kování s volným kovááním.....	23
4. Kovací válce	24
4.1. Pohon	24
4.2. Výpočet rámu stroje	26
5. Konstrukční varianty	30
5.1. Hydromotor napřímo	30
5.1.1. Výběr hydromotoru	31
5.1.2. Výpočty.....	31

5.2.	Hydromotor s jednostupňovou převodovkou.....	34
5.2.1.	Výběr hydromotoru	35
5.2.2.	Výpočty.....	36
5.3.	Hydromotor s planetovou převodovkou.....	46
5.3.1.	Výběr hydromotoru	47
5.3.2.	Výpočty.....	47
5.4.	Hydromotor s planetovou převodovkou ve stojanu	49
6.	Porovnání variant	51
7.	Závěr.....	52
8.	Bibliografie	53

Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma zubového hydromotoru s vnějším ozubením	7
Obr. 2 Odlehčovací drážky.....	8
Obr. 3 Schéma zubového hydromotoru s vnitřním ozubením	8
Obr. 4 Schéma hydromotoru ORBIT	9
Obr. 5 Porovnání ozubení	10
Obr. 6 Schéma dvouřetenového hydromotoru	11
Obr. 7 Schéma nevyváženého lamelového hydromotoru	12
Obr. 8 Schéma vyváženého lamelového hydromotoru	13
Obr. 9 Schéma lamelového hydromotoru s lamely ve statoru	14
Obr. 10 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty v rotoru	15
Obr. 11 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou.....	16
Obr. 12 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty ve statoru.....	17
Obr. 13 Schéma axiálního pístového hydromotoru s nakloněnou deskou	18
Obr. 14 Schéma axiálního hydromotoru s nakloněným blokem	19
Obr. 15 Schéma rotačního kování	20
Obr. 16 Princip rotačního kování.....	20
Obr. 17 Ruční podávání polotovaru [4]	21
Obr. 18 LASCO RCW 900 [5]	21
Obr. 19 Plochý hřbet.....	22
Obr. 20 Polo válcové.....	22
Obr. 21 Válcové	22
Obr. 22 Výroba příruby.....	22
Obr. 23 Postup výroby součástí: (a) rotační kování, (b) zápusťkové kování, (c) dokončovací operace [3].....	23
Obr. 24 Základní části kovací válců	24
Obr. 25 Eumuco ARWS 1 [7].....	25
Obr. 26 Rám Eumuco ARWS 1 [7].....	25
Obr. 27 Okrajové podmínky.....	26
Obr. 28 Celkový průběh posunutí	27
Obr. 29 Posunutí ve směru osy Y.....	27
Obr. 30 Posunutí ve směru osy X.....	28
Obr. 31 Posunutí ve směru osy Z.....	28
Obr. 32 Výpočet napětí dle HMM.....	28
Obr. 33 Hydromotor napřímo.....	30
Obr. 34 Závislost účinnosti na točivém momentu a rychlosti	31
Obr. 35 Výpočet střižné síly, hydromotor napřímo	32
Obr. 36 Výpočet napětí ve stříhu a tlaku.....	32
Obr. 37 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor napřímo	32
Obr. 38 Zjednodušení hydromotoru pro výpočet momentu setrvačnosti, vlevo [8], vpravo – upravený 3D model firmy Rexroth	33
Obr. 39 Hydromotor s jednostupňovou převodovkou	34
Obr. 40 Nárys varianty s jednostupňovou převodovkou	35
Obr. 41 Závislost účinnosti na točivém momentu a rychlosti	36
Obr. 42 Výpočet střižné síly, hydromotor s jednostupňovou převodovkou.....	36

<i>Obr. 43 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor s jednostupňovou převodovkou</i>	<i>37</i>
<i>Obr. 44 Souřadnicový systém</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 45 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou YZ</i>	<i>38</i>
<i>Obr. 46 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou XY</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 47 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou XZ</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 48 Model zesílené hřídele</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 49 Původní hřídel</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 50 Zesílená hřídel</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 51 Porovnání hřídelí</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 52 Původní návrh převodovky</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 53 Finální návrh převodovky (zesílená hřídel)</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 54 Označení ložisek</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 55 Hydromotor s planetovou převodovkou</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 56 Závislost otáček a točivého momentu při nasazení planetové převodovky</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 57 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor s planetovou převodovkou ...</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 58 Zjednodušení axiálního hydromotoru pro výpočet momentu setrvačnosti</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 59 Hydromotor s planetovou převodovkou ve stojanu</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 60 Pohyblivé a pevné uložení planetové převodovky</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 61 Vysvětlivky rozměrů pohonu</i>	<i>51</i>

Seznam tabulek

<i>Tab. 1 Údaje o životnosti ložisek</i>	<i>45</i>
<i>Tab. 2 Hodnoty axiálního hydromotoru</i>	<i>47</i>
<i>Tab. 3 Shrnutí důležitých parametrů pohonů</i>	<i>51</i>

1. Úvod

Cílem bakalářské práce je vypracovat rešerši na druh hydraulického pohonu připadajícího v úvahu pro pohon kovacími válci, stručně vysvětlit princip fungování hydromotoru v každé skupině, uvést výhody a nevýhody jednotlivých skupin a vypsát přibližné maximální hodnoty, které jsou danou skupinou dosažitelné. Dále vypracovat rešerši na téma rotační kování, popsat tuto technologii, ukázat její možnosti, využití, uvést příklady výkovek i finálních výrobků, pro které se polotovar zhotovuje právě touto technologií. Popsat stroj pro rotační kování – kovací válec, včetně základních částí a zaměřit se na pohon stroje.

Dílčím cílem je představení pohonů stroje, nové trendy v konstruování pohonu, především za účelem zmenšení prostoru a snížení poruchovosti. Porovnání rotačních hydromotorů s elektromotory, které jsou v současné době nejrozšířenější variantou, uvést výhody a nedostatky.

Najít na stroji vhodné místo připadající v úvahu pro připojení hydraulického pohonu. Pomocí MKP výpočtu zkontrolovat hodnoty napětí a posunutí v částech stroje, zda vyhovují. Podle těchto hodnot zvážit připojení pohonu. V místech s malými posuvy připadá v úvahu připojit hydromotor pomocí redukce nebo napřímo. Při větších deformacích stroje vlivem poměrně vysokých tvářecích sil zvážit konstrukci pomocného stojanu pohonu, který by zachycoval vlastní tíhu motoru i s ohybovým a točivým momentem.

Návrh hydraulického pohonu stroje se bude skládat z více variant a bude zde možnost jednotlivé varianty mezi sebou porovnávat i kombinovat. Parametry pohonu stroje jsou dány materiálem polotovaru, který je na stroji kován, především na jeho přetvárném odporu. Podle těchto parametrů bude proveden výběr vhodného hydromotoru z určité skupiny, která je omezena maximálními hodnotami dané konstrukcí motoru. Předběžně je třeba brát v úvahu velký točivý moment, jelikož síly potřebné pro prokování polotovaru jsou velmi vysoké. Z tohoto důvodu přichází v úvahu možnost aplikace převodovky, buď x. stupňové nebo planetové s větším převodovým poměrem.

Pro každou z variant bude vypracován 3D model, který bude jasně demonstrovat rozměry pohonu vůči ostatním částem stroje. U pohonu budou uvedeny parametry, které je schopen dosáhnout, buď hydromotor sám, nebo s pomocí převodovky a zdůvodnit, o kolik daný pohon umožňuje případné přetížení nebo zdali není příliš předimenzován. Jelikož jednou z částí pohonu stroje bude hydromotor, který vyžaduje propojení s hydraulickým generátorem pomocí hadic, proto musí být při konstrukci brán ohled na to, aby se hadice nezamotávaly, příliš ostře nehýbaly atd. Hydraulický generátor bude kvůli svým velkým rozměrům umístěn mimo stroj. Varianty budou obsahovat výpočty některých součástí za účelem ověřit jejich vhodnost aplikace. U složitějších sestav bude vysvětlena i montáž, a tím zdůvodněno, že je realizovatelná.

V závěru budou shrnuty do tabulky základní údaje reprezentující každou variantu.

2. Hydraulický pohon - hydromotor

Hydromotor je prvek v hydraulických obvodech, který převádí tlakovou energii kapaliny na tuhé části motoru. [1]

V porovnání s hydraulickým generátorem plní hydromotor inverzní funkci. Konstrukční provedení hydraulických generátorů a hydromotorů je podobné nebo dokonce stejné. Rozdíl je v čase, který je potřebný pro dosažení jmenovitých hodnot, zpravidla kratší je u hydromotorů. To je způsobeno tím, že do pracovního prostoru hydromotoru je kapalina přiváděna pod tlakem a tak je schopna zaplnit tento prostor v podstatě kratším čase, než je tomu při nasávání kapaliny do hydraulického generátoru. [1]

Rozdělení hydromotorů podle druhu pohybu výstupního členu:



Nejlepší volbou pro pohon kovacíh válců je rotační hydromotor, jelikož válce stroje konají také rotační pohyb kolem své osy. Pohon se tak obejde bez složitého mechanismu, který by měnil jeho druh pohybu.

2.1. Rozdělení rotačních hydromotorů

Hydromotory jsou tlakové stroje. Změna tlaku je v nich realizována změnou objemu, pomocí níž dochází k otáčení tuhých částí motoru.

Základní rozdělení je proto právě podle charakteristického prvku, který umožňuje změnu objemu:

- Zubové
 - S vnějším ozubením
 - S vnitřním ozubením
 - S vnitřním ozubením a orbitálním pohybem ORBIT
- Šroubové (vřetenové)
- Lamelové
 - Nevyvážené (s kruhovým statorem)
 - Vyvážené (s oválným (eliptickým))
 - S lamely ve statoru
- Pístové
 - Radiální
 - S písty v rotoru
 - S písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou
 - S písty ve statoru (s nerotujícími válci)
 - Axiální
 - S nakloněnou deskou
 - S nakloněným blokem (s křivou osou)

2.2. Zubové hydromotory

Změna objemu je uskutečněna v zubových mezerách ozubených kol.

Přibližné maximální hodnoty:

Moment	4,5 [kN*m]
Otáčky	4000 [ot*min ⁻¹]
Výkon	16 [kW]

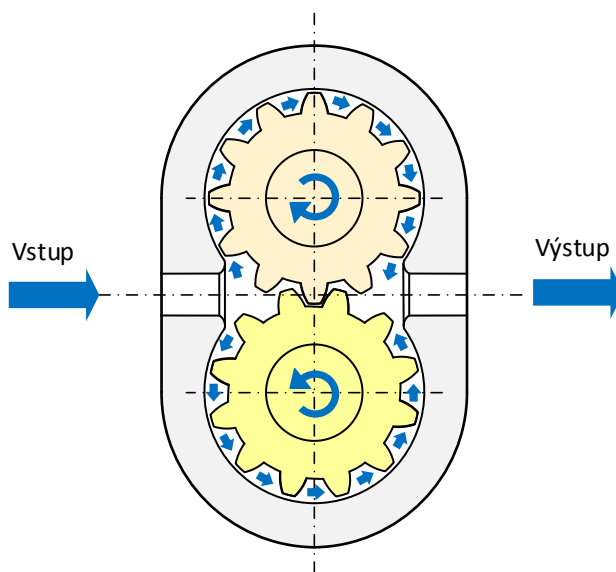
Výhoda:

- Nenáročné na čistotu provozní kapaliny

Nevýhoda:

- Neregulační
- Nevhodné pro práci při nižších otáčkách

2.2.1. Zubové hydromotory s vnějším ozubením



Obr. 1 Schéma zubového hydromotoru s vnějším ozubením

Charakteristické části: Dvojice spolu zabírajících kol s vnějším ozubením a o stejném průměru.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděna kapalina k dvojici ozubených kol, kde začne vyplňovat zubové mezery. Směrem k záběru ozubení se velikost prostoru, kterým může kapalina téci, postupně zmenšuje skoro až k nulovému objemu. Naopak s rostoucí obvodovou vzdáleností od záběru se tento objem zvětšuje. Při zachování stejného objemového průtoku by průchod kapaliny přes záběr ozubení znamenal výrazné zvýšení tlaku, což by bylo pro kapalinu energeticky nevýhodné. Kapalina teče cestou nejmenšího odporu, což je v tomto případě to místo, kde nemusí výrazně zvětšovat tlak – při obvodu tělesa hydromotoru. Proudící kapalina zaplňuje postupně zubové mezery, tlačí na boky zubu a tím roztáčí ozubená kola, která jsou spojena s hřídeli.

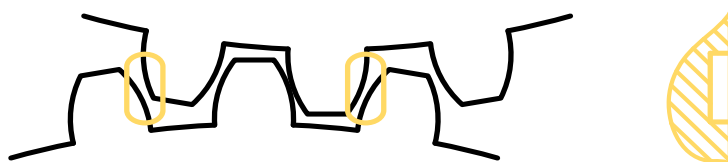
Výstupní hřídel je pouze jeden, druhý slouží jen pro chod motoru.

Podle druhu zubů může být ozubení [2]:

- Přímé
- Šikmé – plynulejší záběr, menší pulzace průtoku, tišší chod, nevýhodou je axiální síla
- Šípové - stejné vlastnosti jako šikmé, ale bez axiální síly, technologicky nejnáročnější

Nebezpečný prostor je zde takový prostor, kde dochází k nárůstu velmi vysokého tlaku - v záběru 2 zubů. Vysoký tlak je způsoben kapalinou, která zůstala v zubové mezeře před zubem, který jde do záběru. Tento prostor se postupně zmenšuje, a jelikož je kapalina téměř nestlačitelná, může být hodnota vzniklého tlaku velmi vysoká. Není-li s tím počítáno, může kapalina odtéci pouze vřely mezi ozubenými koly a tělesem hydromotoru. Při malých vůlích a za velmi krátkého časového intervalu, který je pro odtok k dispozici, vzniká nárůst velmi vysokého tlaku, který může poškodit uložení hřídelí. [1]

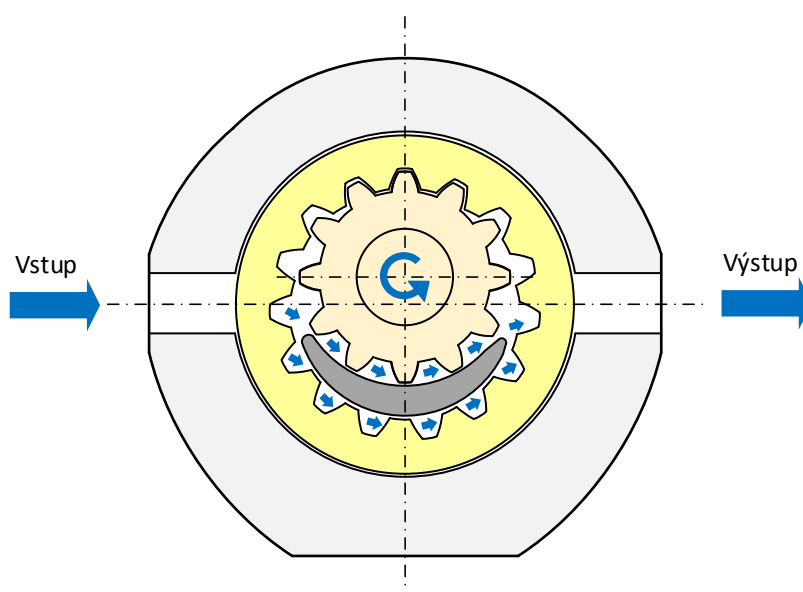
Řešením jsou odlehčovací drážky (viz. Obr. 2), které umožňují rychlý odtok kapaliny z nebezpečného prostoru.



Obr. 2 Odlehčovací drážky

Pro výkonnější zubové hydromotory pracující s tlakem přibližně 10 MPa a více se provádí vymezení axiálních, popř. i radiálních vůlí [1]. Pro tyto hydromotory jsou odlehčovací drážky nutností.

2.2.2. Zubové hydromotory s vnitřním ozubením



Obr. 3 Schéma zubového hydromotoru s vnitřním ozubením

Charakteristické části: Dvojice nesouose uložených ozubených kol – pastorek a speciální ozubené kolo s vnitřním ozubením, zpravidla bývá i pevná lopatka ve tvaru půlměsíce.

Princip: Je velice podobný zubovému hydromotoru s vnějším ozubením. Vstupním kanálem je přiváděna kapalina na obvod ozubeného kola, kde skrze zubové mezery protéká až k zubovým mezerám pastorku. Pastorek je uložen excentricky od středu kola a v místě odlehlosti zpravidla bývá pevná lopatka. Méně energeticky náročné je pro kapalinu opět téci mimo záběr (viz. Obr. 3).

Smyslem pevné lopatky je zlepšit plynulost chodu.

Podle průběhu boční křivky na ozubení se dělí na [2]:

- Evolventní: rovnoměrnější průtok → menší pulzace průtoku → nižší hlučnost i při vysokých tlacích
- Cykloidní

Porovnání s hydromotory s vnějším ozubením:

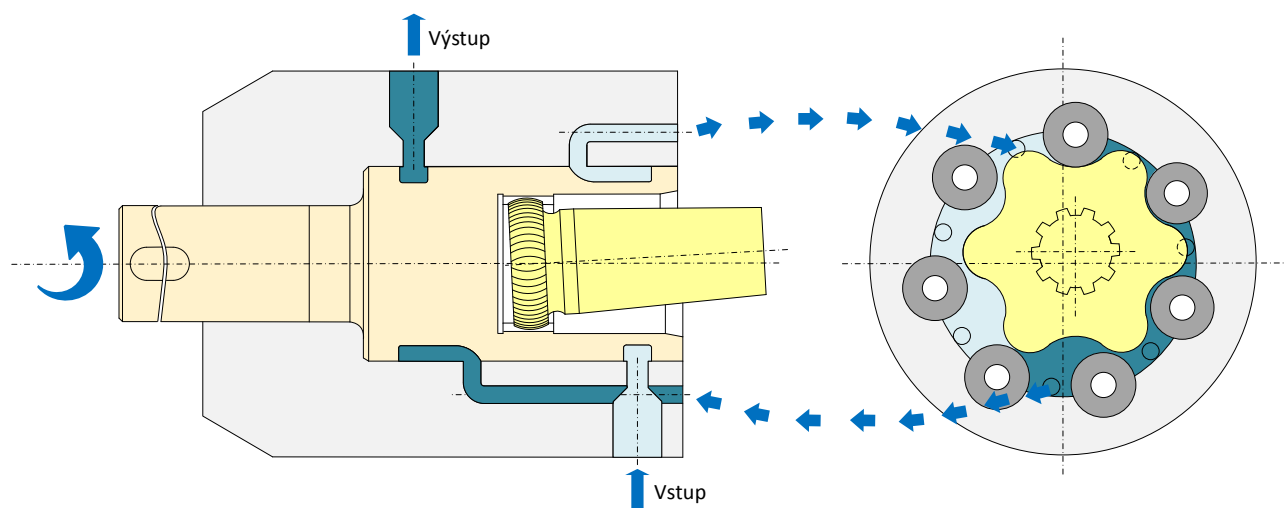
Výhody:

- Menší prostorové uspořádání
- Plynulejší záběr – menší pulzace průtoku

Nevýhody:

- Náročnější na výrobu

2.2.3. Zubové hydromotory s vnitřním ozubením a orbitálním pohybem - ORBIT



Obr. 4 Schéma hydromotoru ORBIT

Charakteristické části: Hnací hřídel s rozváděcím ustrojím a vnitřním drážkováním, spojovací hřídel z jedné strany bombírována a z druhé pomocí drážkování spojena s rotorem, ozubené kolo.

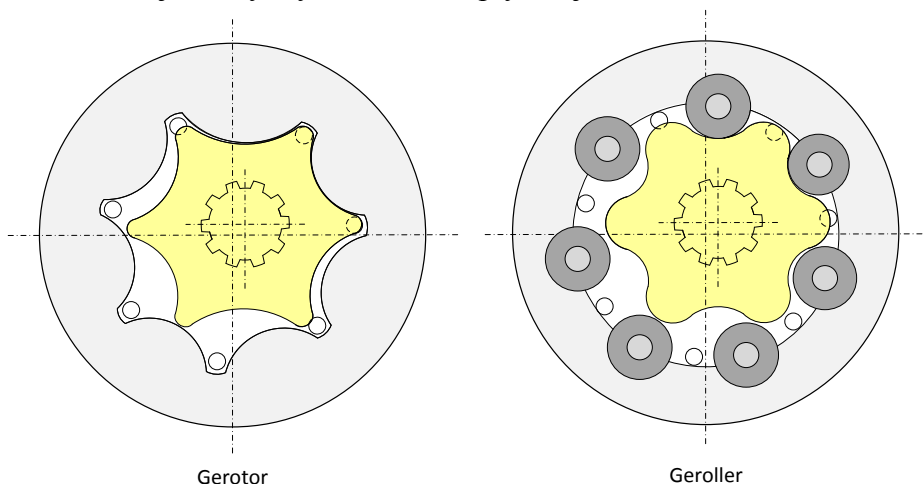
Princip (Char-Lynn): Vstupním kanálem je přiváděna kapalina na hnací hřídel s rozváděcím ústrojím, kde je rozváděna do patřičného otvoru mezi ozubeným kolem a rotorem. Přivedená kapalina tlačí na boky zubů. Rotor tak koná složený planetární pohyb, skládající se z rotačního druhotného pohybu

kolem osy spojovacího hřídele a posuvného unášivého pohybu po kruhové dráze o poloměru rovném excentricitě. Na výstupní hřídel je přenášen pouze rotační pohyb. [2]

Při správném chodu motoru je nutné, aby kolo mělo o jeden zub více než pastorek, a tím byl umožněn odvalovací pohyb. Nejčastější provedení: 6 zubů na rotoru a 7 na kole.

Použité ozubení:

- Gerotor
- Geroller: zaoblenější tvary, vyšší účinnost, plynulejší chod



Obr. 5 Porovnání ozubení

Hlavní význam konstruování těchto hydromotorů: Výstupní rychlost je rovna rychlosti rotoru, která je vůči rychlosti unášivého pohybu 6krát menší (a má opačný smysl). Hydromotor pak vyvodí 6krát větší moment při 6krát nižších otáčkách než rozměrově obdobný klasický hydromotor. [2]

Porovnání s hydromotorem s vnitřním ozubením:

Výhody:

- Vysoký točivý moment při nízkých otáčkách a malých rozměrech
- Menší pulzace průtoku

Nevýhody:

- Náročnější na výrobu

2.3. Vřetenové (šroubové) hydromotory

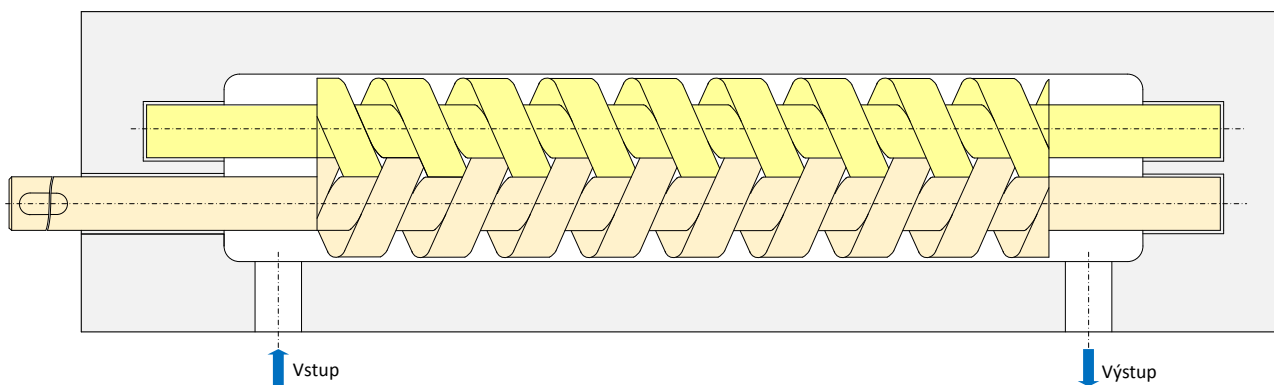
Změna objemu je uskutečněna v závitových mezerách šroubových vřeten.

Výhoda:

- Nejplynulejší průtok, minimální pulzace
- Nejméně hlučné
- Nenáročné na čistotu a viskozitu provozní kapaliny

Nevýhoda:

- Neregulační
- Bez možnosti reverzace otáčení
- Nejmenší účinnost
- Velmi malé výstupní otáčky
- Velmi malý výstupní moment
- Náročné na výrobu
- Málo specializovaných výrobců



Obr. 6 Schéma dvouřetenového hydromotoru

Charakteristické části: Spolu zabírající šroubová vřetena.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděná kapalina k dvojici šroubových vřeten, kde začne vyplňovat otevřené závitové mezery. Kapalina při vyplňování závitových mezer zároveň axiálně tlačí na bok závitů, čímž způsobuje otáčení šroubových vřeten. Po určitém pootočení se závitová mezera s kapalinou uzavře. Uzavřená kapalina je pouze dopravována k výstupnímu kanálu.

Pro práci s většími tlaky je zapotřebí zlepšit těsnost mezi vstupem a výstupem. Těsnost se zvyšuje nejenom zmenšením vůle mezi vřetenem a skříní hydromotoru, ale i počtem uzavřených prostorů, který závisí na délce vřetene, velikosti stoupání a počtu chodů závitů. Tzn., že pro práci s většími tlaky je zapotřebí delších vřeten.

Velký úhel stoupání je podmínkou pro funkci hydromotoru.

Profil závitů:

- Lichoběžníkový: snazší výroba, nedokonalé těsnění v záběru
- Cykloidní: obtížná výroba, dobrá těsnost v záběru – dovoluje větší provozní tlaky

Rozdělení podle počtu vřeten

- Dvouřetenové: Značná axiální síla (nutná kompenzace)
- Třířetenové: Výhradně použití s cykloidním profilem závitů, větší provozní tlaky
 - Pro hydromotor nejvíce používané

Tyto hydromotory se uplatňují spíše jako čerpadlo.

2.4. Lamelové hydromotory

Změna objemu je uskutečněna v prostorech mezi lamelami.

Přibližné maximální hodnoty:

Moment	0,034	[kN*m]
Otáčky	4000	[ot*min ⁻¹]
Výkon	14	[kW]

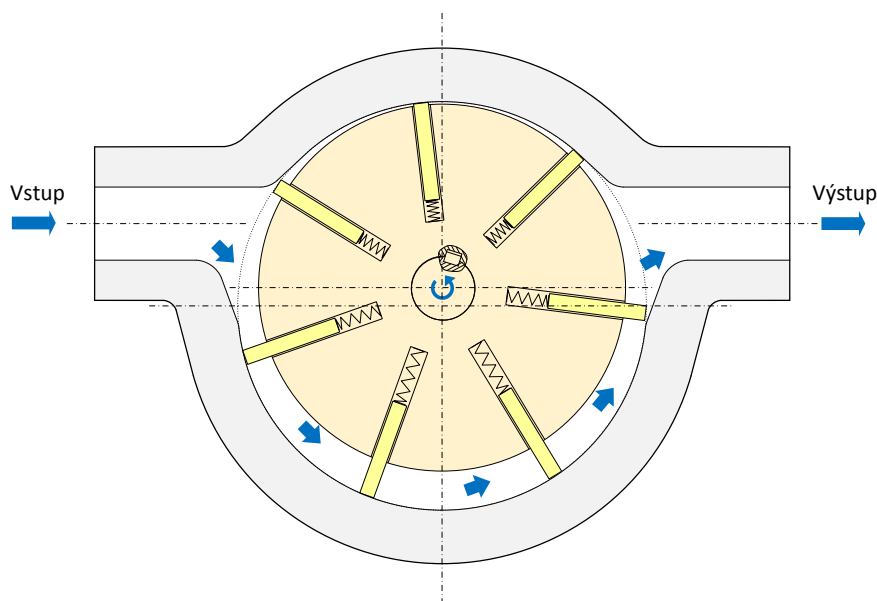
Výhoda:

- Regulační (nevyvážené)

Nevýhoda:

- Náchylné na čistotu provozní kapaliny
- Náchylné na rázy
- Pulzace toku

2.4.1. Nevyvážený lamelový hydromotor (s kruhovým statorem)



Obr. 7 Schéma nevyváženého lamelového hydromotoru

Charakteristické části: Excentricky uložený rotor s lamelami, stator.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděna kapalina k rotoru, který je uložen ve statoru excentricky tak, aby se mezi nimi dosáhlo různé velikosti objemů. Tento objem je ještě rozdělen lamelami uloženými v drážkách rotoru. Lamely jsou neustále přitlačovány ke stěnám statoru. Směr proudění kapaliny je opět dán velikostí objemu, kterým má téci. Kapalina při průchodu motorem tlačí na boky lamel a tím roztáčí rotor.

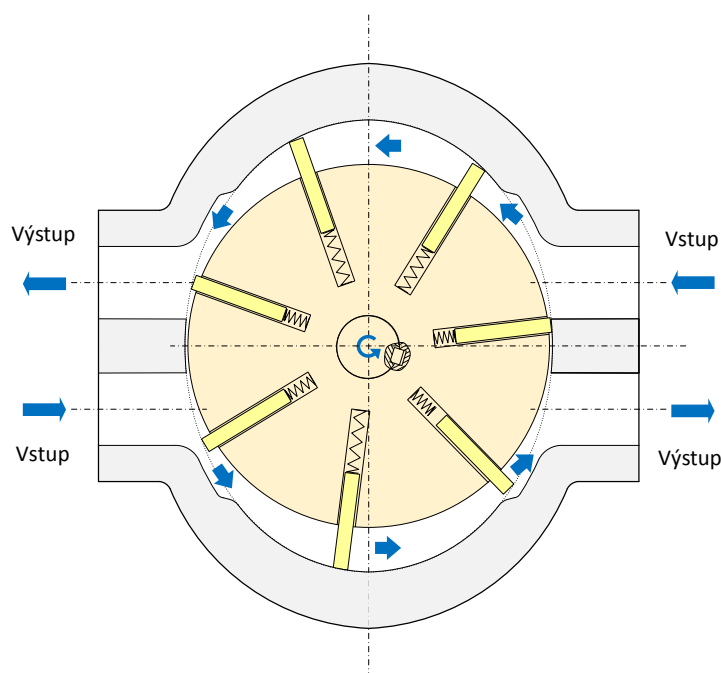
Způsoby přitlačování lamely [1]:

- Pružinou: vyžaduje větší prostor, pro malé zdvihy lamel
- Kapalinou s částečným vyvážení sil: zbytečně velká přitlačná síla na lamelu v sacím prostoru (snížení tlakové účinnosti hydromotoru), rychlejší opotřebení stěn statoru
- Vedením ve statoru: výrobně nejnáročnější

Nerovnoměrnost chodu je dána počtem lamel. S rostoucím počtem lamel nerovnoměrnost klesá. Při lichém počtu lamel je výrazněji nižší než při nejbližším vyšším sudém počtu. [1]

Možnost regulace průtoku je realizována změnou velikosti excentricity

2.4.2. Vyvážený lamelový hydromotor (s oválným (eliptickým) státorem)



Obr. 8 Schéma vyváženého lamelového hydromotoru

Charakteristické části: Rotor s lamelami, stator se 2 vstupy a výstupy.

Princip: Je velice podobný hydromotoru s kruhovým státorem. Rozdílem je souosé uložení, což má za následek snížení jednostranného (nevyváženého) zatížení uložení rotoru. 2 vstupy a výstupy dvojnásobně zlepšují provozní parametry, které lze za jednu otáčku na rotoru získat.

Porovnání s hydromotorem s kruhovým státorem

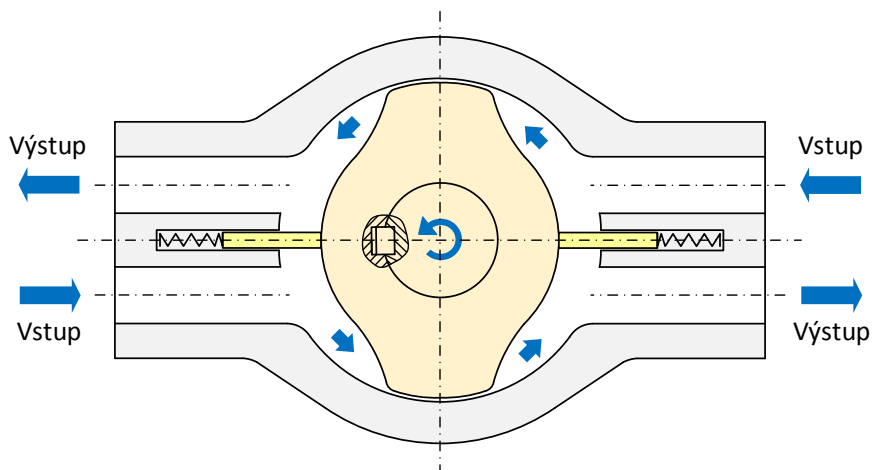
Výhody:

- Rovnoměrné namáhání uložení rotoru
- Dvojnásobné dosažené parametry

Nevýhody:

- Výrobně složitější
- Neregulační

2.4.3. Lamelový hydromotor s lamely ve statoru



Obr. 9 Schéma lamelového hydromotoru s lamely ve statoru

Charakteristické části: Rotor s křivkovou drahou, stator se 2 vstupy a výstupy.

Princip: Je velice podobný hydromotoru s oválným státorem. Rozdíl je v realizaci změny objemu. Zde je využito tvarového rotoru, který je vlivem proudící kapaliny otáčen. Jednotlivé větve proudu jsou odděleny lamelami ve statoru.

Založen na principu, podle kterého dva pulzující průtoky, popř. momenty, mohou v kombinaci dát výslednou hodnotu bez pulzace. [2]

Porovnání s hydromotorem s oválným státorem

Výhody:

- Výrobně jednodušší
- Tichý chod

Nevýhody:

- Horší účinnost
- Neregulační

2.5. Radiální pístové hydromotory

Změna objemu je uskutečněna v pístu s osou kolmou na osu otáčení.

Přibližné maximální hodnoty:

Moment	700 [kN*m]
Otáčky	5 326 [ot*min ⁻¹]
Výkon	900 [kW]

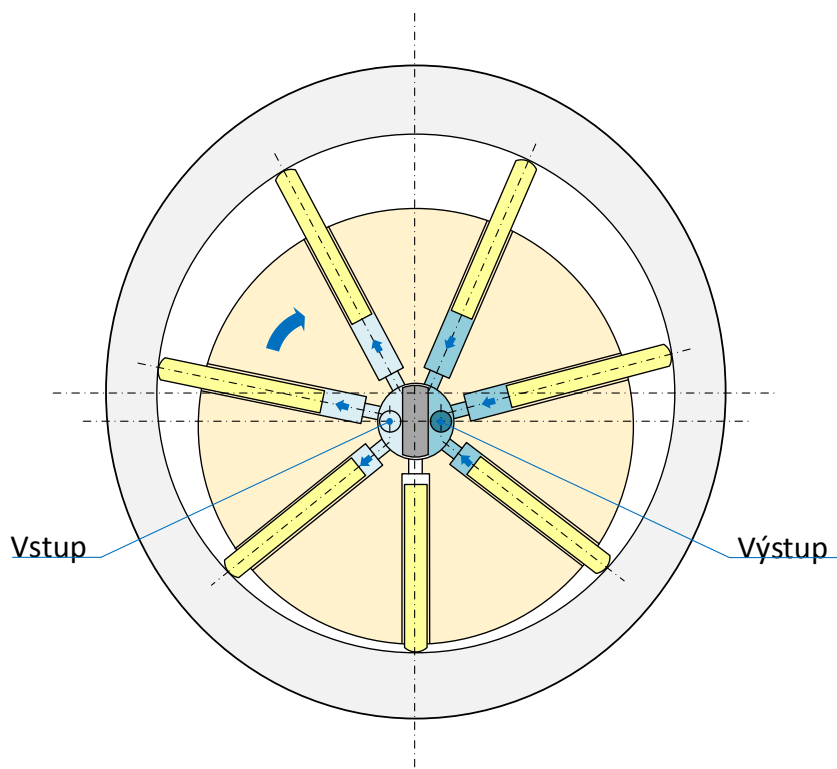
Výhoda:

- Dosahují nejvyšších výstupních momentů
- Velký rozsah otáček a momentů

Nevýhoda:

- Neregulační
- Složitější výroba

2.5.1. Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru



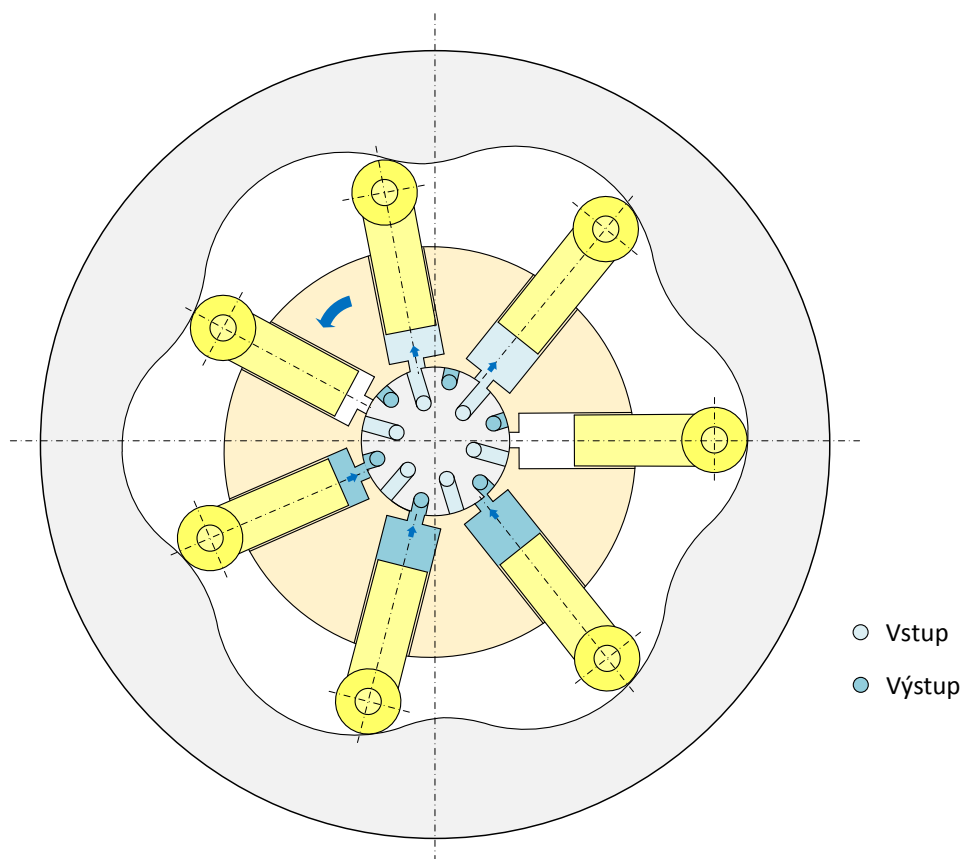
Obr. 10 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty v rotoru

Charakteristické části: Rotor s písty, stator.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděná kapalina k pevnému čepu, který je obroben tak, aby vytvářel oddělené prostory pro vstup a výstup. Na čepu je otočně uložen rotor s písty. Přivedená kapalina začne vyplňovat prostor a tlačit na písty, které se vlivem excentrického uložení začnou posouvat, a tím roztáčet rotor. Po určitém pootočení dojde napřed k uzavření prostoru pod pístem a následně se spojí s výstupním prostorem.

Točivý moment hydromotoru je dán součtem momentů jednotlivých pístů, které jsou v daném okamžiku pod tlakem [2].

2.5.2. Radiální pístový hydromotor s písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou



Obr. 11 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou

Charakteristické části: Rotor s písty, stator s křivkovou oběžnou dráhou.

Princip: Je velice podobný hydromotoru s písty v rotoru. Rozdílem je křivková oběžná dráha podobná zkrácené epicykloidě, díky níž vykonají písty za jednu otáčku několik pracovních zdvihů, jejichž počet je dán počtem vrcholů oběžné dráhy [2].

Porovnání s hydromotorem s písty ve statoru

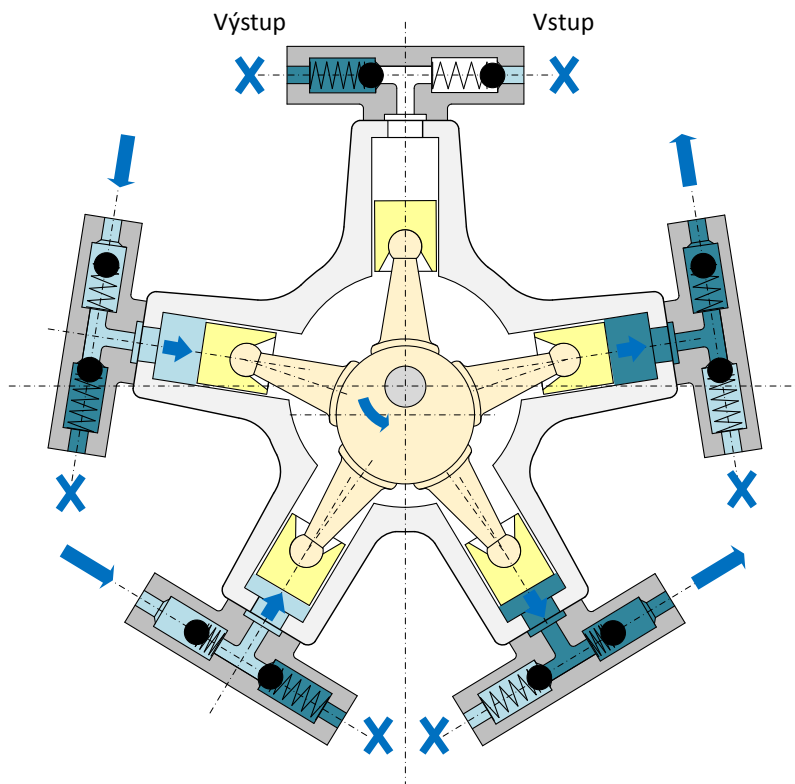
Výhody:

- Vyšší účinnost
- Vyšší výstupní točivý moment
- Vyšší výstupní otáčky

Nevýhody:

- Výrobně složitější

2.5.3. Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru



Obr. 12 Schéma radiálního pístového hydromotoru s písty ve statoru

Charakteristické části: Excentricky uložený kotouč s ojnicemi a písty, stator s vrtáním pro písty.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděna kapalina na obvod statoru až k jednosměrným ventilům, které jsou opatřeny pružinami. Vlivem excentrického uložení rotoru je ve válcích pístu rozdílný objem. Pokud je v prostoru nad pístem větší objem a tím menší tlak, je otevírán vstupní jednosměrný ventil, v opačném případě výstupní ventil. Kapalina proudící skrze vstupní ventil tlačí na píst, který se posouvá a vlivem excentrického uložení roztáčí kotouč. Při zpátečním pohybu pístu se vstupní ventil uzavírá a otevírá se výstupní.

Porovnání s hydromotorem s písty v rotoru a s křivkovou oběžnou dráhou

Výhody:

- Vyšší účinnost než u radiálního hydromotoru s písty ve statoru

Nevýhody:

- Nižší účinnost
- Nižší i výstupní točivý moment, zpravidla větší než u radiálního hydromotoru s písty ve statoru
- Nižší výstupní otáčky, zpravidla větší než u radiálního hydromotoru s písty ve statoru
- Větší nerovnoměrnost chodu (i ve srovnání s hydromotorem s písty ve statoru)
- Větší rozměry na průměr

2.6. Axiální pístové hydromotory

Změna objemu je uskutečněna v pístu s osou rovnoběžnou na osu otáčení.

Přibližné maximální hodnoty:

Moment	15 [kN*m]
Otáčky	10 000 [ot*min ⁻¹]
Výkon	700 [kW]

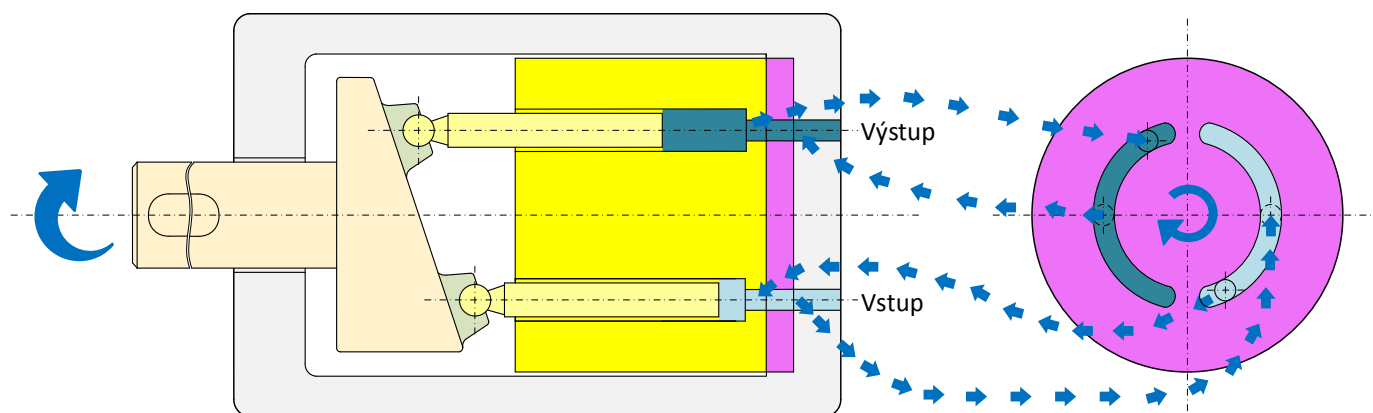
Výhody:

- Dosahují nejvyšších výstupních otáček
- Široký rozsah otáček
- Regulační (nakloněný blok)
- Malý moment setrvačnosti

Nevýhody:

- Složitější výroba

2.6.1. Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou



Obr. 13 Schéma axiálního pístového hydromotoru s nakloněnou deskou

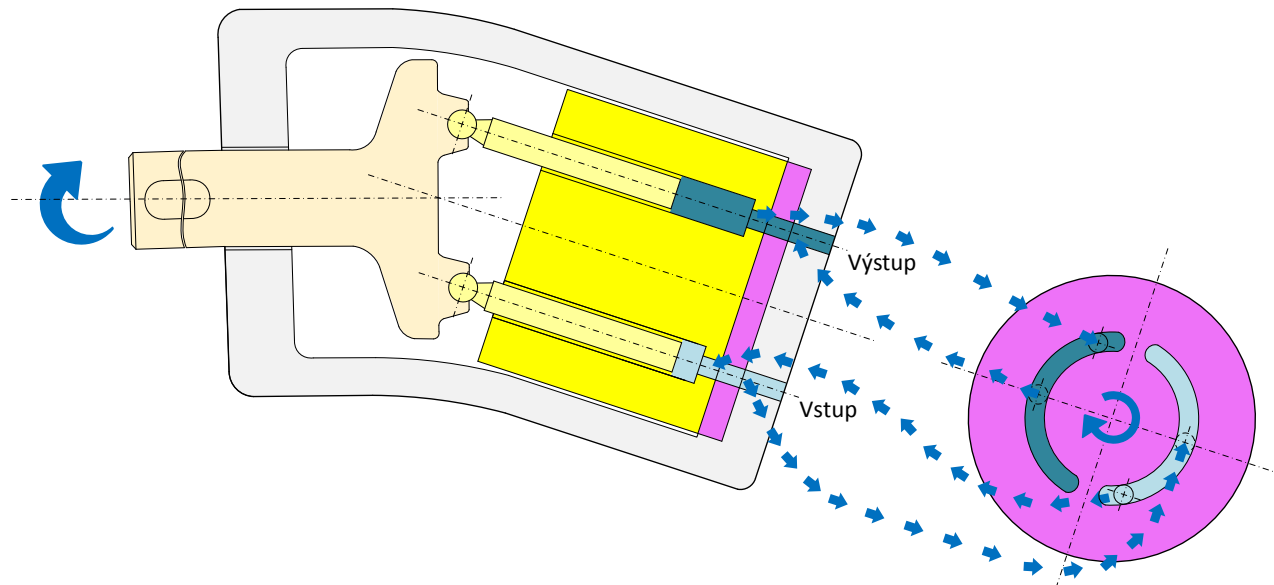
Charakteristické části: Výstupní hřídel pevně spojený s naklápěcí deskou, unášecí deska s plunžry, rozdělovací deska.

Princip: Vstupním kanálem je přiváděna kapalina na rozdělovací desku, která zajistí rozvod kapaliny na dvě poloviny. Na rozvodovou desku je přitlačována unášecí deska s otvory pro vstup kapaliny do válce. Kapalina protéká skrze vstupní polovinu rozdělovací desky do otvoru v unášecí desce, kde tlačí na plunžr, který roztáčí unášecí desku. Konec plunžru je opatřen kulovým čepem a naklápěcí částí, což umožňuje dokonalý styk s naklápěcí deskou. Po určitém pootočení unášecí desky se prostor nad plunžrem spojí s výstupní polovinou rozdělovací desky.

Nutnost zajistit přitlačení plunžru k naklápěcí desce (tlakem nebo pružinou).

Nerovnoměrnost chodu je dána počtem pístů. S rostoucím počtem pístů nerovnoměrnost klesá. Při lichém počtu pístů je výrazněji nižší než při nejbližším vyšším sudém počtu. [1]

2.6.2. Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem



Obr. 14 Schéma axiálního hydromotoru s nakloněným blokem

Charakteristické části: Unášecí deska s plunžry, rozdělovací deska, nakloněný blok.

Princip: je velice podobný hydromotoru s nakloněnou deskou. Rozdíl je ten, že pro realizaci se nepoužije naklápěcí deska, ale naklopí se celý blok. Dále se přes kulový čep spojí výstupní hřídel s jednotlivými plunžry, což má výhody v tom, že není zapotřebí žádné přítlačné síly

Regulace je zde realizována změnou úhlu sklonu bloku.

Porovnání s hydromotorem s naklápěcí deskou

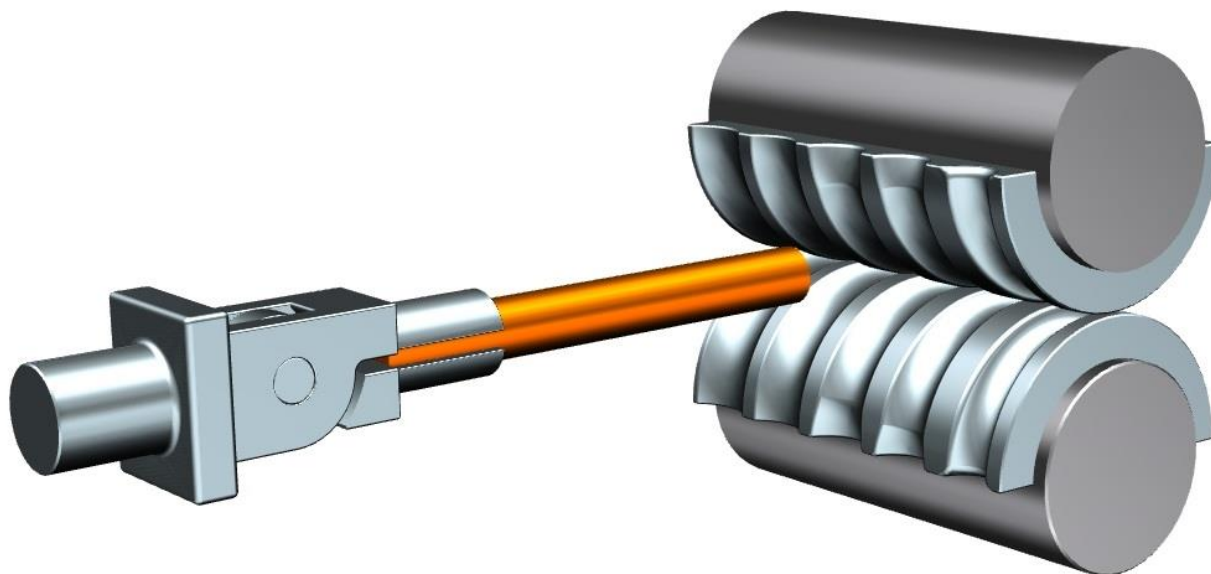
Výhody:

- Regulace
- Není potřeba přítlačné síly

Nevýhody:

- Výrobně složitější

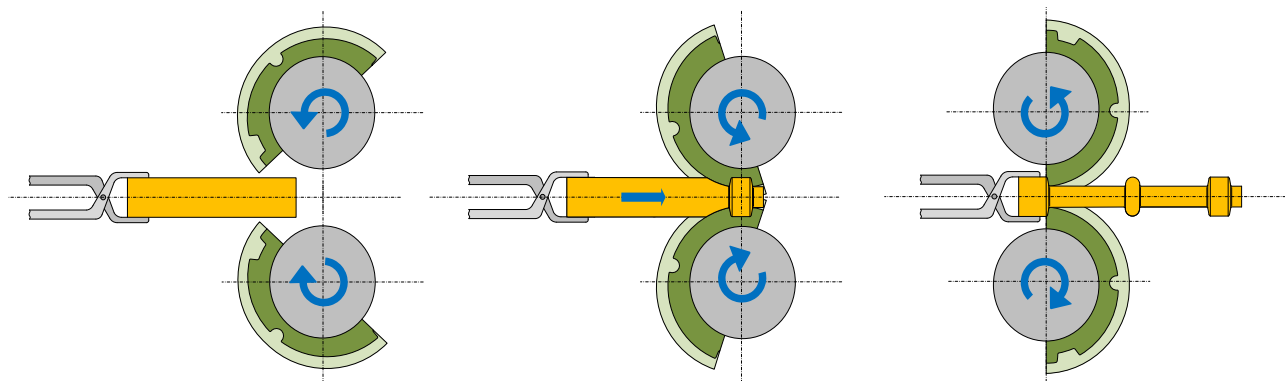
3. Rotační kování



Obr. 15 Schéma rotačního kování

Je proces, při kterém se mění tvar polotovaru v podélném směru [3]. Přeměna polotovaru na výkovek probíhá mezi dvěma rotačními zápustkami uloženými na válcích. Rotační kování je velmi podobné podélnému válcování, i zde platí podmínka vtažení (podmínka záběru) polotovaru, tzn., že za vhodných podmínek je polotovar sám vtažen rotačními zápustkami. Pro snížení přetvárného odporu je nutno polotovar předehrát na určitou teplotu.

Postup [3]:



Obr. 16 Princip rotačního kování

1. Manipulačními kleštěmi (automatickým manipulátorem) je polotovar přiveden k rotační zápustce – 1. drážce.
2. Po zapojení je polotovar vtažen rotačními zápustkami (bez síly kleští), probíhá kování. Válce se otočí o 1 otáčku.
3. Pootočení polotovaru kleštěmi.
4. Přivedení výkovku k další drážce a opakování kování.
5. Proces je ukončen, až polotovar projde postupně všemi drážkami.

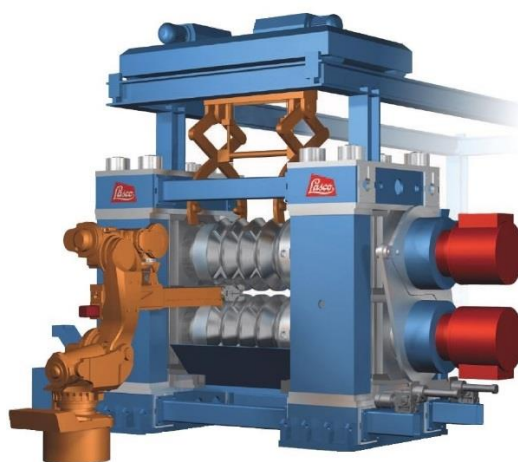
U modernějšího postupu je možné kovat z obou stran. Pro realizaci jsou potřeba dvojce manipulační kleště. Tento způsob je produktivnější, avšak klade větší nároky na stroj.

Způsoby podávání polotovaru:

- Ručně
- Pomocí automatického podávacího systému, hlavní výhody:
 - Větší produktivita
 - Pravidelné pootáčení
 - Menší nároky na obsluhu



Obr. 17 Ruční podávání polotovaru [4]



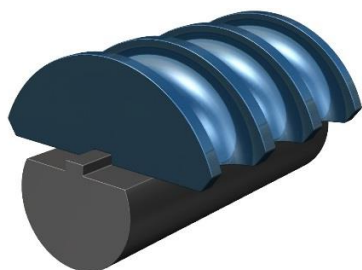
Obr. 18 LASCO RCW 900 [5]

3.1. Rotační zápustka

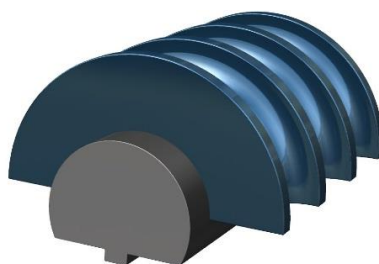
Je nástroj pro rotační kování. V zápustce jsou vyrobeny drážky, jejichž tvar není stejný, ale postupně se rýsuje do negativního tvaru budoucímu výkovku. Přesný negativní tvar budoucího výkovku je až na kalibrační drážce, kterou prochází polotovar nakonec.

Jelikož je rotační zápustka poměrně velký nástroj, bývá většinou rozdělena na více segmentů. Segmenty jsou vyrobeny tak, aby při uložení se do sebe vzájemně zapadaly a stačilo je zajistit pouze v axiálním směru.

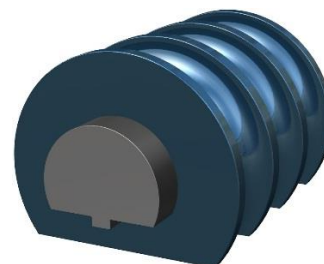
Podle tvaru a velikosti obvodu zápustky vůči válcí se rozdělují:



Obr. 19 Plochý hřbet



Obr. 20 Polo válcové



Obr. 21 Válcové

S plochým hřbetem: Používají se především pro kratší polotovary. Zápustka je přišroubována na válec a lze ji snadno vyměnit. [6]

Polo válcované: Pro středně dlouhé polotovary. Většina polo válcových zápustek je vyrobena právě do poloviny válce (středový úhel roven 180°). Nicméně pro výrobu některých výkovků mohou zasahovat až do 220° . [6]

Válcové: Pro dlouhé polotovary, někdy až v rozsahu stroje. Jsou vyrobeny s vnitřní drážkou pro radiální zajištění na válci. Válcové zápustky jsou někdy účinnější než polo válcové a s plochým hřbetem, a to právě kvůli většímu obvodu pro kování. Nevýhodou je velmi malý prostor mezi zápustkami, který je potřebný pro najetí polotovaru k drážce, z tohoto důvodu tento druh válce není moc vhodný pro nepřetržitý provoz. [6]

3.1.1. Materiál zápustek [3]

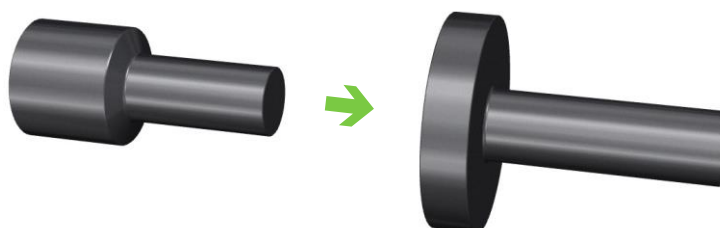
Oceli používané pro rotační zápustky se neliší příliš od těch, které jsou použity v běžných zápustkách. Nicméně rotační zápustky jsou vystaveny menším rázům, a proto mohou být vyrobeny z oceli s vyšším obsahem uhlíku. To je výhodné pro prodloužení životnosti. Typické složení kovacího válce $C=0.7\sim 0.8\%$, $Mn=0.6\sim 0.8\%$, $Si=0.3\sim 0.4\%$, $Cr=0.9\sim 0.95\%$, $Mo=0.3\sim 0.35\%$.

Nástrojové oceli použité pro rotační zápustky se předehřejí na $300\sim 350^\circ\text{C}$, protože v tomto rozsahu mají nejlepší vlastnosti jako tuhost a pevnost.

3.2. Skupiny výkovků podle tvaru [3]

A. Tvarově dlouhé, tenké, obvykle se zužují

Tyto výkovky jsou základem pro: *vrtule, příruby, listové pružiny, nože, ruční lopatky a rýče, dláta, stěrky a zednické lžíce, různé zemědělské nástroje,...*

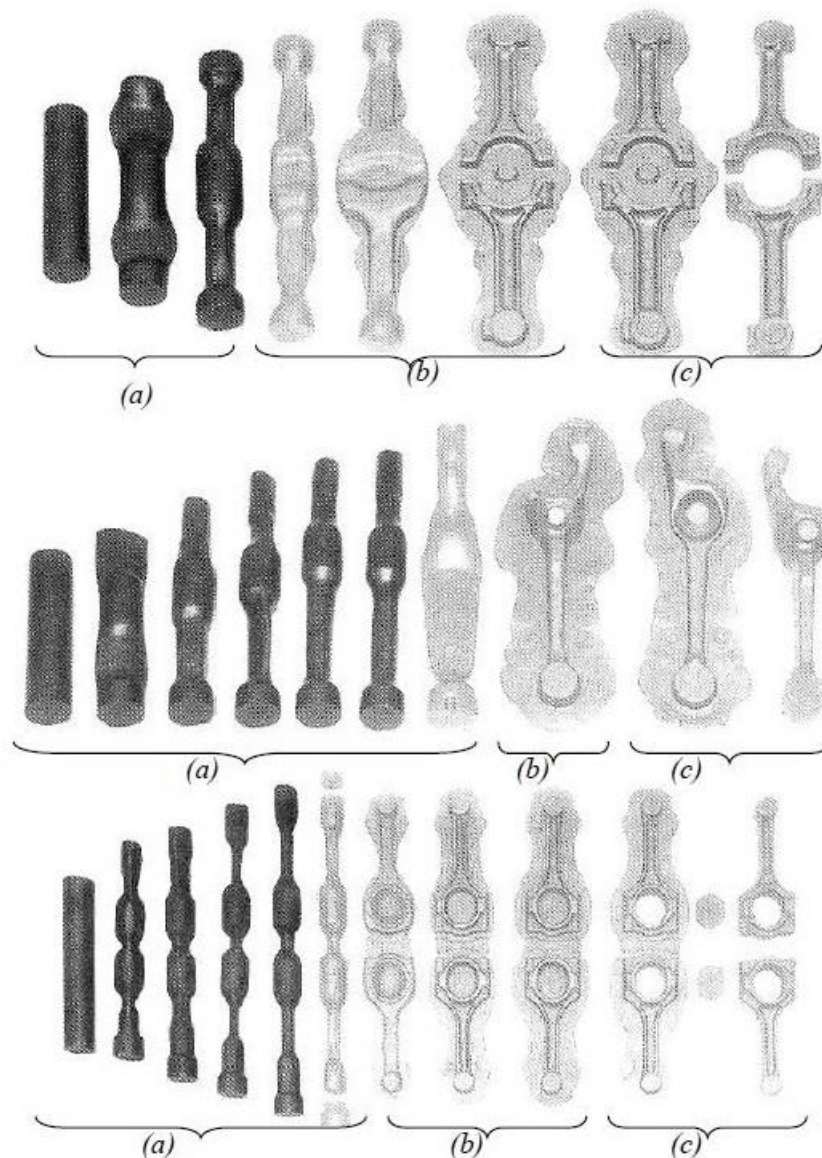


Obr. 22 Výroba příruby

Například pro výrobu příruby se vyrobí rotačním kováčím výkovek jednoduchého tvaru, který je následně pěchován z jednoho konce do konečného tvaru.

B. Předkovky pro zápustkové kování

Výkovky určené pro zápustkové kování, např.: *kliková hřídel, ojnice, díly pro automobilový průmysl, ...*



Obr. 23 Postup výroby součástí: (a) rotační kování, (b) zápustkové kování, (c) dokončovací operace [3]

3.3. Srovnání rotačního kování s volným kováním

Výhody:

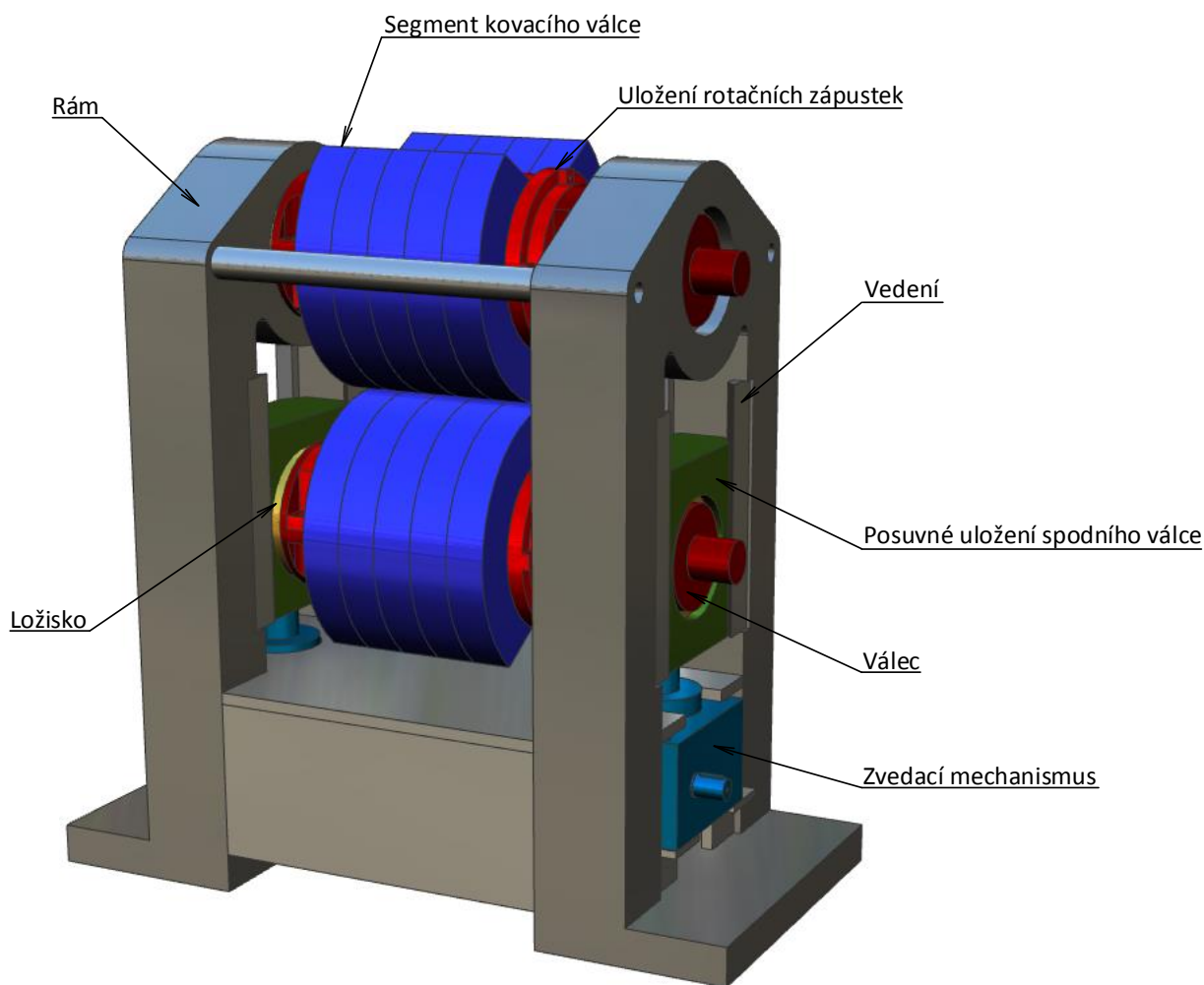
- Vysoká produktivita
- Vyšší stupeň využití materiálu
- Lepší pracovní podmínky
- Vysoká životnost zápustek

Nevýhody:

- Menší prostor mezi válci
- Menší kovací síly
- Při změně výroby nutná změna tvaru zápustek

4. Kovací válce

Je stroj učený pro rotační kování. Na rozdíl od ostatních kovacích strojů, například bucharu, nástroje vykonávají rotační pohyb. Svoji konstrukcí je velice podobný válcovací stoličce se dvěma válci (duo). Ovšem zde nevykonávají nástroje téměř nepřetržitý provoz, jelikož je nutné po jednom otočení válců o 360 stupňů zastavit, pootočit výkovek kolem své osy a najet k další drážce pomocí manipulačních kleští. Přerušovaný provoz klade nároky hlavně na motor, je vyžadováno okamžité zastavení a rychlé nastartování. Použití spojky není při velmi častém přerušování, požadovaných nárocích a poměrně vysokým točivým momentům vhodné, ale dříve jiný způsob pohonu možný nebyl.



Obr. 24 Základní části kovacích válců

4.1. Pohon

Na Obr. 24 není vidět pohon kovacích válců, neboť ten je tématem této práce. V současné době převažuje pohon elektromotorem. Moderní stroje (viz. Obr. 18) jsou konstruovány na přímý pohon válců, tzn., že jeden válec je poháněn právě jedním motorem. Starší stroje byly konstruovány na jeden, zpravidla silnější motor s převodovkou s převodovým poměrem 1:1, která zajišťovala rozvod na každý válec, popřípadě mezi motorem a převodovkou byl ještě jeden převod, např. řemenový. Z Obr. 25 a Obr. 26 je jasné vidět, že takovéto uspořádání zabíralo spoustu místa a kvůli více členům zde byla i větší poruchovost.



Obr. 25 Eumuco ARWS 1 [7]



Obr. 26 Rám Eumuco ARWS 1 [7]

Novým trendem je přímý pohon. Ve své práci se věnuji nahrazení elektromotoru hydromotorem.

Porovnání hydromotoru s elektromotorem:

Výhody:

- Menší rozměry při vyšším výkonu
- Menší hmotnost
- Levnější provoz
- Nenáročné na čistotu okolí (zejména prašné prostředí)
- Menší tepelné ovlivnění v okolí u motoru
- Možnost propojení jednoho hydraulického generátoru k více hydromotorům – lepší regulace

Nevýhody:

- Náročnější na údržbu
- Nebezpečí úniku hydraulického oleje
- Hořlavost některého druhu hydraulického oleje
- Náročnější na montáž
- Rozměry hydraulického generátoru
- Velké množství dalších prvků potřebných pro chod pohonu – hl. řídicí prvky pro: řízení tlaku, řízení a hrazení průtoku
- Menší přesnost regulace rychlosti a polohy

4.2. Výpočet rámu stroje

Pro prokování výkovku je nutné dosáhnout těchto hodnot:

- $n = 30 \left[\frac{\text{otáček}}{\text{min}} \right]$
- $M_t = 30 \text{ [kN} \cdot \text{m]}$

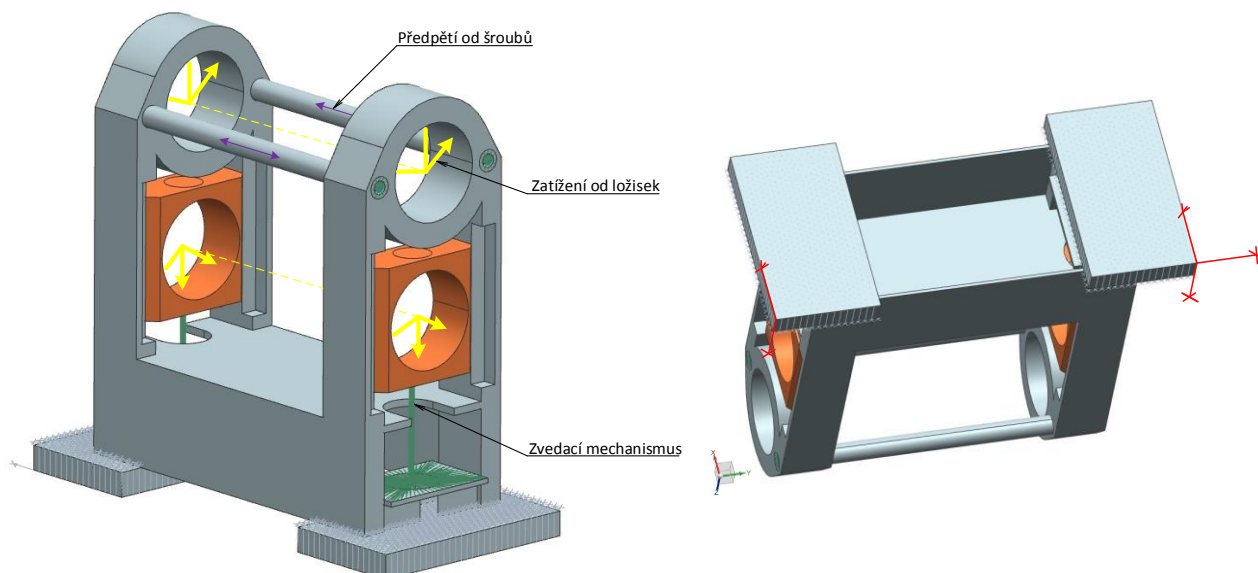
Z těchto hodnot lze stanovit i požadovaný výkon:

$$P = M_t \cdot \omega = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 30\,000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{30}{60} \cong 94\,248 \text{ [W]}$$

Před návrhem konstrukčního řešení hydraulického pohonu byla provedena pevnostní analýza rámu. Cílem bylo ověřit vhodnost konstrukce pro možnost připojení hydromotoru.

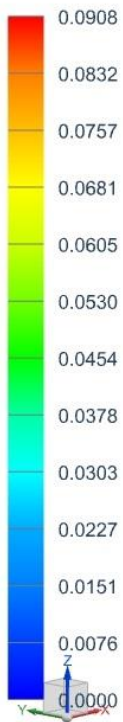
Podmínky výpočtu:

- Vedení kvůli přišroubování k rámu a malým zachycujícím silám nebylo uvažováno.
- Kovací válce spolu s ložisky nebyly modelovány. Síly přenášené do rámu nahradily Rigid prvky.
- Zvedací mechanismus, který je nakupovanou součástí, byl nahrazen 1D prvky.
- Spojovací šrouby v horní části byly nahrazeny 1D prvkem s předpětím. Rozložení tlaku pomocí podložek bylo nahrazeno Rigid prvky.
- Ukotvení stroje k podlaze (viz Obr. 27 vpravo) je realizováno omezením stupňů volnosti, doseďací plochy ve směru Z, v jednom rohu ve směru X, Y, Z a v druhém X, Y.

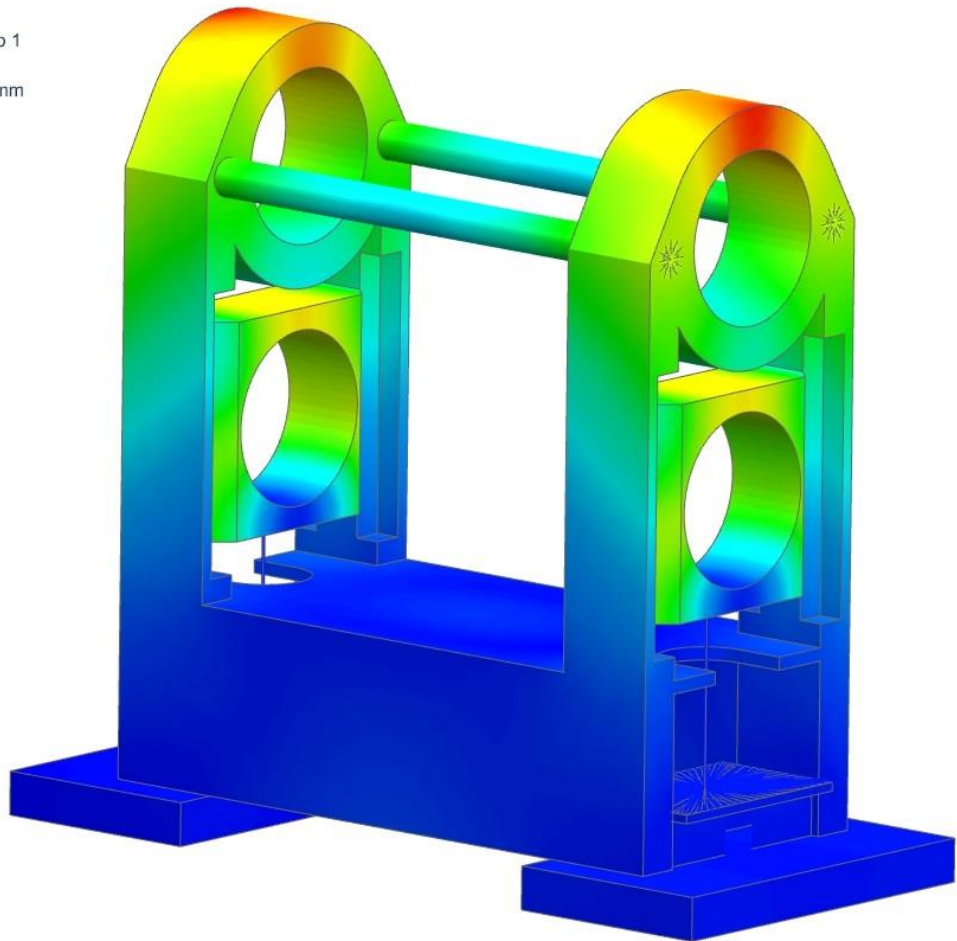


Obr. 27 Okrajové podmínky

assembly1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0908, Units = mm

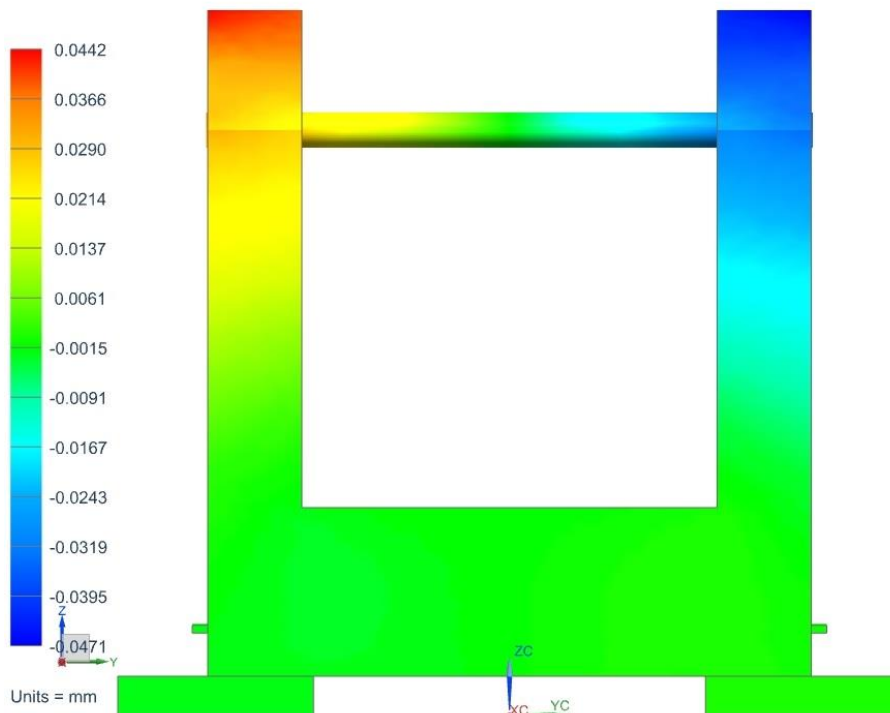


Units = mm



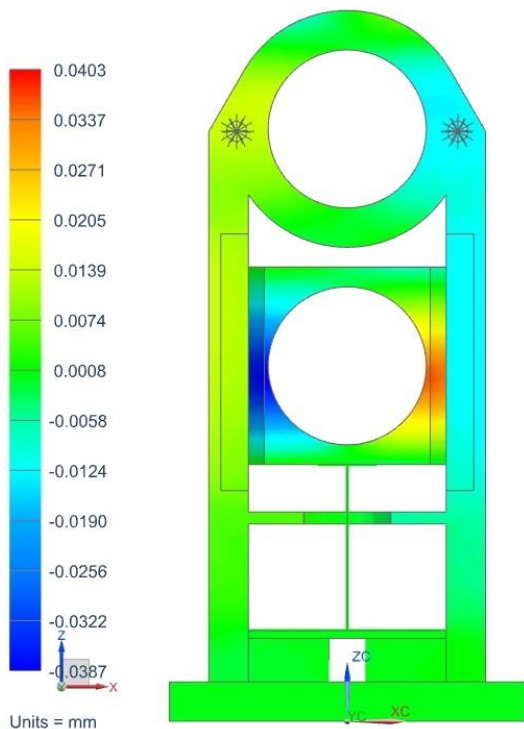
Obr. 28 Celkový průběh posunutí

assembly1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0471, Max : 0.0442, Units = mm



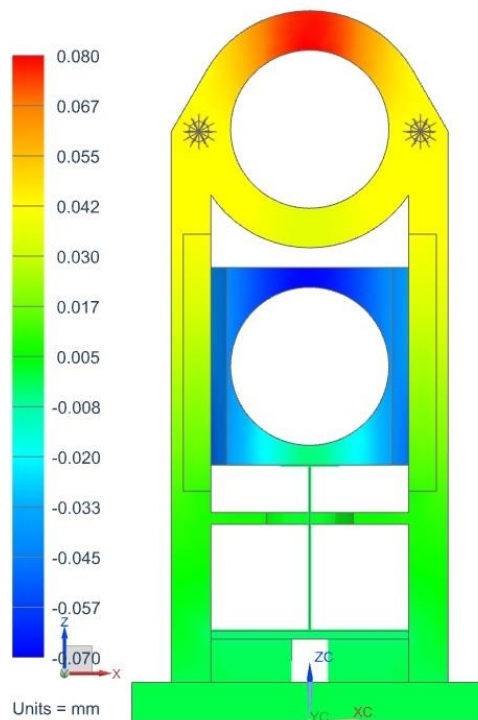
Obr. 29 Posunutí ve směru osy Y

assembly1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0387, Max : 0.0403, Units = mm



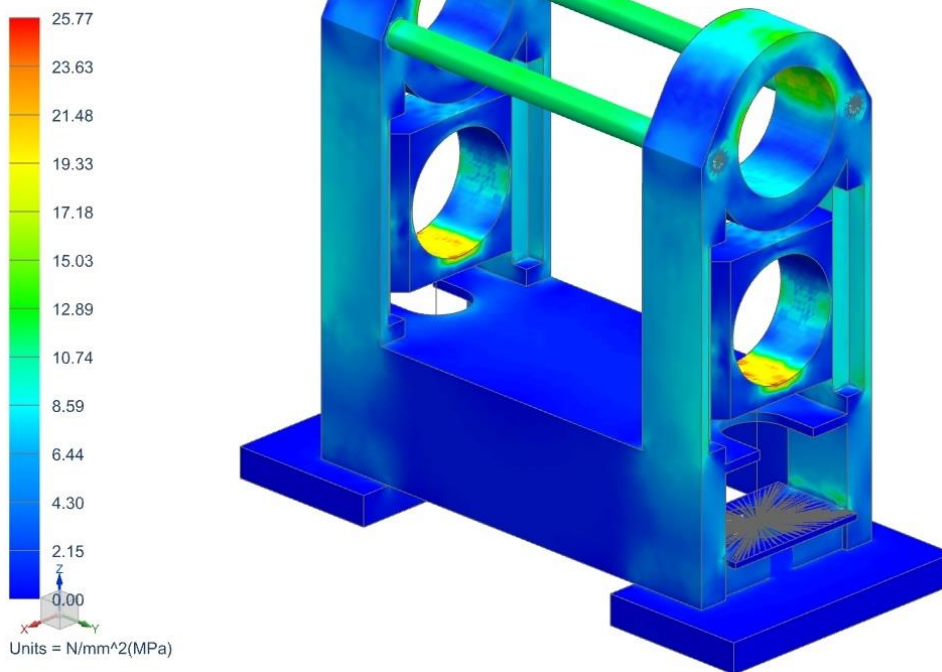
Obr. 30 Posunutí ve směru osy X

assembly1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.070, Max : 0.080, Units = mm



Obr. 31 Posunutí ve směru osy Z

assembly1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 25.77, Units = N/mm²(MPa)



Obr. 32 Výpočet napětí dle HMM

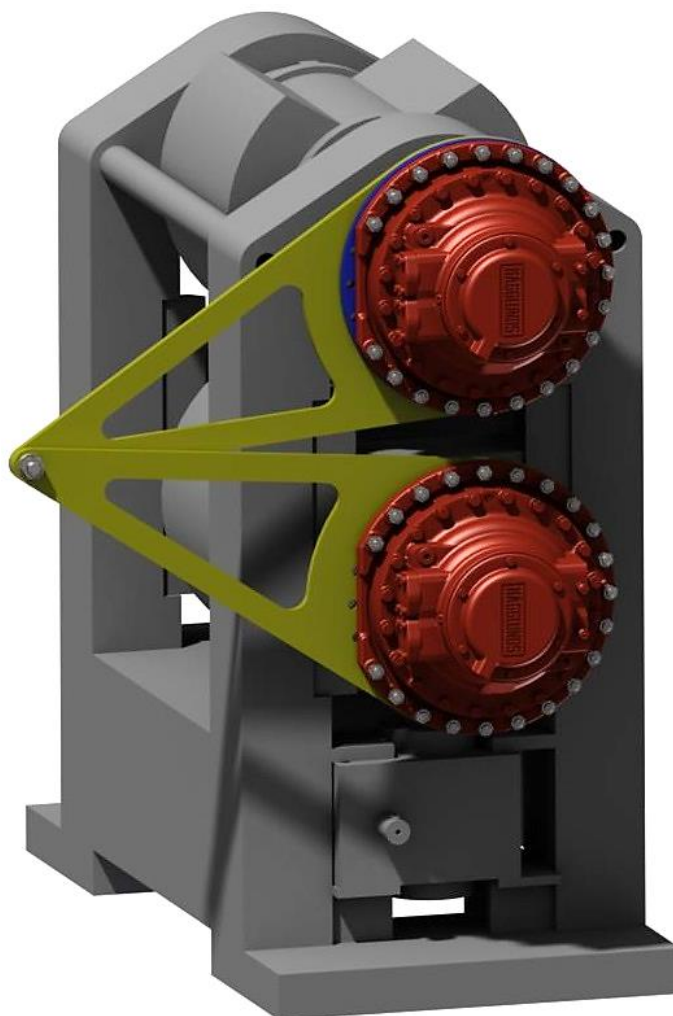
Vyhodnocení:

Maximální deformace je směrem nahoru od rámu a je pod hodnotou 0,1 mm. V ose X je nesymetričnost vlivem tvaru a uložení zvedacího mechanismu správně. Směr a velikost deformace jsou přijatelné.

Maximální napětí je zaokrouhleně 26 MPa, ovšem jeho výskyt v dolní části posuvného uložení spodního válce není ideální. Při zavěšení hydromotoru na válec se tato hodnota zvýší. Výsledek bude zvýšení nároků na pevnost zvedacího mechanismu.

5. Konstrukční varianty

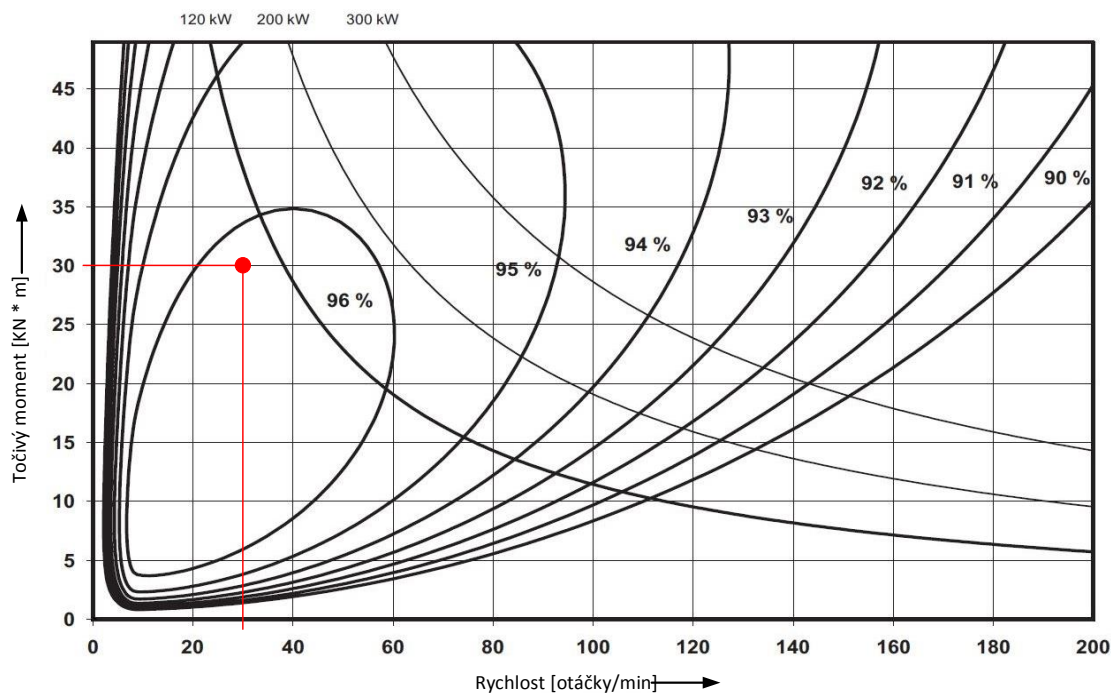
5.1. Hydromotor napřímo



Obr. 33 Hydromotor napřímo

Varianta s hydromotorem napřímo je velmi jednoduchá, skládá se pouze z hydromotoru, který sám musí splňovat dané požadavky. Hydromotor je na hřídel zavěšen, výkon z hydromotoru na hřídel je přenášen pomocí evolventního drážkování a axiální zajištění proti vypadnutí je realizováno speciálním šroubem v ose hřídele. Výrobce hydromotoru předepisuje požadavky na tvar, toleranci atd. hnané hřídele, včetně průměru hřídele, který při daném zatížení nejvíce ovlivní průhyb hřídele. Při zavěšení hydromotoru na hřídel má hydromotor tendenci se po zapojení otáčet kolem osy hřídele, aby se tomu předešlo, musí být točivý moment hydromotoru zachycen momentovými rameny (viz. Obr. 33 žluté označení). Poněvadž válce se otáčejí rozdílným směrem, je i směr točivých momentů různý, ale pořád stejně velký, čehož je využito tak, že momentová ramena jsou k sobě spojena lícovaným šroubem, tím je docíleno vzájemného vyrušení točivých momentů. Momentová ramena jsou vyráběna z plechu a požadovaného tvaru se docílí vypálením laserem. Tloušťka a rozměry momentových ramen jsou stejné, aby bylo možné ramena spojit tak, že bude jedno přes druhé, je zapotřebí vložit mezi hydromotor a jedno rameno podložku rovnající se tloušťce ramene (viz. Obr. 33 modré označení).

5.1.1. Výběr hydromotoru



Obr. 34 Závislost účinnosti na točivém momentu a rychlosti

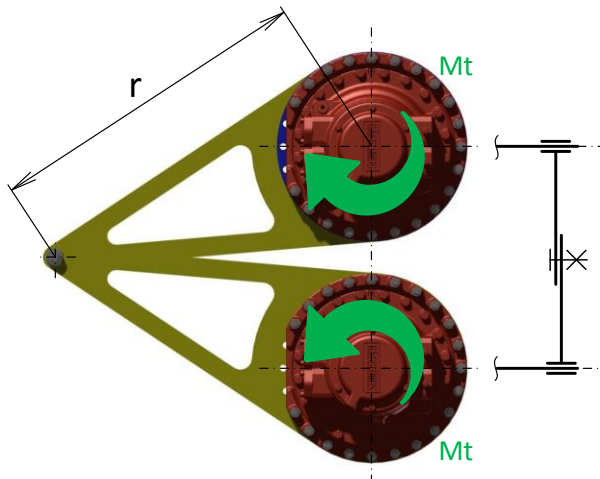
Pro pohon kovacího válce byl zvolen hydromotor CBP 140 se 4 porty od firmy Rexroth.

S ohledem na efektivitu hydromotoru (viz. Obr. 34) je doporučeno výrobcem nepřesahovat zvýrazněnou čáru výkonu 120 kW, nicméně motor je schopen pracovat i o výkonu 300 kW a více, dále je pak nutné se pohybovat v oblasti dané rychlostí a točivým momentem. Pro zadané parametry bude hydromotor pracovat v oblasti s největší účinností a je zde i prostor pro případné přetížení.

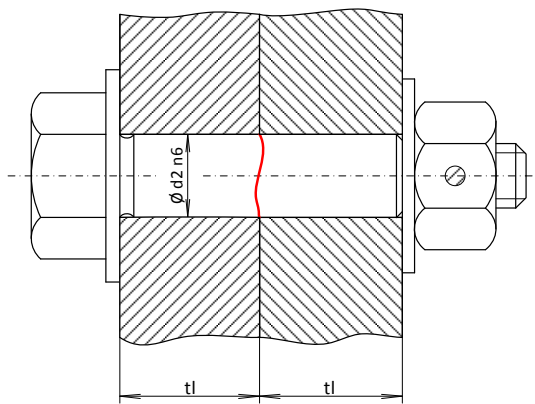
5.1.2. Výpočty

5.1.2.1. Lícovaný šroub

Lícovaný šroub má za úkol zachytit točivý moment přenesený momentovými rameny od hydromotoru a právě proto je zde kontrolován navržený průměr, vyhoví-li danému zatížení.



Obr. 35 Výpočet sřížné síly, hydromotor napřímo



Obr. 36 Výpočet napětí ve sřížhu a tlaku

$$M_t = F_S * r$$

$$F_S = \frac{M_t}{r} = \frac{30\,000}{1} = 30\,000 \text{ [N]}$$

$$\text{Lícovaný šroub M36} \rightarrow \phi d_2 = 32 \text{ [mm]}$$

$$\text{Třída pevnosti šroubu dle ISO 898: 5.6}$$

$$\sigma_k = 300 \text{ [MPa]; } p_D = 70 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{DS} = 0,8 * \sigma_k = 0,8 * 300 = 240 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_S = \frac{F_S}{S} = \frac{F_S}{\frac{\pi * \phi d_2^2}{4}} = \frac{4 * F_S}{\pi * \phi d_2^2} = \frac{4 * 30\,000}{\pi * 32^2} = 37 \text{ [MPa]}$$

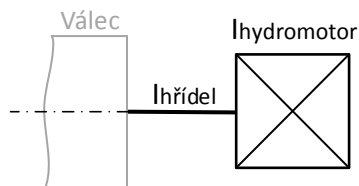
$$s = \frac{\sigma_{DS}}{\sigma_k} = \frac{240}{37} \cong 6,5 \dots \text{vyhovuje}$$

$$p = \frac{F_S}{\phi d_2 * tl} = \frac{30\,000}{32 * 20} \cong 46,9$$

$$p < p_D; 46,9 < 70 \dots \text{vyhovuje}$$

5.1.2.2. Kinetická energie

Výpočet kinetické energie pohonu je důležitý pro porovnání variant pohonu mezi sebou. Jelikož při častém zastavení a rozběhnutí kovacího válce je důležité minimalizovat účinek setrvačných sil. Příliš velké setrvačné síly by neumožňovali zastavit ihned, ale s prodlevou.

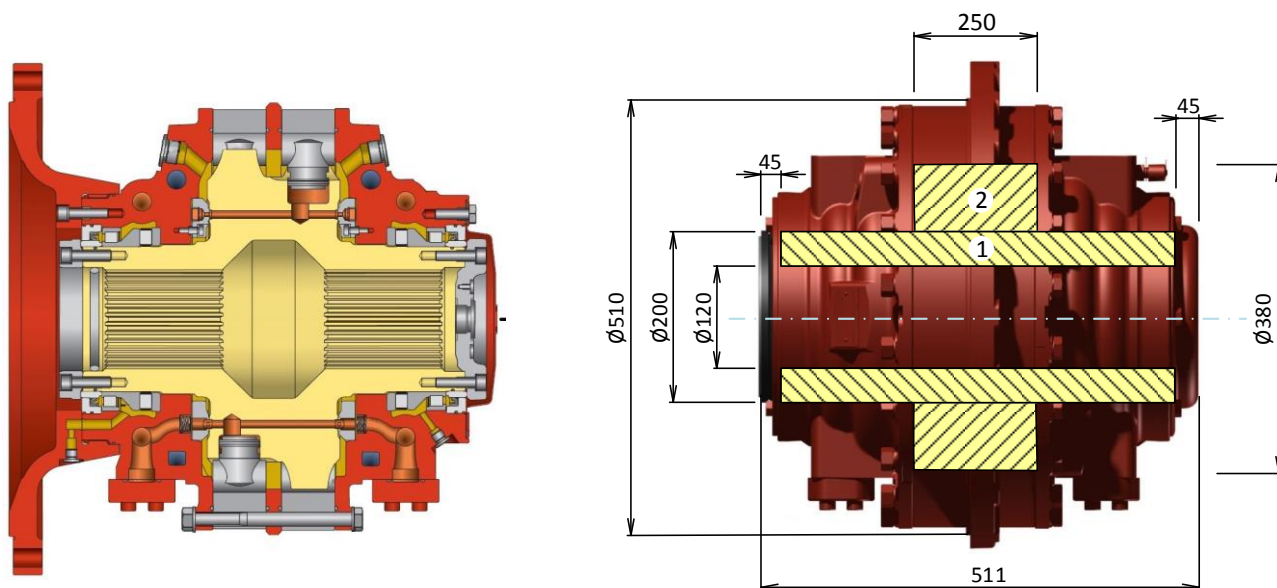


Obr. 37 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor napřímo

Pro výpočet momentu setrvačnosti se neuvažuje celá délka hřídele, ale pouze část, která je spojena s válcem. Takovéto zjednodušení platí u všech výpočtů pro hřídel jdoucí k válci stroje.

$$I_{hřídel} = 1\,003\,303 \text{ [kg * mm}^2\text{]} = 1,003 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

Moment setrvačnosti pro hydromotor výrobce neuvádí, proto se musí přibližně vypočítat. Na Obr. 38 je vidět podstata zjednodušení. Moment setrvačnosti je dán rotující hmotou a poloměrem, proto je uvažována pouze ta část motoru, který se otáčí spolu s hřídelí (Obr. 38 světle žluté označení).



Obr. 38 Zjednodušení hydromotoru pro výpočet momentu setrvačnosti, vlevo [8], vpravo – upravený 3D model firmy Rexroth

$$m_1 = V_1 * \rho = \frac{\pi}{4} * (200^2 - 120^2) * (511 - 45 - 45) * 10^{-9} * 7850 = 66,5 \text{ [kg]}$$

$$m_2 = V_2 * \rho = \frac{\pi}{4} * (380^2 - 200^2) * 250 * 10^{-9} * 7850 = 160,9 \text{ [kg]}$$

$$I_1 = \frac{1}{2} * m_1 * r_1^2 = \frac{1}{2} * 66,5 * \left(\frac{0,2000}{2}\right)^2 = 0,333 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

$$I_2 = \frac{1}{2} * m_2 * r_2^2 = \frac{1}{2} * 160,9 * \left(\frac{0,380}{2}\right)^2 = 2,9 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

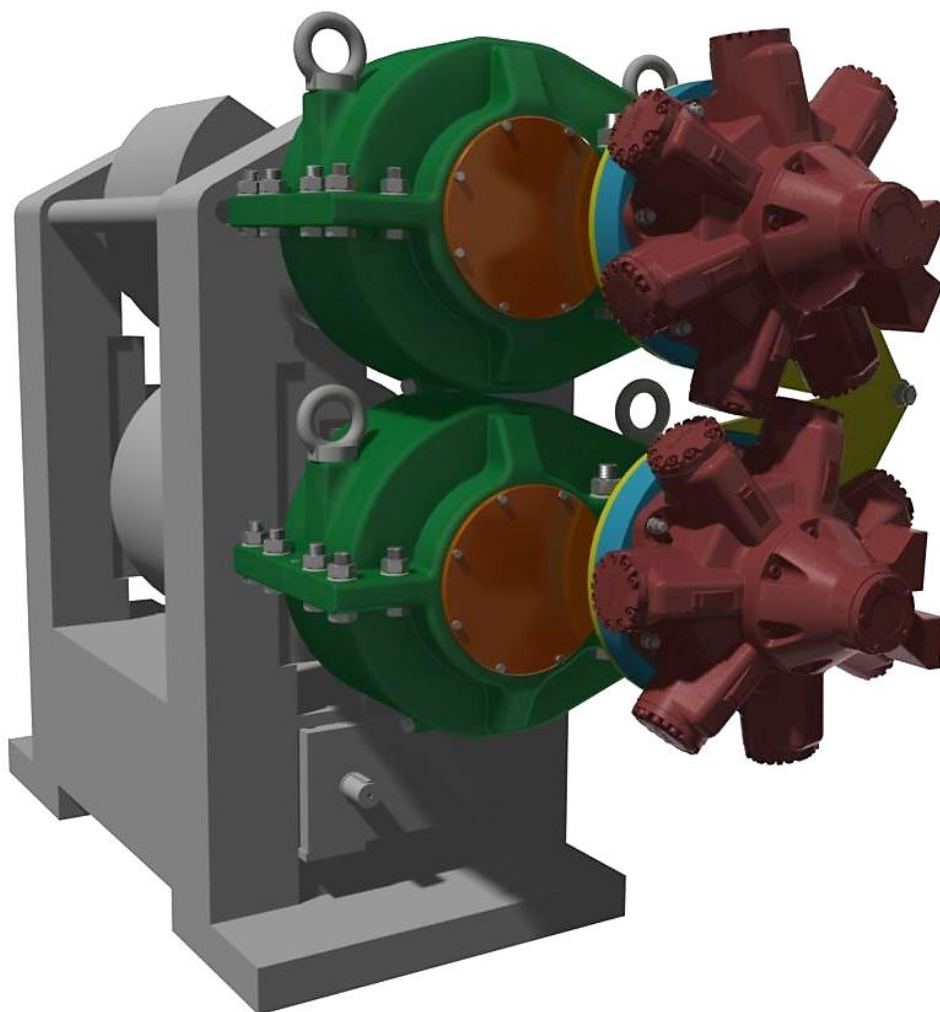
$$I_{\text{hydromotor}} = I_1 + I_2 = 0,333 + 2,9 = 3,233 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

$$I_{\text{celkový}} = I_{\text{hydromotor}} + I_{\text{hřídél}} = 3,233 + 1,003 = 4,24 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} = \frac{2 * \pi * 30}{60} = \pi \text{ [rad/s]}$$

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} * I_{\text{celkový}} * \omega^2 = \frac{1}{2} * 4,24 * \pi^2 \cong 30 \text{ [J]}$$

5.2. Hydromotor s jednostupňovou převodovkou



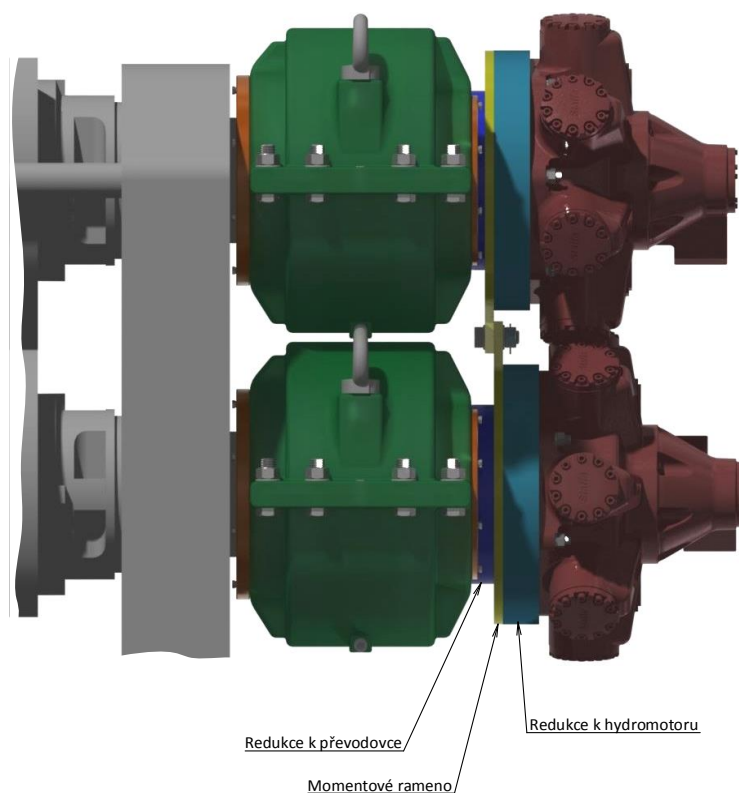
Obr. 39 Hydromotor s jednostupňovou převodovkou

Tato varianta je poměrně složitá jak na výrobu, tak na montáž. Skládá se hlavně z jednostupňové převodovky, hydromotoru a momentových ramen, a to vše je zavěšeno na hřídeli válce. Z tohoto důvodu musela být hřídel zesílena v průměru, neboť při takovém zatížení docházelo k velkému průhybu na jejím konci. Maximální průměr pod ložiskem, blíže k rámu stroje, je 260 mm a pod druhým ložiskem 220 mm. Takovéto odstupňování hřídele je zde proto, aby bylo možno převodovku na hřídel nasadit.

Axiální zajištění proti vysunutí je realizováno KM podložkou a MB maticí. Připojení hydromotoru o větším roztečném průměru děr než je rozměr převodovky, je řešeno pomocí redukci s momentovým ramenem.

Pro sestavení pohonu je nutné do převodovky zašroubovat 10 šroubů o velikosti M27 x 100, na které se nasadí redukce k převodovce (viz. Obr. 40 modré označení) a momentové rameno (viz. Obr. 40 žluté označení). Funkcí redukce k převodovce je vymezení vůli mezi momentovým ramenem a hlavami šroubů, která drží víka převodovky. Existuje také možnost redukci k převodovce vynechat, a to za předpokladu, že její funkci zastane převodovka. Avšak redukce nejsou stejné dlouhé (viz. Obr. 40), jedna redukce musí být kratší o tloušťku momentových ramen tak, aby ramena mohla být smontovaná přes sebe. Výsledkem by bylo, že odlévané převodovky nebudou mít stejné rozměry, nebo se

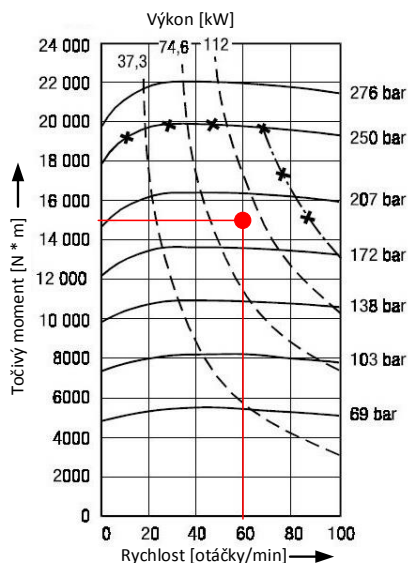
jedna bude muset obrobít na požadovaný rozměr. Po přišroubování redukce k převodovce a momentového ramene k redukci lze s ramenem spojit redukci k hydromotoru (viz. Obr. 40 tyrkysové označení). Momentové rameno má dvě roztečné kružnice, menší je s dírami pro průchod závrtných šroubů a větší je se závity pro zašroubování závrtných šroubů, které pak spojují přes redukce k hydromotoru hydromotor s ramenem. Počet šroubů a jejich velikost je dána otvory v hydromotoru. Pro větší bezpečnost proti vyšroubování závrtných šroubů z momentového ramene je možné mezi závity nanést speciální lepidlo nebo konec šroubu svařit s ramenem. Funkcí redukce k hydromotoru je zamezit kontaktu konce závrtných šroubů jdoucí z převodovky s hydromotorem, dále pak zajistit dosednutí na plochu hydromotoru s dírami pro šrouby, jelikož tato plocha je v mezikruží větší, než je osová díra v momentovém rameni.



Obr. 40 Názvy varianty s jednostupňovou převodovkou

5.2.1. Výběr hydromotoru

Použitím jednostupňové převodovky s převodovým poměrem 1:2 se snížila velikost točivého momentu a zvětšila hodnota otáček, tím se zvětšil i rozsah výběru, jelikož většina výrobců nevyrábí hydromotory, které by zvládaly tak veliký moment. Nicméně druh hydromotoru připadající v úvahu je pouze radiální pístový.

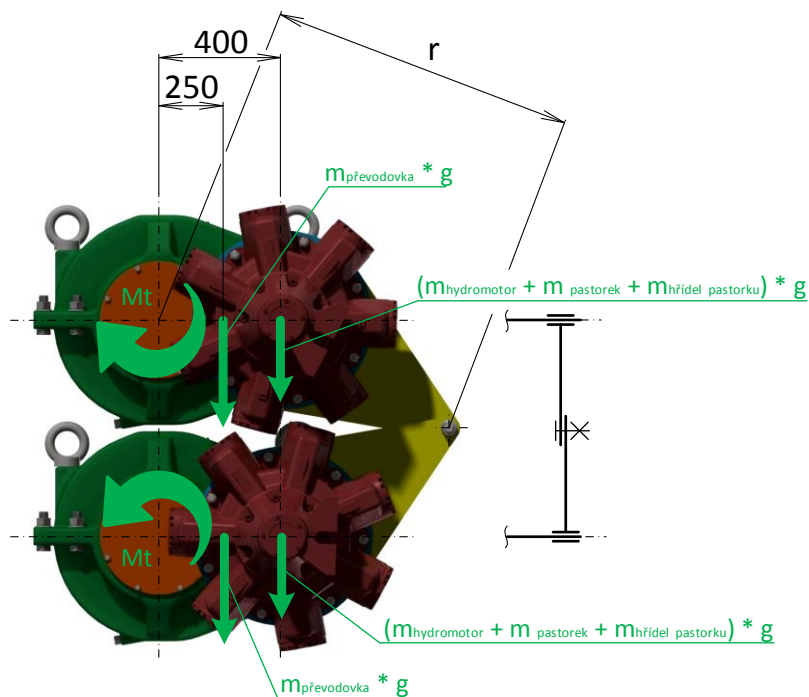


Obr. 41 Závislost účinnosti na točivém momentu a rychlosti

Pohon pro tuto variantu byl zvolen hydromotor HBM 325 od firmy Kawasaki Precision Machinery. Maximální výkon motoru je 112 kW, pro zadané hodnoty a aplikací převodovky je skutečný výkon hydromotoru přibližně 94 kW, to znamená lepší využití motoru, než u předchozí varianty. Účinnost je při takovém výkonu přibližně 97 %.

5.2.2. Výpočty

5.2.2.1. Lícovaný šroub



Obr. 42 Výpočet sřížné síly, hydromotor s jednoduší převodovkou

$$M_{t\ celk.} = M_t + m_{převodovka} * g * 250 + (m_{hydromotor} + m_{pastorek} + m_{hřidel\ pastorku}) * g * 400$$

$$= 30\ 000 + 429 * 9,81 * 250 + (429 + 92 + 8) * 9,81 * 400$$

$$M_{t celk.} \cong 33\,718\,971 \text{ [N} \cdot \text{mm]} = 33\,719 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{t celkový} = F_S \cdot r \quad \rightarrow \quad F_S = \frac{M_t}{r} = \frac{33\,719}{1} = 33\,719 \text{ [N]}$$

Lícovaný šroub M36 $\rightarrow \varnothing d_2 = 32 \text{ [mm]}$,

Třída pevnosti šroubu dle ISO 898: 5.6

$$\sigma_k = 300 \text{ [MPa]}; p_D = 70 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{DS} = 0,8 \cdot \sigma_k = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ [MPa]}$$

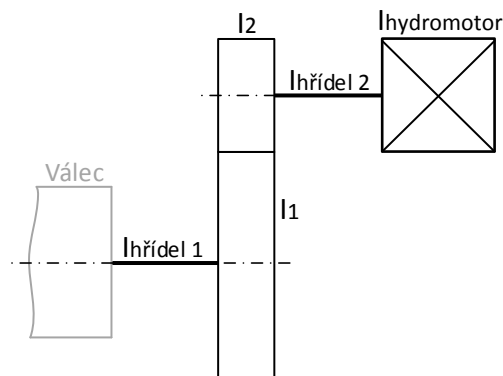
$$\sigma_S = \frac{F_S}{S} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot \varnothing d_2^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot \varnothing d_2^2} = \frac{4 \cdot 33\,719}{\pi \cdot 32^2} \cong 42 \text{ [MPa]}$$

$$s = \frac{\sigma_{DS}}{\sigma_k} = \frac{240}{300} \cong 0,8 \dots \text{vyhovuje}$$

$$p = \frac{F_S}{\varnothing d_2 \cdot tl} = \frac{33\,719}{32 \cdot 20} \cong 52,7$$

$p < p_D$; $52,7 < 70 \dots \text{vyhovuje}$

5.2.2.2. Kinetická energie



Obr. 43 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor s jednostupňovou převodovkou

$$I_{\text{Ihřidel 1}} = 2\,687\,495 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 2,69 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{\text{Ihřidel 2}} = 357\,504 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 0,36 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_1 = 8\,422\,333 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 8,42 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_2 = 521\,385 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 0,52 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{\text{hydromotor}} = 0,95 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{\text{celkový 1}} = I_{\text{Ihřidel 1}} + I_1 = 2,69 + 8,42 = 11,11 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

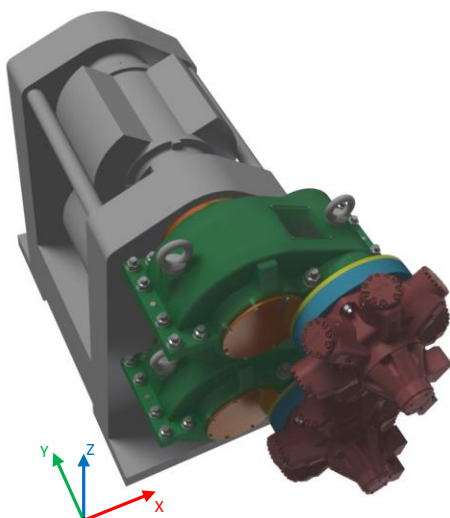
$$I_{\text{celkový 2}} = I_{\text{Ihřidel 2}} + I_2 + I_{\text{hydromotor}} = 0,36 + 0,52 + 0,95 = 1,83 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$E_{kin} = \frac{1}{2} * I_{celkový\ 1} * \omega^2 + \frac{1}{2} * I_{celkový\ 2} * (2 * \omega)^2 = \frac{1}{2} * I_{celkový\ 1} * \omega^2 + 2 * I_{celkový\ 2} * \omega^2$$

$$= \frac{1}{2} * 11,11 * \pi^2 + 2 * 1,83 * \pi^2 \cong 91 \text{ [J]}$$

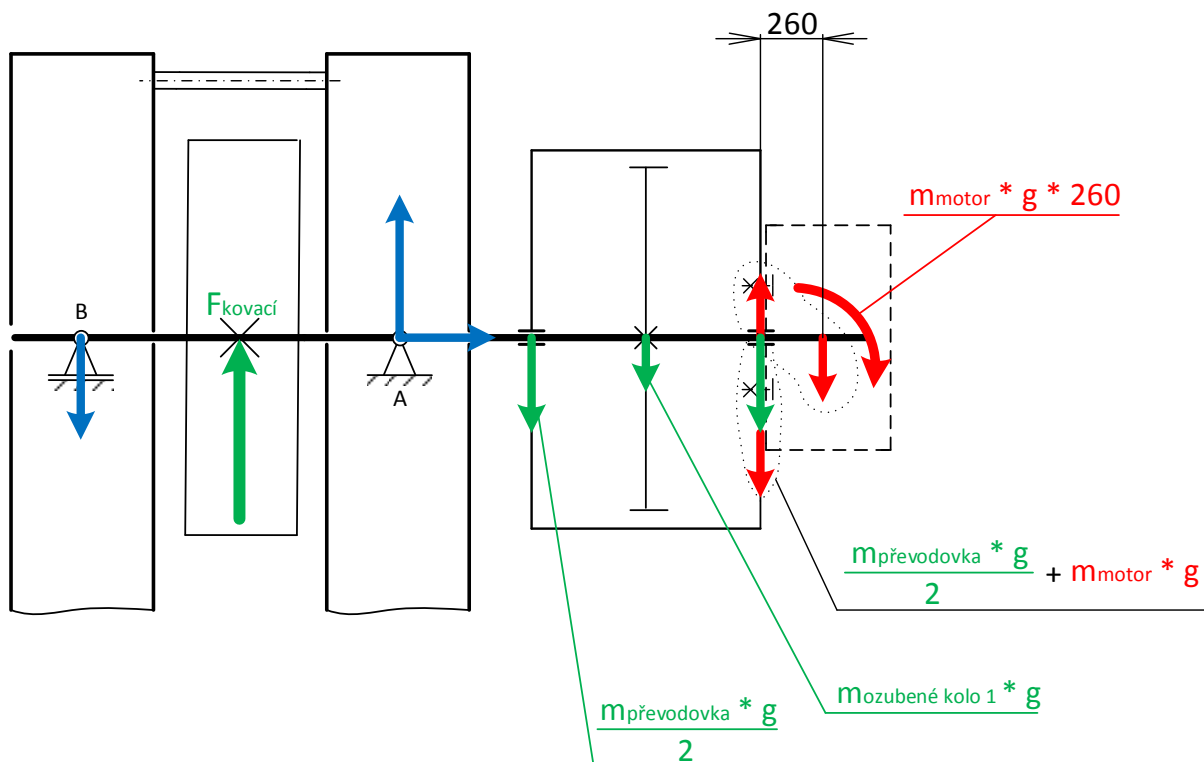
5.2.2.3. Určení akčních účinků

Zjištění účinků sil je důležité pro určení průhybu, redukovaného napětí atd. na hřídeli.



Obr. 44 Souřadnicový systém

Rovina YZ



Obr. 45 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou YZ

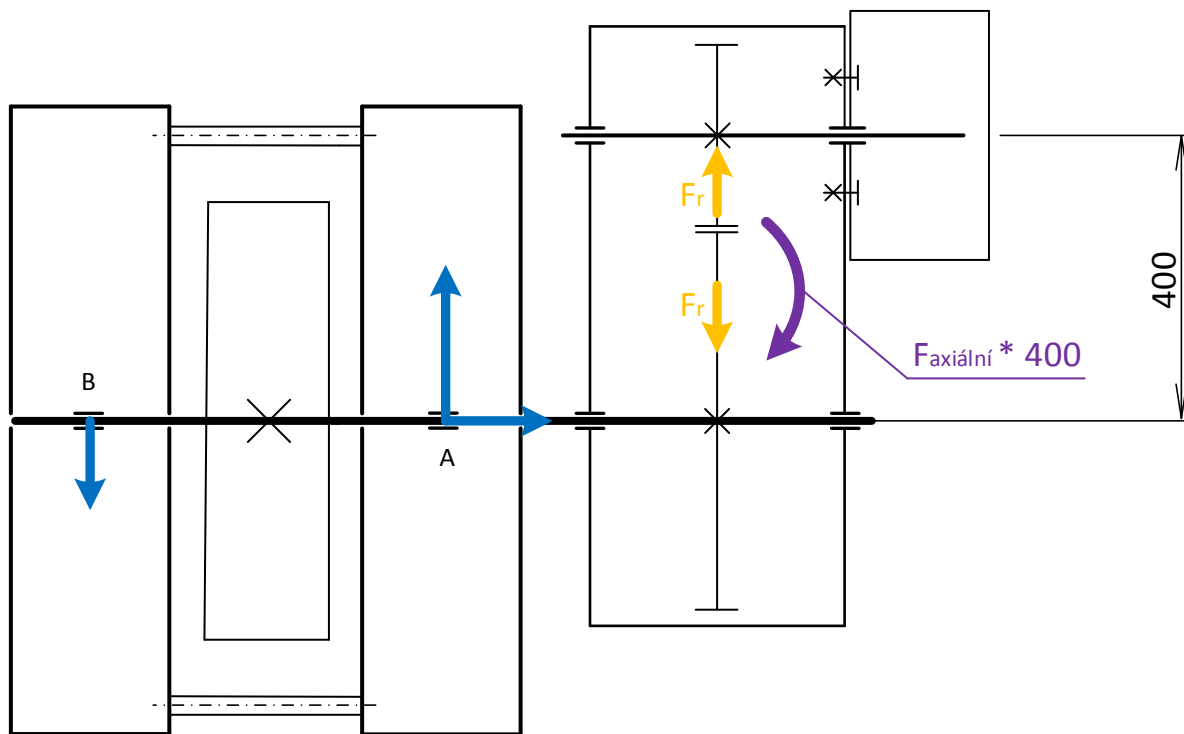
$$\frac{m_{\text{převodovka}} * g}{2} = \frac{700 * 9,81}{2} = 3\,433,5 \text{ [N]} \cong 3\,450 \text{ [N]}$$

$$m_{\text{ozubené kolo 2}} * g = 160 * 9,81 = 1\,569 \text{ [N]} \cong 1\,600 \text{ [N]}$$

$$m_{\text{motor}} * g + \frac{m_{\text{převodovka}} * g}{2} = 429 * 9,81 + \frac{700 * 9,81}{2} = 7\,642 \text{ [N]} \cong 7\,700 \text{ [N]}$$

$$m_{\text{motor}} * g * 260 = 429 * 9,81 * 260 = 1\,094\,207 \text{ [N * mm]} \cong 1\,100 \text{ [N * m]}$$

Rovina XY



Obr. 46 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou XY

Při výpočtu není uvažována možnost působení ohybového momentu vyvolaného axiální silou v opačném směru. Směr působení momentů závisí na směru otáčení ozubených kol nebo na úhlu sklonu zubu. U modernějších strojů, kde kování probíhá z obou stran, bude docházet ke změně smyslu momentu. Nicméně u strojů, kde kování probíhá pouze z jedné strany, je výhodné volit úhel sklonu zubu tak, aby ohybový moment měl opačný směr než je tomu na Obr. 46. Zde je počítáno s nepříznivějším způsobem zatížení.

$$\phi D_2 = \frac{m * z_2}{\cos(\beta)} = \frac{14 * 37}{\cos(15^\circ)} = 536,273 \text{ [mm]}$$

$$M_t = F * \frac{\phi D_2}{2} \quad \rightarrow \quad F = \frac{2 * M_t}{\phi D_2} = \frac{2 * 30\,000\,000}{536,273} \cong 111\,883 \text{ [N]}$$

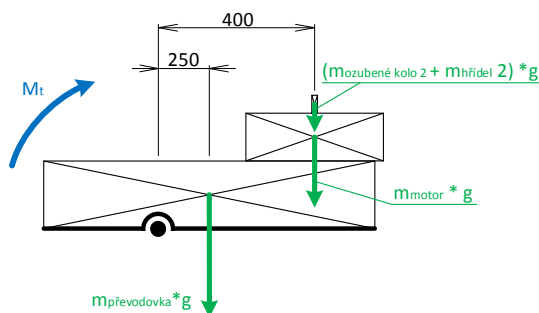
$$\tan(\alpha) = \frac{F_r}{F_o} \quad \rightarrow \quad F_r = F_o * \tan(\alpha) = 111\,883 * \tan(20^\circ) = 40\,772 \text{ [N]} \cong 4\,000 \text{ [N]}$$

$$\tan(\beta) = \frac{F_{axiální}}{F_o} \quad \rightarrow \quad F_{axiální} = F_o * \tan(\beta) = 111\,883 * \tan(15^\circ) = 29\,979 \text{ [N]}$$

$$\cong 30\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{axiální} * 400 = 30\,000 * 400 = 12\,000\,000 \text{ [N * mm]} = 12\,000 \text{ [N * m]}$$

Rovina XZ



Obr. 47 Schéma zatížení - řez rovnoběžný s rovinou XZ

$$M_{celkový} = M_t + m_{převodovka} * g * 250 + [(m_{ozubené kolo 1} + m_{hřídel 1}) + m_{motor}] * g * 400$$

$$= 30\,000\,000 + 700 * 9,81 * 250 + [(100) + 429] * 9,81 * 400 = 33\,792\,546 \text{ [N * mm]}$$

$$\cong 33\,800 \text{ [N * m]}$$

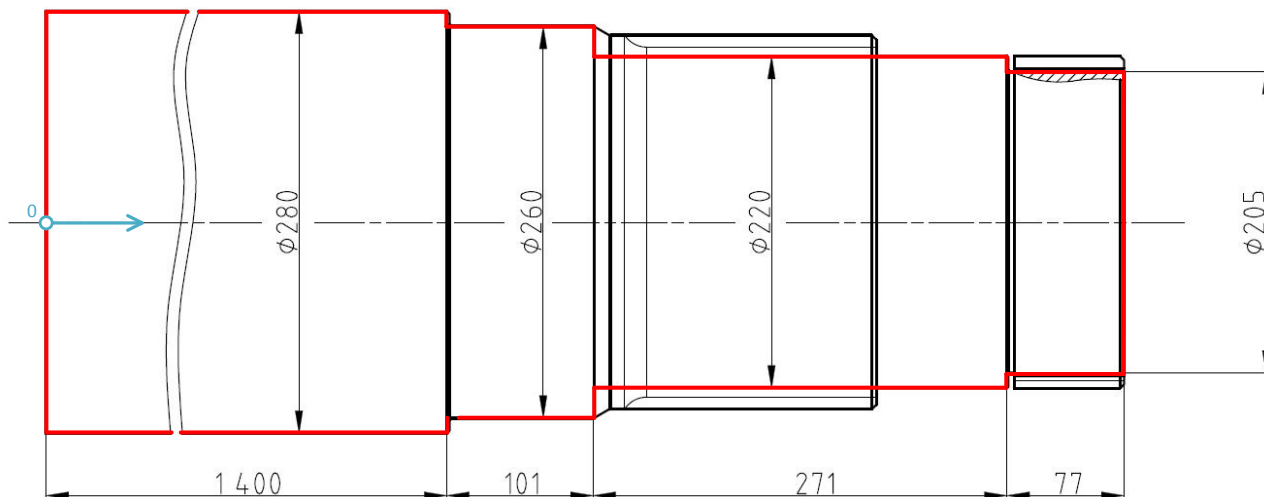
5.2.2.4. Rozměry hřídele

Výpočet je vypracován pro 2 varianty hřídelí. První variantou je hřídel o původních rozměrech a druhá je se zesílenou hřídelí v průměru, kde dojde k zavěšení převodovky.

Hlavní rozdíly zesílené hřídele oproti původní:

Průměr	Délka
Ø150 → Ø260	130 → 101
Ø105 → Ø220	269 → 271
Ø88 → Ø205	36 → 77

Pro výpočet bylo nutné hřídel zjednodušit, neuvažovat drážkování, závity, drážky atd. V místech těchto prvků byl průměr hřídele zmenšen, viz Obr. 48.



Obr. 48 Model zesílené hřídele

5.2.2.5. Výpočet a porovnání hřídelí

Výpočet byl proveden v programu MITCalc. Délka hřídele je podle souřadnicového systému zobrazeného na Obr. 48.



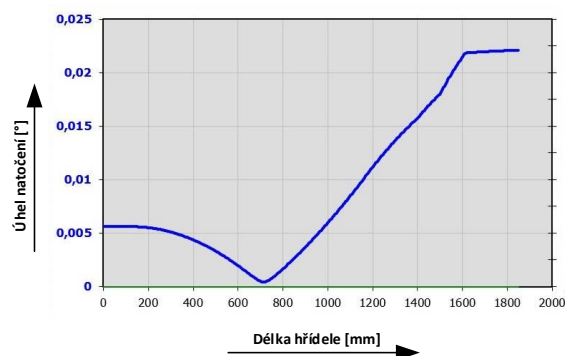
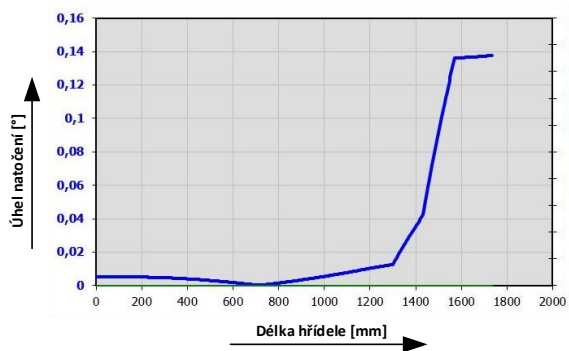
Obr. 49 Původní hřídel



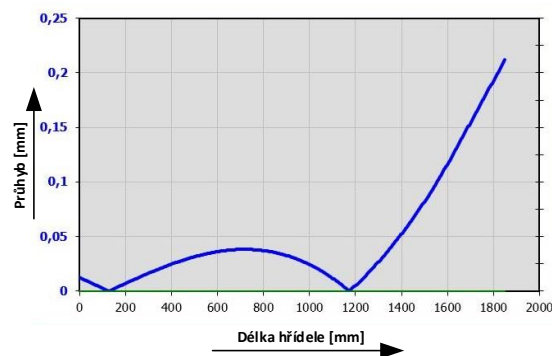
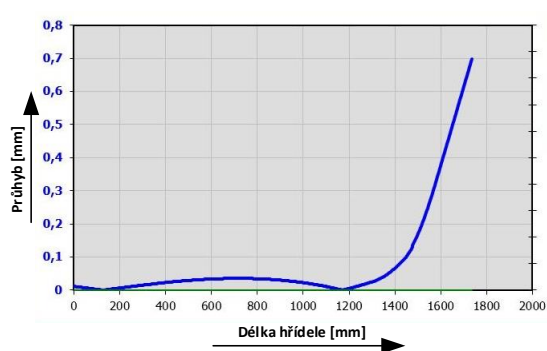
Obr. 50 Zesílená hřídel

(vlevo původní hřídel, vpravo zesílená)

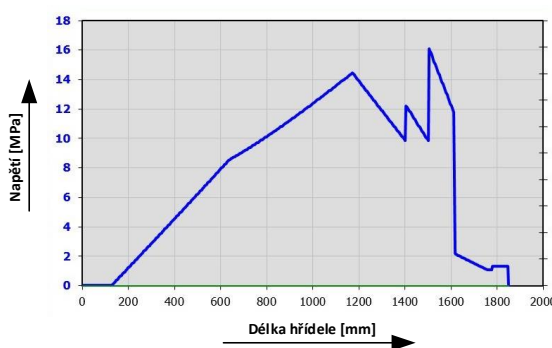
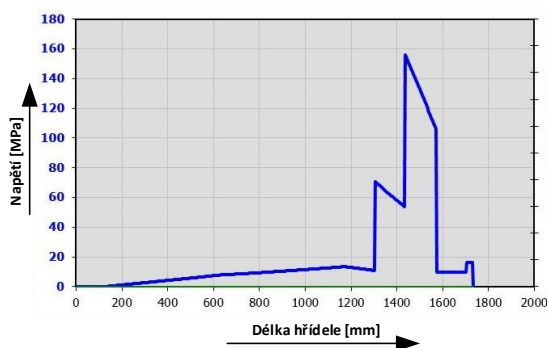
Úhel natočení



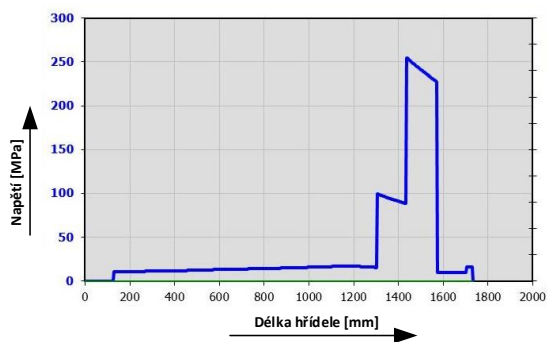
Průhyb



Ohybové napětí



Redukované napětí



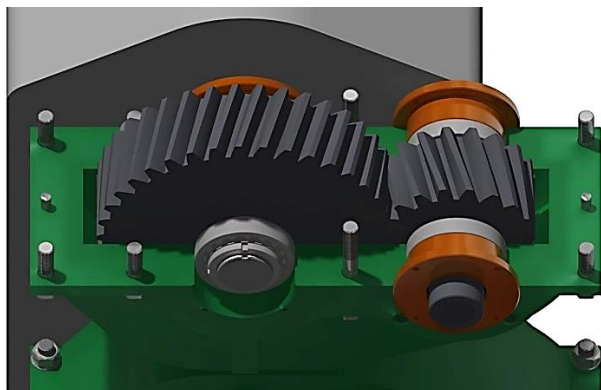
Obr. 51 Porovnání hřídelí

Zesílením hřídele se sníží redukované napětí téměř desetkrát a průhyb z 0,7 mm na 0,22 mm. Především průhyb má velký význam, jelikož se hřídel otáčí a příliš velké prohnutí by způsobovalo problémy chodu stroje. Výpočet je sestaven pro maximální zatížení, tzn. při kování a pro nepříznivý směr působení ohybového momentu vyvozeného axiální silou v ozubení. Za klidu stroje bude průhyb zesílené hřídele pouze 0,05 mm a redukované napětí 3,8 MPa. Vzhledem k prohýbání hřídele byla převodovka uložena v kuličkových naklápěcích ložiskách

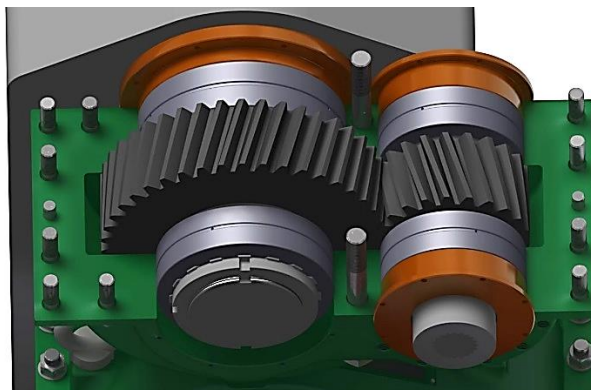
Nicméně zesílení hřídele v průměru vyžaduje i nákup speciálních ložisek. Většina výrobců má široký výběr pro menší rozměry hřídele, přibližně do 150 až 240 mm, jelikož zde je maximální průměr

pro uložení ložiska 260 mm, nepřipadají příliš v úvahu. Výrobce zaměřený na větší naklápěcí ložiska je například Timken a právě ten byl zvolen pro tuto variantu.

Zesílení hřídele si vyžádalo i větší nároky na konstrukci převodovky. Pro větší průměry hřídele se zmenšila vzdálenost ložisek od sebe, mezi nimiž je šroub pro přišroubování dvou polovin převodovky k sobě. Zároveň bylo nutné zvětšit i víka převodovky, takže vzdálenost mezi nimi není příliš velká.



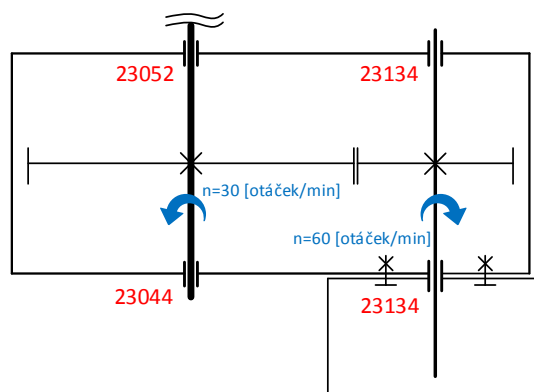
Obr. 52 Původní návrh převodovky



Obr. 53 Finální návrh převodovky (zesílená hřídel)

5.2.2.6. Výpočet životnosti ložisek Timken

Předpoklad: 2 směnný provoz - 16 hod, 252 pracovních dnů v roce



Obr. 54 Označení ložisek

23052: $\phi d = 260[\text{mm}]$, $\phi D = 400[\text{mm}]$, $b = 104[\text{mm}]$

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_r \text{ ozubení}}{2}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{ozubené kolo 1}} * g}{2} + \frac{m_{\text{převodovka}} * g}{2}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{41\,000}{2}\right)^2 + \left[\frac{9,81}{2} * (160 + 700)\right]^2} = 20\,929 \text{ [N]} \cong 21\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{axiální}} = 30\,000 \text{ [N]}$$

$$e = \frac{F_{\text{axiální}}}{F_r} = \frac{30\,000}{21\,000} = 1,43 > e = 0,24$$

$$F_{\text{ekv}} = X_2 * F_r + Y_2 * F_{\text{axiální}} = 0,67 * 21\,000 + 4,24 * 30\,000 = 141\,270 \text{ [N]}$$

$$L_h = \frac{16\,666}{n} * \left(\frac{c}{F_{ekv}}\right)^m = \frac{16\,666}{30} * \left(\frac{1\,820\,000}{141\,270}\right)^{\frac{10}{3}} \cong 2\,784\,720 \text{ [hod]}$$

$$L_{prac.rok} = \frac{2\,784\,720}{16 * 252} \cong 690 \text{ [pracovní rok]}$$

$$s_0 = \frac{c_0}{F_{ekv}} = \frac{2\,784\,720}{141\,270} = 19,7 \text{ [-]} \dots \text{vyhovuje}$$

23044: $\varnothing d = 220$ [mm], $\varnothing D = 340$ [mm], $b = 90$ [mm]

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_r \text{ ozubení}}{2}\right)^2 + \left(\frac{m_{\text{ozubené kolo 1}} * g}{2} + \frac{m_{\text{opřevodovka}} * g}{2} + m_{\text{motor}} * g\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{41\,000}{2}\right)^2 + \left[9,81 * \left(\frac{160}{2} + \frac{700}{2} + 429\right)\right]^2} = 22\,164 \text{ [N]} \cong 22\,200 \text{ [N]}$$

$$F_{axiální} = 30\,000 \text{ [N]}$$

$$e = \frac{F_{axiální}}{F_r} = \frac{30\,000}{22\,200} = 1,35 > e = 0,24$$

$$F_{ekv} = X_2 * F_r + Y_2 * F_{axiální} = 0,67 * 22\,200 + 4,13 * 30\,000 = 138\,774 \text{ [N]}$$

$$L_h = \frac{16\,666}{n} * \left(\frac{c}{F_{ekv}}\right)^m = \frac{16\,666}{30} * \left(\frac{1\,340\,000}{138\,774}\right)^{\frac{10}{3}} \cong 1\,065\,039 \text{ [hod]}$$

$$L_{prac.rok} = \frac{1\,065\,039}{16 * 252} \cong 264 \text{ [pracovní rok]}$$

$$s_0 = \frac{c_0}{F_{ekv}} = \frac{1\,065\,039}{110\,274} = 9,6 \text{ [-]} \dots \text{vyhovuje}$$

23134: $\varnothing d = 170$ [mm], $\varnothing D = 280$ [mm], $b = 88$ [mm]

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{F_r \text{ ozubení}}{2}\right)^2 + \left[\frac{(m_{\text{ozubené kolo 2}} + m_{\text{hřídel 2}}) * g}{2}\right]^2} = \sqrt{\left(\frac{41\,000}{2}\right)^2 + \left[\frac{(100) * 9,81}{2}\right]^2}$$

$$= 20\,506 \text{ [N]}$$

$$F_{axiální} = 30\,000 \text{ [N]}$$

$$e = \frac{F_{axiální}}{F_r} = \frac{30\,000}{20\,506} = 1,46 > e = 0,28$$

$$F_{ekv} = X_2 * F_r + Y_2 * F_{axiální} = 0,67 * 20\,506 + 3,55 * 30\,000 = 120\,239 \text{ [N]}$$

$$L_h = \frac{16\,666}{n} * \left(\frac{c}{F_{ekv}}\right)^m = \frac{16\,666}{60} * \left(\frac{1\,220\,000}{120\,239}\right)^{\frac{10}{3}} \cong 628\,147 \text{ [hod]}$$

$$L_{prac.rok} = \frac{628\,147}{16 * 252} \cong 155 \text{ [pracovní rok]}$$

$$s_0 = \frac{c_0}{F_{ekv}} = \frac{1\,710\,000}{120\,239} = 14,2 \text{ [-]} \dots \text{vyhovuje}$$

5.2.2.7. Vyhodnocení životnosti ložisek

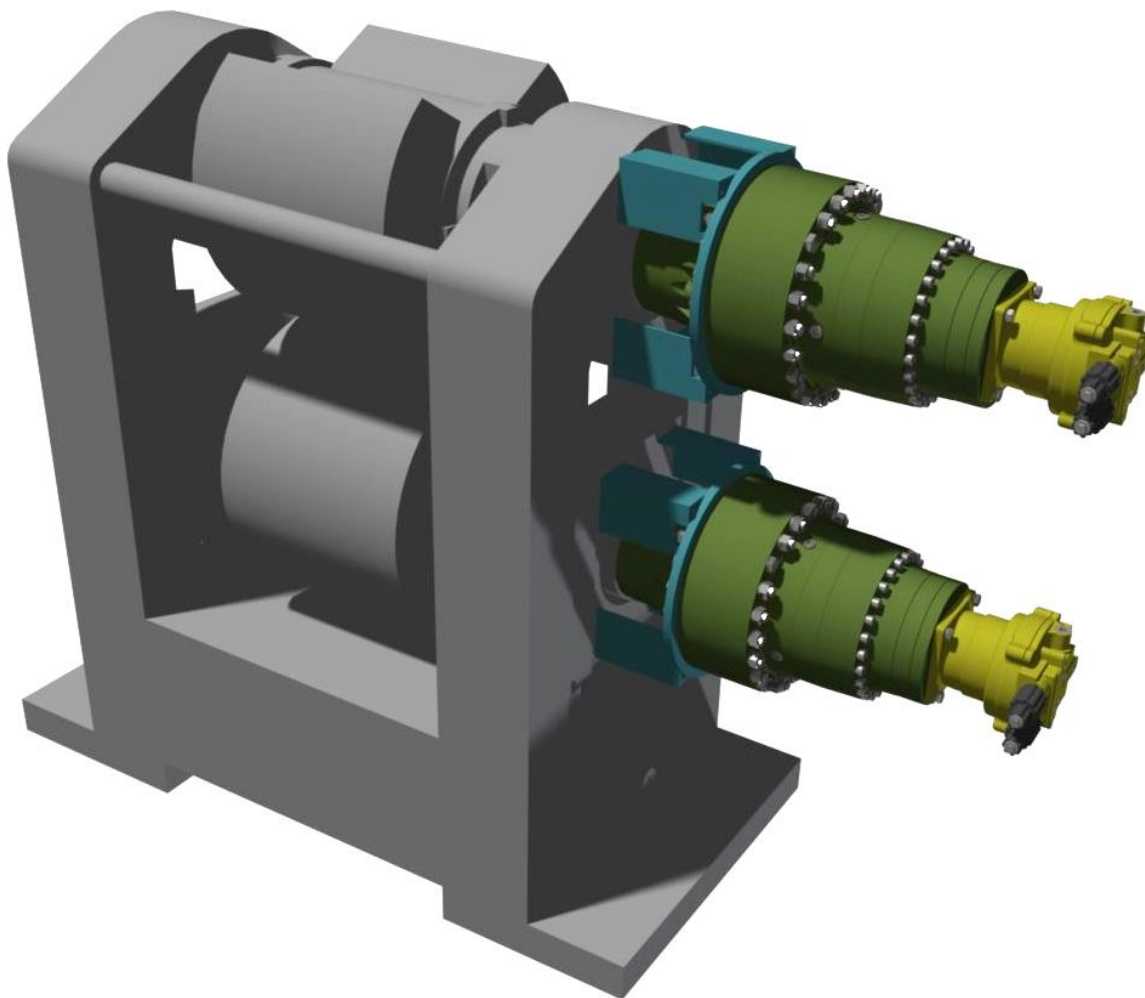
	23052	23044	23134
Počet pracovních roků	690	264	155
Součinitel statické bezpečnosti	19,7	9,6	14,2

Tab. 1 Údaje o životnosti ložisek

Z údajů dle Tab. 1 je vidět, že ložiska jsou předimenzována, to je způsobeno zesílením hřídele. Dále je patrné, že ložisko 23052 se bude měnit téměř za 2krát delší dobu než ložisko 23044. Je zde možnost toto ložisko změnit nebo zesílit průměr 220 mm, a tím docílit prodloužení životnosti alespoň na 310 pracovních roků. Po změně by platilo, že ložisko 23134 se bude měnit skoro 2krát více než 23044 a to skoro 2krát více než 23052. Takováto úprava by usnadnila výměnu opotřebovaných ložisek, neboť při ní je nutné rozebrat celou převodovku, sundat hydromotor, redukce atd.

Nicméně, životnost 155 pracovních roků je velmi dostatečná a úprava nemusí být provedena.

5.3. Hydromotor s planetovou převodovkou



Obr. 55 Hydromotor s planetovou převodovkou

Tato varianta využívá vysokého převodového poměru daného planetovou převodovkou. Aplikací převodovky je snížen na vstupu požadovaný točivý moment na hodnoty, ve kterých se vyrábí většina hydromotorů. Nicméně pro realizaci takového zapojení je nutné zvýšit otáčky hydromotoru natolik, že jediný druh připadající v úvahu je axiální. Připojení motoru k převodovce je pomocí redukce, které pro určité typy motorů vyrábí přímo výrobce převodovek.

Na výstupním hřídeli převodovky je vyrobeno drážkování o malé délce, z tohoto důvodu zavěšení převodovky s hydromotorem na hřídel je problém. I kdyby se převodovka zajistila axiálně a zachytil točivý moment, znamenalo by to, že vnější drážkování na hřídeli by tlačilo na vnitřní drážkování válce a vzhledem k délce převodovky s hydromotorem by vznikl i velký ohybový moment vyvolávající velké napětí na hlavách a patách zubů drážkování. Z těchto důvodů je vyrobena redukce (viz. Obr. 55 tyrkysové označení), která zachycuje jak točivý, tak ohybový moment a přenáší jej do rámu nebo do posuvného uložení spodního válce. Výroba této redukce je poměrně snadná, jedná se o svařovanou konstrukci z vypáleného plechu ve tvaru mezikruží s dírami spolu s L profily, které mají na koncích vyříznutí pro hlavu šroubů, pomocí nichž je redukce spojena s převodovkou. Navařením redukcí na stroj dojde sice k mírné změně rozměru, ale zároveň dojde i ke zpevnění, zejména horní části rámu, kde je poměrně velké posunutí (viz. Obr. 28)

V tomto návrhu není nijak optimalizovaný tvar redukce. Pro větší hodnoty napětí se musí konstrukčně upravit tvar redukce, popřípadě zesílit L profily.

5.3.1. Výběr hydromotoru

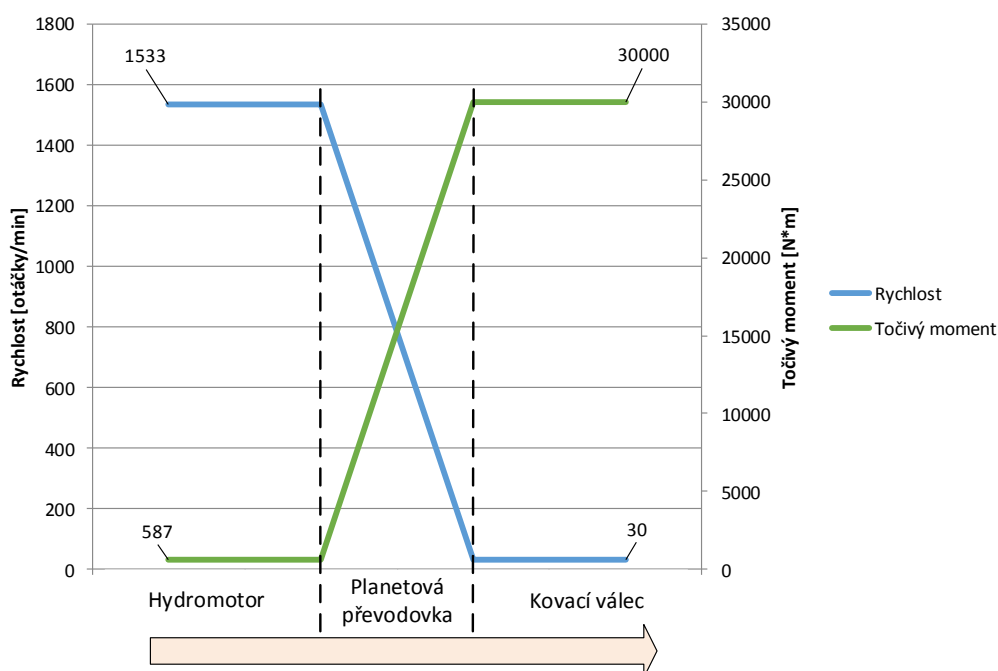
Pro pohon této varianty byl zvolen hydromotor M5X -130 od firmy Kawasaki Precision Machinery.

	Požadovaný hodnoty	Maximální hodnoty
Točivý moment [N * m]	587	670
Otáčky $\left[\frac{\text{otáčky}}{\text{min}}\right]$	1533	1850
Výkon [kW]	94,2	130

Tab. 2 Hodnoty axiálního hydromotoru

Z Tab. 2 je vidět, že daný hydromotor umožňuje i přetížení, ovšem účinnost při požadovaných hodnotách je pouze 89 %.

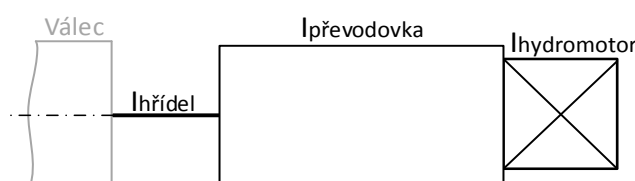
Převod mezi hydromotorem a kovacím válcem zajišťuje planetová převodovka řady 300 Industrial series od firmy Bonfiglioli s převodovým poměrem o velikosti 51,1.



Obr. 56 Závislost otáček a točivého momentu při nasazení planetové převodovky

5.3.2. Výpočty

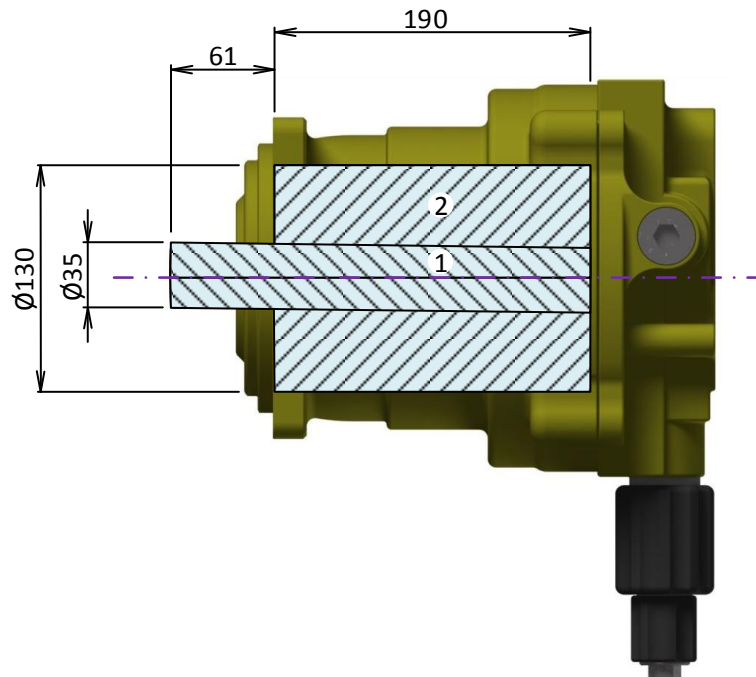
5.3.2.1. Kinetická energie



Obr. 57 Schéma pro výpočet momentu setrvačnosti - Hydromotor s planetovou převodovkou

$$I_{hřidel} = 1\,027\,080 \text{ [kg} \cdot \text{mm}^2] = 1,03 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

Moment setrvačnosti hydromotoru výrobce neuvádí, proto se musí přibližně vypočítat. Zjednodušení vychází z konstrukce axiálních hydromotorů.



Obr. 58 Zjednodušení axiálního hydromotoru pro výpočet momentu setrvačnosti

$$m_1 = V_1 \cdot \rho = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot (190 + 61) \cdot 10^{-9} \cdot 7\,850 = 1,9 \text{ [kg]}$$

$$m_2 = V_2 \cdot \rho = \frac{\pi}{4} \cdot (130^2 - 35^2) \cdot 190 \cdot 10^{-9} \cdot 7\,850 = 18,36 \text{ [kg]}$$

$$I_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot r_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,9 \cdot \left(\frac{0,035}{2}\right)^2 = 0,00\,029 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot r_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 18,36 \cdot \left(\frac{0,130}{2}\right)^2 = 0,04 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{hydromotor} = I_1 + I_2 = 0,00\,029 + 0,04 \cong 0,04 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

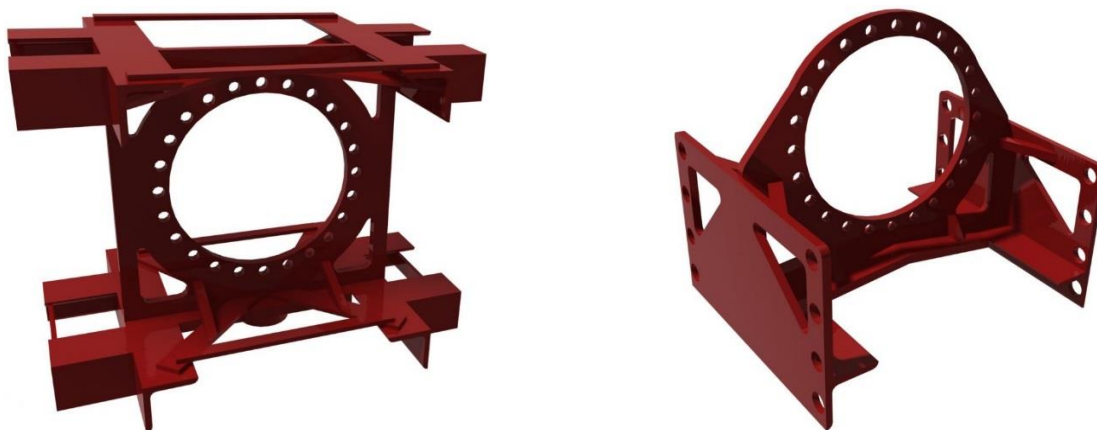
Výrobce planetové převodovky neuvádí moment setrvačnosti, proto se pro výpočet bere hodnota z podobné převodovky o přibližně stejném převodovém poměru. Ve výpočtu nejsou zohledněny úhlové rychlosti na všech ozubených kolech a hřídeli převodovky, ale uvažuje se pouze úhlová rychlost na výstupu.

$$I_{převodovka} = 50 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$\begin{aligned} E_{kin} &= \frac{1}{2} \cdot I_{hřidel} \cdot \omega_{hřidel}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{převodovka} \cdot \omega_{převodovka}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{hydromotor} \cdot \omega_{hydromotor}^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot I_{hřidel} \cdot \pi^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{převodovka} \cdot \pi^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{hydromotor} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}\right)^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 1,03 \cdot \pi^2 + \frac{1}{2} \cdot 50 \cdot \pi^2 + \frac{1}{2} \cdot 0,04 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,533}{60}\right)^2 \cong 767 \text{ [J]} \end{aligned}$$

který zvedá pohyblivé uložení spodního válce. Spojení mezi nimi zajišťuje spojka ve tvaru trubky s drážkou pro pero na obou stranách a drážkou pro vnitřní kroužek. Takový to způsob uložení není vhodný pro častou demontáž, jelikož demontáž vyžaduje pohyb s více součástmi. Výhoda takového spojení spočívá především v jednoduchosti a nízké poruchovosti. Právě nízká poruchovost, malá vzdálenost mezi čely hřídelí a předpoklad nepříliš časté demontáže jsou rozhodující pro aplikaci této spojky. Mezi zvedacími mechanismy pohyblivého uložení spodního válce je také aplikována tato převodovka. Je zde však možnost aplikovat, např. kotoučovou spojku, avšak problémem je přístup ke spojce, poněvadž je umístěna až za zpevňujícími plechy, které jsou pevně svařeny s rámem stroje. Umístění motoru pro zvedací mechanismy je pak možné pouze z opačné strany, než je stojan pohonu. Spojení s hřídelí lze realizovat stejnou spojku.

Vzhledem ke zvětšení vzdálenosti mezi výstupním hřídelem převodovky a rámem je nutné prodloužit válec, nebo vložení spojky. Pro jednoduchost, lepší montáž, menší poruchovost atd. byla zde vybrána možnost prodloužení válců.



Obr. 60 Pohyblivé a pevné uložení planetové převodovky

Pohyblivé uložení je poměrně složitá svařovaná konstrukce. Příčinou složitosti je především umožnit pohyb ve svislém směru a přitom zachytit velký točivý a ohybový moment. Konstrukce se skládá z vedení, které zajišťují L profily v dolní i horní části, a to pro minimalizaci ohybového momentu daného tíhou převodovky a motoru. Dále pak se skládá z obdélníkových profilů navařených na ostatní části, jejichž úkolem je zpevnění celé konstrukce. Hlavní částí je mezikruží s dírami pro uložení planetové převodovky, které je vypálené z plechu. Toto pohyblivé uložení přichází do kontaktu s plastovým vedením přišroubovaným na rámu stroje (viz. Obr. 59 oranžové označení). Požadavkem na plast jsou dobré kluzné vlastnosti, popřípadě samomazací účinky.

Pevné uložení má podobné vlastnosti, a jelikož nemá zaručovat pohyb ve svislém směru, je i celá konstrukce jednodušší. Na rozdíl od předchozí konstrukce má 2 plechy po straně s dírami pro šrouby, aby bylo možné připevnění konstrukce ke stojanu. Při montáži je nutné vložit do sloupu uzavřeného obdélníku trubku, vzhledem k poměrně velkým silám v ose šroubu. To platí i pro případ montáže plastového vedení.

6. Porovnání variant

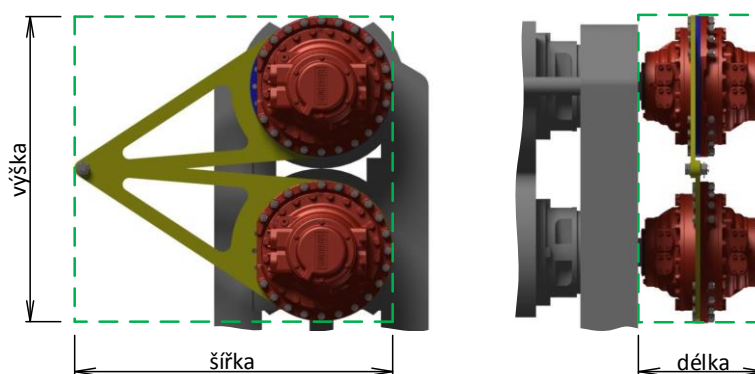
Kritéria:

Hydromotor	Napřímo	S jednostupňovou převodovkou	S planetovou převodovkou	S planetovou převodovkou ve stojanu
Kinetická energie [J]	30	91	767	767
Hmotnost pohonu [kg]	780	3 242	965	1 610
Rozměry: šířka x výška x délka [mm]	1 020 x 1 300 x 524	1 375 x 1 450 x 1 122	500 x 1 170 x 1 032	970 x 1 716 x 1 201
Zabíraný objem [m ³]	0,69	2,24	0,6	2
Složitost montáže	1	4	2	3
Výběr hydromotoru vyhovující daným parametřům	velmi malý	malý	velký	velký
Namáhání hřídele na ohyb	3	4	2	1

Tab. 3 Shrnutí důležitých parametrů pohonů

Hmotnost pohonu je brána jako celé soustavy, včetně stojanu, převodovky, redukcí atd., avšak bez spojovacích materiálů – šrouby, matice, závěsné oka atd.

Rozměry pohonu:



Obr. 61 Vysvětlivky rozměrů pohonu

Dle prozatímních údajů v Tab. 3 by nejlepší volbou byl hydromotor napřímo, ale vzhledem k velmi malému výběru hydromotoru lze předpokládat jeho vysokou cenu.

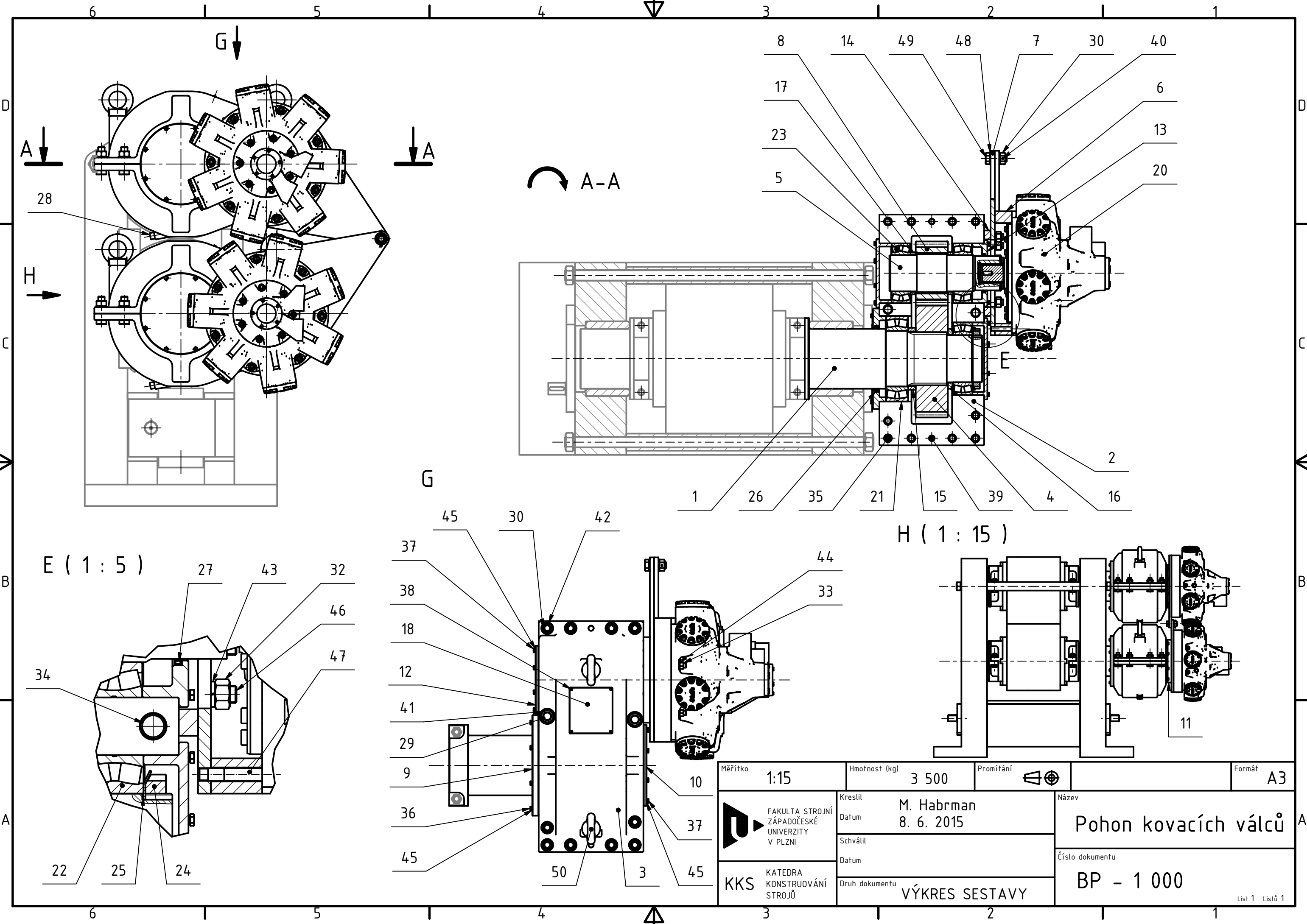
7. Závěr

Bakalářská práce obsahuje rešerši na téma rotační hydraulické pohony, rotační kování a kovací válce, dále pak zhodnocení možností pohonu a vypracování 4 variant hydraulického pohonu. Varianty nemusí být jen 4, jelikož je lze kombinovat mezi sebou. Například stojan pro variantu hydromotor s planetovou převodovkou ve stojanu, lze použít jak pro hydromotor napřímou, tak pro hydromotor s jednostupňovou převodovkou, je zde třeba provést konstrukční úpravy. V závěru práce jsou uvedeny základní parametry, které jsou vhodné pro vyhodnocení optimální varianty.

Výběr optimální varianty pro pohon stroje není v této práci vypracován. Důvodem je počet neznámých, které by výrazně ovlivnily porovnání, a volba optimální varianty bez nich by neměla příliš velký význam. Zásadní vliv na vyhodnocení bude mít samozřejmě cena pohonu, která bude záviset na mnoha faktorech, hlavně na nabídnuté ceně hydromotoru výrobcem v souvislosti s počtem poptávaných kusů atd.

8. Bibliografie

1. J. PROKEŠ, J. VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL/ALFA, 1988.
2. J. PIVOŇKA a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987.
3. KARACAOVALI, H. *ANALYSIS OF ROLL-FORGING PROCESS*. 2005.
4. <http://www.campbellpress.com/For-Sale/galleryType/SlideShow/ItemID/2655>. *Campbell* [online].
5. LASCO. <http://lasco.de/umformtechnik/index.php?page=932&setLang=2&printview=1> [online].
6. EDITION, T. D. *Metals Handbook*. Metal Park Ohio: ASM International Handbook Committee, 1998.
7. Exapro. <http://www.exapro.de/forging-roll-eumuco-arws-1-a-pe124050/#!/prettyPhoto> [online].
8. REXROTH. <http://www.boschrexroth.com> [online].
9. kpn. http://home.kpn.nl/RBrink1955/frm_e.htm [online].
10. Hydrowatt. <http://www.hydrowatt.com/en/pages/high-pressure-pumps/pump-technology.php> [online].



Měřítko	1:15	Hmotnost (kg)	3 500	Promítání		Formát	A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	M. Habrman		Název			
	Datum	8. 6. 2015		Pohon kovacích válců			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu			
	Datum			BP - 1 000			
Druh dokumentu				VÝKRES SESTAVY			
						List 1 Listů 1	

Číslo položky	Název – označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu – označení normy	Materiál			
1	Hlavní hřídel	KR 400 – 890 ČSN EN 10060	366	ks	2
	BP – 1 001	12 050.1			
2	Spodní polovina převodovky		332	ks	2
	BP – 1 002				
3	Horní polovina převodovky		328	ks	2
	BP – 1 003				
4	Ozubené kolo		201	ks	2
	BP – 1 004				
5	Hřídel		91	ks	2
	BP – 1 005				
6	Redukce k hydromotoru		55,3	ks	2
	BP – 1 006				
7	Momentové rameno		42,8	ks	2
	BP – 1 007				
8	Pastorek		37	ks	2
	BP – 1 008				
9	Víko 260 vstup		29,4	ks	2
	BP – 1 009				
10	Víko 220		19,9	ks	2
	BP – 1 010				
11	Spodní redukce k hydromotoru		15,5	ks	1
	BP – 1 011				
12	Víko 170		15	ks	2
	BP – 1 012				
13	Víko 170 vstup		14,2	ks	2
	BP – 1 013				
14	Horní redukce k převodovce		9,3	ks	1
	BP – 1 014				
15	Distanční kroužek 260		4,1	ks	2
	BP – 1 015				
16	Distanční kroužek 220		3,6	ks	2
	BP – 1 016				

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil M. Habrman	Název
	Datum 8. 6 2015	Pohon kovacích válců
 <p>KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ</p>	Schválil	Číslo dokumentu
	Datum	BP – 1 000
	Druh dokumentu SEZNAM POLOŽEK	List 1 Listu 4

Číslo položky	Název – označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu – označení normy	Materiál			
17	Distanční kroužek 170		1,3	ks	2
	BP – 1 017				
18	Kontrolní sklo		0,3	ks	1
	BP – 1 018				
19					
20	Hydromotor		429	ks	2
	MHB 325, Kawasaki Precision Machinery				
21	Naklápečí ložisko 260			ks	2
	Timken – 33052				
22	Naklápečí ložiska 220			ks	2
	Timken – 23044				
23	Naklápečí ložisko 170			ks	4
	Timken – 23134				
24	KM matice 44			ks	2
	SKF – hm 44 t				
25	MB podložka 44			ks	2
	SKF – hm 44				
26	Stírací kroužek 280			ks	2
	Trelleborg – tra 20280				
27	Stírací kroužek 160			ks	2
	Trelleborg – tra 50160				
28	Vypouštěcí šroub			ks	2
29	Šestihranná matice M39			ks	4
	ISO 4032				
30	Šestihranná matice M30			ks	21
	ISO 4032				
32	Šestihranná matice M27			ks	20
	ISO 4032				
33	Šestihranná matice M20			ks	14
	ISO 4032				



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

Kreslil **M. Habrman**

Datum **8. 6 2015**

Schválil

Datum

Druh dokumentu
SEZNAM POLOŽEK

Název

Pohon kovacích válců

Číslo dokumentu

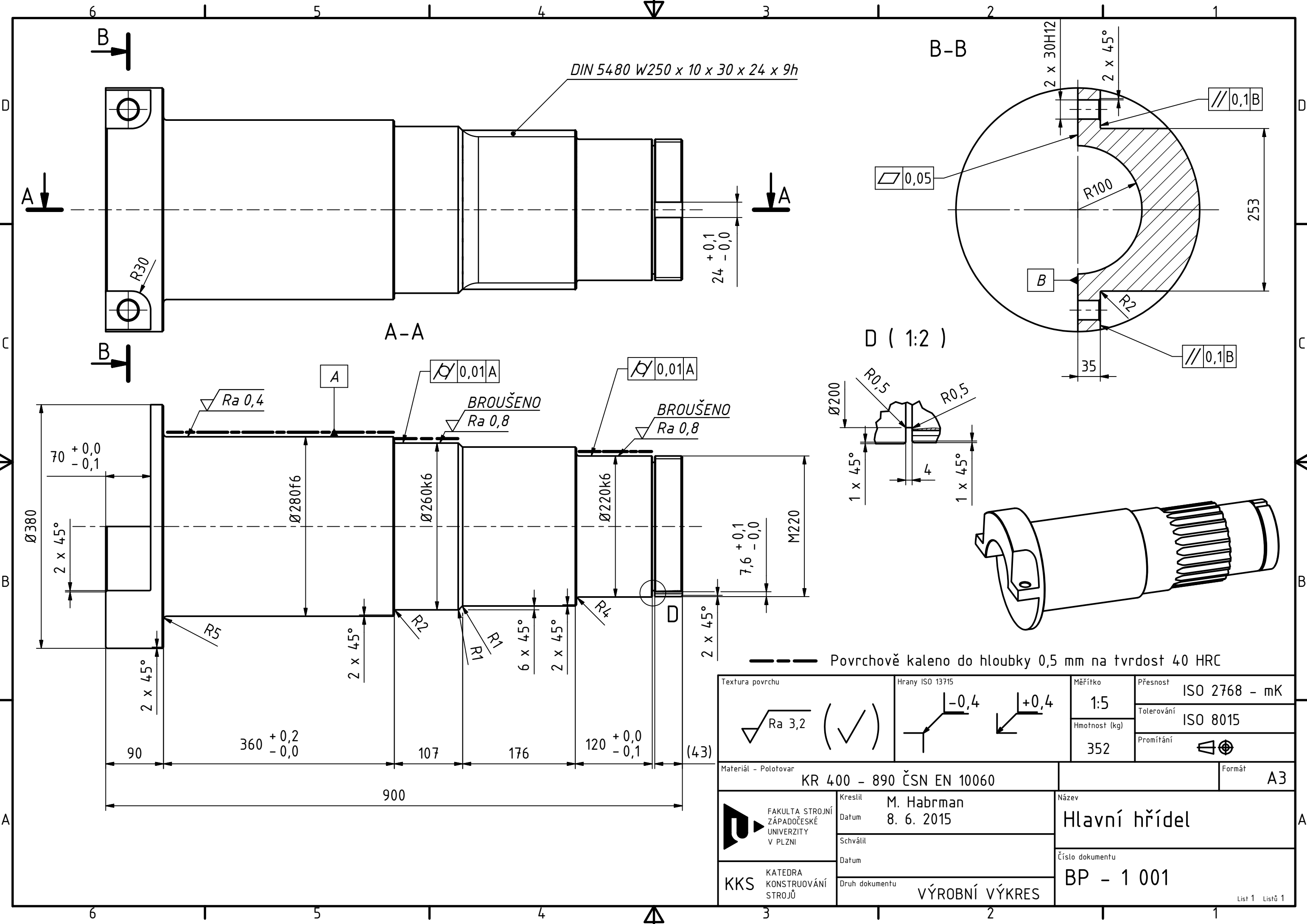
BP – 1 000

KKS

KATEDRA
KONSTRUOVÁNÍ
STROJŮ

Číslo položky	Název – označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu – označení normy				
34	Šestihranný šroub M39 x 36				
	ISO 4014			ks	4
35	Šestihranný šroub M30 x 110				
	ISO 4014			ks	20
36	Šestihranný šroub M10 x 60				
	ISO 4014			ks	16
37	Šestihranný šroub M10 x 45				
	ISO 4014			ks	32
38	Šestihranný šroub M5 x 30				
	ISO 4014			ks	8
39	Kolík 25m6 x 55				
	ISO 2338			ks	4
40	Závlačka 4 x 56				
	ČSN 02 1781			ks	1
41	Pružná podložka 39				
	ČSN 02 1740			ks	4
42	Pružná podložka 30				
	ČSN 02 1740			ks	20
43	Pružná podložka 27				
	ČSN 02 1740			ks	20
44	Pružná podložka 20				
	ČSN 02 1740			ks	14
45	Pružná podložka 10				
	ČSN 02 1740			ks	48
46	Stavěcí šroub M27 x 90				
	ČSN 02 1174			ks	20
47	Stavěcí šroub M20 x 150				
	ČSN 02 1174			ks	14
48	Podložka 31				
	ČSN 02 1702			ks	2
49	Lícovaný šroub M30 x 80				
	ČSN 02 1111			ks	1

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil M. Habrman	Název
	Datum 8. 6 2015	Pohon kovacích válců
<p>KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ</p>	Schválil	Číslo dokumentu
	Datum	BP – 1 000
	Druh dokumentu SEZNAM POLOŽEK	List 3 Listu 4



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka	Přesnost
		1:5	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár KR 400 - 890 ČSN EN 10060		Hmotnost (kg)	Tolerování
Kreslil M. Habrman Datum 8. 6. 2015 Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		352	ISO 8015
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Promítání	
Název Hlavní hřídel		Formát A3	
Číslo dokumentu BP - 1 001		List 1 Listů 1	