



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

OTOČNÝ ZVEDACÍ STŮL VYŠŠÍ NOSNOSTI

ROTARY LIFTING TABLE WITH HIGHER LOAD CAPACITY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Nytra

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020



Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Tomáš Nytra
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Otočný zvedací stůl vyšší nosnosti

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Otočný stůl umožňuje otáčení kovaného kusu – ingotu nebo výkovku v rozpracovaném stavu – za účelem uchopení druhého konce výkovku manipulátorem a dokování výkovku.

Nosnost: max. 1 200 kN

Průměr stolu: 2000 mm

Rychlost zvedání: 150 mm/s

Zdvih: 1500 mm

Rychlost otáčení: 3 rpm

Šířka x délka x výška: 2 500 x 2500 x 4500 mm

Cíle diplomové práce:

Stávající stav techniky (GLAMA, SMS apod.).

Návrh a výpočet hlavních částí (točna, rám–nosník).

Návrh uložení na základ a pružného uložení točny.

Stanovení maximální excentricity.

Návrh vedení nosníku zvedacího mechanismu.

Hlavní subdodávky.

Návrh patního ložiska.

Návrh ozubení.

Návrh hydraulických válců a hydromotorů (varianta s planetovým převodem).

Vlastní závěry, vyhodnocení a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

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.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

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

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením návrhu otočného zvedacího stolu o nosnosti 120 tun a zdvihem 1500 mm. Pohon točny bude řešen kombinací hydromotoru spolu s planetovou převodovkou. První část práce se zabývá rešerší v oblasti aktuální nabídky a konstrukčních prvků užívaných u otočných zvedacích stolů. Následně je přistoupeno k návrhu tří různých konstrukčních variant, z níž je vybrána jedna na základě hodnocení vlastností jednotlivých variant. Po této části následuje samotné konstrukční provedení vybrané varianty, zahrnující jak návrhovou, tak výpočtovou část. Součástí je práce je také požadovaná výkresová dokumentace.

ABSTRACT

This Master thesis deals with construction design of pop-up turntable with load capacity 120 tons and 1500 mm stroke. The driveline will supply by combination of hydromotor and planetary gearbox. The first part of this thesis deals with research in the field of current offer of pop-up turntables and construction elements used in pop-up turntables. Then is acceded to design of 3 different construction variants, of which is chosen one based on evaluation properties of each variant. After this part, follows on constuction design of chosen variant, including both desinging and calculating part. Part of the thesis is also required technical drawing documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Točna, rám, vedení, hydraulické válce

KEYWORDS

Turntable, frame, guidance, hydraulic cylinders

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NYTRA, T. *Otočný zvedací stůl vyšší nosnosti*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2020, 69 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D., a odbornému konzultantovi panu Ing. Milanu Kašpárkovi z vývojové konstrukce společnosti ŽĎAS a.s. za velmi cenné rady, připomínky a doporučení při vypracování diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval svým blízkým za poskytnuté zázemí a podporu jak v průběhu celého studia, tak při zpracování této práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Omese, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26.května 2019

.....

Nytra Tomáš

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE	17
3	VÝZNAM OTOČNÝCH ZVEDACÍCH STOLŮ	19
3.1	Momentální nabídka produkce	20
4	KONSTRUKČNÍ PRVKY	22
4.1	Ložiska.....	22
4.2	Rotační hydromotory	23
4.2.1	Zubové hydromotory	24
4.2.2	Lamelové hydromotory	25
4.2.3	Pístové hydromotory.....	25
4.3	Hydraulické válce	28
4.3.1	Hydraulické válce s plunžrem	29
4.3.2	Hydraulické válce s pružinou	29
4.3.3	Hydraulické válce teleskopické	29
4.4	Planetové převody.....	30
4.4.1	Planetové převodovky mobilních pracovních strojů	31
4.4.2	Planetové převodovky ve stacionárních aplikacích.....	31
5	KONSTRUKČNÍ VARIANTY	32
5.1	Varianta A - konstrukční provedení s talířovými pružiny	32
5.2	Varianta B - konstrukční provedení s hydro-pneumatickým tlumením rázů.....	33
5.3	Varianta C - konstrukční provedení s vloženým planetovým převodem.....	34
5.4	Zhodnocení jednotlivých konstrukčních variant	35
6	PARAMETRY OTOČNÉHO ZVEDACÍHO STOLU	37
6.1	Zadané parametry	37
6.1.1	Doplňující parametry	37
6.1.2	Maximální rozměry ingotu/výkovku	37
7	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	38
7.1	Návrh ložiska točny	38
7.1.1	Celková hmotnost rotujících částí	38
7.1.2	Uvažované zatížení ložiska	38
7.1.3	Volba ložiska	39
7.1.4	Životnost ložiska.....	40
7.1.5	Kontrola spojovacích šroubů ložiska.....	41
7.1.6	Výpočet třecí síly ložiska	42
7.1.7	Výpočet třecího momentu ložiska	42
7.2	Návrh převodu	43
7.2.1	Výpočet síly ozubení	43
7.2.2	Volba radiální vůle v ozubení:.....	43
7.2.3	Výpočet setrvačných momentů	43
7.2.4	Výpočet kroutícího momentu točny	44
7.2.5	Návrh pastorku	45
7.2.6	Návrh planetové převodovky.....	46
7.2.7	Volba rotačního hydromotoru	46
7.3	Návrh točny otočného stolu	48

7.4	Návrh plunžrů	49
7.4.1	Stanovení rozměrů plunžrů	49
7.4.2	Stanovení rozměrů hydraulických válců	50
7.4.3	Uložení hydraulických válců v rámu	50
7.4.4	Těsnění a vedení horní ucpávky	51
7.5	Návrh odpružení stolu	54
7.6	Návrh sloupu	55
7.6.1	Stanovení sil působících na sloup	55
7.6.2	Návrh pouzder ve vedení sloupu	57
7.6.3	Ověření síly hydraulických válců	59
7.7	Návrh ukotvení rámu k základu	60
8	ZÁVĚR.....	63
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	65
10	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	67
10.1	Seznam tabulek.....	67
10.2	Seznam obrázků.....	67
11	SEZNAM PŘÍLOH.....	69

1 ÚVOD

V dnešní době je kladen důraz na efektivitu, ekonomiku i úsporu nákladů a prostředků ve výrobě. Všechny tyto požadavky se promítají i v konstrukci výrobních strojů, jak obráběcích, tak tvářecích. Z těchto důvodů je nutné přicházet s novými návrhy, technologiemi a stroji, které jsou schopny fungovat i při splnění některých protichůdných okolností.

V oblasti tvářecích strojů se mnohonásobně zvýšily jmenovité síly lisů či bucharů ve snaze o maximální energetickou i ekologickou efektivitu. Aby ovšem bylo plně využito potenciálu takto výkonných tvářecích strojů, je potřeba podrobit dalšímu vývoji i ostatní zařízení, která jsou v činnosti při tvářecích procesech v kovacíh souborech, jejíž nedílnou součástí jsou i otočné zvedací stoly.

Vzhledem k situaci na trhu a skutečnosti, že dosavadní otočné stoly z produkce firmy ŽĎAS, a.s. nedisponují nosností, jako je tomu u konkurenční nabídky, bylo nutné vyvinout novou konstrukci, která by dokázala vyhovět novodobým trendům a požadavků na větší nosnost, při zachování funkčnosti a jednoduchosti stávajících řešení těchto stolů.

2 MOTIVACE

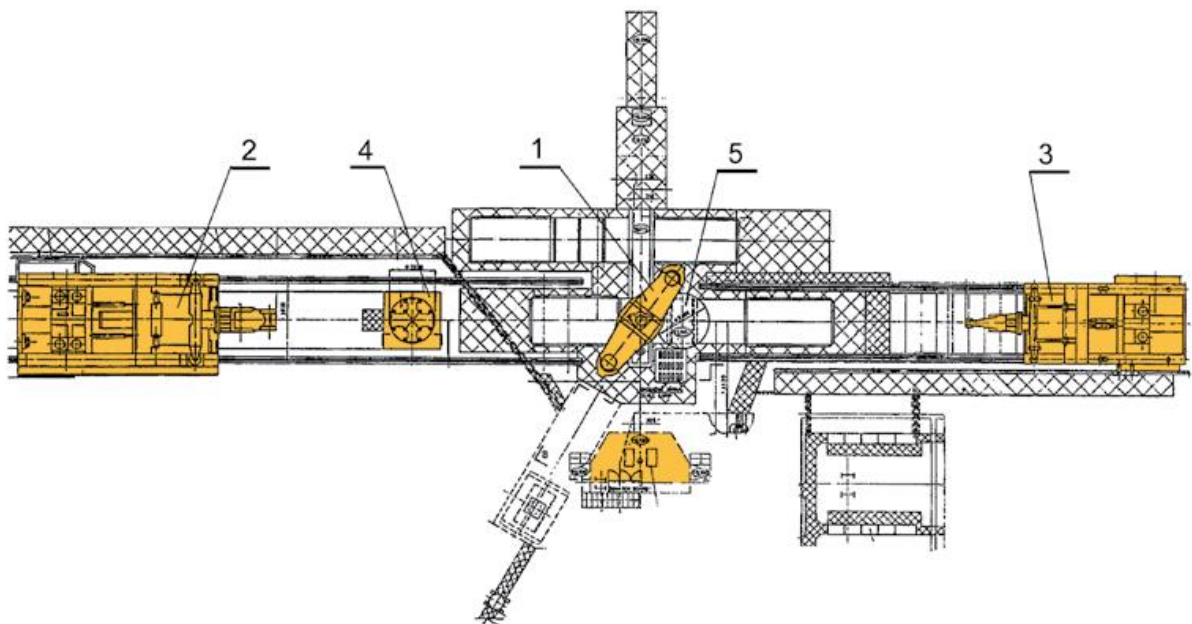
I přes novodobý rozmach CNC obráběcích strojů existuje celá řada aplikací, kde tvářecí stroje stále dokazují své výhody, především v podobě úspory materiálu a významného zlepšení mechanických vlastností tvářených součástí. I proto jsem si zvolil toto téma k vypracování mé diplomové práce.

Hlavní motivací této diplomové práce je získání cenných zkušeností, poznatků a znalostí z oblasti konstruování součástí, zejména tedy co se týče zařízení pro volné kování. V této práci je snahou navrhnout otočný zvedací stůl vyšší nosnosti, který by nejlépe pokryl požadavky zadání a další důležité aspekty, uvažované při výrobě těchto zařízení.

3 VÝZNAM OTOČNÝCH ZVEDACÍCH STOLŮ

Otočné zvedací stoly se uplatňují výhradně jako příslušenství kovacíh lisů, ve většině případů jsou součástí kovacíh linek s různými typy lisů, manipulačními zařízeními a dalším vybavením.

Otočné stoly jsou umístěny obvykle v kovacíh souborech hned za kovacím lisem v kolejišti manipulátoru. To umožňuje manipulátoru vyjmout z lisu výkovek, který následně umístí na otočný stůl, jenž se obvykle spolu s výkovekem otočí o 180°, poté manipulátor uchopí výkovek za dokovaný konec, otočný stůl zajede zpět podlahy a umožní tak manipulátoru opět vložit výkovek do pracovního prostoru lisu. V kovacíh souborech je možno využít více než jednoho manipulátoru a dalších příslušenství. Příklad takového kovacího souboru je znázorněn na obr. 1[5]



Obr. 1) Integrovaný kovací soubor firmy ŽĎAS a.s.

- 1 - kovací lis CKW; 2,3 – kovací manipulátory QKK; 4 – otočný zvedací stůl QHZ;
 5 – přechovací stůl [5]

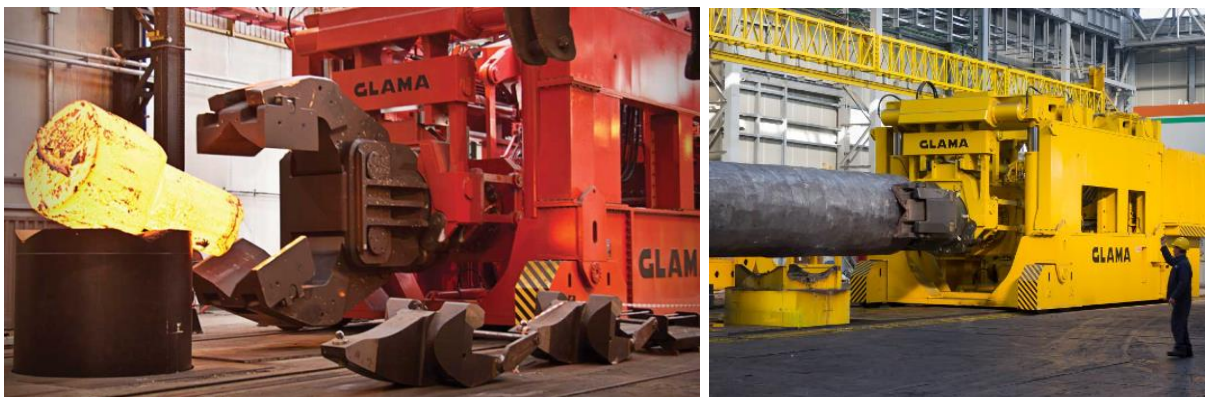
3.1 Momentální nabídka produkce

Impulzem pro návrh otočného zvedacího stolu s vyšší nosností je především skutečnost, že dosavadní stoly z produkce ŽĐAS a.s. disponují maximální nosností 40 t, jak znázorňuje Tab. 1.

Tab 1) Technické parametry otočných zvedacích stolů QHZ [5]

Technické parametry		QHZ 5	QHZ 10	QHZ 20	QHZ 25	QHZ 40
Nosnost	kN	50	100	200	250	400
Zdvih	mm	710	1000	1150	1100	1100
Otáčky točny	n/min	12.5	10	5	5	4

Co se týče otočných zvedacích stolů vyšších nosností má GLAMA se svou nabídkou HD maximální nosnost 200 t. (obr 2).



Obr. 2) Otočné zvedací stoly GLAMA HD [15]

Nejdůležitější části otočných stolů jsou ovšem umístěny pod podlahou, detailnější pohled na konstrukci těchto stolů vyobrazuje obr.3.

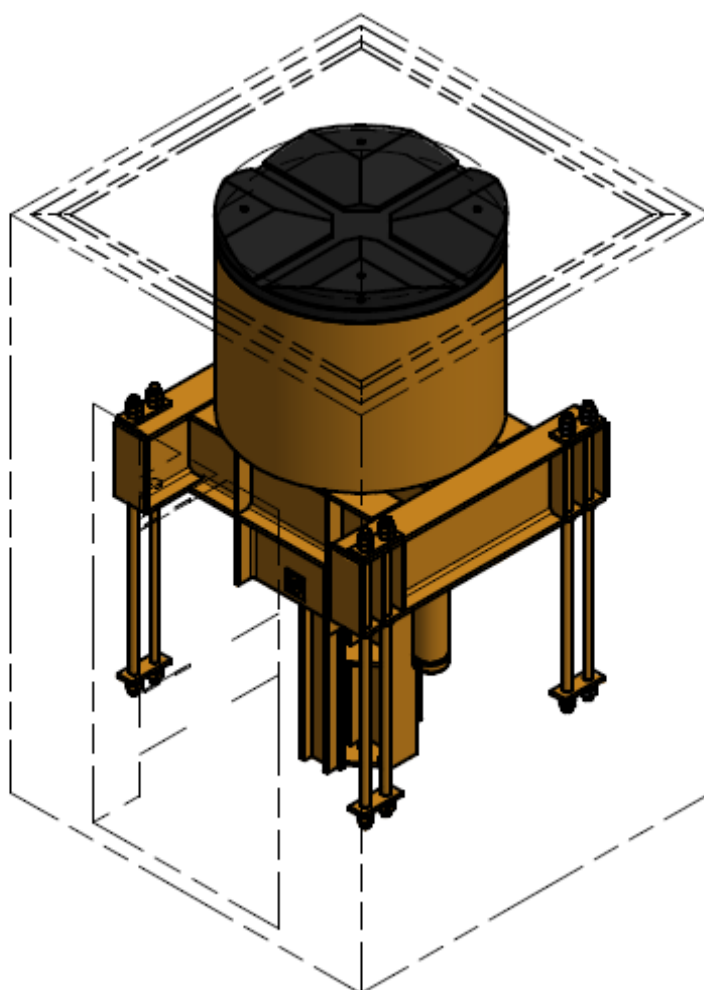


Obr. 3) Otočné zvedací stoly Vecchiato Valter [14]

Tab 2) Technické parametry otočných zvedacích stolů HD

Technické parametry		HD 1200	HD 2000
Nosnost	kN	1200	2000
Zdvih	mm	1500	2000
Otáčky točny	n/min	3	3

V příložené Tab. 2 jsou zobrazeny technické parametry pro modely HD 1200 a HD 2000. Základem otočných zvedacích stolů GLAMA HD (obr.4) je svařený rám, tvořený především s tlustostěnných plechů, který je připevněn k základu pomocí kotevních šroubů. Zvedání je zajištěno dvojicí hydraulických válců. Otočný stůl je pružně upevněn k válcům díky talířovým pružinám. Točna je uložena na valivé ložisko. Vedení stolu obstarává nosník, přivařený ke stolu. Série HD je také vybavena centrálním mazáním a zabudovaným hydraulickým řízením.

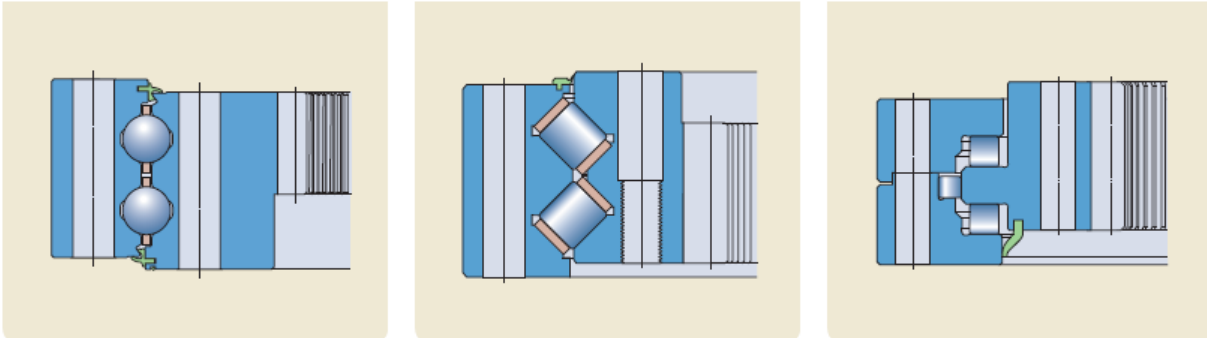


Obr. 4) Počítačový model otočného zvedacího stolu GLAMA HD 1200 [13]

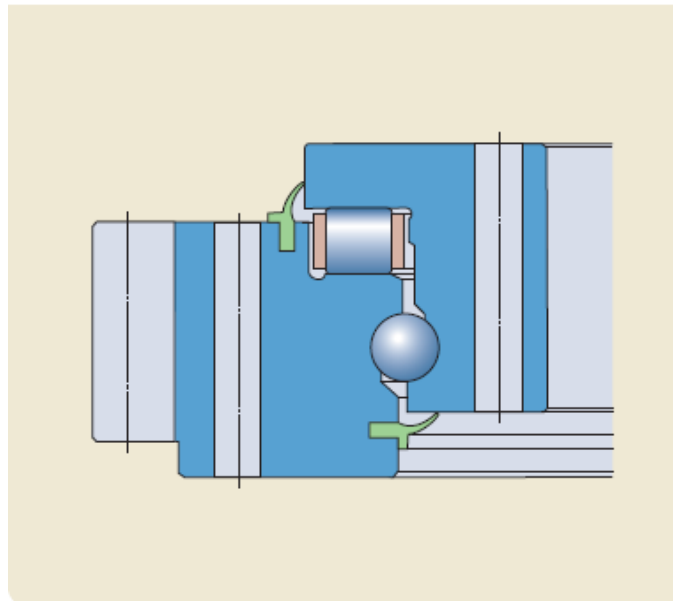
4 KONSTRUKČNÍ PRVKY

4.1 Ložiska

Velice výhodným řešením se ukázalo využití otočových ložisek. Tyto ložiska jsou tvořena vnitřním a vnějším kroužkem. Existuje spousta typů, podle druhu valivých těles, jejich uspořádání a počtu oběžných drah. Typy jednotlivých ložisek znázorňují obr. 5 a obr. 6. [6]

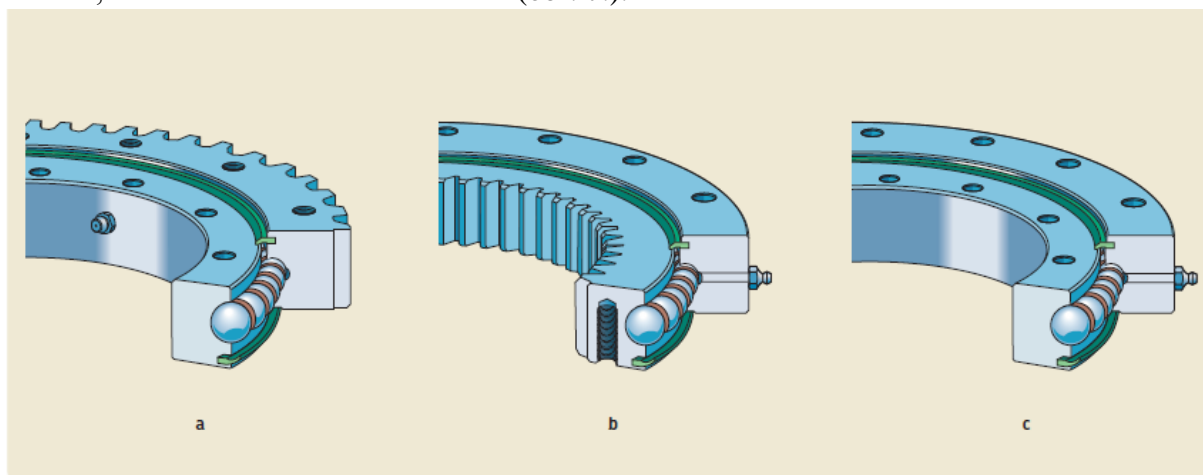


Obr. 5) Otočová ložiska s větším počtem oběžných drah, zleva: dvouřadé kuličkové ložisko, dvouřadé válečkové ložisko, třířadé válečkové ložisko [6]



Obr. 6) Kombinované kuličkové/válečkové ložisko [6]

Tyto ložiska rovněž umožňují mít ozubení integrované na vnější či vnitřní kroužek ložiska, lez zvolit i ložisko bez ozubení (obr. 7.).



Obr. 7) Provedení ozubení otočových ložisek: a – s vnějším ozubením, b – s vnitřním ozubením, c – bez ozubení [6]

Nejčastěji jsou tyto ložiska opatřeny otvory pro upevnění k točně i k základu, pomocí šroubů. Mimo použití v otočných zvedacích stolech jsou tyto ložiska hojně užívána u otočí rypadel, jeřábů, karuselů, betonových pump i otočných stolech obráběcích center.

Hlavní výhodou těchto ložiskových těles je schopnost zachycovat velké radiální i axiální síly. Mezi další výhodné aspekty lze zařadit vysokou tuhost, nízké nároky na údržbu, kompaktní rozměry a dlouhou životnost.

U otočných zvedacích stolů se využívá válečkových ložisek s válečky s prostřídáním směrem a integrovaným ozubením na vnějším kroužku. Tyto ložiska mají velké únosnosti v axiálním i radiálním směru. Na točnu totiž mimo velké axiální zatížení, způsobené tíhou výkovku, také působí poměrně značné radiální zatížení. Toto zatížení vzniká při manipulaci s výkovkem – manipulátor totiž ne vždy zvedne výkovek ze stolu úplně a smýká jej po desce stolu, což má za následek vyvolání radiální síly, které ložisko musí zachytávat. [6]

4.2 Rotační hydromotory

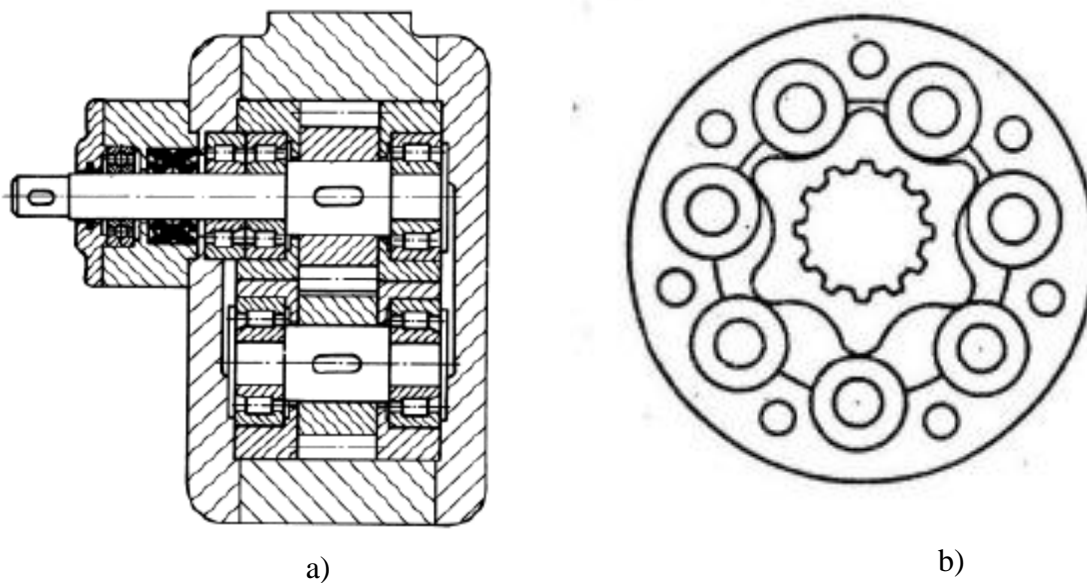
Rotační hydromotory jsou užívány k přeměně kinetické a tlakové energie v kapalině na mechanický (rotační) pohyb. Existuje celá řada typů, lišící se dle konstrukčního provedení, přenášeného kroutícího momentu i tlaku provozní kapaliny. Umožňují pracovat v širokém spektru otáček a kroutících momentů. Nespornou výhodou je kompaktní konstrukce v porovnání se spalovacími či elektromotory o stejném kroutícím momentu z čehož plyne i nižší hmotnost. Mezi další předností lze zařadit poměrně vysokou účinnost, plynulý chod bez rázů, nízký moment setrvačnosti schopnost přenášet značné kroutící momenty v širokém spektru otáček, dlouhodobá činnost pod vysokým zatížením, snadná údržba, vysoká spolehlivost a životnost. [4]

Hydromotory dělíme podle konstrukčního uspořádání na zubové, pístové a lamelové.

4.2.1 Zubové hydromotory

Tyto hydromotory jsou tvořeny dvojicí spoluzabírajících ozubených kol či vřeten, uložených na valivých ložiscích, z důvodu nebezpečí zadření při neočekávaném nárůstu otáček. Dle uspořádání ozubených je lze dělit dále na hydromotory s vnějším ozubením (obr. 8. a) nebo vnitřním ozubením. Zubové hydromotory jsou užívány v aplikacích s vyššími otáčkami, protože jejich účinnost při nízkých otáčkách není efektivní. Uplatňují se v méně náročných pohonech s proměnným zatížením a krátkodobě.

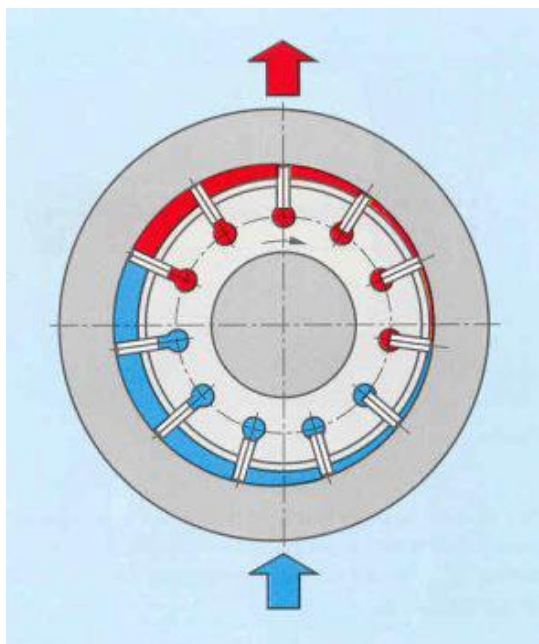
Speciální skupinou jsou hydromotory s orbitálním pohybem pastorků (obr. 8.b). Hlavní výhodou těchto hydromotorů je až sedminásobné zvětšení pracovního objemu a z toho plynoucí schopnost vyvození až 7-krát většího kroutícího momentu při stejném tlakovém spádu v porovnání se zubovými hydromotory s vnějším ozubením a disponují účinností 0.8-0.85. Používají se pro různé pohony v zemědělských, dopravních, komunálních, stavebních a zemních strojích.



Obr. 8) Zubové hydromotory – a) S vnějším ozubením, b) S orbitálním pohybem pastorků [4]

4.2.2 Lamelové hydromotory

Lamelové hydromotory (obr. 9) jsou tvořeny lamelami, které jsou zpravidla umístěny v drážkách v rotoru (mohou být i ve statoru), kde se mohou radiálně pohybovat.



Obr. 9) Lamelový hydromotor s lamelami umístěnými v rotoru [4]

Lamely spolu s rotorem jsou uloženy excentricky v tělese statoru. Pracovní prostor je tvořen objemem, vzniklým mezi rotorem s lamelami a státorem. Otáčivým pohybem dochází po obvodu ke změně objemu v prostorech mezi lamelami. Mohou být s konstantním geometrickým objemem (neregulační) či s proměnným geometrickým objemem (regulační). Jsou schopny vyvodit velký krouticí moment a díky kompaktní konstrukci mají malý moment setrvačnosti. Lamelové hydromotory nemohou pracovat s takovými tlaky, jako například pístové hydromotory. Lamely jsou totiž poměrně značně namáhány, přesto je žádoucí, aby poskytovaly co největší geometrický objem.

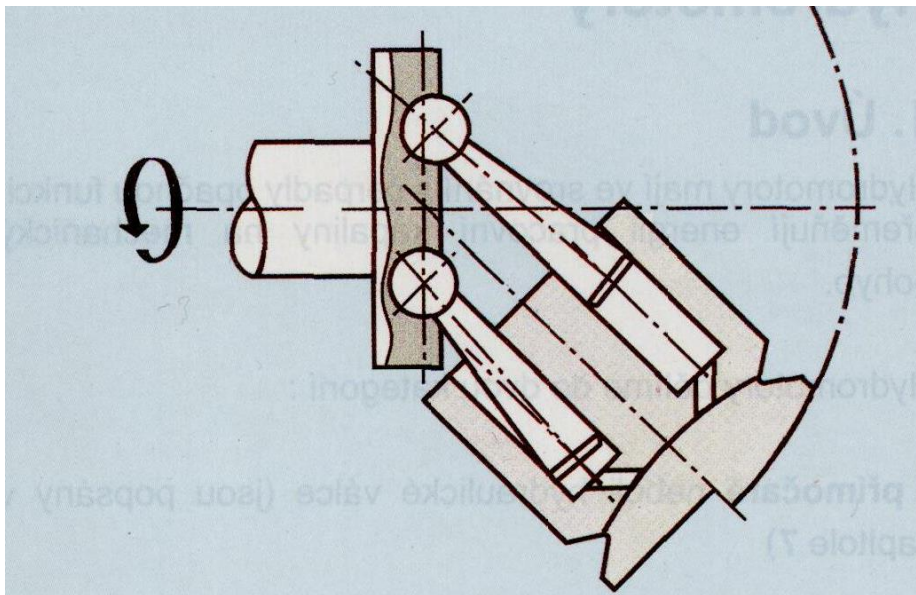
Lamelové hydromotory s lamelami ve statoru mají ve srovnání s hydromotory s lamelami v rotoru nižší účinnost, jejich předností je však tichý chod a výhodná cena. Přes všechny tyto vlastnosti jsou tyto hydromotory méně používány a jejich životnost je zpravidla nižší. [4]

4.2.3 Pístové hydromotory

Momentálně nejprodukovanější skupinou hydromotorů jsou pístové. Základním komponentem jsou písty, pohybující se přímočaře ve válcích. Největší rozdíly v jednotlivých typech se týkají kinematiky pohonu pístů spolu s rozvodem kapaliny. Dále lze pístové hydromotory dělit, dle pohybu pístů vůči ose rotace pohonu na axiální a radiální.

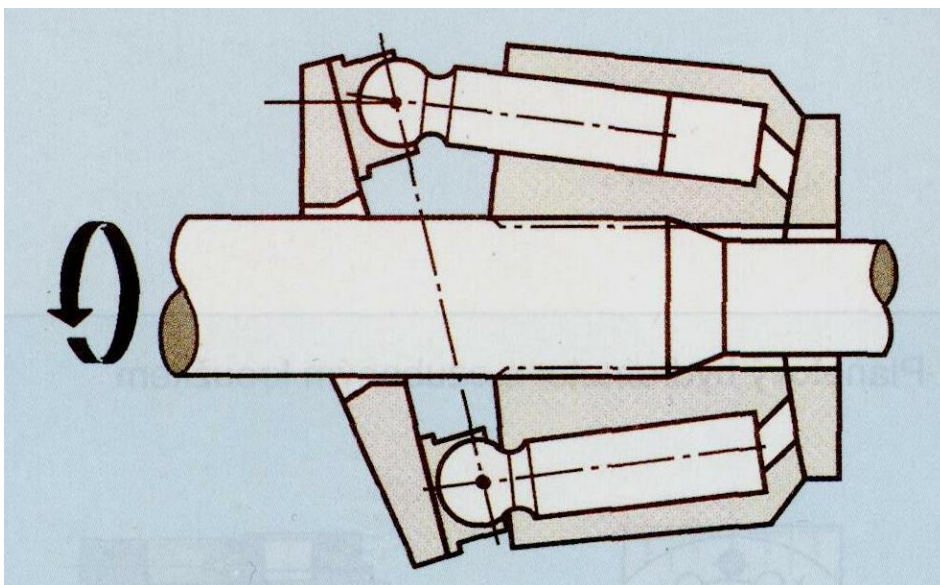
Axiální pístové hydromotory mohou být buď s nakloněným blokem válců či šikmou deskou, oba typy mohou být neregulační i regulační. Obvykle pracují v otáčkovém spektru $3000\text{--}6000\text{ min}^{-1}$. Motorický účinek je docílen působením tlakové kapaliny na písty, ty jej přenášejí na bloky válců (šikmou deskou), kde vzniká tečná složka síly, která vyvozuje otáčivý účinek.

Hydromotory s nakloněným blokem (obr. 10) má větší rozměry i hmotnost, není vhodný v prostředích s rázy, má však větší rozsah změny geometrického objemu. Uplatňují se v převodech pro pojezdy zemních, zemědělských a stavebních strojích. [4]



Obr. 10) Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem válců [4]

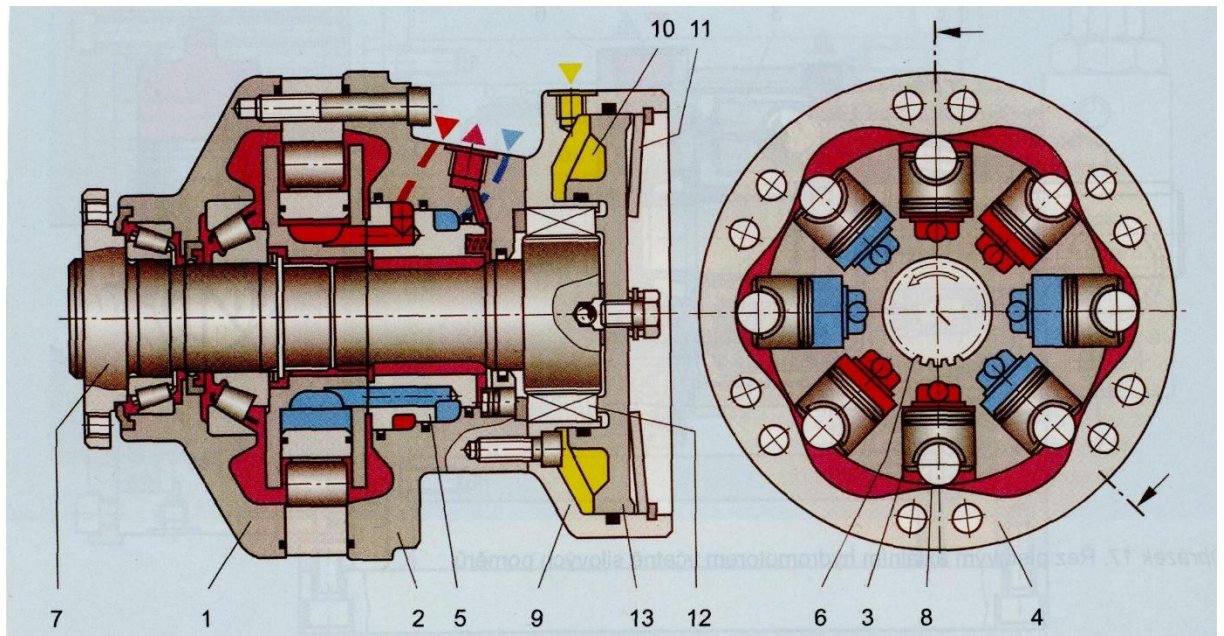
Hydromotory se šikmou deskou (obr. 11) mají nižší moment setrvačnosti díky kompaktnější konstrukci. Vyžaduje však lepší filtraci kapaliny a není tak efektivní. Využívají se při pohonech v nástavbách mobilní techniky, zpravidla u otočí jeřábů.



Obr. 11) Axiální pístový hydromotor se šikmou deskou [4]

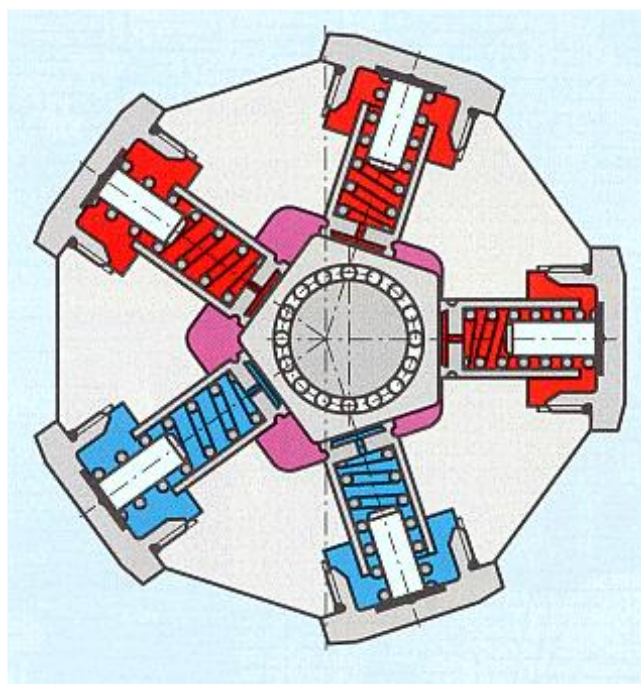
Radiální pístové hydromotory jsou užívány jako pomaluběžné a vysoko momentové, s písty vedenými v rotoru či písty vedenými ve statoru.

Radiální pístové hydromotory s písty vedenými rotory (obr. 12) je opatřen křivkovou opěrnou dráhou pro písty, což umožňuje vícenásobný zdvih pístů během jedné otáčky rotoru. Písty jsou opatřeny pístními kroužky pro lepší utěsnění pracovního prostoru, což se pozitivně promítá na nákladech na výrobu i na účinnost, která dosahuje až 96%.



Obr. 12) Radiální pístový hydromotor s křivkovou dráhou [4]

Radiální pístový hydromotor s písty vedenými ve statoru (obr. 13) přenáší sílu z pístů, které se pohybují v tělese hydromotoru na speciální kroužek, který je uložen na excentrickou hřídel. Otáčení hřídele způsobuje relativní přímočarý pohyb mezi pístem a kroužkem.



Obr. 13) Radiální pístový hydromotor s písty vedenými ve statoru [4]

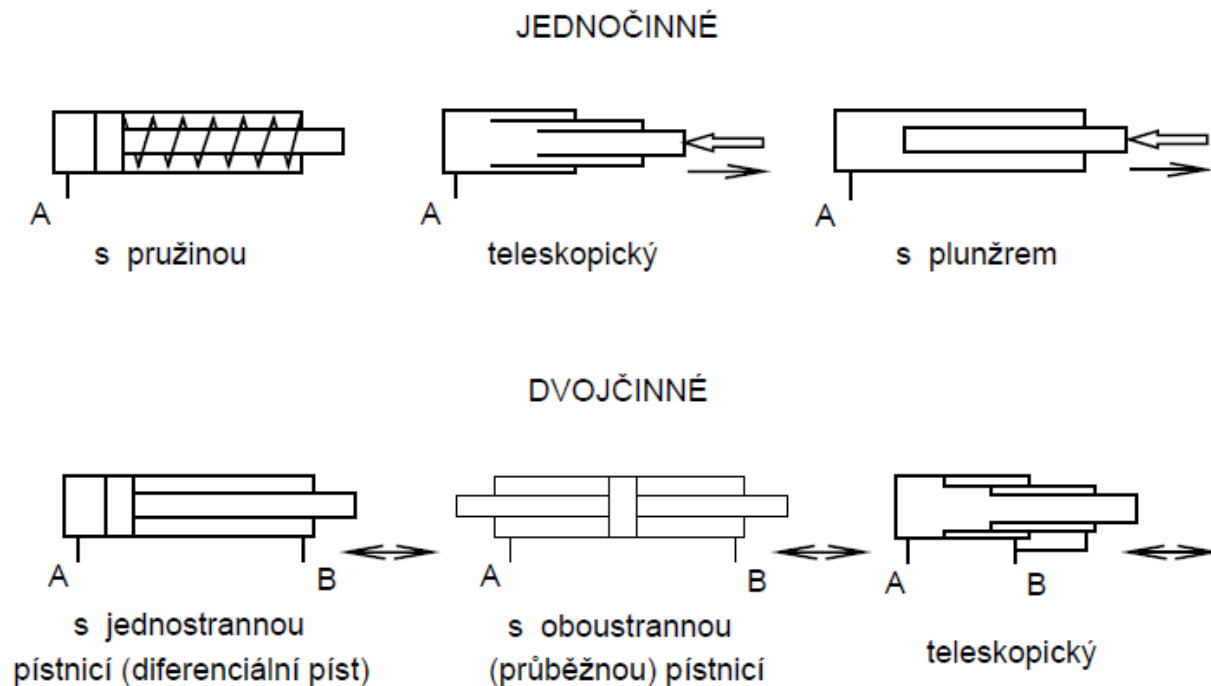
4.3 Hydraulické válce

Obdobně jako rotační hydromotory i hydraulické válce využívají tlakové energie pracovní kapaliny k přeměně na mechanický, v tomto případě přímočarý pohyb. Válce se skládají z pístnice spojené s pístem kruhového průřezu, který se pohybuje uvnitř válce. Píst i pístnice jsou opatřeny těsněním. Válec je obvykle vyroben z bezešvé trubky, s patřičným opracováním vnitřní funkční plochy, zpravidla válečkováním. Jelikož je pístnice obvykle nosným prvkem, který přenáší zatížení na píst, je nutné ji dostatečně dimenzovat s ohledem na tuhost a vzpěr. Její povrch je buď nitridovaný nebo tvrdě chromovaný, kvůli odolnosti vůči otěru a zlepšení kluzných vlastností.

Hydraulické válce jsou obvykle jednoduché konstrukce, což zapříčiňuje jejich provozní spolehlivost, vysokou účinnost a nízké výrobní náklady. Nejdůležitější je však dodržení zatěžování, neboť hydraulické válce nejsou určeny k přenosu příčných sil či namáhání na ohyb.

Hydraulické válce, které k realizaci vratného i pracovního pohybu využívají tlakovou kapalinu se označují jako dvojčinné.

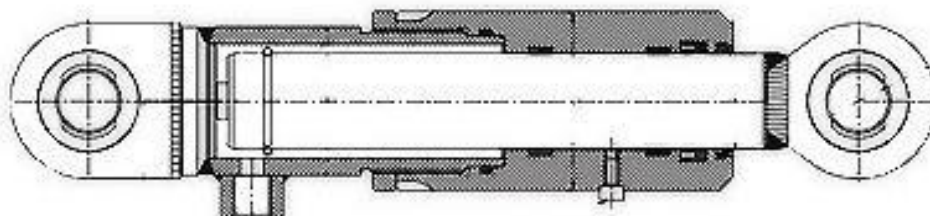
Jednočinné pístnice využívají tlakovou kapalinu jen k pracovnímu pohybu, vratný pohyb obstarává buď vnější zatížení či pružina. Konstrukční provedení jednočinných i dvojčinných hydraulických válců znázorňuje obr. 14. [4]



Obr. 14) Konstrukční typy jednočinných a dvojčinných hydraulických válců [4]

4.3.1 Hydraulické válce s plunžrem

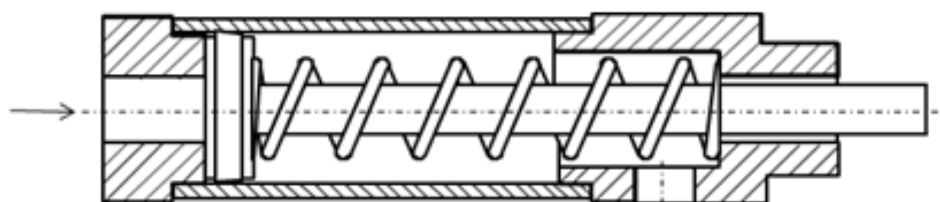
V oblasti tvářecích strojů je často užíváno hydraulických válců plunžrového typu (obr. 15). Plunžr plní funkci pístu a pístnice, což zjednodušuje jejich konstrukci, stejně jako skutečnost, že u těchto hydraulických válců je nutné těsnit pouze výstup plunžru. Výhodou těchto válců je rovněž odolnost vůči nečistotám a kompaktní rozměry. Jejich použití je však možné pouze v případech, kdy je vratný pohyb zajištěn vnějším zatížením. [4]



Obr. 15) Řez hydraulickým válcem plunžrového typu [4]

4.3.2 Hydraulické válce s pružinou

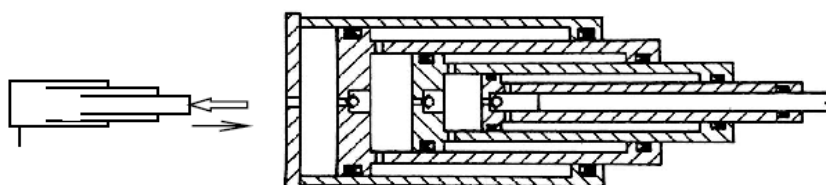
Hydraulický válec s pružinou (obr. 16) disponuje jak pístnicí tak i pístem. Z jedné strany na píst působí tlaková kapalina vyvozující pracovní pohyb, z druhé strany pružina, která obstarává vratný pohyb. Konstrukčně jsou sice složitější než hydraulické válce plunžrového typu, vnější zatížení však nemusí působit ve směru vratného pohybu. Je však nutné těsnit píst ve válci a výstup pístnice. [4]



Obr. 16) Řez hydraulickým válcem s pružinou [4]

4.3.3 Hydraulické válce teleskopické

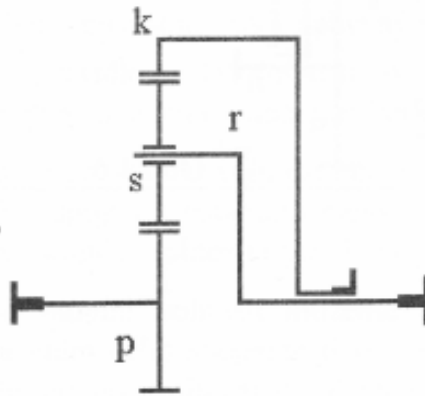
Tyto hydraulické válce jsou konstruovány k využití s velkými zdvihy. Uvnitř hlavního válce je několik stupňů sekundárních válců spolu s písty. První píst disponuje největším průměrem, zároveň tvoří válec pro následující píst. Tímto způsobem dochází postupně k vysouvání následujících částí a s tím spojené redukci průměrů pístů, což zapříčiňuje snižování rychlosti vysouvání i vyvinuté síly. Při vysouvání následujícího stupně dochází ke rázové změně tlaku. Rázy je možno kompenzovat použitím teleskopických válců s konstantní rychlostí vysouvání (obr. 17). [4]



Obr. 17) Teleskopický hydraulický válec s konstantní rychlostí vysouvání [4]

4.4 Planetové převody

Základními prvky planetových převodů jsou ozubená kola s unašečem. Obr. 18 znázorňuje řez jednoduchým planetovým soukolím. Na vstupní hřídeli je pevně nalisováno centrální kolo (p), které je opatřeno vnějším ozubením. Na unašeči (r) jsou otočně uloženy satelity (s), které jsou v záběru jak s centrálním kolem (p), tak i korunovým kolem (k). Korunové kolo (k) je opatřeno vnitřním ozubením.



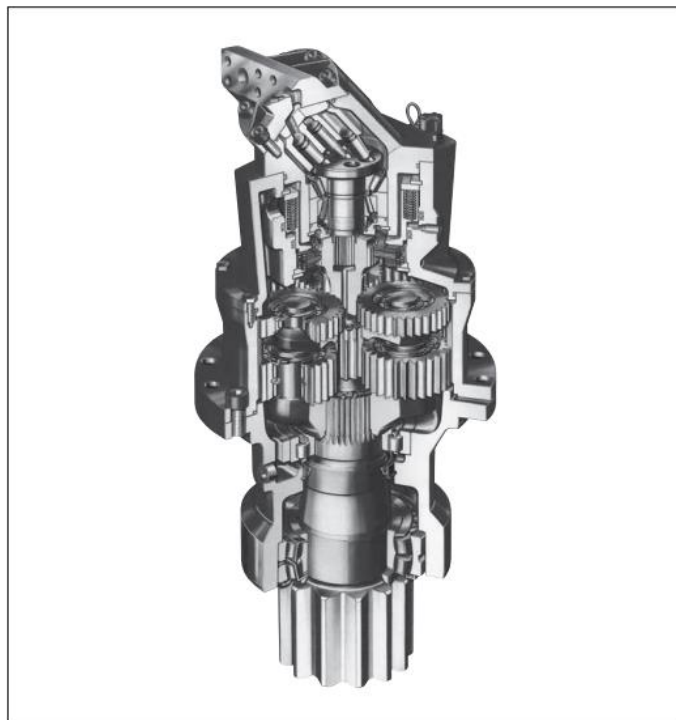
Obr. 18) Schéma jednoduchého planetového soukolí [2]

Největší předností je poskytnutí velkých převodových poměrů do pomala a s tím způsobeným zvýšením kroutícího momentu. Díky rozdělení vstupního kroutícího momentu na vícero ozubených kol-satelitů, jsou zatížení zubů i jejich deformace mnohonásobně snížena. Další výhodou těchto převodů je snížení axiálních rozměrů, což se pozitivně projevuje i na hmotnosti. Osobá symetričnost těchto převodů minimalizuje vzniklé radiální síly. Mimo tyto výhody stojí za zmínění možnost spojovat více planetových převodů za sebe, vysoká účinnost a jednoduchá konstrukce s malým počtem dílů. Nevýhodou těchto je převodů jsou vyšší požadavky na přesnost komponent a tím pádem i vyšší výrobní náklady.

Všechny tyto výhody způsobily rozšíření uplatnění planetových převodů v mnoha průmyslových oblastech. Planetové převody jsou součástí drtivé většiny automatických převodovek jak osobních a nákladních automobilů, tak stavebních, zemních i zemědělských strojů. Dále jsou užívány i jako součást obráběcích center či tvářecích strojů. Planetové převodovky jsou mimo výše uvedené aplikace součástí mobilních i stacionárních pracovních strojů.

4.4.1 Planetové převodovky mobilních pracovních strojů

Tyto převodovky jsou většinou konstruovány v návaznosti na hydromotor, případně je hydromotor již součástí převodovky. Často jsou navrženy přímo podle toho, kterou strojní část pohání. Převodovky pro pohony otočí (obr. 19) jsou opatřeny lamelovou spojkou integrovanou v tělese převodovky. Pro tyto pohony jsou součástí převodovek hydromotory, opatřující potřebný kroutící moment. Velkou výhodou těchto převodovek je schopnost vyvinout značné kroutící momenty v kombinaci s širokým rozsahem převodových poměrů. [7]



Obr. 19) Řez planetovým převodem s axiálním pístovým hydromotorem Bosch Rexroth MOBILEX GFB [7]

4.4.2 Planetové převodovky ve stacionárních aplikacích

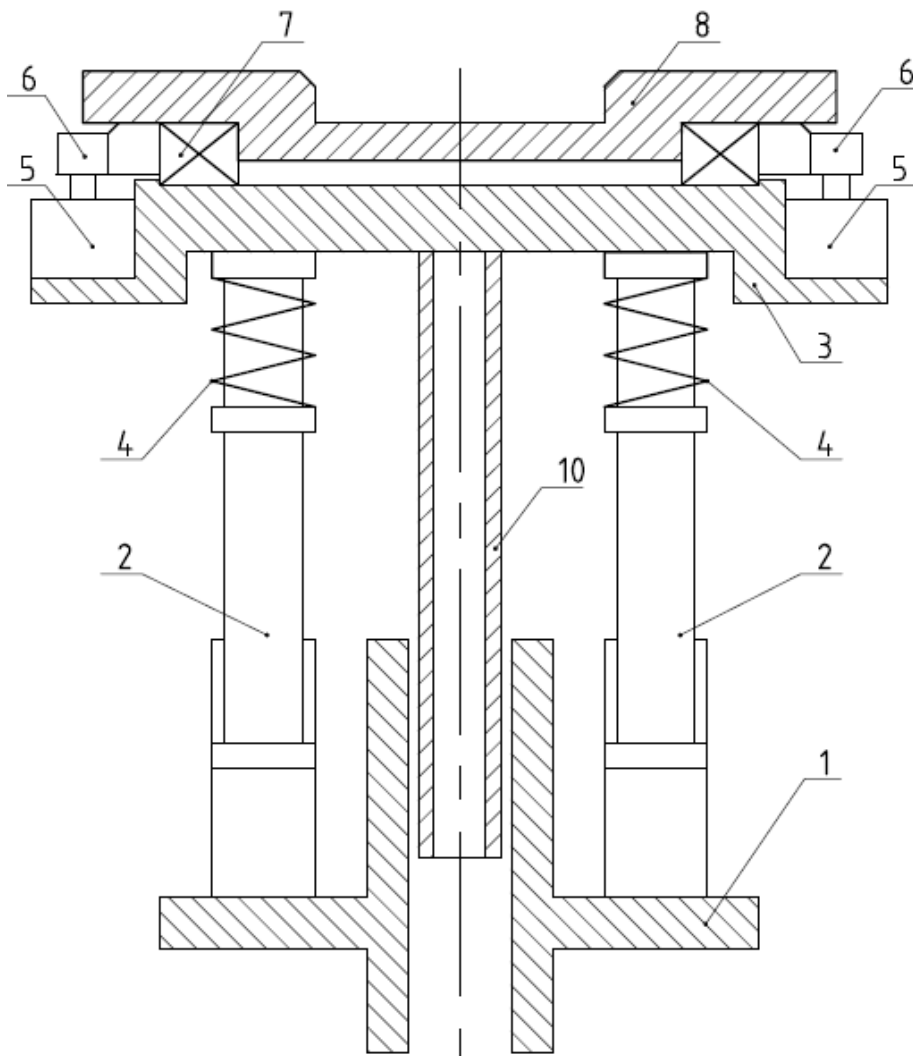
Hlavním faktorem, který odlišuje tyto převodovky, od převodovek mobilních pracovních strojů, je průběh zatížení. Na rozdíl od mobilních strojů je zatížení, působící ve stacionárních strojích mnohonásobně větší a dlouhodobé až trvalé. Tyto převodovky jsou zpravidla konstruovány spolu pohonem, který je řešen buď hydromotorem či elektromotorem. Tyto převodovky jsou nejčastěji užívány v těžebních a dopravních strojích povrchových dolů, ocelárnách a cementárnách.

Paleta konstrukčních provedení je opravdu široká a umožňuje rozsáhlé použití v nejrozmanitějších podmínkách.

5 KONSTRUKČNÍ VARIANTY

5.1 Varianta A - konstrukční provedení s talířovými pružiny

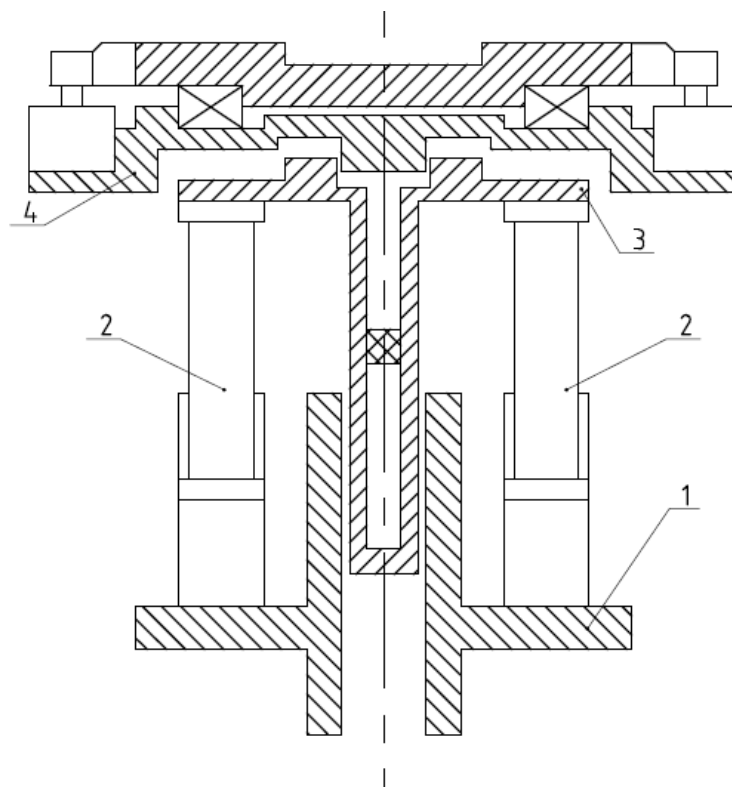
První varianta (obr. 20) se skládá z rámu (1), ke kterému jsou připojeny hydraulické válce (2). Válce jsou připojeny k tělesu ložiska (3) přes talířové pružiny (4), které slouží k eliminaci rázů od dosednutí výkovku. Hydromotory (5) jsou upevněny k tělesu ložiska (3). Točna (8) je připevněna šrouby k ložisku s ozubením na vnějším kroužku (7). Společným záběrem ozubeného věnce na ložisku (7) a pastorky hydromotorů (6) dochází k otáčivému pohybu. Vedení všech přímočaře pohybujících se částí zajišťuje nosník (10), připevněný k přírubě (3) a vedený ve sloupu, který je součástí rámu (1). Rám je svařenec, z tlustostěnných plechů, ve sloupu je opatřen kluznými vedeními. Hydraulické válce jsou plunžrového typu. Hydromotory jsou sdruženy spolu s planetovými převodovkami, výstupní hřídel převodovky je opatřena pastorkem. Sloup je vyroben z trubky, která bude opatřena drážkami pro pera, z důvodu zamezení axiálního natočení sloupu.



Obr. 20) 1.Konstrukční provedení s dvěma hydraulickými válci

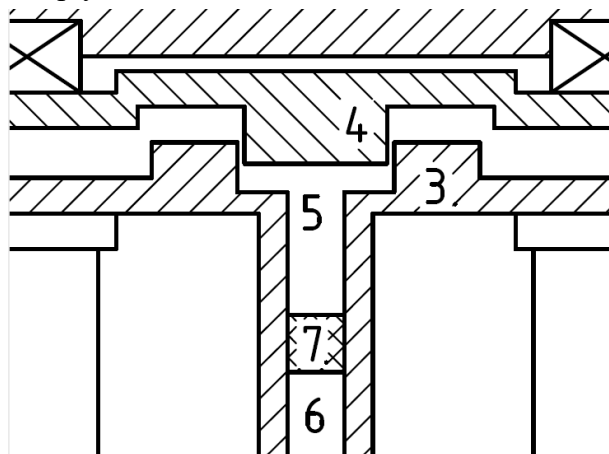
5.2 Varianta B - konstrukční provedení s hydro-pneumatickým tlumením rázů

Druhý koncept (obr. 21) obsahuje rám(1) s dvojicí hydraulických válců (2). Válce jsou upevněny k tělesu sloupu(3), které je zároveň tlumičem rázů. Příruba(4) je opatřena výstupkem (pístem), který přenáší síly na kapalinu. Ostatní prvky jsou konstrukčně koncipovány shodně s 1.variانتou.



Obr. 21) Konstrukční provedení s hydro-pneumatickým tlumením rázů

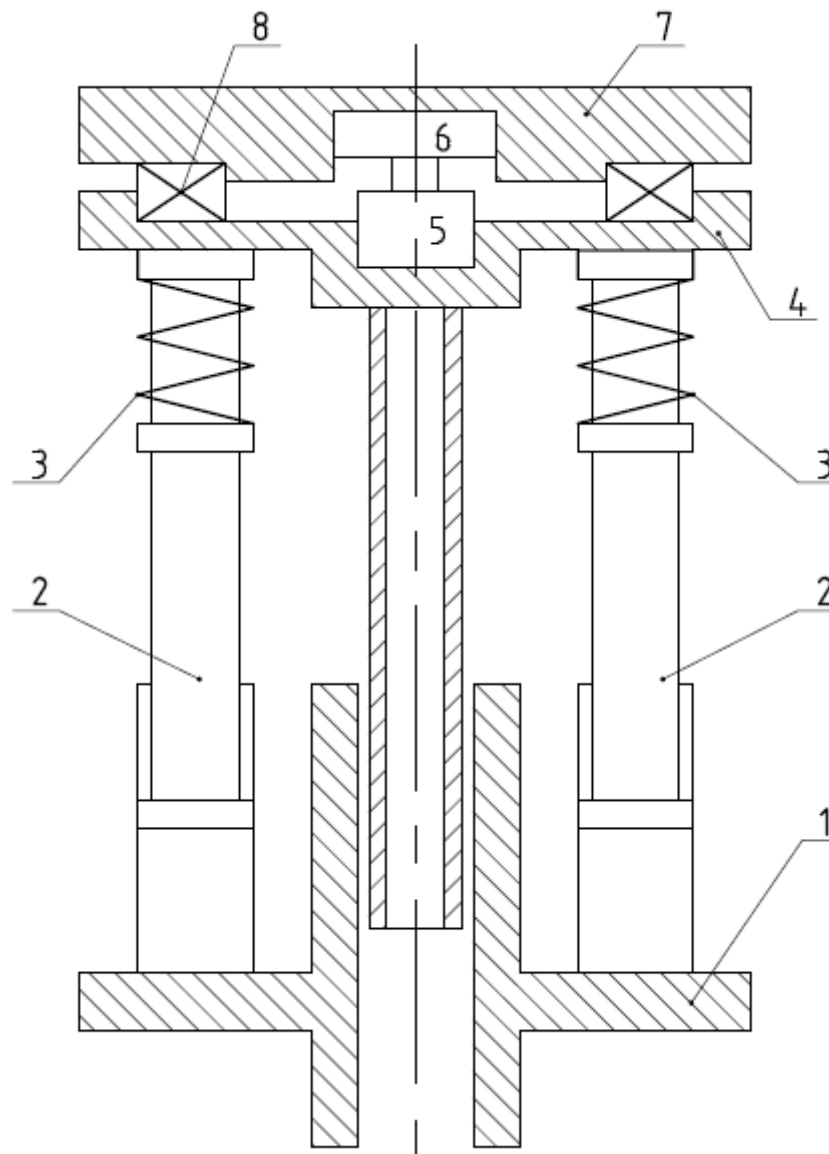
Obrázek 22 znázorňuje detailnější pohled na konstrukční provedení tlumení. Příruba(4) je zatížena hmotností ložiska, točny, pohonu a výkovku. Pístem přenáší toto zatížení na kapalinu – v tomto případě hydraulický olej(5), kterým je vyplněn prostor v tělese sloupu(3). Těleso sloupu je rozděleno membránou(6) z pryže, která odděluje olej od média – dusíku(7). Tlumení dochází kompresí plynu.



Obr. 22) Konstrukční řešení tlumení

5.3 Varianta C - konstrukční provedení s vloženým planetovým převodem

V třetím provedení (obr. 23) jsou nosné prvky totožné jako u první varianty, tedy rám(1) a hydraulické válce(2). Tlumení rázů zajišťují opět talířové pružiny(3). Příruba(4) je opatřena hydromotorem(5), jehož výstupní hřídel je vyvedena do planetové převodovky(6), jehož korunové kolo je nalisováno do točny(7). Točna je nalisována do ložiska(8).



Obr. 23) Konstrukční provedení s vloženým planetovým převodem

5.4 Zhodnocení jednotlivých konstrukčních variant

V následujících Tabulkách 3-5 jsou uvedeny výhody a nevýhody jednotlivých konstrukčních variant. Tabulka obsahuje kritéria, zvolená pro stanovení nejvhodnějšího řešení.

Tab 3) Vlastnosti varianty A

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S TALÍŘOVÝMI PRUŽINAMI	
<p>Výhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Snadná montáž -Prostor pro optimalizaci prvků vedení a pohonu -Snadná údržba -Optimální zástavbová výška -Přijatelné výrobní náklady 	<p>Nevýhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Větší počet součástí -Horší zástavbové rozměry v příčném směru

Tab 4) Vlastnosti varianty B

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S HYDRO-PNEUMATICKÝM TLUMENÍM	
<p>Výhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Menší zástavbová výška -Možnost nastavení tuhosti tlumení 	<p>Nevýhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Komplikovanější řešení -Menší prostor pro úpravu rámu -Komplikovanější montáž -Nutnost tepelné izolace tlumící části -Důkladné utěsnění tlumící části -Limity dimenzování vedení -Vyšší hmotnost -Vyšší výrobní náklady -Náročnější údržba

Tab 5) Vlastnosti varianty C

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S VLOŽENÝM PLANETOVÝM PŘEVODEM	
<p>Výhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Menší počet součástí -Nižší hmotnost -Menší zástavbové rozměry v příčném směru - Méně nákladná výroba 	<p>Nevýhody:</p> <ul style="list-style-type: none"> -Složitější montáž -Potřeba výkonnějšího hydromotoru -Náročnější údržba -Větší zástavbová výška -Omezené možnosti návrhu točny a převodu -Složitější pohon hydromotoru

Tab 6) Zhodnocení splnění kritérií

KRITÉRIA HODNOCENÍ	VARIANTA A	VARIANTA B	VARIANTA C
Komplikovanost výroby	3	1	5
Tuhost konstrukce	5	2	3
Možnost úpravy konstrukce	5	3	2
Zástavbové rozměry	4	3	5
Jednoduchost montáže	5	2	3
Spolehlivost provozu	5	2	3
Finanční hledisko	4	3	5
Náročnost údržby	5	1	2
Celkové hodnocení	36	20	28

Po zohlednění míry splnění kritérií uvedené v Tab. 6, je pro konstrukční řešení otočného zvedacího stolu vybrána varianta A. Tato varianta kombinuje dobré technologické vlastnosti konstrukce, zároveň její výroba a montáž není příliš komplikovaná. Případná údržba všech částí se jeví jako bezproblémová. Veškeré prvky jsou vyráběny v aktuální době bez potíží a s rozumnými cenovými náklady.

6 PARAMETRY OTOČNÉHO ZVEDACÍHO STOLU

6.1 Zadané parametry

Nosnost: $m_j = 1200 \text{ kN} = 120\,000 \text{ kg}$

Průměr stolu: $r_j = 2000 \text{ mm}$

Zdvih: $l_z = 1500 \text{ mm}$

Rychlost zvedání: $v_z = 150 \text{ mm/s}$

Rychlost otáčení: $v_o = 3 \text{ min}^{-1}$

Šířka x délka x výška: $2500 \times 2500 \times 4500 \text{ mm}$

6.1.1 Doplnující parametry

Maximální dovolená excentricita: $e_{max} = 400 \text{ mm}$

Pracovní kapalina: hydraulický olej

Jmenovitý tlak pracovní kapaliny rotačního hydromotoru: $p_{jr} = 35 \text{ MPa}$

Jmenovitý tlak pracovní kapaliny hydraulických válců: $p_{jv} = 16 \text{ MPa}$

Doba rozběhu: $t_r = 10 \text{ s}$

Doba doběhu: $t_d = 10 \text{ s}$

6.1.2 Maximální rozměry ingotu/výkovku

Průměr: $d_{I_{max}} = 1250 \text{ mm}$

Délka: $l_{I_{max}} = 12500 \text{ mm}$

Hmotnost: $m_{I_{max}} = 120\,000 \text{ kg}$

7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Pro konstrukční návrh budou použity vzorce výhradně ze [1].

7.1 Návrh ložiska točny

7.1.1 Celková hmotnost rotujících částí

Odhadovaná hmotnost desky stolu: $m_d = 2500 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost točny: $m_t = 2000 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost tělesa ložiska: $m_{tl} = 1000 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost ozubeného věnce s vnějším kroužkem ložiska: $m_v = 500 \text{ kg}$

Odhadovaná celková hmotnost:

$$\begin{aligned} m_c &= m_j + m_d + m_t + m_{tl} + m_v = \\ &= 120000 + 2500 + 2000 + 1000 + 300 = 126\,000 \text{ kg} \end{aligned}$$

7.1.2 Uvažované zatížení ložiska

Při manipulaci výkovku dochází k poměrně značnému radiálnímu zatížení, manipulátor většinou výkovek po desce stolu smýká, proto je důležité, aby ložiska zachytávalo i síly v radiálním směru. Proto je počítáno se třecí(radiální) silou, která vzniká smýkáním výkovku po desce stolu. Tato síla na stůl působí však pouze v statickém stavu, proto bude uvažována jen u základní statické únosnosti ložiska.

Tíhová(axiální) síla:

$$F_g = m_c * g = 126\,000 * 9.81 = 1\,234\,098 \text{ N} = 1\,234 \text{ kN}$$

Součinitel statického tření pro ocel/ocel: $f_D = 0.3$

Třecí(radiální) síla:

$$F_t = f_D * F_g = 0.3 * 1\,236 \text{ kN} = 370.8 \text{ kN}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$P_s = XF_t + YF_g = 0.3 * 370.8 + 0.7 * 1234 = 975 \text{ kN}$$

Porovnání ekvivalentního statického zatížení a základní statické únosnosti ložiska.

$$C > P_s = 5220 > 975$$

Radiální síla, působící na ložisko je vyvozena otáčivým pohybem točny, proto je tedy počítána, jako odstředivá síla vzniklá otáčením všech rotujících částí na největším průměru, jehož velikost je rovna excentricitě.

Rychlost otáčení: $v_o = 3 \text{ min}^{-1}$

Frekvence otáčení:

$$f = \frac{v_o}{60} = \frac{3}{60} = 0.05 \text{ s}^{-1}$$

Maximální vzdálenost těžiště rotujících částí od osy:

$$r_o = e_{max} = 400 \text{ mm} = 0.4 \text{ m}$$

Velikost okamžité rychlosti otáčení:

$$v = 2\pi * r * f = 2 * \pi * 0.4 * 0.05 = 0.1257 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

Radiální (odstředivá) síla:

$$F_{ro} = m_c * \frac{v^2}{r_o} = 126\,000 * \frac{0.1257^2}{0.4} = 4\,977 \text{ N}$$

Vzhledem k velikosti poměru radiální odstředivé síly se při výpočtu životnosti ložiska bude tato síla zanedbávat, pro výpočty dynamické životnosti a únosnosti ložiska bude počítáno pouze zatížením výkovku.

7.1.3 Volba ložiska

Na základě předchozího výpočtu a zvažení zatížení, působícího na ložisko, jsem z katalogu SKF axiálně-radiální válečkové ložisko s označením RKS.425062610001, s válečky s prostrídáním směrem, jež je schopné zachytávat kombinované působení sil. Ložisko je dále opatřeno ozubením na vnějším kroužku. Důležité parametry včetně rozměrů jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab 7) Základní parametry ložiska [6]

Parametry:	Hodnoty:	Jednotky:
Základní statická únosnost C :	5220	[kN]
Základní dynamická únosnost C_0 :	1220	[kN]
Vnější průměr ložiska:	1475.5	[mm]
Vnitřní průměr ložiska:	1080	[mm]
Výška ložiska:	110	[mm]
Průměr válečků:	40	[mm]
Počet zubů ozubeného věnce:	102	[-]
Modul ozubení:	14	[-]
Šířka zubů:	75	[mm]
Roztečný průměr ozubení:	1428	[mm]
Úhel záběru zubů:	20	[°]
Dovolené silové zatížení zubů:	125	[kN]
Hmotnost:	480	[kg]

7.1.4 Životnost ložiska

Vzhledem k vyšším teplotám působícím na ložisko jsem jako mazivo zvolil speciální extrémně teplotně odolnou vazelinu rovněž od společnosti SKF s označením LGHB 2, jež umožňuje provozovat ložisko i při teplotách až 150 °C.

Pro stanovení přesnější hodnoty životnosti ložiska bude uvažováno zatěžování v různých cyklech, jelikož stůl určitě nebude otáčet pouze výkovky o maximální nosnosti. Vzhledem rozmanitosti tvarů a velikostí výkovků je nutné vytvořit bloky zatížení, které se skládají z axiální složky zatížení výkovku a radiální od ramene nevyvážení.

Blok 1.-zatížení 120 tun, poměr radiálního/axiálního zatížení 90% , 2 otáčky

Blok 2.-zatížení 100 tun, poměr radiálního/axiálního zatížení 80% ,4 otáček

Blok 3.-zatížení 80 tun, poměr radiálního/axiálního zatížení 60%, 4 otáčky

Blok 4.-zatížení 60 tun, poměr radiálního/axiálního zatížení 40%, 3 otáčky

Zatížení bloků:

$$P_{D1} = F_{1r} + F_{1a} = 1200 + 0.1 * 1200 = 1320 \text{ kN}$$

$$P_{D2} = F_{2r} + F_{2a} = 1000 + 0.2 * 1000 = 1200 \text{ kN}$$

$$P_{D3} = F_{3r} + F_{3a} = 800 + 0.4 * 800 = 1120 \text{ kN}$$

$$P_{D4} = F_{4r} + F_{4a} = 600 + 0.6 * 600 = 960 \text{ kN}$$

Střední ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_{mD} = \sqrt[3]{\frac{P_{D1}^3 * U_1 + P_{D2}^3 * U_2 + P_{D3}^3 * U_3 + P_{D4}^3 * U_4}{U_1 + U_2 + U_3 + U_4}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1320^3 * 2 + 1200^3 * 4 + 1120^3 * 4 + 960^3 * 3}{2 + 4 + 4 + 3}} = 1150 \text{ kN}$$

Koeficient pro stanovení trvanlivosti ložiska: $a = \frac{10}{3}$ - pro ložiska s čárovým stykem

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_{mD}}\right)^a * \frac{10^6}{60 * n} = \left(\frac{1220}{1150}\right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{60 * 3} = 6765 \text{ hod}$$

Uvažovanou životnost ložiska 6765 hod považuji vzhledem ke koncepci a konstrukčnímu provedení stroje optimální.

7.1.5 Kontrola spojovacích šroubů ložiska

Pro kontrolu pevnosti spojovacích šroubů ložiska má SKF stanoven postup výpočtu, který zahrnuje klopný moment, který je vyvozen axiálním zatížením působícím mimo osu otáčení ložiska. Pro tyto výpočty je nutné zvolit faktor zatížení, SKF nabízí hodnoty faktoru pro různé aplikace, viz. obr. 24. Pomocí tohoto faktoru se následně počítá maximální ekvivalentní axiální zatížení a klopný moment.

Load factor f_L	
Application	Load factor f_L
Aerial platforms	1,33
Carrousels	2
Cement mixers	1,33
Compactors	2
Concrete pumps	1,5
Handling workshops	1,15
Mobile cranes	1,5
Mini excavators	1,33
Sedimentation tanks	1,25
Service cranes	1,33
Turntables	1,15
Welding positioners	1,15

Obr. 24) Faktor zatížení ložiska [6]

SKF doporučuje pro otočné stoly hodnotu faktoru zatížení $f_L = 1.15$.

Axiální síla působící od výkovku: $F_a = 1200 \text{ kN}$

Maximální ekvivalentní axiální zatížení:

$$F_{ar} = f_L * F_a = 1.15 * 1200 = 1380 \text{ kN}$$

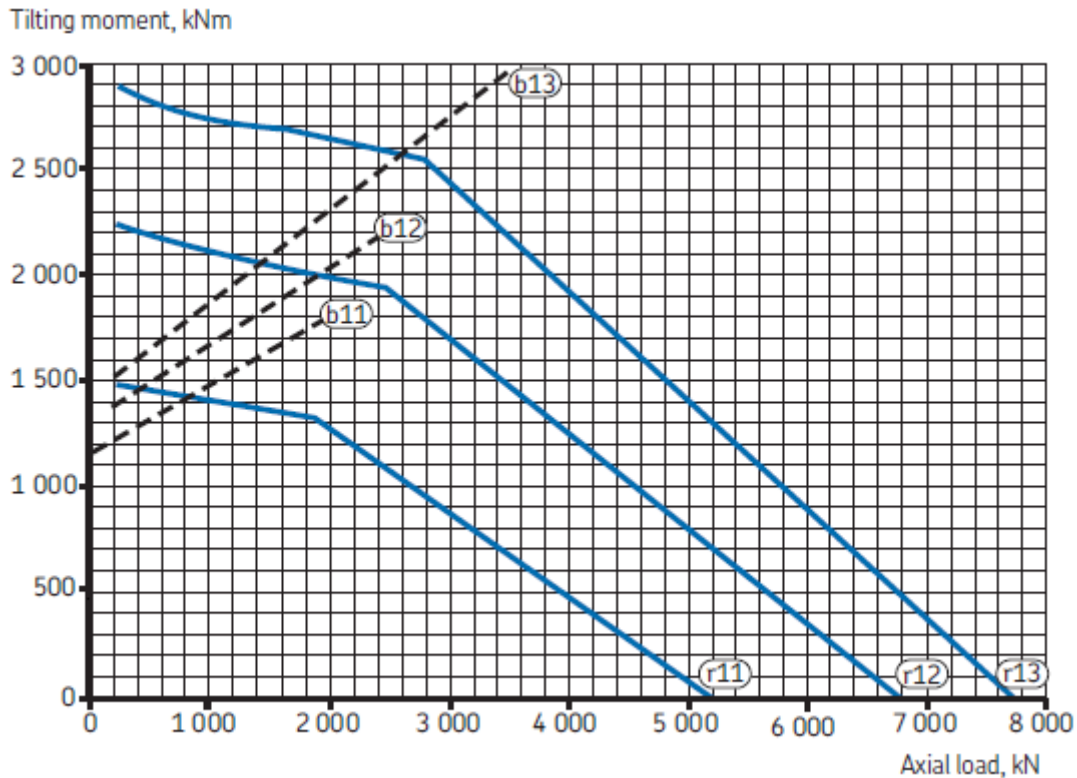
Klopný moment:

$$M_t = F_a * e_{max} = 1200 * 0.4 = 480 \text{ Nm}$$

Maximální ekvivalentní klopný moment:

$$M_{tr} = f_L * M_t = 1.15 * 480 = 552 \text{ Nm}$$

Pro posouzení vhodnosti daného ložiska vzhledem k jeho zatížení zkompletovalo SKF graf, znázorňující hraniční hodnoty závislosti axiálního zatížení na klopném momentu, obr.25.



Obr. 25) Závislost axiálního zatížení na klopném momentu [6]

Pro ložisko RKS.425062610001 je dovolená oblast zatížení ohraničena křivkami b11, r11. Jelikož se uvažované zatížení ložiska nachází v ohraničené ploše, je zvolené ložisko vyhovující.

7.1.6 Výpočet třecí síly ložiska

Rameno valivého odporu pro valivé ložiska: $\xi = 0.005 * 10^{-3} m$

Provozní součinitel: $\kappa = 1.75$

Poloměr válečku ložiska: $r_v = 40 mm = 40 * 10^{-3} m$

Gravitační zrychlení: $g = 9.81 m * s^{-2}$

Třecí síla: [3]

$$F_T = \frac{m_c * \xi * \kappa * g}{r_v} = \frac{125\,800 * 0.005 * 10^{-3} * 1.75 * 9.81}{40 * 10^{-3}} = 269.96 N$$

7.1.7 Výpočet třecího momentu ložiska

Valivý poloměr ložiska: $R_v = 1250 mm = 1.25 m$

Třecí moment ložiska:

$$M_T = F_T * R_v = 269.96 * 1.25 = 337.45 Nm$$

7.2 Návrh převodu

7.2.1 Výpočet síly ozubení

Roztečný průměr ozubeného věnce: $D_0 = 1428 \text{ mm} = 1.428 \text{ m}$

Skutečná síla v ozubení ozubeného věnce:

$$F_o = \frac{2 * M_T}{D_0} = \frac{2 * 337.45}{1.428} = 472.62 \text{ N}$$

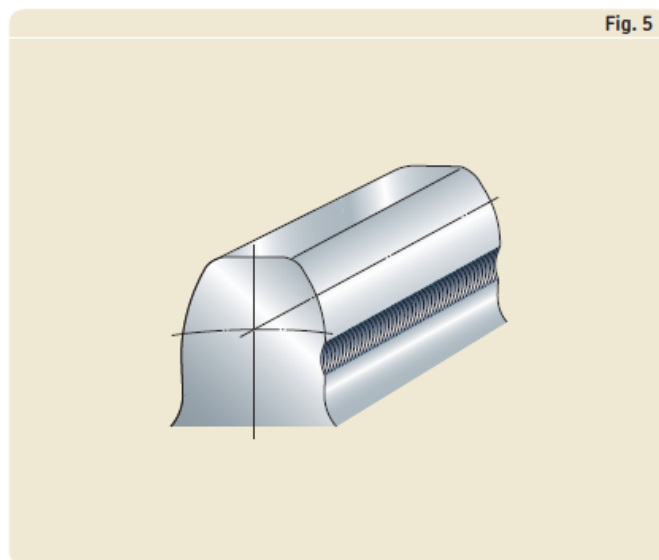
Dovolené silové zatížení: $T_{fnormal} = 125 \text{ kN}$

Skutečná síla v ozubení je menší než dovolené zatížení, ozubení vyhovuje návrhu.

7.2.2 Volba radiální vůle v ozubení:

SKF doporučuje pro modul ozubení $m = 14$ volit radiální vůli v rozmezí 0.6-0.9 mm, jak znázorňuje obr.23. Vzhledem k teplotnímu ovlivnění od výkovku volím radiální vůli rovnu horní hraniční hodnotě, tedy $v_r = 0.9 \text{ mm}$.

Required backlash at blue marking			
Module		Backlash J	
over	incl.	min	max
mm		mm	
3,15	6,3	0,25	0,375
6,3	10	0,3	0,45
10	12,5	0,45	0,675
12,5	16	0,6	0,9
16	20	0,8	1,2
20	25	1	1,5



Obr. 26) Doporučené hodnoty radiální vůle [6]

7.2.3 Výpočet setrvačných momentů

Do výpočtů pro rozběh otáčivého pohybu točny je mimo pasivní odpory ložiska vhodné zahrnout i setrvačné momenty, způsobené výkovkem, točnou a deskou stolu.

Maximální poloměr výkovku: $r_{lmax} = 625 \text{ mm} = 0.625 \text{ m}$

Maximální délka výkovku: $l_{lmax} = 12500 \text{ mm} = 12.5 \text{ m}$

Maximální hmotnost výkovku: $m_{lmax} = 120\,000 \text{ kg}$

Moment setrvačnosti výkovku:

$$I_l = \frac{(l_{lmax}^2 + 3 * r_{lmax}^2) * m_{lmax}}{12} = \frac{(12.5^2 + 3 * 0.625^2) * 120\,000}{12} = 1\,574\,219 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Hmotnost točny: $m_t = 2500 \text{ kg}$

Průměr točny: $m_t = 2000 \text{ mm} = 2 \text{ m}$

Moment setrvačnosti točny:

$$I_T = \frac{m_t * d_t^2}{8} = \frac{2500 * 2^2}{8} = 1500 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Hmotnost desky stolu: $m_d = 2500 \text{ kg}$

Průměr desky stolu: $d_d = 2000 \text{ mm} = 2 \text{ m}$

Moment setrvačnosti desky:

$$I_D = \frac{m_d * d_d^2}{8} = \frac{2500 * 2^2}{8} = 1250 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Hmotnost vnějšího kroužku ložiska: $m_v = 300 \text{ kg}$

Roztečný průměr ozubeného věnce: $D_O = 1428 \text{ mm} = 1.428 \text{ m}$

Moment setrvačnosti desky:

$$I_V = \frac{m_v * D_O^2}{8} = \frac{300 * 1.428^2}{8} = 76.47 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti stolu:

$$I_C = I_I + I_T + I_D + I_V + m_{I_{max}} * e_{max} =$$

$$= 1\,574\,219 + 1500 + 1250 + 76.47 + 120\,000 * 0.4 = 1\,625\,045.47 \text{ kg} * \text{m}^2$$

7.2.4 Výpočet kroutícího momentu točny

Úhlová rychlost otáčení točny:

$$\omega_O = \frac{2 * \pi * v_O}{60} = \frac{2 * \pi * 3}{60} = 0.314 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$$

Úhlové zrychlení točny:

$$\epsilon_O = \frac{\omega_O}{t_r} = \frac{0.314}{10} = 0.0314 \text{ rad} * \text{s}^{-2}$$

Jelikož se při otočení stolu o 180° jedná pouze o rozběhnutí hydromotoru a následně brzdění, je doba otočení stolu rovna 20 s.

Kroutící moment točny:

$$M_t = I_C * \epsilon_O = 51\,026.43 \text{ Nm}$$

Celkový kroutící moment točny:

$$M_{Ct} = M_T + M_t = 51\,026.43 + 337.45 = 51\,364 \text{ Nm}$$

Požadovaný kroutící moment jednoho celku pohonu:

$$M_P = \frac{M_{Ct}}{2} = 25\,682 \text{ Nm}$$

7.2.5 Návrh pastorku

Modul ozubení pastorku: $m_p = 14$

Počet zubů pastorku: $z_p = 25$

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_{1p} = z_p * m_p = 25 * 14 = 350 \text{ mm}$$

Převodové číslo ozubeného věnce a pastorku:

$$i_{vp} = \frac{z_v}{z_p} = \frac{102}{25} = 4.08$$

Účinnost převodu s vnějším přímým ozubením: $\eta_o = 0.98$

Přenosu točivého momentu mezi pastorkem a výstupním hřídelem planetové převodovky bude realizován pomocí drážkovaného spoje. Je nutné provést kontrolu na otláčení drážek mezi hřídelem a nábojem/pastorkem.

Vzhledem k rozměrům pastorku je voleno drážkování dle DIN 5480, označení W 70x2x34x9g.

Odhadovaný výstupní kroutící moment převodovky:

$$M_{PPO} = M_{HMO} * i_p = 2\,000 * 4 = 8\,000 \text{ Nm}$$

Střední průměr drážkování: $D_{SD} = 68 \text{ mm}$

Činná délka drážkování: $L_{\check{C}D} = 50 \text{ mm}$

Výška drážek: $h_D = 2 \text{ mm}$

Počet drážek: $Z_D = 34$

Součinitel profilu drážkování: $K_D = 0.75$

Dovolený tlak na bocích drážek pro jednosměrný provoz s malými rázy: $p_{DD} = 105 \text{ MPa}$

Tlak na bocích drážek:

$$p_{DR} = \frac{2 * M_{PPO} * 1000}{D_{SD} * L_{\check{C}D} * h_D * K_D * Z_D} = \frac{2 * 8000 * 1000}{68 * 50 * 2 * 0.75 * 34} = 92.27 \text{ MPa}$$

7.2.6 Návrh planetové převodovky

Vzhledem k náročnosti konstrukce vlastní převodovky jsem se rozhodl využít průmyslové dvoustupňové planetové převodovky společnosti ZOLLERN 5.22. Převodovka je schopna přenášet kroutící moment o velikosti až 9 900 Nm, výkon o velikosti 50 kW při 50 ot/min umožňuje zvolit dva převodové poměry a to buď 4.333 či 5.000. [8]

Jelikož při návrhu ozubeného věnce ložiska a pastorku bylo uvažováno s převodovým poměr převodovky $i_p = 4$, volím převodový poměr 4.333. Planetová převodovka bude opatřena na výstupním hřídeli drážkováním dle DIN 5480, označení W 110x5x21x9g.

Drážkování bude kontrolováno na otlačení.

Střední průměr drážkování: $D_{SD} = 105 \text{ mm}$

Činná délka drážkování: $L_{\check{C}D} = 60 \text{ mm}$

Výška drážek: $h_D = 5 \text{ mm}$

Počet drážek: $Z_D = 21$

Součinitel profilu drážkování: $K_D = 0.75$

Dovolený tlak na bocích drážek pro jednosměrný provoz s malými rázy: $p_{DD} = 105 \text{ MPaa}$

Tlak na bocích drážkování:

$$p_{DR} = \frac{2 * M_{PPO}}{D_{SD} * L_{\check{C}D} * h_D * K_D * Z_D} = \frac{2 * 8000 * 1000}{105 * 60 * 5 * 0.75 * 21} = 32.24 \text{ MPa}$$

7.2.7 Volba rotačního hydromotoru

Pro pohon točny jsem se rozhodl využít axiálního pístového hydromotoru společnosti Bosch Rexroth, z řady A2FM velikost 355. Základní parametry jsou uvedeny v Tab.8.

Tab 8) Parametry hydromotoru A2FM 355 [9]

Parametry:	Hodnoty:	Jednotky:
Geometrický objem V_g :	355	[cm^3]
Jmenovitý pracovní tlak p_{jr} :	35	[MPa]
Jmenovitý kroutící moment M_{jr} :	1978	[Nm]
Maximální otáčky n_{maxR} :	2000	[min^{-1}]
Účinnost hydromotoru η_{HMO} :	0.90	[–]
Hmotnost:	110	[kg]

Kroutící moment hydromotoru při rozběhu točny:

$$M_{Roz} = \frac{M_p}{i_c} = \frac{25\,682}{16.32} = 1584.68 \text{ Nm}$$

Teoretický rozběhový výkon hydromotoru:

$$P_{TROZ} = \frac{2 * \pi * M_{Roz} * n_{HMO}}{60} = \frac{2 * \pi * 1584.68 * 48.96}{60} = 8124.78 \text{ W}$$

Celková účinnost převodu:

$$\eta_{CP} = \eta_{HMO} * \eta_{pp} * \eta_o = 0.90 * 0.99 * 0.98 = 0.873$$

Skutečný rozběhový výkon:

$$P_{Roz} = P_{TROZ} + P_{TROZ} * (1 - \eta_{CP}) = 8124.78 * (1 + (1 - 0.873)) = 9156.5 \text{ W}$$

Skutečný rozběhový moment:

$$M_{Skut} = \frac{P * 60}{2 * \pi * n_{HMO}} = \frac{9156.5 * 60}{2 * \pi * 48.96} = 1785.8 \text{ Nm}$$

Průtok kapaliny hydromotorem:

$$Q_{HMO} = \frac{V_g * \eta_{HMO}}{1\,000} = \frac{355 * 48.96}{1\,000} = 17.4 \text{ l} * \text{min}^{-1}$$

Výstupní hřídel hydromotoru lze opatřit buď jedním perem AS18x11x100 dle DIN 6885 či drážkováním W60x2x28x9g dle DIN 5480, k posouzení bude proveden výpočet pera na otláčení v náboji (vstupní hřídel planetové převodovky).

Výstupní moment hydromotoru: $M_{Skut} = 1\,785.8 \text{ Nm}$

Délka pera: $L_P = 100 \text{ mm}$

Šířka pera: $B_P = 18 \text{ mm}$

Průměr hřídele: $d_{SP} = 60 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_N = 4 \text{ mm}$

Dovolený tlak na bocích pera pro jednosměrný provoz s malými rázy: $p_{DP} = 105 \text{ MPa}$

Tlak na bocích pera:

$$p_B = \frac{2 * M_{Skut}}{d_{SP} * t_N * (L_P - B_P)} = \frac{2 * 1\,785.8 * 1000}{60 * 4 * (100 - 18)} = 181.48 \text{ MPa}$$

Drážkování W60x2x28x9g

Střední průměr drážkování: $D_{SD} = 58 \text{ mm}$

Činná délka drážkování: $L_{\check{C}D} = 60 \text{ mm}$

Výška drážek: $h_D = 2 \text{ mm}$

Počet drážek: $Z_D = 28$

Součinitel profilu drážkování: $K_D = 0.75$

Dovolený tlak na bocích drážek pro jednosměrný provoz s malými rázy: $p_{DD} = 105 \text{ MPaa}$

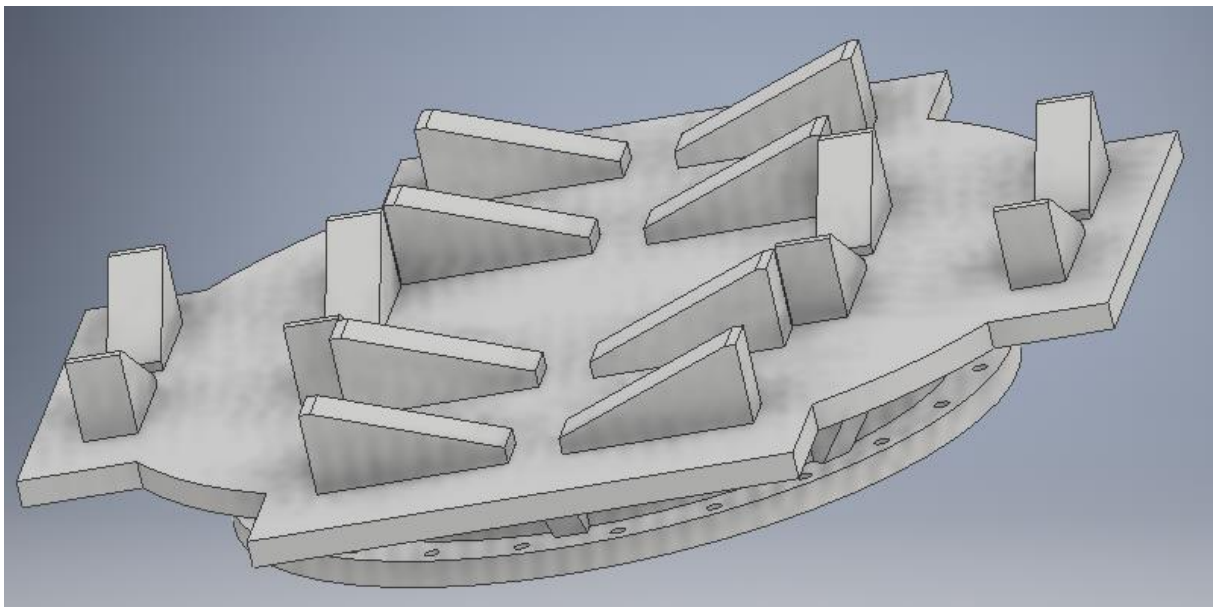
Tlak na bocích drážkování:

$$p_{DR} = \frac{2 * M_{Skut}}{D_{SD} * L_{\check{C}D} * h_D * K_D * Z_D} = \frac{2 * 1\,785.8 * 1000}{58 * 60 * 2 * 0.75 * 28} = 24.4 \text{ MPa}$$

Tyto výpočty rozhodly o použití drážkovaného spojení motoru s převodovkou, s ohledem na provoz motoru v obou směrech otáčení.

7.3 Návrh točny otočného stolu

Na základě rozměrů ložiska jsem se rozhodl navrhnout točnu otočného stolu (obr.27). Je nutné zahrnout v potaz skutečnost, že na točnu bude nalisován ozubený věnec, který bude zabírat spolu s výstupní hřídelí planetové převodovky a hydromotoru, proto je nutné volit rozměry s určitou rezervou pro tyto prvky. Nosným prvkem točny je tlustostěnný plech tloušťky 50 mm opatřen průchozími otvory pro upevnění k ložisku. Jako materiál polotovarů bude zvoleno konstrukční oceli S450J0 s mezí kluzu: $R_e = 410 \text{ MPa}$.



Obr. 27) Točna otočného zvedacího

Z pevnostního hlediska je nejdůležitější únosnost svarů spojující vrchní plech, který nese zatížení výkovku a přenáší jej na spodní plech, který je připevněn k ložisku. Mezi plechy je proto vloženo dvou zakružených plechů tloušťky 30 mm a ještě 8 žeber tloušťky 60 mm. v tomto případě jsou svary namáhány na tlak, který způsobuje zatížení výkovku.

7.4 Návrh plunžrů

7.4.1 Stanovení rozměrů plunžrů

Zvedaná hmotnost se skládá z celkové hmotnosti zatěžující ložisko, hmotnosti ložiska, hydromotorů, planetových převodovek, příruby a sloupu.

Hmotnost ložiska: $m_L = 480 \text{ kg}$

Hmotnost hydromotorů: $m_{HM} = 220 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost planetových převodovek: $m_{PP} = 200 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost příruby: $m_P = 300 \text{ kg}$

Odhadovaná hmotnost sloupu: $m_S = 250 \text{ kg}$

Hmotnost zvedaných částí:

$$\begin{aligned} m_Z &= m_C + m_L + m_{HM} + m_{PP} + m_P + m_S = \\ &= 126\,000 + 480 + 220 + 200 + 300 + 250 = 127\,450 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tíhová síla zvedaných částí:

$$v = m_Z * g = 127\,450 * 9.81 = 1\,250\,284 \text{ N}$$

Zrychlení zvedání: $a_Z = 0.5 \text{ m} * \text{s}^{-2}$

Setrvačná síla:

$$F_{SZ} = m_Z * a_Z = 127\,450 * 0.5 = 63\,725 \text{ N}$$

Celková síla působící na hydraulické válce:

$$F_{Hcel} = F_{GZ} + F_{SZ} = 1\,250\,284 + 63\,725 = 1\,314\,010 \text{ N } 120\text{kN}$$

Celková síla působící na jeden hydraulický válec:

$$F_H = \frac{F_{Hcel}}{2} = \frac{1\,314\,010}{2} = 657\,005 \text{ N}$$

Kvůli tření ve vedení sloupu a dalším pasivním odporům v hydraulických válcích je potřebná síla vyvozená tlakem hydraulického oleje navýšena o 50%.

Minimální plocha plunžru:

$$S_{pmin} = \frac{F_H * 1.5}{p_{jv}} = \frac{657\,005 * 1.5}{16\,000\,000} = 0.0616 \text{ m}^2$$

Minimální průměr plunžru:

$$D_{pmin} = \sqrt{\frac{4 * S_{pmin}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.0616}{\pi}} = 0.28005 \text{ m} = 280 \text{ mm}$$

Jelikož se plunž bude pohybovat přes soustavu vodících pásků a těsnění, je nutné jeho povrch nitridovat, proto volím materiál dle ČSN 14 340, obvykle se nitriduje do hloubky 0.4 mm.

Mez kluzu: $R_e = 588 \text{ MPa}$

$$S_{pmin\sigma} = \frac{F_H * 1.5}{R_e} = \frac{657\,005 * 1.5}{588} = 1\,676.03 \text{ mm}^2$$

$$D_{pmin\sigma} = \sqrt{\frac{4 * S_{pmin\sigma}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1\,676.03}{\pi}} = 46.195 \text{ mm}$$

Z předchozích výpočtů je patrné, že k vyvození potřebné síly je nutno využít průměr plunžru alespoň 280 mm. Z pevnostního hlediska je plocha dostatečně předimenzována s vysokou bezpečností.

Zvolený průměr plunžru: $D_p = 290 \text{ mm}$

7.4.2 Stanovení rozměrů hydraulických válců

Pro výrobu hydraulických válců bude použito materiálu E355+SR. Jedná se o bezešvé trubky za studena tažené, honované nebo válečkované. Vzhledem ke konstrukci otočného stolu (vedení zajištěno sloupem) není uvažováno zatížení hydraulických válců mimo jejich osu, válce jsou namáhány pouze na tlak.

Horní mez kluzu: $R_{eH} = 355 \text{ MPa}$

Bezpečnost hydraulických válců: $k_H = 3$

Dovolené napětí:

$$\sigma_{Dov} = \frac{R_{eH}}{k_H} = \frac{355}{3} = 118.33 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr hydraulických válců: $D_{VH} = 300 \text{ mm}$

Minimální vnější průměr hydraulických válců:

$$D_{VVHmin} = D_{VH} * \sqrt{\frac{\sigma_{Dov} + 0.4 * p_{jv}}{\sigma_{Dov} - 1.3 * p_{jv}}} = 300 * \sqrt{\frac{118.33 + 0.4 * 16}{118.33 - 1.3 * 16}} = 339.26 \text{ mm}$$

Zvolený vnější průměr hydraulických válců: $D_{VVHmin} = 360 \text{ mm}$

7.4.3 Uložení hydraulických válců v rámu

Samotný otočný stůl je sice opatřen vedením sloupu v rámu, které by mělo eliminovat axiální namáhání válců, kvůli poměrně značnému zdvihu se může samotný sloup ohýbat, proto je vhodné místo pevného spojení využít kloubových ložisek, umožňující jisté vyosení hydraulických válců. Pro tento účel jsem se rozhodl využít sférického ložiska společnosti SKF typu GEC 360 TXA-2RS [11], které umožňuje naklopení až 3°, mimo to je ložisko opatřeno těsníci bříty proti vnikání nečistot a je bezúdržbové. Statická únosnost ložiska činí 25 500 kN.

Bezpečnost sférického ložiska:

$$k_{SL} = \frac{C_{SL}}{F_H} = \frac{25\,500}{657 * 1.5} = 25.88$$

Ložisko je svou únosností samozřejmě mnohonásobně předimenzováno, kvůli většímu rozměru hydraulických válců však nelze použít jiný rozměr s nižší únosností. Skutečná bezpečnost bude nižší, protože do těchto výpočtů není zahrnuta váha válců a sloupu s přírubou pro ustavení talířových pružin.

7.4.4 Těsnění a vedení horní ucpávky

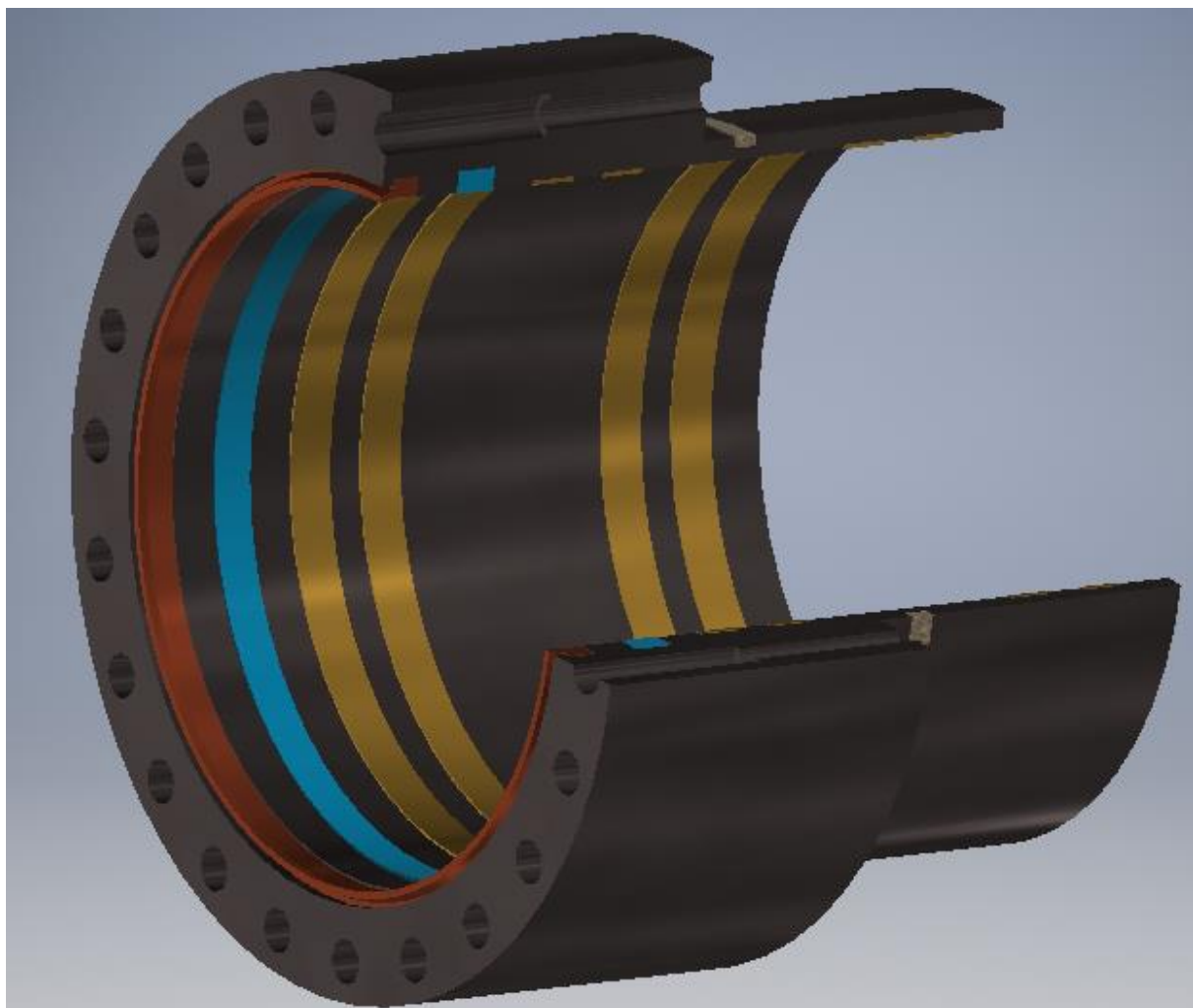
K zamezení vniku nečistot do pracovního prostoru bude využito stíracího kroužku A 38-290 x 310 x 12,5/18, tyto stírací kroužky lze použít i v prostředí s okujemi.

K utěsnění plunžru vůči ucpávce slouží těsnění S 652-290 x 310 x 18, používána pro těžkou hydrauliku, vedení plunžru v ucpávce obstarávají vodící kroužky F 87-20 x 2.

K utěsnění ucpávky vůči hydraulickému válci slouží statické těsnění 155 -312 x 302 x 10.3.

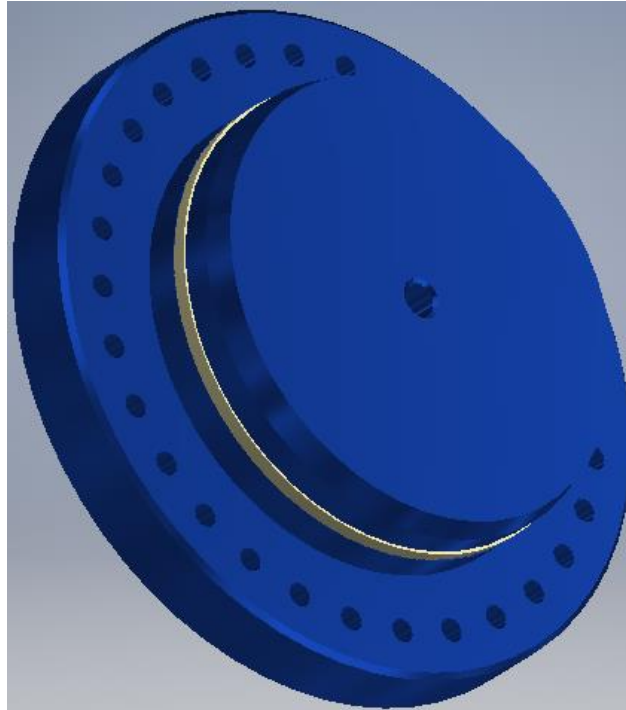
Spára normálně 0.5 mm vůle, tedy 1 mm na průměru.

Celkem je použito jednoho stíracího kroužku, jednoho těsnícího, 4 vodících kroužků, jež jsou uspořádány za sebou (obr.28). Vzdálenost mezi páry vodících kroužků je 100 mm, pro lepší vedení plunžru. K utěsnění ucpávky vůči válci je využito statického těsnění, všechny tyto prvky jsou použity od firmy Hennlich [10].



Obr. 28) Řez horní ucpávkou válce spolu s těsnícími a vodícími prvky

Dolní ucpávka (obrázek 29) bude rovněž šroubovaná a opatřená stejným statickým těsněním 155 -312 x 302 x 10.3.



Obr. 29) Dolní ucpávka hydraulických válců

Pro stanovení průměru šroubů dolní ucpávky je nutné stanovit celkovou sílu, působící plochu uvnitř válce, tedy ucpávky.

Síla vyvolaná tlakem hydraulického oleje působící na dolní ucpávku:

$$F_U = p_{jv} * S_U = p_{jv} * \frac{\pi * D_{SU}^2}{4} = 16\,000\,000 * \frac{\pi * 0.25^2}{4} = 785\,398.16 \text{ N}$$

Pro utěsnění ucpávky bude využito celkem 30 šroubů M12. Proto síla působící na jeden šroub:

$$F_{\xi U} = \frac{F_U}{30} = \frac{785\,398.16}{30} = 26\,179.94 \text{ N}$$

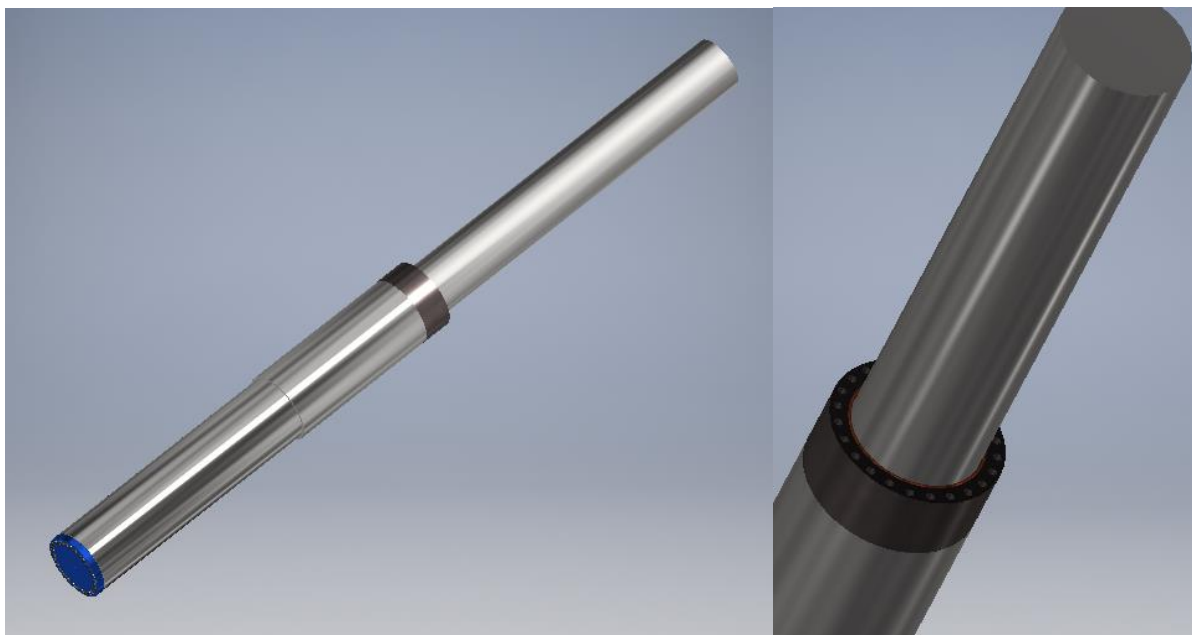
Pro šrouby M12 se uvádí výpočtový průřez $A_{\xi} = 84.3 \text{ mm}^2$, proto napětí ve šroubu:

$$\sigma_{\xi U} = \frac{F_{\xi U}}{A_{\xi U}} = \frac{26\,179.94}{84.3} = 310.56 \text{ MPa}$$

Pro třídu 10.9 je minimální mez kluzu $R_{emin} = 900 \text{ MPa}$, proto bezpečnost šroubu:

$$k_{\xi U} = \frac{R_{emin}}{\sigma_{\xi U}} = \frac{900}{310.6} = 2.9$$

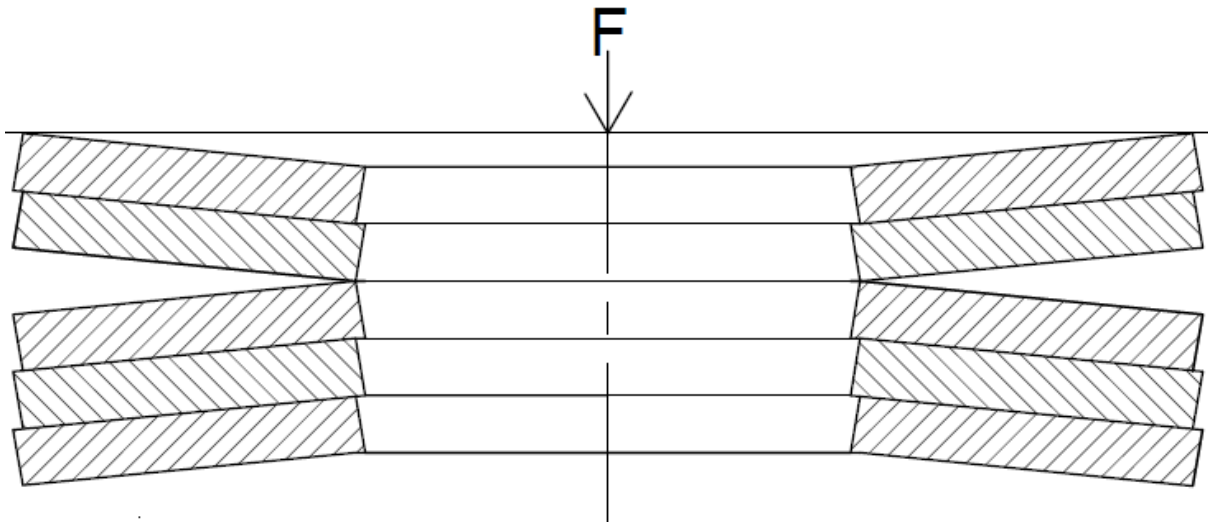
Kompletní hydraulický válec se tedy skládá z válce, horní a dolní ucpávky a plunžru, viz. obrázek 30.



Obr. 30) Kompletní hydraulický válec-vlevo pohled na celek, vpravo pohled na horní ucpávku

7.5 Návrh odpružení stolu

K absorpci a tlumení rázu vzniklých manipulací s výkovkem je využito talířových pružin, které jsou umístěny mezi těleso ložiska a přírubu. Při volbě pružin je nutné zohlednit zatížení spolu se schopností vyvinutí maximální síly. Cílem je sestavit pružiny tak, aby bylo stlačení od zatížení co nejmenší, avšak stále zůstal prostor k deformaci a vyvození další síly. Ke splnění těchto požadavků jsem se rozhodl vrstvit pružiny dle obrázku 31.

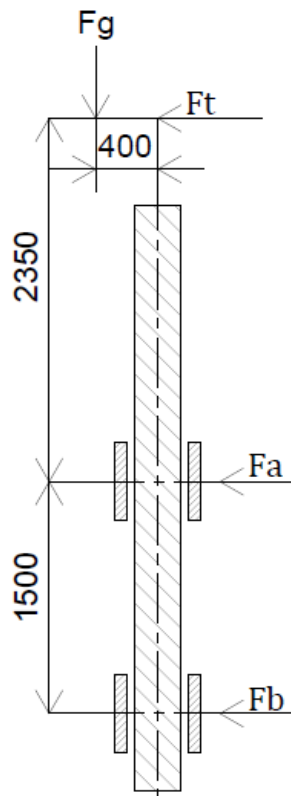


Obr. 31) Vrstvení talířových pružin

Bude využito 4 skupin talířových pružin umístěných symetricky kolem osy stolu vrstvených do pětic. Dle parametrů uvedených v katalogu Hennlich [12] pro pružinu s označením 2111, pružina s vnějším průměrem 250 mm, vnitřním průměrem 102 mm a tloušťkou 12 mm. byla zjištěna vyvinutá síla při stlačení o 25% z možné délky stlačení. Při tomto vrstvení se jedná o délku 3,5 mm. Síla potřebná pro toto stlačení je rovna 1 501 760 N. K stlačení pružin o 75%, tedy o 10,5 mm je nutná síla o velikosti 3 602 940 N, pro vyvolání této síly by výkovek na točnu dopadnul se zrychlením $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Talířové pružiny jsou dimenzovány s dostatečnou rezervou, jak co se mechanického namáhání týče, tak i rozměrů a deformací.

7.6 Návrh sloupu

Ke stanovení působení sil ve sloupu je nutné nejprve určit vzdálenost mezi pouzdry. Kromě samotného namáhání tíhou výkovku namáhá stůl i zatížení od manipulace, tedy pohybu výkovku po desce stolu. Důležité je kontrolovat silové působení ve vysunutém stavu. Silové působení ve sloupu znázorňuje obrázek 30.



Obr. 32) Silové působení v sloupu

Jak z obrázku vyplývá, je použito dvou kluzných pouzder k vedení sloupu, vzdálenost mezi středy pouzder je 1500 mm . Působíště třecí síly od manipulace s výkovkem je ve vzdálenosti 2350 mm od horního pouzdra, tíhové zatížení může být dle maximální dovolené excentricity vzdáleno 400 mm od osy sloupu. Sloup je zatížen na ohyb, proto je nutné stanovit reakce v kluzných pouzdech, z podmínek momentové rovnováhy a silové rovnováhy v horizontálním směru, ve vertikálním není nutno síly určit, jelikož proti tíhové síle působí hydraulické válce.

7.6.1 Stanovení sil působících na sloup

Nejprve je nutno vyjádřit pomocí momentové rovnováhy k bodu A sílu F_b

$$M_A = F_t * 2350 + F_G * 400 - F_b * 1500$$

$$\sum M_A = 0$$

Vyjádření síly F_b z rovnice momentové rovnováhy:

$$F_b = \frac{F_t * 2350 + F_G * 400}{1500} = \frac{370.8 * 2350 + 1234 * 400}{1500} = 910 \text{ kN}$$

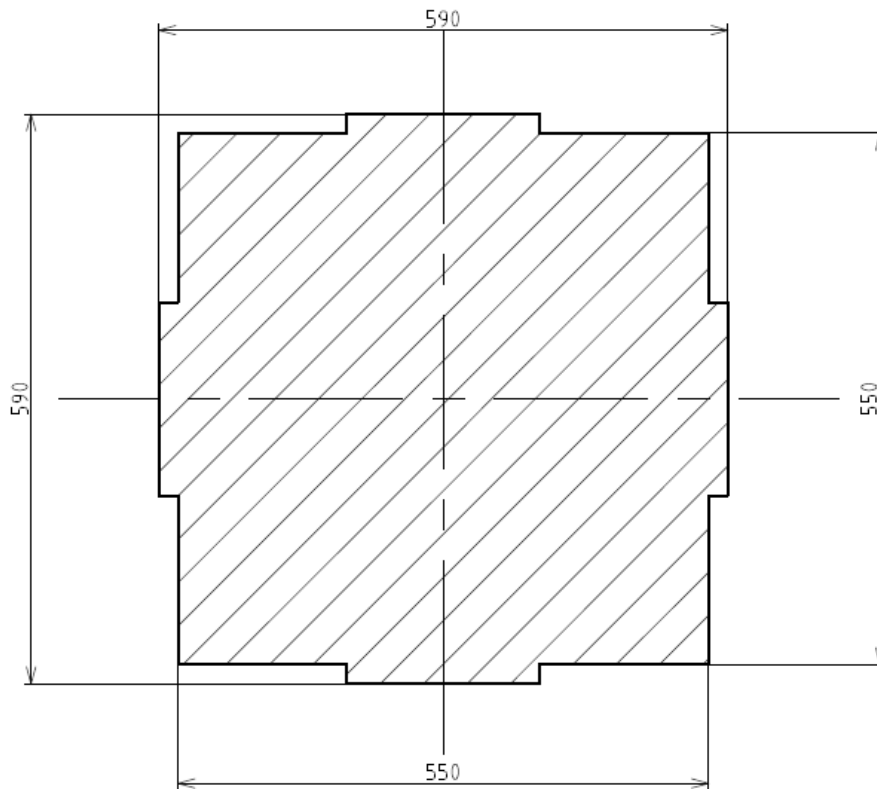
Pomocí silové rovnováhy v horizontálním směru získám sílu F_A

$$\sum F_y = 0$$

$$F_t + F_A + F_B = 0$$

$$F_A = -F_t - F_B = -370.8 - 910 = -1280.8 \text{ kN}$$

Záporné znaménko pouze mění směr síly F_A , z výpočtů tedy plyne, že sloup bude nejvíce namáhán v místě A, tedy v prvním kluzném pouzdru. Vzhledem k nutnosti zamezit pootočení mezi sloupem a rámem jsem se rozhodl použít sloup čtvercového průřezu z materiálu S355J2 o délce hrany v kritickém průřezu $a = 0.55 \text{ m}$, viz obrázek 31.



Obr. 33) Řez kritickým místem sloupu

Pro získání největšího ohybového momentu je proveden výpočet v ložisku A, zatěženého pouze momentem od manipulace a tíhy.

$$M_o = F_t * 2.350 + F_G * 0.400 = 370\,800 * 2.350 + 1\,234\,000 * 0.4 = 1\,364\,900 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu čtvercového profilu je dle vzorce roven:

$$W_o = \frac{a^4}{12} = \frac{0.55^4}{12} = 7.63 * 10^{-3} \text{ m}^4$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1\,364\,900}{7.63 * 10^{-3}} = 178.9 \text{ MPa}$$

Mez kluzu materiálu S355J2: $R_{eH} = 355 \text{ MPa}$

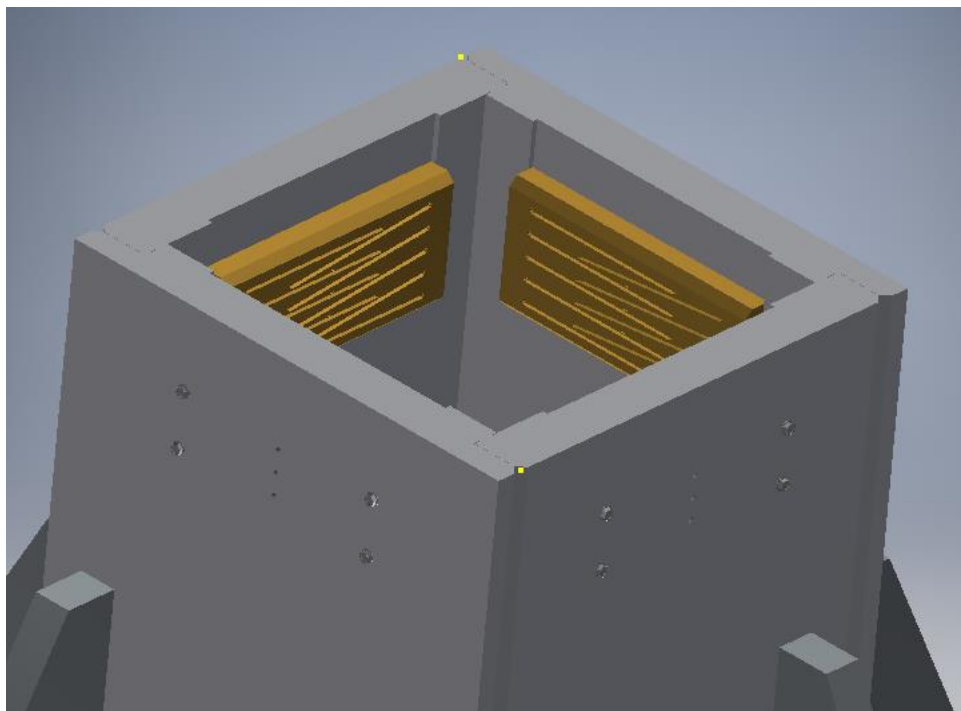
Bezpečnost v ohybu k MSP:

$$k_o = \frac{R_{eH}}{\sigma_o} = \frac{355}{178.9} = 1.98$$

Bezpečnost 1.98 je dostačující, vzhledem ke skutečnosti, že i v případě že by manipulátor smýkal po točně s celou vahou výkovku, k čemuž by v provozu nemělo docházet.

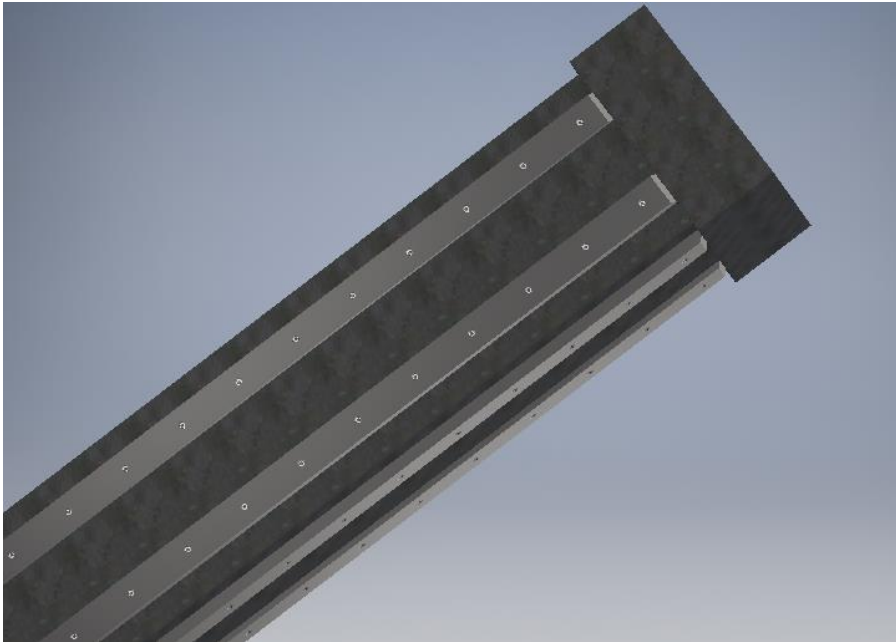
7.6.2 Návrh pouzder ve vedení sloupu

Vedení sloupu bude tvořeno kluznou dvojicí bronz/ocel. Do rámu budou upevněny bronzová kluzná pouzdra o celkem 8 kusů (4 nahoře a 4 dole), o rozměrech $500 \times 200 \times 50 \text{ mm}$ opatřené mazacími drážkami, rám je proto opatřen u každého pouzdra třemi otvory pro maznice. K rámu budou upevněny pomocí 4 šroubů M12 – obrázek 32.



Obr. 34) Horní část rámu spolu s kluznými pouzdry

Druhým členem vedení je sloup, opatřený kluznými lištami z Hardoxu 500, lišty budou broušeny na $Ra = 0.8$, každá bude rovněž opatřena 18-ti otvory pro šrouby M12 (obrázek 33), které budou sloužit k ustavení na sloupu. Celkem bude sloup opatřen 8-mi těmito lištami.



Obr. 35) Sestava sloupu s vodícími lištami z Hardoxu

Běžná tvrdost Hardoxu 500 se pohybuje mez 470-530 HB, z této dvojice je tedy mnohonásobně tvrdší než bronz. Proto se dále budu věnovat posouzení vhodnosti kluzných pouzder. Pro pouzdra bude využito cínového bronzu CuPB30 dle ČSN 42 3184, vyniká výhodnými kluznými vlastnostmi, nízkým součinitelem tření a nízkým opotřebením. Hodnota dovoleného měrného tlaku se pohybuje nad úrovní 30 MPa.

Pro základní posouzení vhodnosti rozměrů kluzných pouzder bude uvažováno s největší silou vyvinout jak tíhou výkovku, tak i manipulací, jedná se o statický tlak vyvíjený na ložisko.

Tlak působící na ložisko v bodě A:

$$p_{LA} = \frac{F_a}{S_{KP}} = \frac{1\,280\,800}{0.200 * 0.150 * 2} = 21.35 \text{ MPa}$$

Tlak působící na ložisko v bodě B:

$$p_{LB} = \frac{F_B}{S_{KP}} = \frac{910\,000}{0.200 * 0.150 * 2} = 15.12 \text{ MPa}$$

Jelikož při samotném působení tíhy výkovku bude reakce v pouzdrech ještě nižší, materiál kluzných ložisek vyhovuje.

7.6.3 Ověření síly hydraulických válců

Jelikož jsem při návrhu hydraulických válců neuvažoval tření ve vedení sloupu, je nutné ověřit velikost třecích sil v pouzdrech a následně ověřit dostatečnou velikost síly, vyvinuté hydraulickými válci. Jelikož třecí síla, působící proti pohybu vedení nepůsobí za klidu, je tudíž vyloučeno, že by se s výkovkem manipulovalo při pohybu stolu, proto následující uvažuje pouze excentrické zatížení, vyvolující reakci v ložiskách.

Využiji opět momentovou rovnici k bodu A, ovšem bez síly vznikající manipulací s výkovkem:

$$M_A = F_G * 400 - F_b * 1\,500$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{BB} = \frac{F_G * 400}{1\,500} = \frac{1\,234 * 400}{1\,500} = 239.067 \text{ kN}$$

Z rovnice silové rovnováhy: $F_a + F_b = 0$ plyne, že reakce v bodě A má stejnou velikost jako v bodě B, pouze působí v opačném směru.

Pro kluzné materiály z bronzu v kontaktu s ocelí se uvádí hodnota součinitele tření $\mu = 0.12$,

Výsledná třecí síla:

$$F_{tA} = \mu * F_a + \mu * F_b = 2 * 0.12 * 239.067 = 57.38 \text{ kN}$$

Požadovaná síla hydraulického válce:

$$F_{Hskut} = F_H + F_{tA} = 657 + 115 = 715 \text{ kN}$$

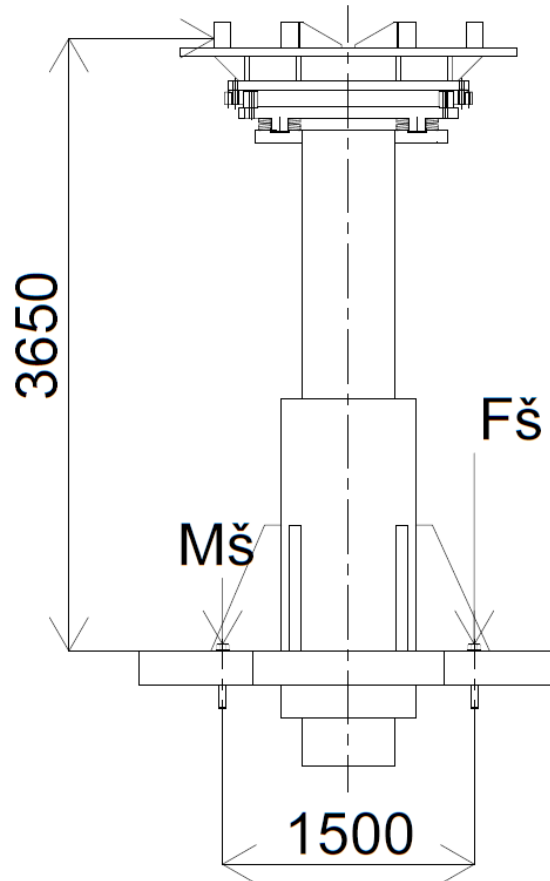
Vyvozená síla hydraulického válce:

$$F_{HVyv} = p_{jv} * S_p = 16\,000\,000 * \frac{\pi * 0.29^2}{4} = 1\,057 \text{ kN}$$

Síla vyvozená hydraulickým válcem je plně dostačující jak pro zdvih tak i pro překonání tření ve vedení otočného zvedacího stolu.

7.7 Návrh ukotvení rámu k základu

Bude využito čtyřech kotevních šroubů M42, třídy 10.9, spojujících desku rámu k základu, šrouby nepůsobí jako nosné prvky, slouží k zachycení klopného momentu. Pro kontrolu je nutné stanovit sílu působící na jeden šroub, dle rozměrů na obrázku 31. Zatížení od výkovku a manipulace je totožné, jako na obrázku



Obr. 36) Silové působení kotevních šroubů

Ke stanovení síly využijí momentovou rovnováhu:

$$M_{\xi} = F_t * 3650 - F_G * (750 - 400) - F_{\xi} * 1500$$

$$\sum M_A = 0$$

Následně síla šroubů:

$$F_{\xi} = \frac{F_t * 3650 - F_G * (750 - 400)}{1500} = \frac{370.8 * 3650 - 1234 * 350}{1500} = 614.35 \text{ kN}$$

Síla působící na jeden šroub je poloviční. Je nutno určit napětí v šroubu. Pro šroub M42 je uváděn výpočtový průřez šroubu $A_{\xi} = 1120 \text{ mm}^2$, pro třídu 10.9. je uváděna nejnižší mez kluzu $R_{emin} = 900 \text{ MPa}$.

Napětí ve šroubu:

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{\xi}}{2 * A_{\xi}} = 274.26 \text{ MPa}$$

Bezpečnost šroubového spoje k MSP:

$$k_{\xi} = \frac{R_{emin}}{\sigma_{\xi}} = \frac{900}{274.26} = 3.28$$

Pro zajištění polohy je vhodné šrouby předepnout, k určení utahovacího momentu budu předpokládat zatížení stolu výkovkem v maximální excentricitě v zasunuté poloze otočného stolu.

$$F_{p\check{s}} = \frac{-F_G * (750 - 400)}{2 * 1500} = \frac{-1\,234 * 350}{1\,500} = 143.97 \text{ kN}$$

Součinitel utahovacího momentu: $K_{\xi} = 0.2$

Utahovací moment k vytvoření předepnutí:

$$M_{p\check{s}} = K_{\xi} * F_{p\check{s}} * D_{\xi} = 0.2 * 143.97 * 0.042 = 1\,209.3 \text{ Nm}$$

Kotevní šrouby se tedy budou utahovat momentem 1210 Nm

8 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh otočného zvedacího stolu s pohonem pomocí hydromotorů a planetových převodovek. Nosnost byla stanovena na 120 tun, spolu s maximální excentricitou 400 milimetrů.

Úvodní část práce je zaměřena na rešerši, zabývající se nejprve problematikou činnosti otočných zvedacích stolů, posléze aktuální produkcí, a nakonec konstrukčními provedeními jednotlivých prvků užívaných při konstrukci těchto stolů. Poznatky získané z této části posloužily jako podklady k návrhu konstrukčních variant.

Následně bylo přistoupeno k samotnému konstrukčnímu provedení zvolené varianty. Na základě technických parametrů bylo zvoleno ložisko točny opatřené ozubeným věncem, na jehož základě byl navrhnout pastorek. Následovně byl navrhnout pohon točny, řešený dvojicí planetových převodovek spolu s axiálními pístovými hydromotory.

Po návrhu pohonného celku bylo možné přistoupit ke konstrukci hydraulických válců, v této práci plunžrového typu. Pilotní byly výpočty potřebné síly k vyvození pohybu stolu, které byly podkladem k dimenzování průměru plunžru a následně i samotného válce, spolu s veškerými. Jelikož hydraulické válce byly navrhnuty s ucpávkami, které byly šroubované, bylo nutné navrhnout i jejich těsnění.

Rozměry hydraulických válců umožnily postoupit k návrhu rámu otočného stolu spolu s vedením otočného stolu. Pro značné namáhání ohybovým momentem byl navrhnout sloup čtvercového průřezu. Vedení sloupu se skládalo z bronzových kluzných pouzder, umístěných v rámu stolu, a vodících lišt z Hardoxu, které byly upevněny k sloupu. Veškeré rozměry byly ověřeny výpočtetně a následně upraveny s ohledem na požadované rozměry otočného zvedacího stolu. V samotném závěru je pak řešeno uchycení rámu k základu.

Diplomová práce může posloužit k dalšímu zkoumání problematiky návrhu otočných zvedacích stolů, rovněž jí lze rozvíjet v rámci pevnostních výpočtů spolu, ale také k implementaci a návrhu automatizačních prvků řízení.

Diplomová práce obsahuje výkresy sestavení, výrobní výkres, seznamy položek, uvedené v přílohách. Výkresová dokumentace byla zpracována v programu Autodesk AutoCAD 2020, 3D modely byly vypracovány v programu Autodesk Inventor Professional 2019. Zadané cíle byly splněny.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] SVOBODA, J. *Planetové převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 9788001018309.
- [3] HARRIS, T. A. a M. N. KOTZALAS. *Advanced Concepts of Bearing Technology*. 5th edition. Boca Raton, Florida: Advanced Concepts of Bearing Technology, 2006. ISBN 978-0-8493-7182-0.
- [4] ŠKOPÁN, M. *Hydraulické pohony strojů*. VUT v Brně, 2009. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/predmety/detail/158542>
- [5] *Zařízení pro volné kování*. Žďár nad Sázavou, Česká Republika, 2016. Dostupné také z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890382.pdf>
- [6] *Slewing bearings*. Ostrava, Pustkovec, 2019. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196809590fe-Slewing-bearings_tcm_12-513670.pdf#cid-513670
- [7] *Swing Drive Mobilex GFB*. Dortmund, Germany, 2016. Dostupné také z: https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/mediadirectory?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=77201&search_action=submit
- [8] *ZOLLERN, Planetary gear units*. Herbetingen, Germany, 2019. Dostupné také z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/zollern/planetary-gear-units/13709-224175.html>
- [9] *Axial piston fixed motor A2FM series 6x*. Germany, 2019.
- [10] *Hydraulické produkty Hennlich*. Litoměřice, 2020. Dostupné také z: <https://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-89.html>
- [11] *SKF spherical plain bearings and rod ends*. Ostrava, Pustkovec, 2019. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680154a05-6116_1-EN_tcm_12-122020.pdf#cid-122020
- [12] *Talířové pružiny Hennlich*. Litoměřice, Česká Republika, 2020. Dostupné také z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-talirove-pruziny-157.html>
- [13] *GLAMA HD: 3D Model* [online]. 2016 [cit. 2020-06-26].
- [14] *Vecchiato Valter: Obrázek* [online]. [cit. 2020-06-26].
- [15] *GLAMA HD: Obrzek* [online]. [cit. 2020-06-26].

10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam tabulek

TAB 1)	TECHNICKÉ PARAMETRY OTOČNÝCH ZVEDACÍCH STOLŮ QHZ 20	
TAB 2)	TECHNICKÉ PARAMETRY OTOČNÝCH ZVEDACÍCH STOLŮ HD21	
TAB 3)	VLASTNOSTI VARIANTY A	35
TAB 4)	VLASTNOSTI VARIANTY B	35
TAB 5)	VLASTNOSTI VARIANTY C	35
TAB 6)	ZHODNOCENÍ SPLNĚNÍ KRITÉRIÍ	36
TAB 7)	ZÁKLADNÍ PARAMETRY LOŽISKA	39
TAB 8)	PARAMETRY HYDROMOTORU A2FM 355	46

10.2 Seznam obrázků

OBR. 1)	INTEGROVANÝ KOVACÍ SOUBOR FIRMY ŽĐAS A.S.	19
OBR. 2)	OTOČNÉ ZVEDACÍ STOLY GLAMA HD.....	20
OBR. 3)	OTOČNÉ ZVEDACÍ STOLY VECCHIATO VALTER.....	20
OBR. 4)	POČÍTAČOVÝ MODEL OTOČNÉHO ZVEDACÍHO STOLU GLAMA HD 1200	21
OBR. 5)	OTOČOVÁ LOŽISKA S VĚTŠÍM POČTEM OBĚŽNÝCH DRAH	22
OBR. 6)	KOMBINOVANÉ KULIČKOVÉ/VÁLEČKOVÉ LOŽISKO	22
OBR. 7)	PROVEDENÍ OZUBENÍ OTOČOVÝCH LOŽISEK	23
OBR. 8)	ZUBOVÉ HYDROMOTORY	24
OBR. 9)	LAMELOVÝ HYDROMOTOR S LAMELAMI UMÍSTĚNÝMI V ROTORU	25
OBR. 10)	AXIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR S NAKLONĚNÝM BLOKEM VÁLCŮ 26	
OBR. 11)	AXIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR SE ŠIKMOU DESKU.....	26
OBR. 12)	RADIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR S KŘIVKOVOU DRÁHOU..	27
OBR. 13)	RADIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR S PÍSTY VEDENÝMI VE STATORU.....	27
OBR. 14)	KONSTRUKČNÍ TYPY JEDNOČINNÝCH A DVOJČINNÝCH HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ	28
OBR. 15)	ŘEZ HYDRAULICKÝM VÁLCEM PLUNŽROVÉHO TYPU	29
OBR. 16)	ŘEZ HYDRAULICKÝM VÁLCEM S PRUŽINOU.....	29

OBR. 17) TELESKOPICKÝ HYDRAULICKÝ VÁLEC S KONSTANTNÍ RYCHLOSTÍ VYSOUVÁNÍ	29
OBR. 18) SCHÉMA JEDNODUCHÉHO PLANETOVÉHO SOUKOLÍ.....	30
OBR. 19) ŘEZ PLANETOVÝM PŘEVODEM S AXIÁLNÍM PÍSTOVÝM HYDROMOTOREM BOSCH REXROTH MOBILEX GFB	31
OBR. 20) 1.KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S DVĚMA HYDRAULICKÝMI VÁLCI	32
OBR. 21) KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S HYDRO-PNEUMATICKÝM TLUMENÍM RÁZŮ	33
OBR. 22) KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TLUMENÍ	33
OBR. 23) KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ S VLOŽENÝM PLANETOVÝM PŘEVODEM	34
OBR. 24) FAKTOR ZATÍŽENÍ LOŽISKA	41
OBR. 25) ZÁVISLOST AXIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ NA KLOPNÉM MOMENTU .	42
OBR. 26) DOPORUČENÉ HODNOTY RADIÁLNÍ VŮLE	43
OBR. 27) TOČNA OTOČNÉHO ZVEDACÍHO.....	48
OBR. 28) ŘEZ HORNÍ UCPÁVKOU VÁLCE SPOLU S TĚSNÍCÍMI A VODÍCÍMI PRVKY	51
OBR. 29) DOLNÍ UCPÁVKA HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ	52
OBR. 30) KOMPLETNÍ HYDRAULICKÝ VÁLEC-VLEVO POHLED NA CELEK, VPRAVO POHLED NA HORNÍ UCPÁVKU	53
OBR. 31) VRSTVENÍ TALÍŘOVÝCH PRUŽIN	54
OBR. 32) SILOVÉ PŮSOBENÍ V SLOUPU.....	55
OBR. 33) ŘEZ KRITICKÝM MÍSTEM SLOUPU	56
OBR. 34) HORNÍ ČÁST RÁMU SPOLU S KLUZNÝMI POUZDRY	57
OBR. 35) SESTAVA SLOUPU S VODÍCÍMI LIŠTAMI Z HARDOXU.....	58
OBR. 36) SILOVÉ PŮSOBENÍ KOTEVNÍCH ŠROUBŮ	60

11 SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy Otočného zvedacího stolu

Výkres sestavy Hydraulického válce

Výkres svařence Rámu

Výrobní výkresy součástí Hydraulického válce

Výrobní výkresy součástí Rámu