

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční návrh pěchovacího stolu o nosnosti 40 t s hydraulickým pohonem k lisu
CKV 2500

Autor: **Jan Beran**

Vedoucí práce: **Ing. Miroslav DUNÍK**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan BERAN**
Osobní číslo: **S15B0053P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Konstrukční návrh pěchovacího stolu o nosnosti 40t s hydraulickým pohonem k lisu CKV2500**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je vypracování rešerše možných konstrukčních řešení pěchovacího stolu a způsobu manipulace s výkovky při kování. Dále se požaduje vypracování konstrukčního návrhu pěchovacího stolu pro konkrétně zadané parametry a pevnostní kontrolu částí stolu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování rešerše na dané téma dle zadání, zhodnocení konstrukčních variant a optimalizovaný výběr.
2. Vypracování konstrukčního návrhu s výpočty pro zvolenou optimální variantu pro konkrétní zadání, návrh hydraulického pohonu a hydraulického schématu.
3. Zhotovení výrobních výkresů dle zadání.
4. Komplexní zhodnocení práce.
5. Závěr.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 2*. Vydavatelství Univerzitní 8, 306 14 Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

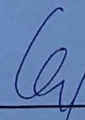
BUREŠ, V. *Části strojů 1*. Plzeň: VŠSE v Plzni – editační středisko, 1988

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Duník**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Miroslav Duník**
Katedra konstruování strojů
Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

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

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Miroslavu Duníkovi za trpělivost a za mnoho cenných rad při konzultacích.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Beran	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Duník	Jméno Miroslav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh přechovacího stolu o nosnosti 40t s hydraulickým pohonem k lisu CKV2500		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	57	TEXTOVÁ ČÁST	57	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá konstrukcí otočného přechovacího stolu o nosnosti 40 t k lisu CKV 2500. V teoretické části je popsán vývoj kovací lisů a manipulátorů, které do konceptu kováren dnes neodlučitelně patří. Dále jsou popsány jednotlivé stroje, které se využívají při výrobě v kovárnách. Praktická část se zabývá návrhem stolu podle zadaných parametrů, MKP kontrolou nejvíce namáhané části a ekonomickou analýzou.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Kování, lisu, konstrukce, CAD, počítačová simulace, mez kluzu, návrh, teplota, bezpečnost</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Beran	Name Jan	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Duník	Name Miroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Structural design of the stamping table with hydraulic traction and load capacity 40 tons to the press CKV 2500		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	57	TEXT PART	57	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This bachelor thesis deals with the construction of the rotary table with load capacity 40 tons to the press CKV 2500. The theoretical part describes the development of forging presses and manipulators, which are now inseparably included in the concept of forges. Then there are described individual machines, which are used in production in forges. The practical part consists of a table design according to the given parameters, FEM by controlling the most stressed part and economic analysis.</p>
KEY WORDS	<p>Forging, presses, construction, CAD, computer simulation, yield point, design, temperature, safety</p>

Obsah

Úvod	3
1 Kování	4
1.1 Historický vývoj kovacích lisů	4
1.2 Historický vývoj manipulační techniky	4
2 Kovací linka	5
3 Hydraulické kovací lisy:	5
3.1 Řada CKV:	6
3.2 Řada CKVX:	7
3.3 Řada CKW:	8
3.4 Řada CKZW:	9
4 Manipulace s výkovky v kovárnách:	9
4.1 Vahadlo	10
4.2 Jeřábové otáčedlo	10
4.3 Kovací manipulátory QKK	10
4.4 Ingotové vozy QHK	11
4.5 Kovářské kleště	11
5 Další příslušenství kováren pro volné kování	12
5.1 Nástrojové manipulátory:	12
5.2 Otočné zvedací stoly QHZ:	13
6 Integrované kovací soubory:	13
7 Výběr optimální varianty	14
7.1 Jednotlivé varianty	14
7.1.1 Pomocí pneumatického pístu	14
7.1.2 Na základě hydrostatického uložení	15
7.1.3 Pomocí tlačných pružin	16
7.2 Zhodnocení variant:	16
7.3 Odůvodnění výběru varianty	17
8 Volba rozměrů jednotlivých částí stolu	18
8.1 Dimenzování kovací desky	19
8.1.1 Namáhání kovací desky tlakem v dotyku při pracovním zatížení	19
8.1.2 Namáhání kovací desky ohybem při pracovním zatížení	20
8.2 Návrh ložiska	23
8.3 Návrh pružin	24
8.4 Návrh motoru a ozubeného převodu	26
8.4.1 Momenty setrvačnosti [11]	26
8.4.2 Volba motoru [12] [13]	27
8.4.3 Návrh ozubeného převodu [13]	29
9 Návrh hydrogenerátoru a hydraulického schématu	29
9.1 Výpočet parametrů hydraulického vedení	30

10	Metoda konečných prvků (MKP).....	34
10.1	Model	35
10.2	Popis výpočtového modelu.....	35
10.3	Okrajové podmínky.....	36
10.4	Zhodnocení výsledků metody MKP	36
10.5	Porovnání výsledků analytické metody a metody MKP	38
11	Popis jednotlivých částí konečného návrhu	39
11.1	Kovací deska.....	39
11.2	Střední část stolu.....	40
11.3	Podstava stolu	41
11.4	Větec pro ozubení	42
11.5	Soustava vnitřní ozubené kolo, pastorek, motor a držák motoru.....	42
11.6	Bronzový kroužek	43
11.7	Čep pro pružiny	43
11.8	Čep pro ložisko	44
11.9	Horní kroužek ložiska	44
12	Ekonomická analýza.....	45
12.1	Ceny nakupovaných částí	45
12.2	Ceny vyráběných součástí	45
12.3	Odhad výrobní a prodejní ceny	46
	Závěr	47
	Seznam obrázků.....	48
	Seznam tabulek.....	50
	Seznam příloh.....	51
	Výkresová dokumentace	51
	Citovaná literatura	52
	Zdroje obrázků	53
	PŘÍLOHA Č. 1	54

Přehled použitých symbolů a zkratek

Vnitřní průměr	d [mm]
Bezpečnost k mezi kluzu	k [-]
Dovolené napětí	σ_D [MPa]
Napětí při mezi kluzu	R_e [MPa]
Poloměr	r [mm]
Průhyb	w [mm]
Zatěžující síla působící na desku	P [N]
Integrační konstanta	C [-]
Reakční síla po obvodu dosedu desky	q_r [N]
Desková tuhost	D [N*mm ⁻¹]
Poloměr kovací desky k dosedu	a [mm]
Poissonova konstanta	μ [-]
Redukované napětí v kruhové desce	σ_{red} [MPa]
Radiální napětí v desce	σ_r [MPa]
Tangenciální napětí v desce	σ_φ [MPa]
Modul pružnosti v tahu	E [MPa]
Tloušťka desky	h [mm]
Síla působící na ložisko	F_l [MPa]
Hmotnost	m [kg]
Statická bezpečnost	s_0 [-]
Dynamická bezpečnost	s [-]
Potřebná síla pružin	F_p [MPa]
Moment setrvačnosti	I [kg*m ²]
Otáčky stolu	n_s [MPa]
Třecí moment v axiálním ložisku	$M_{a.l.}$ [N*m]

Točivý moment	$M [N \cdot m]$
Převodový poměr	$i [-]$
Počet zubů	$z [-]$
Modul ozubeného převodu	$m [mm]$
Šířka ozubení	$b [mm]$
Účinnost	$\eta [-]$
Objem	$V [m^3]$
Průtok	$Q [\frac{m^3}{s}]$
Průřez	$S [m^2]$
Rychlost	$v [\frac{m}{s}]$
Průměr	$d [m]$
Tlaková ztráta	$\Delta p [Pa]$
Ztrátový součinitel	$\lambda [-]$
Metoda konečných prvků	MKP
Milimetr	mm
Newton	N
Pascal	Pa
Kilogram	kg

Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem otočného pēchovacího stolu QWK 40, který je určen pro vřkovky do hmotnosti 40 t. Součástí návrhu jsou analytické vřpočty a MKP kontrola nejvíce namáhané části. Slouží k napēchování polotovarů, k rozkování a srovnání čel pro výrobu koutoučů a kroužků. Tento stůl patří do souboru s hornotlakým hydraulickým lisem CKV 2500, ten může dále obsahovat kolejový manipulátorem QKK a ingotový vůz QHK. Dále se práce zabývá rešeršním popisem způsobu manipulace s vřkovky v kovárnách.

Popis činnosti otočného pēchovacího stolu QWK 40

Umistřuje se na kovací desku lisu a fixuje se pomocí vybrání pro spodní kovadlo v kovací desce. Pomocí hadicových přívodů s rychlospojkami je realizováno propojení s čerpadlovým pohonem stanice lisu. Vrchní kovací deska, na kterou se vkládají kované polotovary, se krokově otáčí pomocí hydromotoru. Otáčení je řízeno z centrálního ovládacího pultu. Váhu kovací desky, tvářeného polotovaru, ložiska a dalších částí nadzdvihují pružiny, které umožňují volné pootáčení stolu. Při kování na pružiny působí mnohem vyšší síla, kovací deska dosedne na tělo stolu. Při odlehčení pružiny nadzdvihnou kovací desku, ta se může znovu pootočit. Po dokončení operace se otočný stůl vyjme z kovací desky a umístí se zpět spodní kovadlo lisu. [1] [2]



Obrázek 1-Otočný kovací stůl QWK [1]

1 Kování

Kování je beztržiskové tváření kovu. Tváření probíhá působící silou nebo úderem bicharu. Dále ho rozdělujeme na volné a zápustkové. Tyto metody mohou probíhat za tepla, za poloo-hřevu nebo za studena. Materiál při této technologii tolik neztrácí svou pevnost, naopak hou-ževnatost materiálu roste. Další výhodou je minimální odpad po dosažení požadovaného tva-ru.

1.1 Historický vývoj kovacích lisů

Společně s poznáním možností využití kovů, se začaly postupně vyvíjet i hutní technologie. První zmínky o ručním zpracování železa jsou již z 8. století před Kristem. Technologie se vyvíjela od ručního kování, přes jednoduché padací berany, u kterých se využívalo kinetické energie. Kolem počátku našeho letopočtu v Řecku vznikly první vřetenové lisy, které sloužily pro lisování vinné révy a olivového oleje. V pozdější době se tyto lisy používaly jako tiskař-ské a pro ražbu mincí. Z důvodu potřeby stále větší kovací síly se začalo pro pohon tvářecího mechanismu využívat energie vody. Již ve 14. století vznikaly ve střední Evropě první žele-zářské vodní hamry. K dalšímu velkému pokroku v hutních technologiích došlo až koncem 18. století se zavedením parního a později v 19. století uvedením do provozu spalovacího a elektrického pohonu. Na přelomu 19. a 20. století dochází k rozvoji hydraulických lisů.

V roce 1928 byl postaven lis o síle 150 MN. V Německu roku 1951 byl postaven lis o síle 300 MN, později 500 a 750 MN. Mezi léty 1971 a 1973 byl na Vysoké škole strojní a elektrotechnické (předchůdce Západočeské univerzity v Plzni) ve spolupráci s TS škoda navr-žen lis o síle 1000 MN při pracovním tlaku 50 MPa. V současné době mají hydraulické lisy široké využití, v některých odvětvích strojírenství jsou prakticky nenahraditelné. Konstrukteři zamýšleli navrhnout stroj o síle až 5000 MN, v současné době však není limitující velikost hydraulického lisu, ale dostupnost technologie pro výrobu tak velkého ingotu, z kterého by byl výrobek vykován. [4]

1.2 Historický vývoj manipulační techniky

S vývojem tvářecích strojů souvisí také vývoj manipulačních prostředků. Na úplném začátku kováři používali k manipulaci pouze vlastní sílu, pro manipulaci s většími výkovky musela být skupina dělníků. K dalšímu významnému vývojovému stupni došlo po vynálezu jeřábu s řetězovým otáčedlem. V současné době se pro zvýšení produktivity práce a bezpečnosti vy-užívá manipulatorů a dalších manipulačních prostředků. [2]

2 Kovací linka

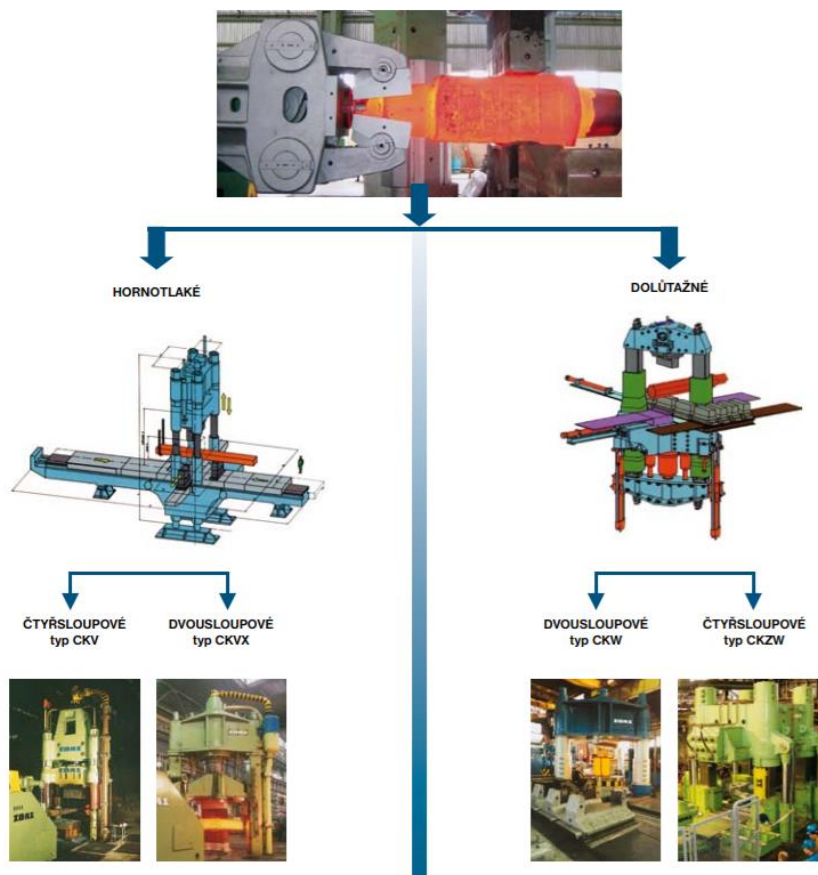
Kovací linku tvoří soubor strojů a zařízení. Pomocí tohoto souboru je možné dosáhnout dané technologie výroby. Mezi hlavní členy linky patří lisy, jeřáby, ingotové vozy, kovací stoly, manipulátory a další zařízení.



Obrázek 2-Příklad kovací linky [2]

3 Hydraulické kovací lisy:

Rozdělení hydraulických kovacích lisů



Obrázek 3- Rozdělení kovacích lisů [1]

3.1 Řada CKV:

Hydraulické lisy řady CKV jsou hornotlaké, se čtyřmi sloupy. Využívají se především v kovárnách, kde podmínky nedovolují hlubokou zástavbu základů na příklad z důvodu vysoké hladiny spodních vod. Lisy této řady jsou vhodné pro veškeré operace volného kování z ocelí i neželezných kovů. Lisovací válce působí na výkovek shora přes pohyblivou traverzu, na níž je upevněno horní kovadlo. Skládaný nepohyblivý rám tvoří čtyři kované sloupy, které jsou uloženy s předepětím v náboji horní a spodní traverzy. Horní kovadlo spolu s držákem kovadla je upevněno na pohyblivé traverze, která je uložena tzv. tříbodovým systémem. Lisovací síla je vyvozena jedním nebo třemi lisovacími válci, zpětný pohyb umožňují zpětné válce, které jsou upevněny v horní traverze. Tyto lisy umožňují kovat s poměrně velkou excentricitou kovací síly. Lisy CKV mají robustní vertikální konstrukci, která zajišťuje vysokou životnost zařízení. Pro snímání polohy lisu jsou využity inkrementální nebo absolutní čidla, jejichž údaje jsou odesílány do řídicího počítače. Programové vybavení umožňuje řízení celého integrovaného kovacího souboru. Lisy řady CKV standardně využívají pro pohon 3-5 % emulzi vody s minerálním olejem, možné je i využití čistého minerálního oleje. Lisy této řady jsou vyráběny s tvářecí silou od 6,3 MN do 140 MN. Nevýhodou této varianty oproti dvousloupové verzi jsou dvě slepá místa z řídicího stanoviště, horší přístup k lisu a možnost vykovat výkovek jen takových rozměrů, které se vejdu mezi sloupy lisu. Oproti dolůtažné verzi je mnohem vyšší a při styku uniklé pracovní kapaliny může dojít k požáru. Naopak výhodou oproti dvousloupové verzi je větší dovolená excentricita lisovací síly. Výhodou hornotlakých lisů je menší zástavbová hloubka základů, pracovní válce, pohyblivé části a uložení vodících systémů nad podlahou (lepší přístupnost při poruše). [1]



Obrázek 4-CKV 2250 – Lis řady CKV s kolejovým manipulátorem [1]

3.2 Řada CKVX:

Moderní hydraulické lisy řady CKVX jsou hornotlaké lisy nové koncepce se dvěma sloupy. Splňují předpoklady ekonomické výroby kvalitních výkovků s přesnějšími tolerancemi. Lisy této řady jsou vhodné pro veškeré operace volného kování. Vyznačují se děleným rámem, který je složen z horní a spodní traverzy. Traverzy jsou spojeny pomocí dvou sloupů. Lisovní a zpětné válce jsou uloženy v horní traverze. Třístupňová varianta je vybavena dvojčinnými postranními lisovnými válci, tyto válce slouží také jako zpětné válce. Pohyblivá traverza je upevněna v tříbodovém vedení. Toto vedení je tvořeno pístem v lisovném válci a dvěma plochými vedeními na sloupech rámu. Uspořádání ploch vedení je klínovité směrem do středu. Lisy CKVX mají robustní vertikální konstrukci, díky kterým má zařízení vysokou životnost. Tuhý rám a vedení umožňuje těmto lisům kovat s větší excentricitou. Další výhody jsou mělký základ a zlepšený výhled na kovádlu lisu. Pro pohon lisu je možné využít přímý hydraulický pohon nebo akumulátorový s 3-5 % emulzi vody s minerálním olejem. Veškeré prvky všech typů pohonů zajišťují vysokou ohleduplnost k životnímu prostředí a bezporuchový chod. Pro snímání poloh lisu jsou využity inkrementální nebo absolutní čidla, jejichž údaje jsou odesílány do řídicího počítače. Programové vybavení umožňuje řízení celého integrovaného kovacího souboru. Lisy této řady jsou vyráběny s tvářecí silou od 6,3 MN do 75 MN. [1]



Obrázek 5-CKVX 1250 – Kovárna ŽDAS [1]

3.3 Řada CKW:

Hydraulické lisy řady CKW jsou dolůtažné, se dvěma sloupy. Využívají se především v kovárnách, kde je vyžadováno nižších strojů za cenu zástavbové hloubky základů. Lisy této řady jsou vhodné pro veškeré operace volného kování z ocelí i neželezných kovů. Lisovací válce jsou upevněny v pevné střední traverze a stahují spodní příčník směrem dolů tak, že kovadlo, které je uchyceno v horním příčníku rámu, je taženo do materiálu. Lisy CKW mají robustní vertikální konstrukci s dlouhým vedením pohyblivého rámu ve střední traverze a bezztrátový oběhový olejový mazací systém, díky kterému mají vodící lišty a celé zařízení vysokou životnost. Pro snímání pohybu lisu jsou využity lineární bezkontaktní snímače, z nichž jsou údaje odesílány do řídicího počítače. Programové vybavení umožňuje řízení celého integrovaného kovacího souboru. Pohon lisů CKW je dodáván s přímým olejovým pohonem, který je umístěn pod podlahou. Lisy této řady jsou vyráběny s tvářecí silou od 6,3 MN do 70 MN. Nevýhodou této varianty je oproti čtyřsloupové verzi poloviční systém vedení a menší dovolená excentricita lisovací síly. Oproti hornotlaké verzi má větší zástavbovou hloubku a pracovní válce, pohyblivé části a vodící systémy jsou uloženy pod podlahou (horší přístupnost při poruše). Naopak výhodou oproti čtyřsloupové verzi je jen jedno slepé místo z řídicího stanoviště, přístup k lisu je volnější a s tím souvisí i možnost vykovat kruhový výkovek mnohem větších rozměrů. Výhodou dolůtažných lisů je nižší výška nad podlahou a v případě poruchy hydraulického vedení se pracovní kapalina zadrží v záchytných jamkách přímo pod lisem. [1]



Obrázek 6-Kovací soubor s lisem CKW 6300 a manipulátorem QKK 80 – Írán [1]

3.4 Řada CKZW:

Hydraulické lisy řady CKZW jsou dolůtažné, se čtyřmi sloupy. Střední traverza, která je uložena na čtyřech sloupech, tvoří nosnou část lisu. Pohyblivý rám je složen z horní a dolní traverzy a čtyř sloupů čtvercového profilu. Ve střední traverze jsou zabudovány čtyři lisovní válce, které vyvozuji lisovací sílu. Lisovní válce jsou plunžrového typu. Čtyři zpětné válce zajišťují zpětný pohyb rámu. Lis CKZW je určen pro výrobu železničních kol za tepla. Na tomto lisu se pomocí nástrojů provádí operace pěchování a tvarování. Nástroje jsou uchyceny na spodní a horní kovací desce. Spoje sloupů a traverz pohyblivého rámu jsou předepnuty hydraulickými maticemi. Pro pohon lisu je možné využít přímý hydraulický pohon nebo akumulátorový s 3-5 % emulzi vody s minerálním olejem. Veškeré prvky všech typů pohonů zajišťují vysokou ohleduplnost k životnímu prostředí a bezporuchový chod. Lisovní sílu lze zvýšit pomocí multiplikátoru vertikální koncepce. Ten je složen z horního a spodního válce rozdílných průměrů. Píst s pístnicí je uložen v dutině válce. Lisy této řady jsou vyráběny s tvářecí silou 56 MN. [1]



Obrázek 7-Lis CKZW 5600/6500 – Bonatrans Bohumín [1]

4 Manipulace s výkovky v kovárnách:

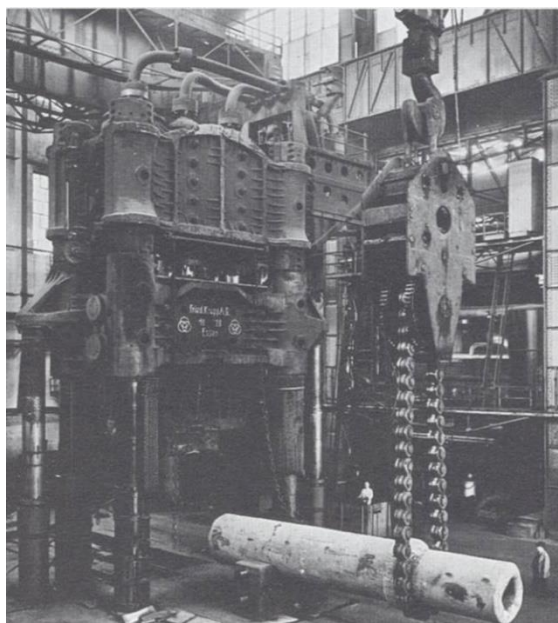
Pro manipulaci s výkovky v kovárnách se využívá spousta různých ručních a strojních manipulačních prostředků. Tyto prostředky zvyšují produktivitu a bezpečnost práce při manipulaci s výkovky a ingoty s co nejmenším vynaložením síly obsluhujících pracovníků. Starší způsoby manipulace s výkovky v kovárnách představuje vahadlo a jeřábové otáčedlo. Základní prostředky budou dále popsány.

4.1 Vahadlo

Vahadlo tvoří vykovaná tyč, na konci které je vyroben axiální otvor pro zasunutí čepu. Čep je předkován z hlavy ingotu. Ingot se pomocí čepu nasadí do vahadla, které je zavěšeno na řetězu otáčedla kovacího jeřábu (speciální typ jeřábu, který pomocí pružin při zalisování prosedne). Vahadlo s ingotem musí být na řetězu v rovnováze, pokud tomu tak není, musí se soustava dodatečně vyvážit pomocí vyvažovacích kotoučů. Tento způsob je velmi náročný na obsluhu lisu, pomalý a nebezpečný, proto se v moderním provozu využívají kovací manipulatory. [2]

4.2 Jeřábové otáčedlo

Zařízení je zavěšeno na háku kovacího jeřábu. Pomocí elektromechanického pohonu otáčí řetězem, ve kterém je zavěšen výkovek. Otáčení řetězu způsobuje otáčení výkovku. Řetěz se otáčí stále, při sevření výkovku lisem řetěz klouže po výkovku. [2]



Obrázek 8-Využití jeřábového otáčedla při kování [3]

4.3 Kovací manipulatory QKK

Slouží pro manipulaci s výkovkem během kování. Jsou vybaveny čidly, která slouží ke sledování hlavních pohybů, mezi ně patří pojezd, vertikální pohyb a otáčení kleští. Veškeré pohyby manipulatoru jsou zajištěny hydraulicky, proto je vybaven vlastním hydraulickým pohonem s vakuovými akumulátory. S výkovkem lze pohybovat přímočaře ve všech třech souřadných osách, naklápět v horizontální i vertikální rovině a otáčet kolem podélné osy. Rychlosti všech pohybů jsou regulovatelné. Manipulatory umožňují ruční řízení nebo automatické ovládání pomocí impulsů od lisu. Pokud jsou v jednom souboru použity dva manipulatory, je nutné

sledovat i příčný a podélný posuv nosníku kleští v rámu stroje. V takovém případě jsou kladeny vysoké nároky na řídicí systém, jelikož ve výkovku musí působit stálé podélné tahové napětí. Nosnost základní řady těchto manipulátorů je 3, 5, 8, 12 a 20 a 35 tun. Dosud největší vyrobený manipulátor má nosnost 100 t. [1] [2] [3]



Obrázek 9- Kovací manipulátor QKK 100, CSOC, Čína [2]

4.4 Ingotové vozy QHK

Pro dopravu ingotu nebo výkovku v kovárnách slouží kolejové ingotové vozy. Zajišťují dopravu ohřátého ingotu z pece ke kleštím kovacího manipulátoru, případně odvezení hotového výkovku. Vozy jsou opatřeny svařovaným rámem se čtyřmi nebo třemi nápravami. Na radiálně-axiálním ložisku je uchycena točna, která umožňuje natáčení převáženého ingotu nebo výkovku. Pohyb veškerých částí stolu je řešen elektrickými motory a převodovkami s čelním ozubením. Napájení zajišťuje kabel na navijáku, který je umístěn v hale nebo přímo na voze. [1]

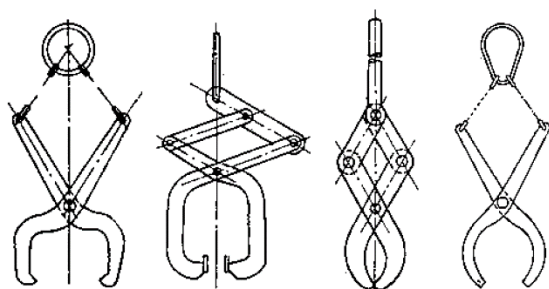


Obrázek 10-Ingotový vůz kolejový [1]

4.5 Kovářské kleště

Slouží pro manipulaci s výkovky kruhového a čtvercového (obdélníkového) průřezu při kování. Dělí se mezi ruční, samosvorné a automatické, které vyrábí firma Žďas pod názvem řady QMJV. **Ruční** kleště se využívají při kování malých výkovků, u kterých pro manipulaci

stačí jeden nebo více dělníků. **Samosvorné** kleště mají pákový mechanismus, kterým se kleště při položení rozevírají a při zvedání svírají. Tvar kleští se vždy přizpůsobuje tvaru výkovku. Využití mají například při dopravě výkovku z pece k lisu, při odvozu hotových výkovků od lisu nebo při vyjímání výkovků z pece. Samosvorné kleště se vyrábí do nosnosti 50 t. U **automatických** kleští je pákový mechanismus nahrazen hydraulickými válci, výkovek je tedy možné uvolnit i po zvednutí. Tyto kleště jsou vyráběny až do nosnosti 200t. [1] [2]



Obrázek 11-Typy samosvorných kovářských kleští vlevo, automatické kovářské kleště od firmy ŽDAS QMJV vpravo [3] [1]

5 Další příslušenství kováren pro volné kování

Mezi další příslušenství patří například nástrojové manipulátory, otočné kovací stoly (toto téma bylo již popsáno v úvodu) a otočné zvedací stoly.

5.1 Nástrojové manipulátory:

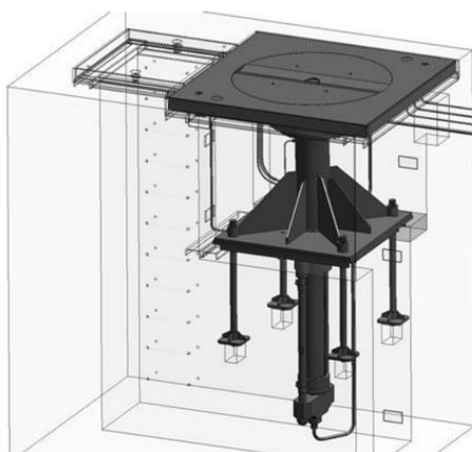
Dělí se na kolejové QNK a kolové QNM. Využívají se pro manipulaci s nástroji, jejichž hmotnost nedovoluje ruční manipulaci. Mezi tyto nástroje patří např. nože, děrovací trny a sekáče. [1]



Obrázek 12-Nástrojový manipulátor QNM [2]

5.2 Otočné zvedací stoly QHZ:

Tyto stoly jsou pevně ustanoveny v základu lisu obvykle mezi kolejemi manipulátoru. Slouží pro zvednutí a otočení výkovku tak, aby bylo možné manipulátorem nebo vahadlem uchopit druhý konec výkovku. Skládá se ze stojanu, který je pevně uchycen v základu lisu, a otočné pracovní desky. Ve stojanu jsou umístěny dva hydromotory. Jeden přímočarý, který slouží pro zvedání pracovní desky, druhý rotační, který slouží pro otáčení pracovní desky. Točna (pracovní deska) je při nečinnosti v úrovni podlahy, k vysunutí dochází pouze při otáčení výkovku. [1] [2]



Obrázek 13-Model otočného zvedacího stolu QHZ

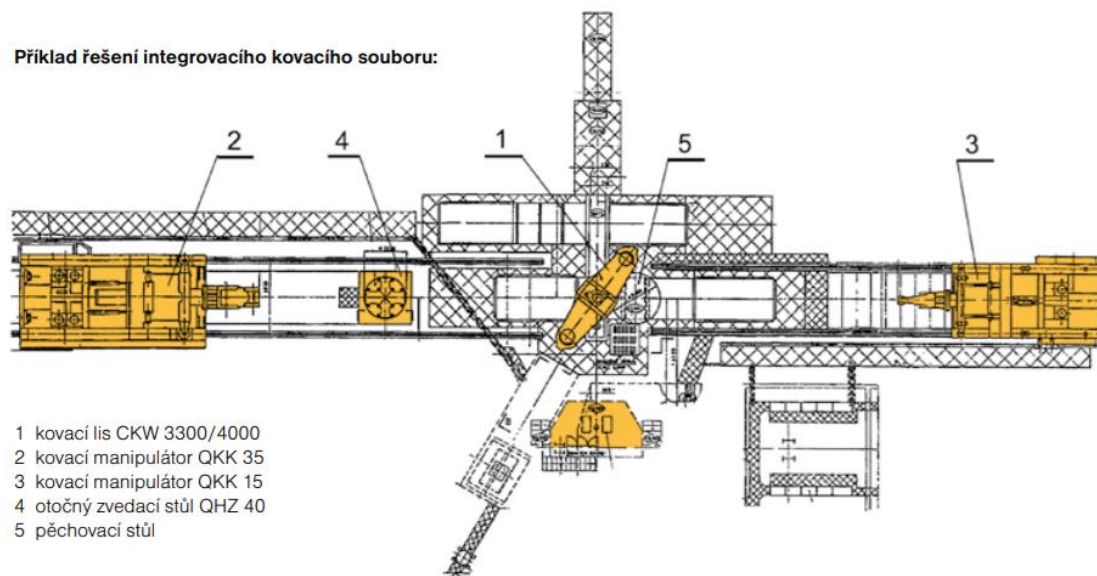
6 Integrované kovací soubory:

Integrované kovací soubory jsou složené z hydraulického kovacího lisu a jednoho nebo dvou manipulátorů. Pomocí elektronického zařízení ve spolupráci s programovatelným automatem je umožněno ruční i automatické ovládání včetně integrace lis - manipulátor. Na základě požadavků zákazníka je možné kovací soubor doplnit například nástrojovým (nářad'ovým) manipulátorem, otočným zvedacím stolem, ingotovým vozem, nebo různými nářad'ovými sadami podle požadavků technologie výroby.

Řízení kovacího souboru je zajištěno jedním pracovníkem u ovládacího pultu v odhlučněné a klimatizované kabině. Pomocí ovládacích tlačítek si operátor vybírá požadovaný režim ovládání na základě potřebné technologie výroby. Po zavedení automatického kování na rozměr s přesností

± 1 mm, zavedení diagnostiky procesu a poruch a automatického systému výměny nástroje se velice snížili fyzické nároky obsluhy lisu. Tyto systémy přispěly ke zvýšení jakosti výroby, snížení velikosti technologických přídatků a zvýšení produktivity práce.

V řídicí části je umístěn programovatelný řídicí systém, který umožňuje řízení jednotlivých strojů souboru a sledování jejich chodu. Dále lze zobrazit důležité stavy jednotlivých agregátů. Díky vysokému stupni automatizace a kontroly důležitých fází technologického procesu umožňuje kovací soubor komfortní obsluhu. [1]



Obrázek 14-Kovací soubor s lisem CKW 3300 – Birmingham, Anglie [2]

7 Výběr optimální varianty

V první řadě je třeba určit tři varianty, které se později zhodnotí v jednotlivých kategoriích. Při konstrukčním návrhu nás zajímají dva hlavní systémy. Systém otáčení stolu a s ním související systém přizvednutí kovací desky, který umožňuje její pootočení. Jelikož pro mechanismus pohonu otáčení stolu je velmi složité najít jinou vyhovující variantu, liší se varianty pouze v systému zvedání kovací desky.

7.1 Jednotlivé varianty

V následující kapitole budou popsány navržené varianty.

7.1.1 Pomocí pneumatického pístu

První konstrukční návrh je založen na pneumatickém pístu, do kterého je přiveden vzduch o tlaku šesti atmosfér. Funkce je zajištěna elasticitou vzduchu a škrťícím ventilem na výstupu z pístu. Při vyšší zátěži dosedne kovací deska na podstavu. Otáčení stolu zajišťuje hydromotor s příslušným převodem.

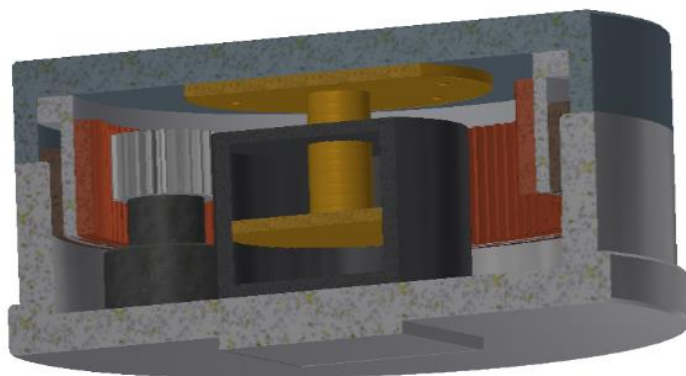
Následující výpočet ověřuje reálnost řešení.

$$r = \sqrt{\frac{F}{P * \pi}} = \sqrt{\frac{519869,355}{6 * \pi}} = 166,072 \text{ mm}$$

Minimální vnitřní průměr pístu by tedy musel být přibližně 332,144 mm.

Výhody – Rozvody tlakového vzduchu jsou po celé výrobní hale. Větší bezpečnost oproti hydraulickému vedení, když vezmeme v potaz, že se pracuje s ingoty ohřátými na velmi vysokou teplotu.

Nevýhody – Konstrukce pístu by byla náročná a drahá. Dále složitější montáž stolu a vyšší náročnost údržby.



Obrázek 15-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení pomocí pneumatického pístu

7.1.2 Na základě hydrostatického uložení

Druhý návrh je založen na principu hydrostatického ložiska. Olej pod tlakem vytvoří mezi kovací deskou a podstavou tenkou vrstvu maziva, po které kovací deska klouže. Otáčení stolu u této varianty zajišťuje hydromotor s příslušným převodem.

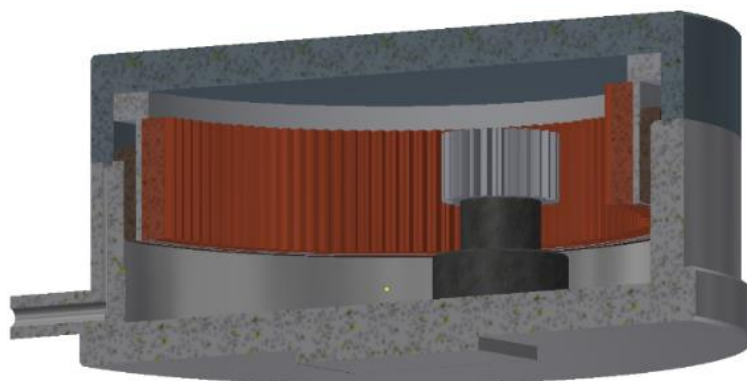
Následující výpočet ověřuje reálnost řešení pro tlak média $P = 10 \text{ MPa}$

$$r = \sqrt{-\frac{F}{P * \pi} + R^2} = \sqrt{-\frac{F}{P * \pi} + R^2} = 1394,077 \text{ mm}$$

Potřebná plocha pro nadlehčení desky je tedy $S = 51986,936 \text{ mm}^2$

Výhody – Velkou výhodou je mnohem nižší váha než u ostatních řešení. Díky odstranění středního členu také snazší smontovatelnost. Zdvih pracovní desky je velmi malý, z toho plynou mnohem menší rázy než u ostatních řešení.

Nevýhody – Velmi složitá konstrukce hydraulických vedení skrz podstavu stolu, z toho plyne i narušení statiky stolu. Vyšší energetické náklady. Vyšší náklady na výrobu.



Obrázek 16-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení na základě hydrostatického uložení

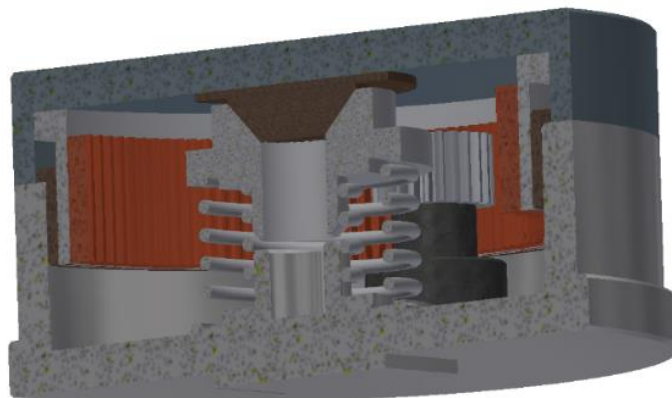
7.1.3 Pomocí tlačných pružin

Třetí varianta je založena na tlačných pružinách, při vyšší zátěži kovací deska dosedne na podstavu. Otáčení stolu zajišťuje hydromotor s příslušným převodem.

Jelikož se tento způsob konstrukce již osvědčil a používá se v běžném provozu, neprováděl jsem předběžný výpočet pro ověření reálnosti řešení.

Výhody – Velkou výhodou tohoto řešení je teoreticky bezúdržbový chod. Menší složitost konstrukce a s tím související nižší náklady na výrobu.

Nevýhody – Složitá montáž z důvodu velkého počtu částí zvedacího mechanismu. Nutnost využít valivého elementu pro otáčení stolu.



Obrázek 17-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení pomocí tlačných pružin

7.2 Zhodnocení variant:

Pro výběr optimálního řešení jsem využil metody ohodnocení variant ve dvou kategoriích. Zkoumal jsem ekonomické a technické vlastnosti jednotlivých variant. Pod technické jsem zařadil ergonomické a ekologické vlastnosti, vliv na okolí, provozní vlastnosti a výrobní vlastnosti. V tabulce č. 1 je znázorněn systém hodnocení variant podle jednotlivých kritérií. V tabulce č. 3 je znázorněno hodnocení v jednotlivých kategoriích a konečné výsledky.

Tabulka 1-Systém hodnocení variant v jednotlivých kritériích

4 - Výborné
3 - Velmi dobré
2 - Dobré
1 - Dostatečné
0 - Nedostatečné

Tabulka 2-legenda

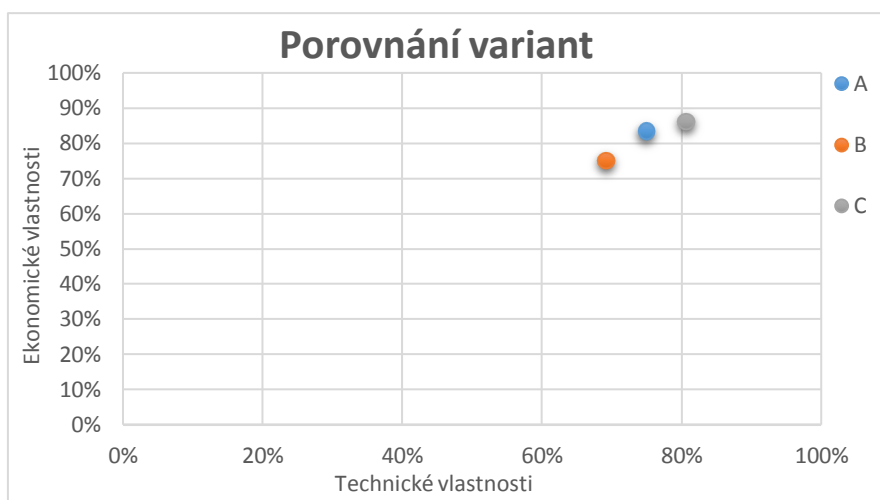
A - Pneumatický píst
B - Hydrostatické uložení
C - Tlačné pružiny

Tabulka 3-hodnocení variant v jednotlivých kategoriích

Vlastnosti		A	B	C
Ekonomické vlastnosti	Náklady na návrh a vývoj	3	3	4
	Montážní náklady	3	4	3
	Provozní a servisní náklady	3	2	4
	Požizovací cena	3	2	3
	konkurenceschopnost	3	3	3
	Návratnost investic	4	4	4
	náklady na obrábění	4	3	3
	náklady na odlitky	4	4	3
	náklady na nakupované věci	3	2	4
Celkově		30	27	31
Ergonomické a ekologické vlastnosti	Bezpečnost vůči člověku	4	4	4
	Vliv na životní prostředí	4	2	3
	Vzhled	3	3	3
Vliv na okolí	Hluk	4	3	4
Provozní vlastnosti	Spolehlivost a bezpečnost	3	3	3
	Životnost	3	3	4
	Snadná obsluha	3	3	3
	Snadná údržba	3	3	4
	Nároky na energii	3	3	4
	Nároky na servis	3	3	4
Výrobní vlastnosti	Snadná vyrobiteľnosť	3	2	3
	Snadná smontovatelnost	3	4	3
Celkově		39	36	42

7.3 Odůvodnění výběru varianty

Již z tabulky č. 2 je zřejmé, že nejlepší hodnocení má varianta C s tlačnými pružinami. Tato varianta má nejlepší hodnocení v obou základních požadovaných kategoriích a to jsou ekonomické a technické vlastnosti. Pro názornost přikládám graf s procentuálním srovnáním ekonomických a technických vlastností jednotlivých variant.



Obrázek 18-Graf znázorňující poměr mezi technickými a ekonomickými vlastnostmi jednotlivých variant

8 Volba rozměrů jednotlivých částí stolu

Pro volbu rozměrů jednotlivých částí stolu jsem využil daných parametrů a rozměrů využitého lisu CKV 2500 a požadovaných parametrů navrhovaného stolu QWK 40. Průměr stolu jsem zvolil 2800 mm. Rozměr je volen na základě velikosti mezery mezi sloupy lisu, která činí 3100 mm. V tabulkách č. 4 a 5 jsou znázorněny parametry využitého lisu a navrhovaného otočného stolu.

Tabulka 4-Základní parametry využitého lisu [3]

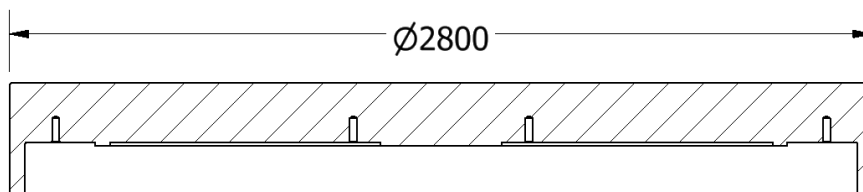
TYP LISU	CKV 630	CKV 1000	CKV 1600	CKV 2500	CKV 4000
Lisovní síla [MN]	6,15	9,8	16,6	26,4	42
Pracovní tlak [MPa]	25				32
Počet pracovních válců	1		3		
Zdvih plunžrové traverzy [mm]	1000	1250	1400	1800	2250
Světlná výška lisu [mm] (výška mezi traverzami)	2000	2500	2800	3900	4500
Šířka horní traverzy [mm]	1070	1250	1300	1600	2400
Max. excentricita při kování [mm]	150	250			
Počet kovacích zdvihů [1/min] (zdvih 100 - 200 mm)	18 - 22	15 - 20	12 - 16	10 - 12	
Počet hladicích zdvihů [1/min] (zdvih 15 - 20 mm)	80 - 90	70 - 80	60 - 70	50 - 60	
Výška lisu nad podlahou [mm]	5675	7660	8350	10500	12500

Tabulka 5-Základní parametry navrhovaného stolu [3]

Technické parametry		QWK 0,8	QWK 4	QWK 11	QWK 40
Nosnost	kN	8	40	110	400
Průměr kovací desky	mm	1 050	1 800	2 300	2 600
Výška stolu	mm	680	850	1 100	1 150
Rychlost rotace	°/sec	90/45	60/30	30/15	18/9
Pracovní přetlak	MPa	16	16	16	16

8.1 Dimenzování kovací desky

Základem návrhu je určení rozměrů kovací desky stolu. Jediný určený rozměr je průměr kovací desky, který činí 2800 mm.



Obrázek 19-Známé rozměry kovací desky

Pro výrobu kovací desky volím litou ocel s označením ČSN 42 2712. 5. Jelikož stůl slouží pro kování za tepla s ingoty ohřátými na vysokou teplotu, počítám s tím, že se deska může ohřát až na teplotu 300°C.

Tabulka 6-Vlastnosti lité oceli ČSN 42 2712. 5

Stav		normalizačně žíhaný a popouštěný			
Teplota	°C	20	300	350	400
Nejnižší mez kluzu δ_{kt} nebo mez 0, 2 δ_0 , 2	MPa,	280	186	157	137
Pevnost v tahu δ_{pt}	MPa	500 až 650			
Modul pružnosti v tahu	MPa	172 000			
Nejnižší tažnost δ_5	%	20			
Nejnižší kontrakce Ψ	%	25			
Nejnižší vrubová houževnatost R3	J/cm ²	50			
Tvrдость podle Brinella HB		140 až 183			
Poissonova konstanta		0,28			

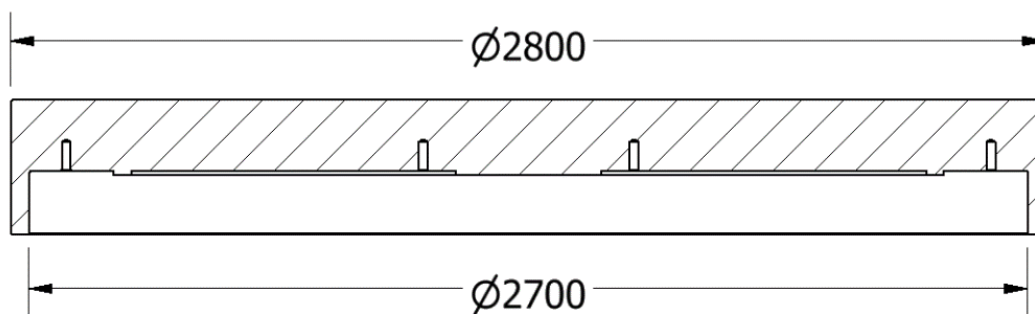
8.1.1 Namáhání kovací desky tlakem v dotyku při pracovním zatížení

Tímto výpočtem určíme potřebnou dosedací plochu kovací desky. Bezpečnost volím 2. [5]

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{186}{2} = 93 \text{ [MPa]}$$

$$d \leq \sqrt{\frac{\pi * D^2 - 4 * \frac{F}{\sigma_D}}{\pi}} = \sqrt{\frac{\pi * 2800^2 - 4 * \frac{26,4 * 10^6}{93}}{\pi}} = 2701,453 \text{ [mm]}$$

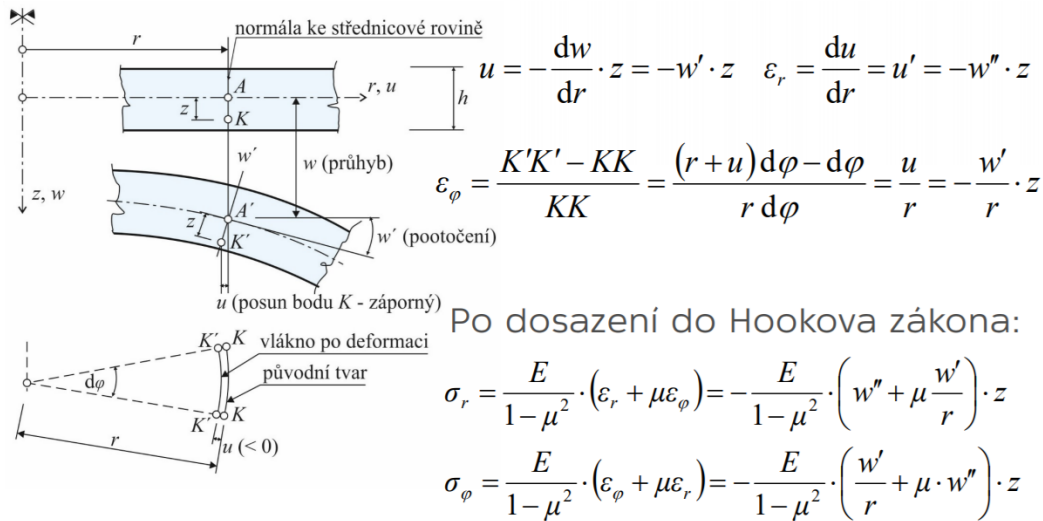
Volím $d = 2700 \text{ [mm]}$



Obrázek 20-Známé rozměry kovací desky

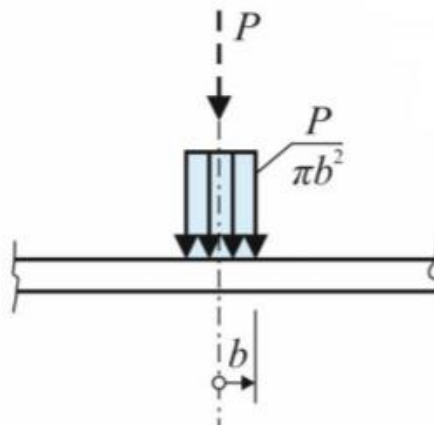
8.1.2 Namáhání kovací desky ohybem při pracovním zatížení

Z deskové rovnice jsem odvodil vztah pro výpočet tloušťky desky. Jmenovitá lisovací síla lisu je 26,4 MN, výpočtový model je založen na síle ve středu kruhové desky. [6]



Obrázek 21-Odvození normálových napětí

Řešení pro kruhovou desku, která je zatížena břemenem ve svém středu:



Obrázek -Rovnoměrné rozložení síly na ploše (vytátém kotouči) o poloměru b

Spojité zatížení na desce je pro zjednodušení výpočtu nahrazeno silou P ve středu desky

Desková rovnice

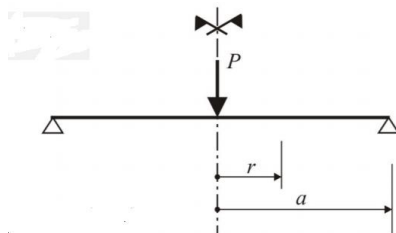
$$w'''' + \frac{2}{r} * w''' - \frac{1}{r^2} * w'' + \frac{1}{r^3} * w' = \frac{P}{D}$$

Obecné řešení Eulerovy lineární, nehomogenní diferenciální rovnice 4. řádu:

$$w(r) = w_0(r) + C_1 + C_2 * r^2 + C_3 * \ln r + C_4 * r^2 * \ln r$$

Okrajové podmínky:

$$w_0(r) = 0, C_3 = 0$$



Obrázek 22-Znázornění zatížení desky

$$w(r) = C_1 + C_2 * r^2 + C_4 * r^2 * \ln r$$

$$w'(r) = 2 * C_2 * r + 2 * C_4 * r * \ln r + C_4 * r$$

$$w''(r) = 2 * C_2 + 2 * C_4 * \ln r + 3 * C_4$$

$$w'''(r) = \frac{2 * C_4}{r}$$

$$q_r = -D * \left(w''' + \frac{1}{r} * w'' - \frac{1}{r^2} * w' \right)$$

$$q_r = -D * \left(2 * C_4 * \frac{1}{r} + \frac{1}{r} * (2 * C_2 + 2 * C_4 * \ln r + 3 * C_4) - \frac{1}{r^2} * (2 * C_2 * r + 2 * C_4 * r * \ln r + C_4 * r) \right)$$

$$q_r = -4 * D * \frac{C_4}{r} = \frac{P}{8 * \pi * D} \Rightarrow C_4 = \frac{P}{8 * \pi * D} \text{ (rovnováha vyřátého kotouče)}$$

$$w(r) = C_1 + C_2 * r^2 + \frac{P}{8 * \pi * D} * r^2 * \ln r$$

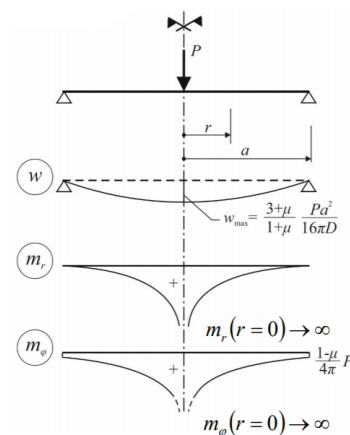
Rovnováha na vyřátém kotouči platí za předpokladu rovnoměrného rozložení síly na ploše.

Okrajové podmínky:

$$w(r = a) = 0, m_r(r = a) = 0$$

$$C_1 = \frac{P * a^2}{16 * \pi * D} * \frac{3 + \mu}{1 + \mu}$$

$$C_2 = -\frac{P * a^2}{16 * \pi * D} * \left(2 * \ln a + \frac{3 + \mu}{1 + \mu} \right)$$



Obrázek 23-Zobrazení průběhu průhybu a dvou hlavních ohybových momentů m_r

Redukované napětí jsem určil pomocí hypotézy HMM (Huber, Mises, Hencky), která je založena na potenciální energii napjatosti pro změnu tvaru. Jelikož v průřezu působí minimální

tečné napětí, toto napětí neuvažuji a pro výpočet využívám pouze dvě hlavní normálová napětí σ_r a σ_φ .

z – vzdálenost povrchu materiálu od neutrální osy (osy ohybu), z teoretického hlediska volím polovinu tloušťky materiálu

Váhu výkovku zanedbávám společně se silou pružiny, tyto síly se vyruší, výsledná síla je zanedbatelná a závislá na velikosti výkovku (nastat může pouze stav, ve kterém bude síla pružiny působit proti síle lisu)

$$\begin{aligned} \sigma_D &\geq \sigma_{red} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\varphi^2} \\ \sigma_{red}^2 &= \sigma_r^2 + \sigma_\varphi^2 \\ \sigma_D^2 &\geq \left[-\frac{E}{1-\mu^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * D} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * D} * \ln r + 3 * \frac{P}{8 * \pi * D} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{E}{1-\mu^2} * \mu * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * D} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * D} * \ln r + \frac{P}{8 * \pi * D} \right\} \right]^2 * z^2 \\ &\quad + \left[-\frac{E}{1-\mu^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * D} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * D} * \ln r + \frac{P}{8 * \pi * D} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{E}{1-\mu^2} * \mu * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * D} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * D} * \ln r + 3 * \frac{P}{8 * \pi * D} \right\} \right]^2 * z^2 \end{aligned}$$

Po lehké úpravě dostaneme vztah

$$\begin{aligned} \frac{D}{z^2} &\geq \left[-\frac{E}{1-\mu^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * \sigma_D^2} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} * \ln r + 3 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{E}{1-\mu^2} * \mu * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * \sigma_D^2} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} * \ln r + \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} \right\} \right]^2 \\ &\quad + \left[-\frac{E}{1-\mu^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * \sigma_D^2} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} * \ln r + \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{E}{1-\mu^2} * \mu * \left\{ 2 * \left(-\frac{P}{16 * \pi * \sigma_D^2} * \left(2 * \ln a + \frac{3+\mu}{1+\mu} \right) \right) + 2 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} * \ln r + 3 * \frac{P}{8 * \pi * \sigma_D^2} \right\} \right]^2 \\ \frac{D}{z^2} &\geq \left[-\frac{172000}{1-0,28^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{26,4*10^6}{16*\pi*93^2} * \left(2 * \ln 1350 + \frac{3+0,28}{1+0,28} \right) \right) + 2 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} * \ln 1 + 3 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{172000}{1-0,28^2} * 0,28 * \left\{ 2 * \left(-\frac{26,4*10^6}{16*\pi*93^2} * \left(2 * \ln 1350 + \frac{3+0,28}{1+0,28} \right) \right) + 2 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} * \ln 1 + \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} \right\} \right]^2 + \\ &\quad \left[-\frac{172000}{1-0,28^2} * 0,28 * \left\{ 2 * \left(-\frac{26,4*10^6}{16*\pi*93^2} * \left(2 * \ln 1350 + \frac{3+0,28}{1+0,28} \right) \right) + 2 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} * \ln 1 + 3 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{172000}{1-0,28^2} * \left\{ 2 * \left(-\frac{26,4*10^6}{16*\pi*93^2} * \left(2 * \ln 1350 + \frac{3+0,28}{1+0,28} \right) \right) + 2 * \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} * \ln 1 + \frac{26,4*10^6}{8*\pi*93^2} \right\} \right]^2 \end{aligned}$$

$$\frac{D}{z^2} \geq 18121526,33$$

$$D \geq 18121526,33 * z^2$$

$$z^2 = \left(\frac{h}{2}\right)^2 = \frac{h^2}{4}$$

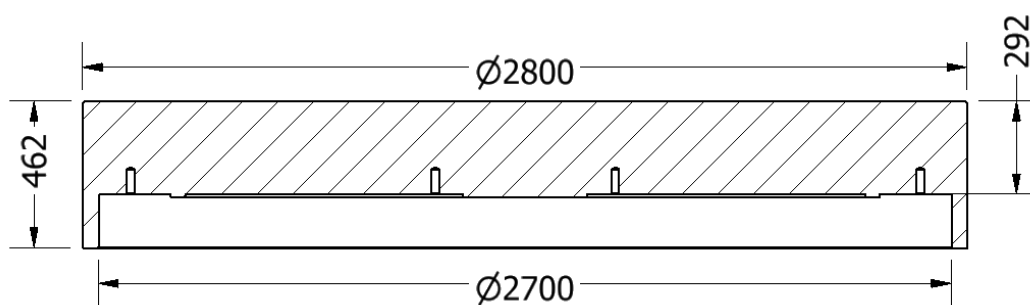
$$D = \frac{E * h^3}{12 * (1 - \mu^2)}$$

$$18121526,33 * \frac{h^2}{4} = \frac{E * h^3}{12 * (1 - \mu^2)}$$

$$h \geq \frac{18121526,33 * 3 * (1 - \mu^2)}{E} \Rightarrow h \geq \frac{18121526,33 * 3 * (1 - 0,28^2)}{172000}$$

$$h \geq 291,293 \text{ [mm]}$$

volím $h = 292 \text{ [mm]}$



Obrázek 24-Známé rozměry kovací desky

8.2 Návrh ložiska

$$F_l = (m_{p.k.} + m_{k.d.} + m_{v.p.o.} + m_o. + m_{h.k.} + m_{\xi,160} + m_{\xi,70}) * g$$

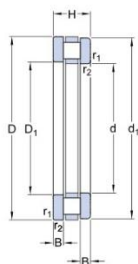
$$F_l = (40000 + 9893,342 + 1775,629 + 1212,950 + 103,377 + 6,624 + 1,896) * 9,81$$

$$F_l = 519869,355 \text{ [N]}$$

Pro úlohy s rychlostí rotace do 10 [ot/min] se ložiska volí na základě omezené trvanlivosti, z rovnic pro trvanlivost by pro ekvivalentní zatížení P vyšla natolik nízká hodnota dynamické únosnosti C, že ložisko zvolené na základě únavové trvanlivosti by bylo značně přetíženo. Pro zachycení radiálních sil vzniklých při otáčení kovací desky jsem využil bronzový kroužek, který je umístěn mezi střední částí a věncem ozubení. Ložisko volím pouze axiální. [5] [7] [8]

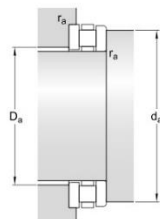
Volím válečkové ložisko od firmy SKF s označením 81160 M.

Rozměry



d	300	mm
D	380	mm
H	62	mm
d ₁	376	mm
D ₁	304	mm
B	18.5	mm
r _{1,2}	min. 2	mm

Připojovací rozměry



d _a	min. 373	mm
D _a	max. 315	mm
r _a	max. 2	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	850	kN
Základní statická únosnost	C ₀	4400	kN
Mezní únavové zatížení	P _U	335	kN
Referenční otáčky		430	r/min
Mezní otáčky		850	r/min
Součinitel minimálního axiálního zatížení	A	1,549	

Hmotnost

Hmotnost ložiska	19.4	kg
------------------	------	----

Obrázek 25-Základní parametry zvoleného ložiska 81160 M [4]

Výrobce udává požadovanou velikost statické bezpečnosti podle zkušeností pro tento typ úlohy

$$s_0 \geq 4.$$

$$s_0 = \frac{C_0}{F_l} = \frac{4400000}{519869,355} = 8,64 [-]$$

Z důvodu možnosti rázů v systému jsem přihlédl i k dynamické bezpečnosti kde bezpečnost vychází následovně.

$$s = \frac{C}{F_l} = \frac{850000}{519869,355} = 1,635 [-]$$

8.3 Návrh pružin

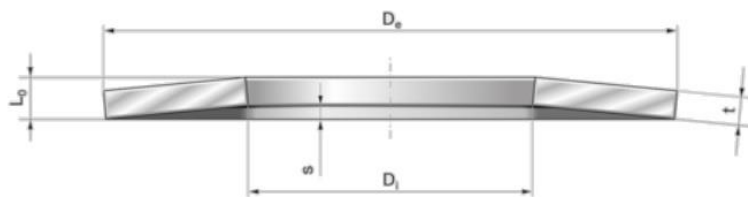
Pro tuto úlohu mají šroubové tlačné pružiny nepříznivé vlastnosti, proto jsem pro konstrukci zvolil nerezové talířové pružiny. [9] [10] [5]

Potřebná síla pružin:

$$F_p = (m_{p.k.} + m_{k.d.} + m_{v.p.o.} + m_o. + m_{h.k.} + m_l. + m_{\xi.160} + m_{\xi.70}) * g$$

$$F_p = (40000 + 9893,342 + 1775,629 + 1212,950 + 103,377 + 19,4 + 6,624 + 1,896) * 9,81$$

$$F_p = 520059,669 \text{ [N]}$$



Obrázek 26-Znázornění technických parametrů pružiny [5]

Legenda:

D_e [mm] vnější průměr pružiny

D_i [mm] vnitřní průměr pružiny

F [N] síla vyvinutá pružinou

F_1 [N] síla vyvinutá pružinou při $s = 0,25 h_0$

F_2 [N] síla vyvinutá pružinou při $s = 0,50 h_0$

F_3 [N] síla vyvinutá pružinou při $s = 0,75 h_0$

F_c [N] vypočtená síla vyvinutá pružinou při $s = h_0$

h_0 [mm] výška kužele nezatížené pružiny

l_0 [mm] volná výška nezatížené pružiny

M [g] hmotnost s [mm] stlačení pružiny

s_1 [mm] stlačení pružiny při F_1

s_2 [mm] stlačení pružiny při F_2

s_3 [mm] stlačení pružiny při F_3

t [mm] tloušťka materiálu

D_e [mm]	D_i [mm]	t [mm]	l_0 [mm]	S_1 [mm]	F_1 [N]	S_2 [mm]	F_2 [N]	S_3 [mm]	F_3 [N]	F_c [N]	M [g]	Číslo zboží
200,0	102,0	12,00	16,20	1,05	67004	2,10	125109	3,15	180827	272520	2051,70	A2000
	102,0	14,00	18,20	1,05	103994	2,10	195942	3,15	285504	450376	2380,88	2008
	112,0	12,00	16,20	1,05	71694	2,10	133865	3,15	193483	291594	1903,35	2009

Obrázek 27-Technické parametry zvolené pružiny [5]

$$F_{\frac{1}{3}} = \frac{F_p}{3} = \frac{520059,669}{3} = 173353,223 \text{ [N]}$$

Volím pružiny od firmy Hennlich s.r.o. podle normy DIN 2903. Tři pružiny souhlasně za sebou splní podmínku pevnosti, dále volím proti sobě řazené dvě trojice pružin pro zvýšení zdvihu.

Z hodnot v tabulce jsem vypočetl stlačení pružiny při maximálním zatížení 3,426 mm. Volím mezeru mezi pracovní deskou a podstavou 3,5 mm. Jelikož síla pružiny se se stlačením zvyšuje, nemůže ani při maximálním zatížení dojít k dosednutí kovací desky na střední část stolu.

8.4 Návrh motoru a ozubeného převodu

Následující kapitola se zabývá návrhem motoru a ozubeného převodu.

8.4.1 Momenty setrvačnosti [11]

Pěchovaný kroužek

Jako nejhorší variantu volím tenký kroužek na maximálním průměru.

$$I_{p.k.} = m * r^2 = 40000 * 1,4 = 78400 [kg * m^2]$$

Kovací deska

$$I_{k.d.} = \frac{1}{2} * m * r^2 + \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2)$$
$$I_{k.d.} = \frac{1}{2} * 9316,879 * 1,4^2 + \frac{1}{2} * 576,463 * (1,35^2 + 1,4^2)$$
$$I_{k.d.} = 10220,777 [kg * m^2]$$

Věnc pro ozubení

$$I_{v.p.o.} = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2) + \frac{1}{2} * m * (r_3^2 + r_4^2)$$
$$I_{v.p.o.} = \frac{1}{2} * 1208,414 * (1,123^2 + 1,325^2) + \frac{1}{2} * 567,215 * (1,123^2 + 1,175^2)$$
$$I_{v.p.o.} = 2571,965 [kg * m^2]$$

Ozubení

$$I_o. = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2) = \frac{1}{2} * 1212,950 * (1,006^2 + 1,123^2) = 1378,618 [kg * m^2]$$

Horní kroužek pro ložisko

$$I_{h.k.} = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2) + \frac{1}{2} * m * (r_3^2 + r_4^2) + \frac{1}{2} * m * (r_5^2 + r_6^2)$$

$$I_{h.k.} = \frac{1}{2} * 13,961 * (0,1965^2 + 0,31^2) + \frac{1}{2} * 77,942 * (0,1575^2 + 0,26^2) \\ + \frac{1}{2} * 11,474 * (0,190^2 + 0,26^2)$$

$$I_{h.k.} = 5,136 [kg * m^2]$$

Ložisko

$$I_l = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 + r_2^2) = \frac{1}{2} * 12,631 * (0,15^2 + 0,19^2) = 0,370 [kg * m^2]$$

Šrouby M27x160

$$I_{š.160} = m * r^2 = 6,624 * 1,25^2 = 10,35 [kg * m^2]$$

Šrouby M27x70

$$I_{š.70} = m * r^2 = 1,896 * 0,285^2 = 0,154 [kg * m^2]$$

Celkový moment setrvačnosti

$$I_c = I_{p.k.} + I_{h.d.} + I_{v.p.o.} + I_o. + I_{h.k.} + I_l + I_{š.160} + I_{š.70}$$

$$I_c = 78400 + 10220,777 + 2571,965 + 1378,618 + 5,136 + 0,370 + 10,35 + 0,154$$

$$I_c = 92587,370 [kg * m^2]$$

8.4.2 Volba motoru [12] [13]

Rychlost rotace

$$\omega = 2 \frac{\circ}{s} = 0,0349 \frac{rad}{s} = 2,0944 \left[\frac{rad}{min} \right]$$

Zrychlení stolu

čas zrychlení stolu volím 0,2 s

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{0,0349}{0,2} = 0,175 \left[\frac{rad}{s^2} \right]$$

Otáčky stolu

$$n_s = \frac{\omega}{2 * \pi} = \frac{2,0944}{2 * \pi} \approx 0,333 \left[\frac{ot}{min} \right]$$

Třecí moment v axiálním ložisku

$$M_{a.l.} = 0,5 * \pi * P * d = 0,5 * 0,0050 * 0,0050 * 553180,514 * 0,3 = 414,885 \text{ [N * m]}$$

Potřebný točivý moment stolu

$$M_{ts} = I_c * \alpha = 92587,370 * 0,175 = 16202,790 \text{ [N * m]}$$

Potřebný točivý moment

$$M_p = M_{a.l.} + M_{ts} = 414,885 + 16202,790 = 16617,675 \text{ [N * m]}$$

otáčky motoru volím $n_M = 5 \left[\frac{ot}{min} \right]$

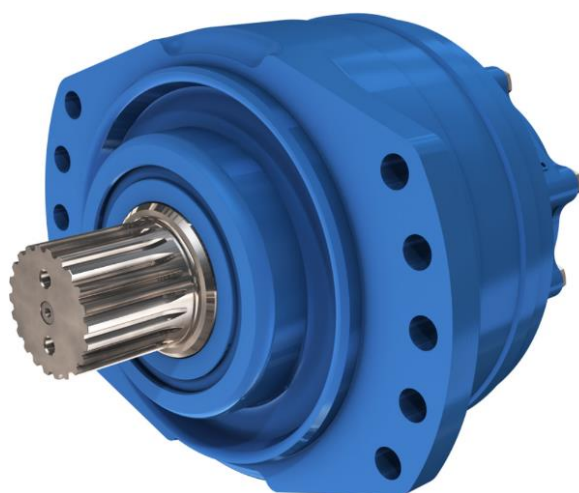
Převodový poměr

$$i = \frac{n_M}{n_s} = \frac{5}{0,333} \approx 15[-]$$

Maximální potřebný točivý moment motoru:

$$M_{tM} = \frac{M_p}{i * \eta} = \frac{16617,675}{15 * 0,98} = 1130,454 \text{ [N * m]}$$

volím motor MS/MSE05 od firmy POCLAIN HYDRAULICS jehož maximální točivý moment při tlaku pracovního média 100 barů je 1193 [N*m]. Brzdňý moment tohoto motoru činí 5000 [N*m], tedy vyhovuje v obou základních požadavcích.



TORQUE	
Max. (Nm at 100 bar)	1193
Max. (lb.ft at 1000 PSI)	606
SPEED	
Max. (RPM)	265
POWER	
Max. (kW)	29
Max. (HP)	39
MAX. DISPLACEMENT	
cm ³ /rev.	750
Cu.in/rev.	45.7
MAX. PRESSURE	
bar	450
PSI	6527

Obrázek 28-Zvolený motor a jeho základní technické parametry [14]

8.4.3 Návrh ozubeného převodu [13]

Pastorek volím $z_1 = 20$

$$\Rightarrow z_2 = z_1 * i = 20 * 15 = 300 [-]$$

kola volím ze slitinové, zušlechťované oceli ČSN 13 151 $\Rightarrow c = 9$ [MPa], $\Psi = 30$ [-]

$$m = 8,6 * \sqrt[3]{\frac{M_{tM}}{\Psi * c * z_1}} = 8,6 * \sqrt[3]{\frac{2212,274}{30 * 9 * 20}} = 6,387$$
 [mm]

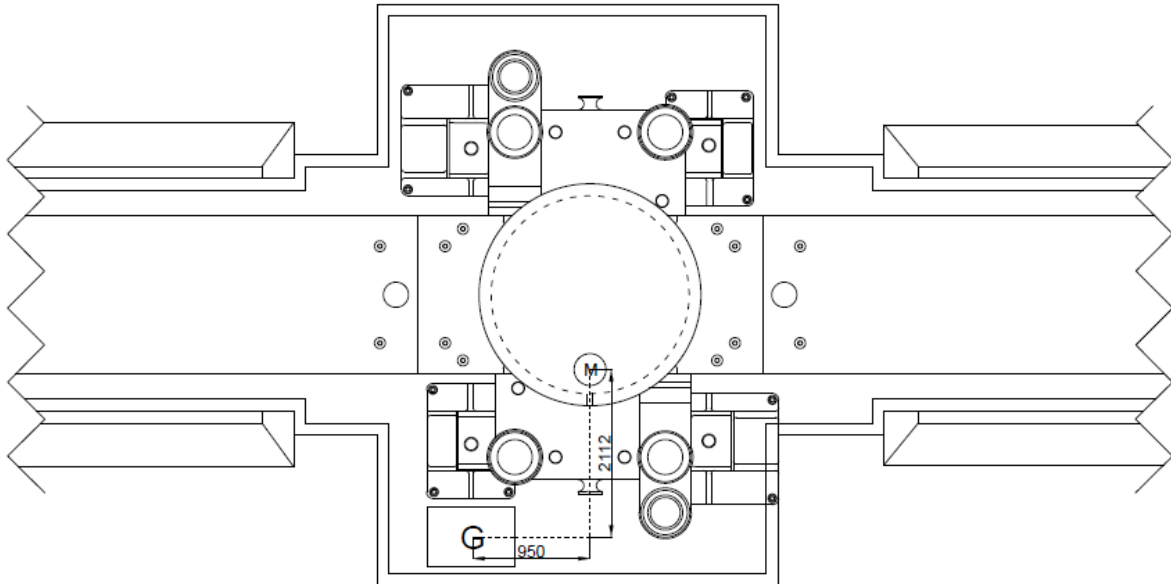
volím $m = 6,5$ [mm]

$$b = \Psi * m = 30 * 6,5 = 195$$
 [mm]

šířka ozubení $b = 195$ [mm]

9 Návrh hydrogenerátoru a hydraulického schématu

Nedílnou součástí návrhu této součásti je návrh rozvodu pracovního média a hydrogenerátoru, který pohání rotační hydromotor uvnitř stolu.



Obrázek 29-Uložení stolu, motoru a hydrogenerátoru (půdorys)

Objemová účinnost

$$\eta_o = 0,95$$

Mechanická účinnost

$$\eta_m = 0,9$$

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_m * \eta_o = 0,85$$

Potřebný točivý moment hydromotoru (vypočítán v kapitole 8)

$$M_{tM} = 1130,454 \text{ [N * m]}$$

Zvolený motor má točivý moment 1193 [N * m] při tlaku pracovního média 100 [bar]. Základní údaj pro výpočet je potřebný průtok pracovního média na otáčku hydromotoru V_{om} .

$$V_{om} = 750 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Motor se má otáčet rychlostí $5 \left[\frac{ot}{min} \right]$, tedy na hydromotoru musí být průtok $Q_m = 3750 \left[\frac{cm^3}{min} \right]$ pracovního média. Hodnota průtoku pro hydrogenerátor musí být vydělena objemovou účinností.

$$Q_g = \frac{Q_m}{\eta_o} = \frac{3750}{0,95} = 3947,368 \left[\frac{cm^3}{min} \right]$$

9.1 Výpočet parametrů hydraulického vedení

Rychlost ve výtlačném potrubí se volí 5-10 $\left[\frac{m}{s} \right]$, volím 8 $\left[\frac{m}{s} \right]$.

Rychlost v odpadním potrubí se volí 2-5 $\left[\frac{m}{s} \right]$, volím 4 $\left[\frac{m}{s} \right]$.

$$Q_g = S_p * v_k$$

S_p – průřez tlakového potrubí

v_k – rychlost proudění pracovní kapaliny

$$S_p = \frac{Q_g}{v_k} \Rightarrow \frac{\pi * d_p^2}{4} = \frac{Q_g}{v_k}$$

Průměr výtlačného potrubí

$$d_v = \sqrt{\frac{4 * Q_g}{\pi * v_k}} = \sqrt{\frac{4 * 0,003947368}{\pi * 8}} = 0,0250 \text{ [m]} = \text{volím } 25 \text{ [mm]}$$

Průměr odpadního potrubí

$$d_o = \sqrt{\frac{4 * Qg}{\pi * v_k}} = \sqrt{\frac{4 * 0,003947368}{\pi * 4}} = 0,0354 [m] = \text{volím } 38,1 [mm]$$

Výpočet tlakové ztráty na potrubí

$$\Delta p = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{v_k^2}{2} * \rho$$

ρ – hustota hydraulického oleje ($890 [\frac{kg}{m^3}]$)

l – délka potrubí, podle schématu $2112 + 950 = 3,062$ m

Určení ztrátového součinitele

Laminární proudění

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

Turbulentní proudění

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

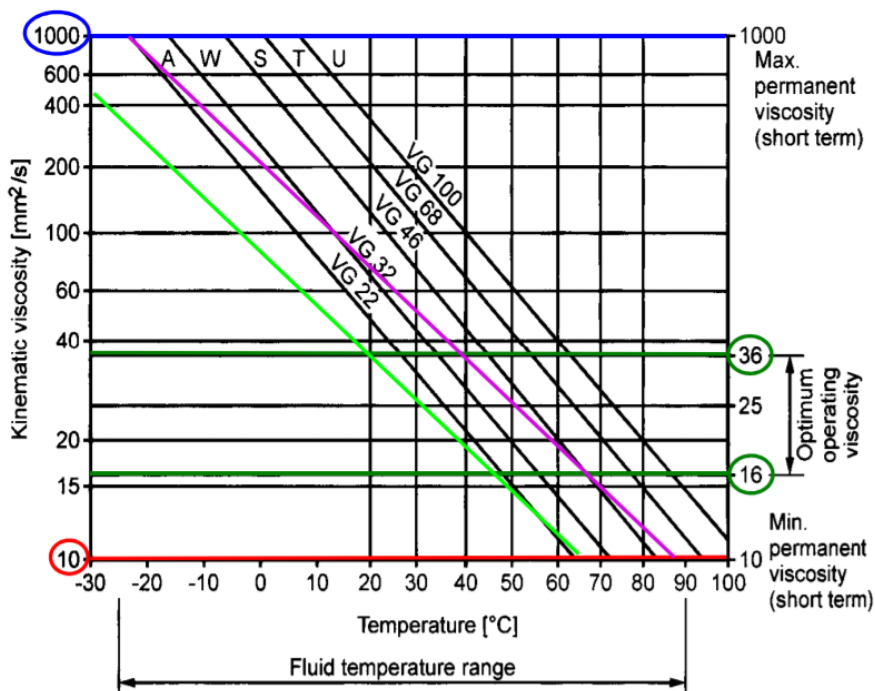
$Re \leq 2320$ – laminární proudění

$Re > 2320$ – turbulentní proudění

$$Re = \frac{v_v * d_v}{\nu}$$

ν – kinetická viskozita hydraulického oleje

Volím hydraulický olej z viskózní třídy ISO VG 32, který má podle obrázku č. 29 při $50 \text{ }^\circ\text{C}$ kinetickou viskozitu $25 [\frac{mm^2}{s}]$. Teplotu pracovního média $50 \text{ }^\circ\text{C}$ volím s ohledem na pracovní prostředí.



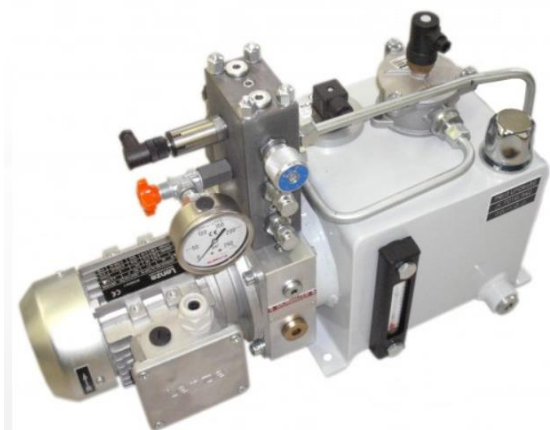
Obrázek 30-Tabulka závislosti kinetické viskozity na teplotě [7]

$$Re = \frac{8 * 0,025}{25 * 10^{-6}} = 8000 \Rightarrow \text{turbulentní proudění}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{8000}} = 0,0336$$

$$\Delta p = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{v_k^2}{2} * \rho = 0,0336 * \frac{3,062}{0,025} * \frac{8^2}{2} * 890 = 117204,541 [Pa] = 1,172 [bar]$$

Pro pohon hydraulického motoru volím hydrogenerátor od firmy Poclain Hydraulics za řady Mini Hydraulics Power Units. Z důvodu velmi malého průtoku bude k hydrogenerátoru přidán frekvenční měnič, pomocí kterého bude nastavena správná rychlost motoru čerpadla. Do hydraulického obvodu bude dále přidán rozvaděč s elektromagnetickým ovládáním pro řízení směru otáčení stolu a tlakový ventil, který zaručí potřebnou hodnotu tlaku pracovní kapaliny (hodnota povoleného tlaku pro tlakový ventil se volí o 10 % vyšší než potřebný pracovní tlak, v tomto případě 110 [bar] bezpečně pokryje tlakovou ztrátu 1,172 [bar]).

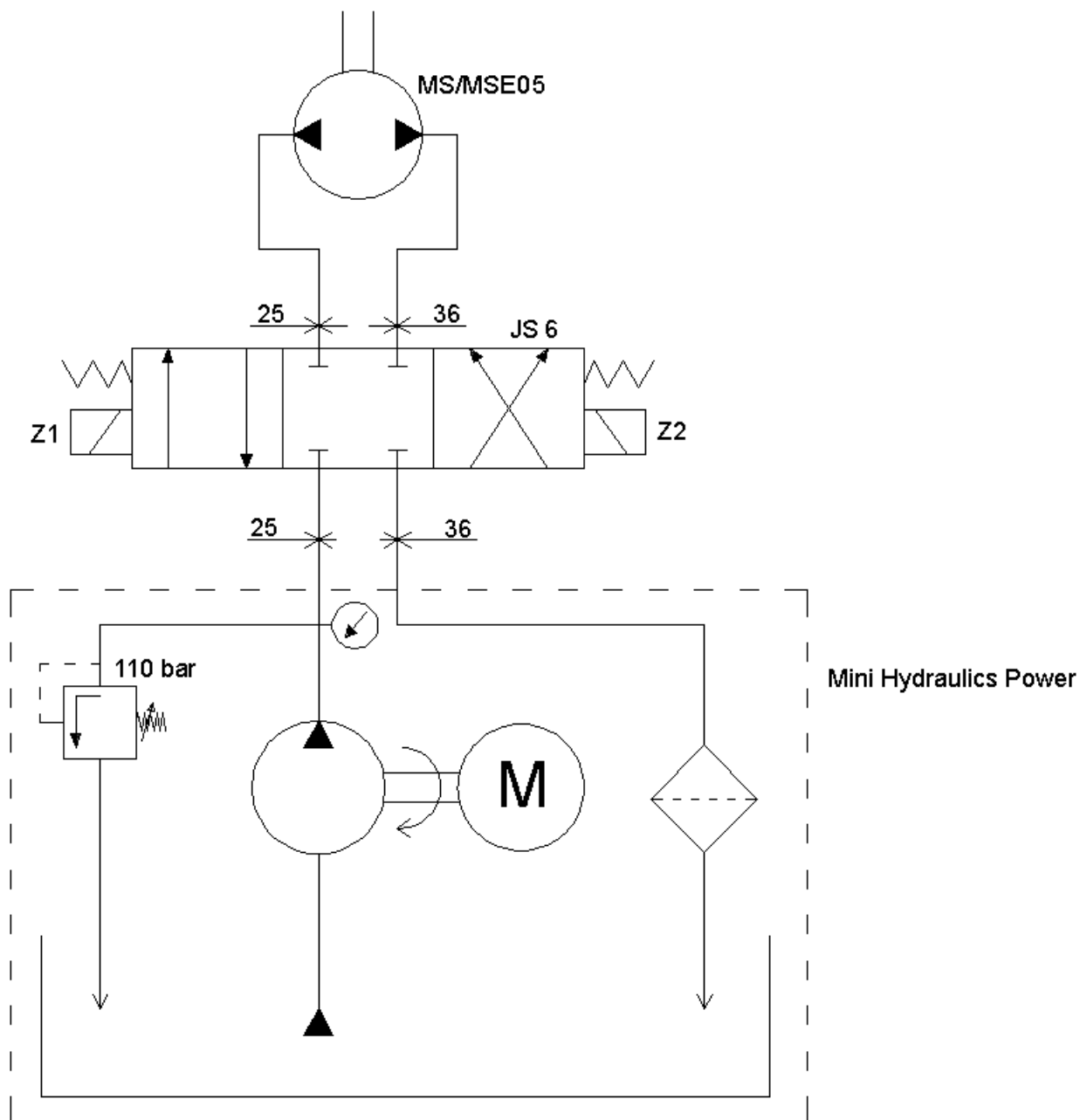


FLOW RATE	
l/min	12
GPM	3,1704
WORKING PRESSURE	
bar	210
PSI	3045
TANK VOLUME	
l	25
G	6,5

Obrázek 31-Zvolený hydrogenerátor a jeho technické vlastnosti [8]

Pro hydraulické rozvody volím hadice od firmy Kovaz Hydraulika a Pneumatika. Pro výtlačné potrubí s označením 2040N-16V00 s vnitřním průměrem 25 mm a maximálním tlakem 125 [bar] (578,34 Kč/m), pro odpadní potrubí pak s označením DN 38, 210 bar 387-24 s vnitřním průměrem 38,1 mm a maximálním tlakem 125 [bar] (970,30 Kč/m). Tyto hadice mají pracovní teplotu od -40 do 100 °C, proto jsou vhodné pro použití v tomto prostředí.

Mé řešení je zobrazeno hydraulickým schématem na obrázku č. 32. Rozvaděč je ovládán elektromagneticky, bude ho tedy možné jednoduše ovládat z ovládacího pultu.



Obrázek 32-Schéma hydraulického obvodu

10 Metoda konečných prvků (MKP)

Jedná se o výpočetní metodu, která slouží pro analýzu ve vědeckých a technických oblastech. Metoda je vhodná pro výpočet komplexních úloh, které mají složité řešení jinými například analytickými postupy.

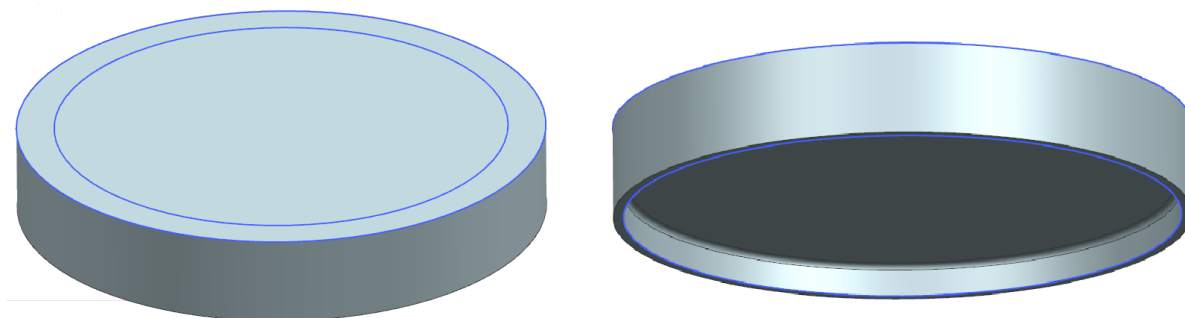
MKP je numerická metoda pro řešení diferenciálních rovnic, kterou je možné využít v různých oblastech fyziky. Analyzovaný složitý model je rozdělen na konečné množství prvků s jednoduchou geometrií. Na těchto prvcích je již snadné vypočítat požadované veličiny. Výsledky z jednoho prvku se stávají vstupními veličinami pro výpočet sousedních prvků.

Tímto způsobem jsou spočteny veličiny na celém modelu. Podle tohoto dělení se metoda nazývá metodou konečných prvků.

Metoda konečných prvků je ve strojním a stavebním inženýrství standardně využívána pro výpočet mechanických veličin nosníků a deskových konstrukcí. [15]

10.1 Model

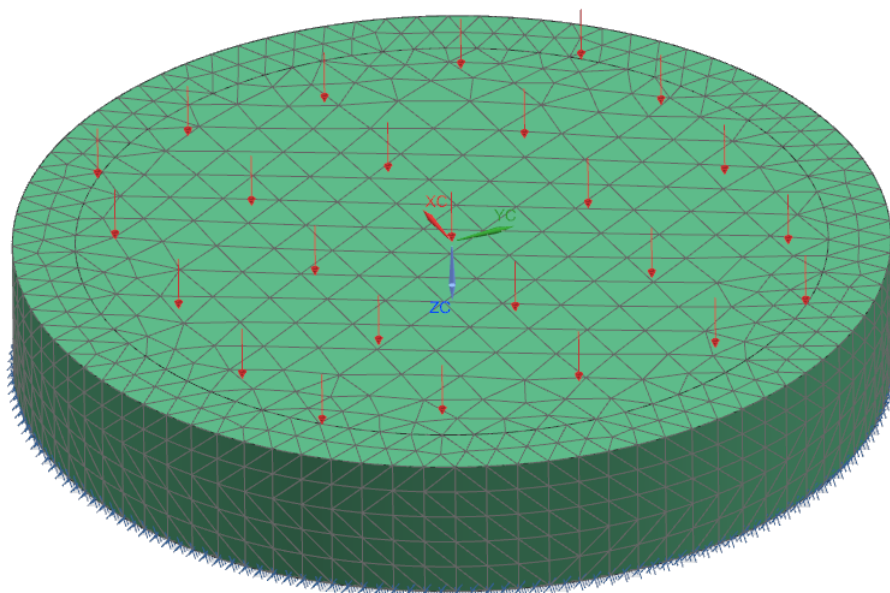
K vytvoření modelu a celé simulace byl využit program NX 12.0. Jelikož se v tomto případě jedná o kontrolu analytického výpočtu, model využitý pro výpočet pomocí metody konečných prvků je zjednodušen tak, aby byly vstupní podmínky stejné jako při analytické metodě.



Obrázek 33-Pohled na model využitý pro výpočet metodou MKP shora a zespodu

10.2 Popis výpočtového modelu

Výpočtový model je založen na spojitěm zatížení (kruhové ploše) uprostřed desky. Pro spojitě zatížení jsem zvolil s ohledem na technologii výroby průměr 2400 mm, který je dle mého názoru krajní velikostí pěchovaného válečku. Jmenovité maximální zatížení 26,4 MN by mohlo být využito právě na polotovary největších rozměrů.



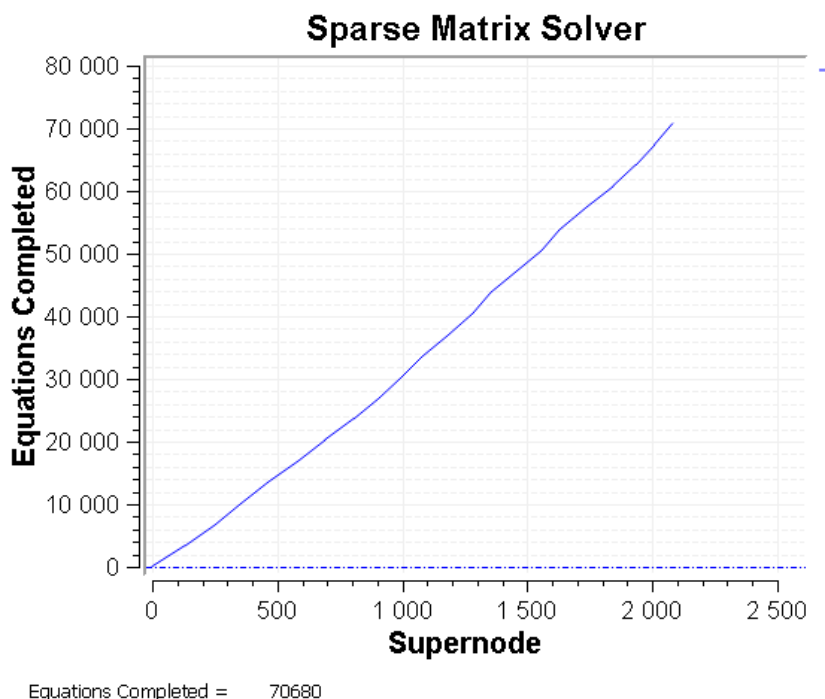
Obrázek 34-Znárornění sítě a okrajových podmínek

10.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou zvoleny na základě analytické metody tak, aby bylo možné zkontrolovat správnost výpočtu. Části desky, která dosedá na střední část stolu, jsou odebrány všechny stupně volnosti, zatěžující síla (působící jako spojitě zatížení) o velikosti 26,4 MN je umístěna uprostřed desky.

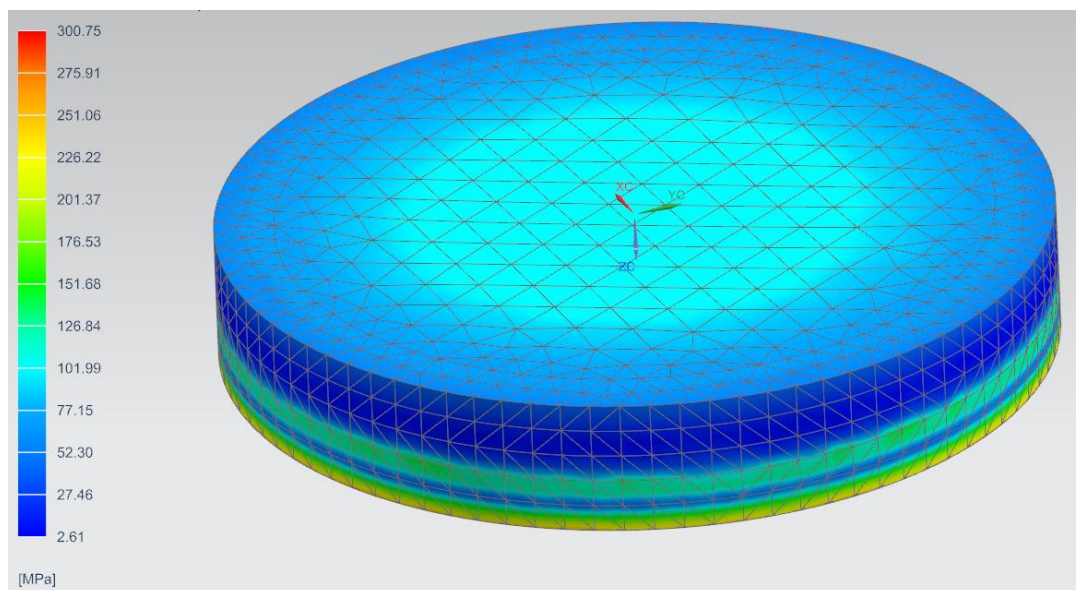
10.4 Zhodnocení výsledků metody MKP

Jak je vidět na obrázku č. 36, průběh grafu výpočtu matice je lineární. Výpočet proběhl bez problémů.



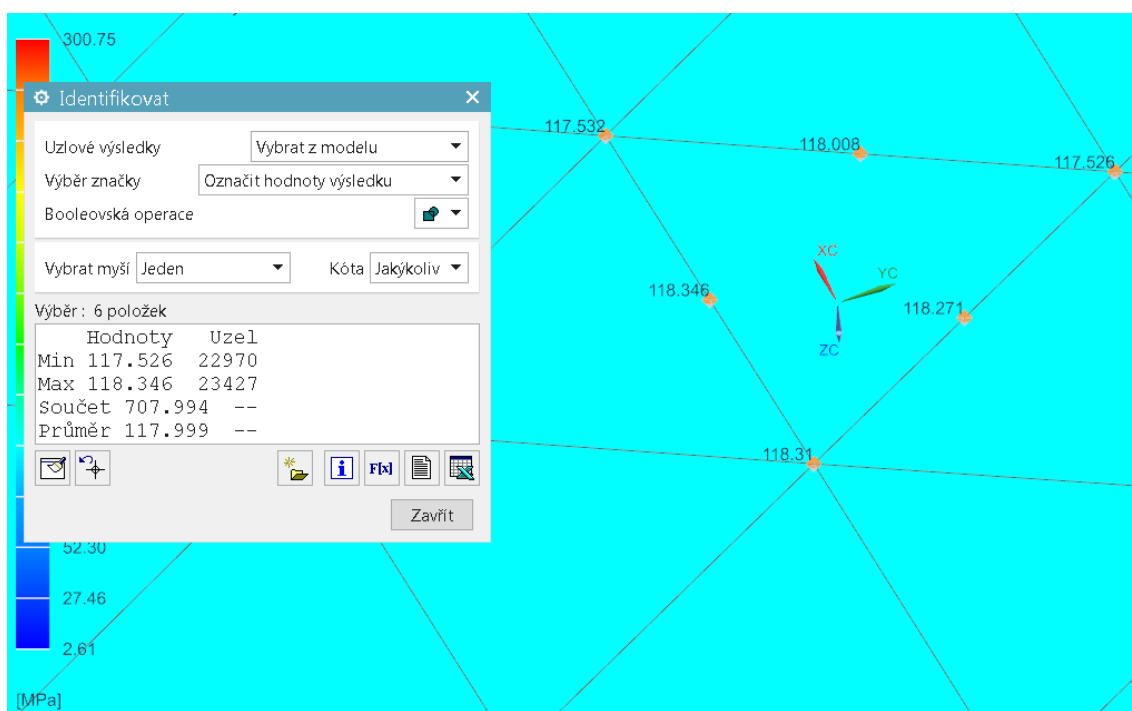
Obrázek 35-Graf výpočtu matice

Hodnoty napětí dosahují maximální hodnoty 300 MPa, tato hodnota se vyskytuje na vnitřní hraně, kde došlo ke koncentraci napětí. Pro zmenšení tohoto napětí je vytvořen v koncovém modelu desky rádius.



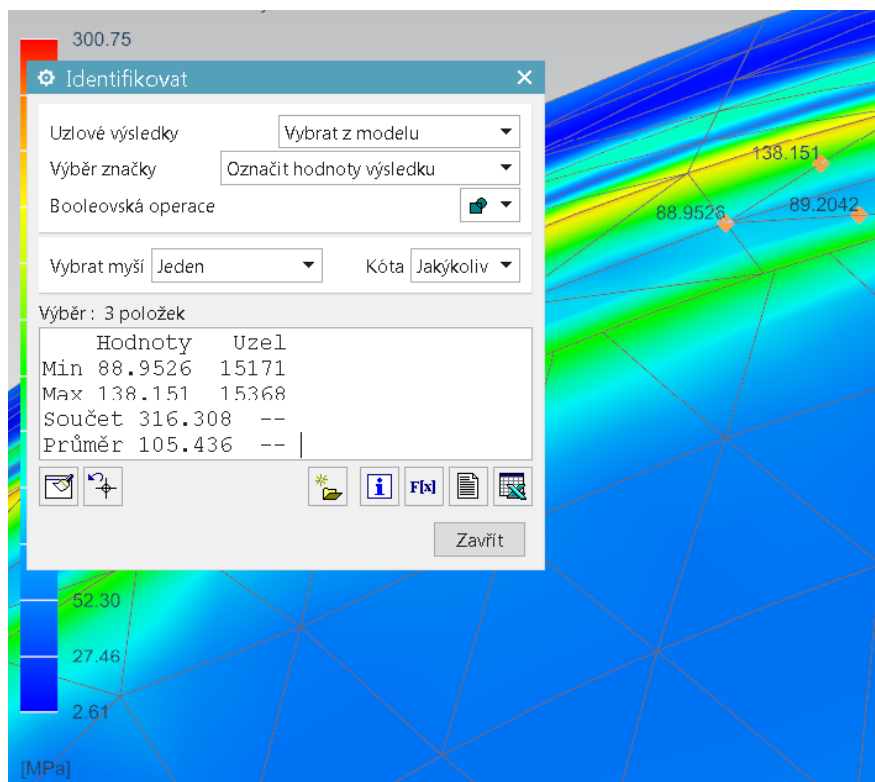
Obrázek 36-Znárnění výsledků napětí v uzlových bodech

Na těleso působí spojité zatížení nejvíce v jeho středu, proto právě tam zkoumáme hodnotu napětí, která bude porovnána s analytickým výpočtem. Hodnotu pro porovnání s analytickým výpočtem tvoří průměr hodnot napětí okolo středu.



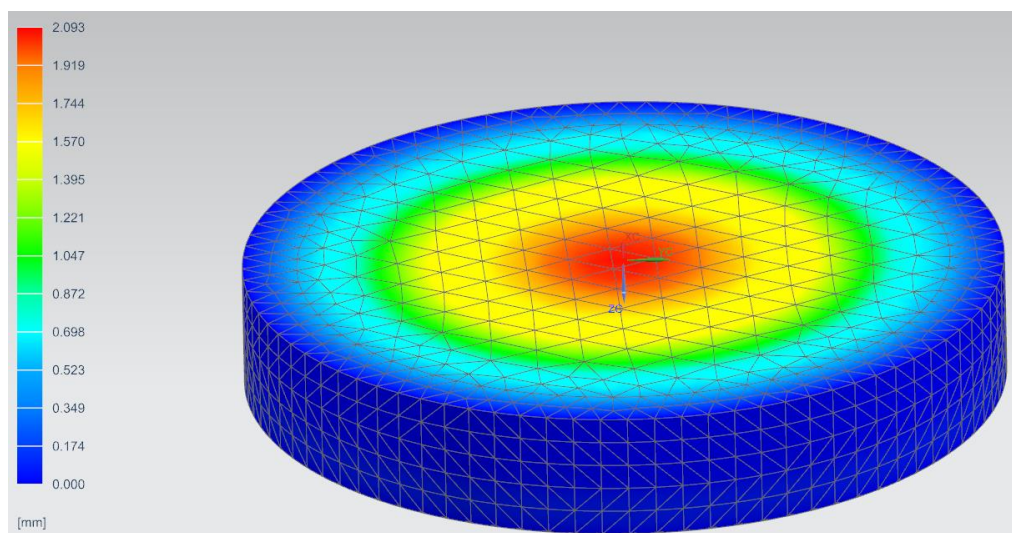
Obrázek 37-Hodnoty napětí ve zkoumané oblasti

V dosedu desky vzniklo také vyšší napětí, které bylo způsobeno odebráním všech stupňů volnosti a deformací desky, se kterou nebylo počítáno v analytickém výpočtu. K porovnání výsledků neuvažují napětí na hranách dosedu.



Obrázek 38-Hodnoty uzlových napětí v dotyku desky se střední částí stolu

Velikost posunutí je zkoumána pouze ve směru působící síly, posunutí ve směru kolmém na působící sílu jsou minimální. Maximální hodnota průhybu desky v ose Z je 2,1 mm, tato hodnota je dle mého názoru zanedbatelná oproti velikosti stolu a technologii výroby.



Obrázek 39-Hodnoty uzlové deformace ve směru působící síly (osa Z)

10.5 Porovnání výsledků analytické metody a metody MKP

Dovolené napětí, ze kterého vychází analytický výpočet, činí 93 MPa. Tato hodnota je využita pro kontrolu správnosti výpočtů.

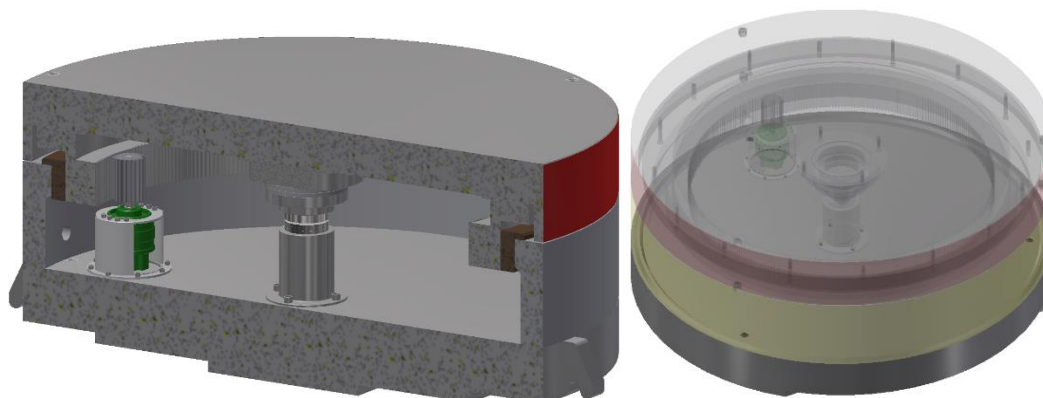
Tabulka 7-Porovnání jednotlivých metod

Metoda	Analytická metoda	Analytická metoda	Procentuální rozdíl
Napětí ohybem [MPa]	93	117,99	27%
Napětí tlakem [MPa]	93	105,436	13%

Hodnoty napětí z analytického výpočtu a hodnoty vypočtené pomocí metody MKP se liší až o 27 %. Poměrně značný rozdíl hodnot v neprospěch numerických výsledků si vysvětlují přílišným zjednodušením výpočetního modelu pro analytický výpočet. Numerický model, ač také zjednodušený, lépe popisuje skutečný stav zatížení desky. Součást splňuje požadované vlastnosti. Hodnota posunutí kovací desky v ose Z se pohybuje v přijatelných hodnotách vzhledem k velikosti desky.

11 Popis jednotlivých částí konečného návrhu

V této kapitole budou popsány základní konstrukční části stolu.



Obrázek 40-Sestava navrženého stolu v řezu a průhledném modelu

11.1 Kovací deska

Pro výrobu horní desky jsem zvolil materiál s označením ČSN 42 2712. 5, jedná se o normalizačně žíhanou a popouštěnou litou ocel. Při výběru tohoto materiálu jsem zohlednil technologii výroby (obrábění takhle velkého obrobku by bylo technologicky i ekonomicky náročné, pro výrobu volím odlévání a následné obrobení pouze potřebných částí odlitku). Dalším důvodem byla odolnost materiálu proti vyšším teplotám při zatížení a také pro snazší opravitelnost při porušení především díky dobré svařitelnosti.

Na vnitřní ploše desky jsou vytvořena dvě odsazení pro přesné uložení kroužku, do kterého je vloženo ložisko, a věnce, do kterého je zalisováno ozubení. Věncem je k desce připevněn osmi šrouby s vnitřním šestihranem M27x160. Šrouby nesou axiální síly věnce a ozubení. Vystře-

dění věnce zajišťuje již zmíněné odsazení na ploše desky. Proti pootočení věnce vůči desce slouží osm kolíků o velikosti 75x35 mm.

Pro manipulaci s deskou slouží tři díry se závitem M60x5,5 a tři šroubovací oka. Po sestavení stolu se do otvorů zašroubují záslepky, které chrání proti zanesení otvorů a porušení závitu.

Maximální možná teoretická deformace středících odsazení způsobená teplotou:

$$\Delta l = l_0 * \alpha * \Delta t = 2246 * 12 * 10^{-6} * 275 = 7,412 \text{ mm}$$

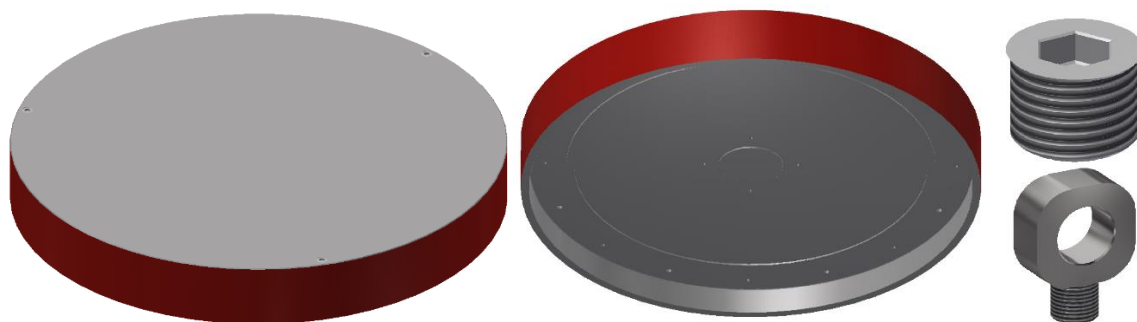
$$\Delta l = l_0 * \alpha * \Delta t = 393 * 12 * 10^{-6} * 275 = 1,297 \text{ mm}$$

Konstrukce se s ní musí

a) Vyrovnat tím, že se všechny elementy ohřejí na předepsanou teplotu, pro kterou jsou dimenzovány provozní tolerance (montážní tolerance při 20°C samozřejmě musí zajistit hladkou montáž)

b) Vyrovnat tím, že při rozdílu teplot jednotlivých součástí bude propojovací límec zatížen deformační silou plynoucí z rozdílu teplot/průměrů v oblasti elastické deformace. (možnost zajistit přehřev, nebo chlazení dílčích konstrukčních elementů)

Při kování se vodou ostříkují okraje, dochází tedy i k ochlazení kovací desky. Problém tolerování je nutno vyřešit až praktickým ověřením jednotlivých možností.



Obrázek 41-Pohled na kovací desku shora a zespodu, vpravo je vyobrazeno očko, pomocí kterých je deska přepravována a záslepka sloužící pro ochranu závitu

11.2 Střední část stolu

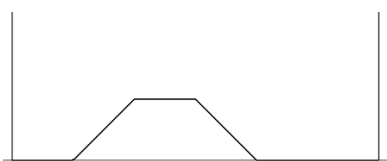
Pro výrobu střední části jsem zvolil materiál s označením ČSN 42 2643. 1, jedná se o litou ocel s nižší jakostí než kovací deska, ale stejně jako předešlá ocel má zaručenou svařitelnost. Je tedy vhodná jak pro technologii výroby (odlévání s obrobením pouze potřebných částí), tak i pro opravy.

V horní části vnitřního průměru je vytvořen zápch, který slouží k uložení radiálního ložiska. Na spodku střední části je vyfrézována drážka ve tvaru pravidelného lichoběžníku, která je

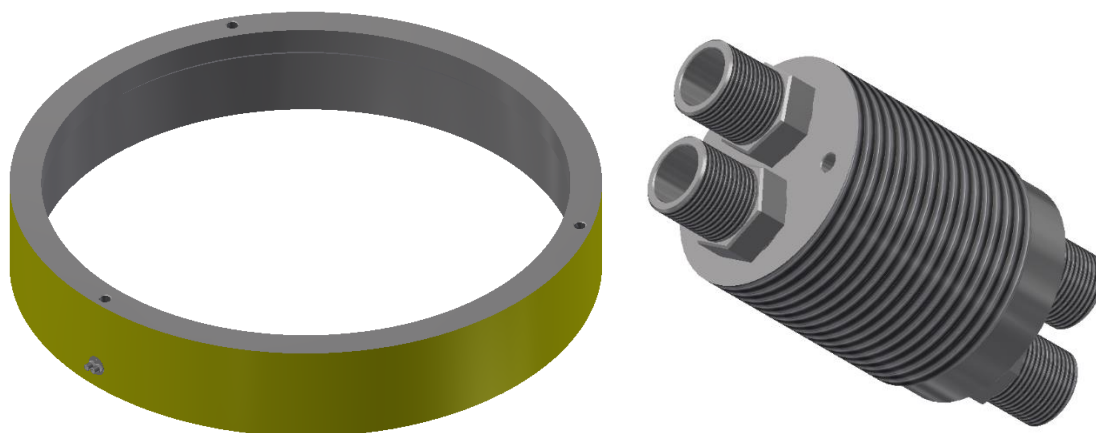
vidět na obrázku č. 31. Tato drážka slouží k usazení střední části na podstavu stolu. V dolní části je skrz stěnu vyvrtán otvor, sloužící k protažení hadic s pracovním médiem do motoru.

Manipulace se střední částí stolu je vyřešena stejným způsobem jako u horní desky, třemi očky se závitem, při ustavení jsou závity chráněny záslepkami. Pro připojení hydraulického obvodu ke stolu slouží průchodka vyrobená z uhlíkové oceli.

Připojení hydromotoru k hydraulickému obvodu je realizováno zátkou s dvěma otvory pro přívod a odvod pracovního média. Na závit velikosti G 1“ je dále možné našroubovat hydraulické rychlospojky pro jednodušší montáž. Další výhodou rychlospojek je možnost zapojení hydraulického obvodu pod tlakem, tedy beze ztrát hydraulického oleje.



Obrázek 42-Zobrazení drážky zespodu střední části stolu



Obrázek 43-Pohled na střední část stolu a hydraulickou průchodku

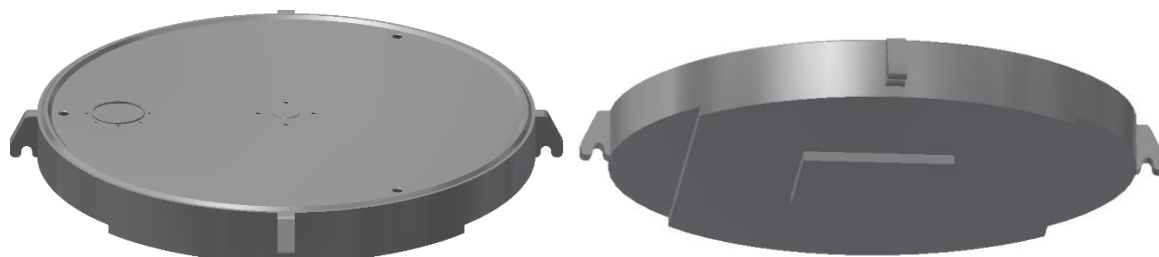
11.3 Podstava stolu

Pro výrobu podstavy stolu jsem zvolil stejný materiál jako pro střední část, tedy materiál s označením ČSN 42 2643. 1. U této součásti opět požadujeme materiál, který je vhodný k odlévání, ale také dobře opravitelný.

Po obvodu vrchní části je vytvořeno lichoběžníkové odsazení, které slouží k usazení již zmíněné střední části stolu. Dále jsou na vrchní ploše podstavy vytvořena dvě odsazení, která slouží k přesnému usazení čepu pro ložiska a držáku motoru. Čep pro ložiska je k podstavě upevněn čtyřmi šrouby s vnitřním šestihranem M27x70. Držák motoru je připevněn k podstavě pomocí osmi šroubů s vnitřním šestihranem M16x30. Spodní část podstavy je uzpůsobena k ustavení na posuvnou desku lisu. Na prostředek spodku podstavy je umístěno čtvercové odsazení o rozměrech 800x800x50, které zapadne do vyfrézované kapsy v posuvné

desce lisu. Protože je stůl širší než posuvná deska lisu, je po stranách vyfrézováno ubrání, které slouží k snazšímu a bezpečnějšímu zavezení stolu pod lis.

Manipulace s podstavou je řešena stejným způsobem jako u střední a horní části stolu, třemi očky se závitem, při ustavení jsou závity chráněny záslepkami. Dále jsou na podstavě 4 závěsy, které slouží k manipulaci s celým stolem.



Obrázek 44-Pohled na podstavu shora a zespodu

11.4 Věnc pro ozubení

Vzhledem k technologii výroby (výkovek) volím pro tuto součást materiál s označením ČSN 13 151.

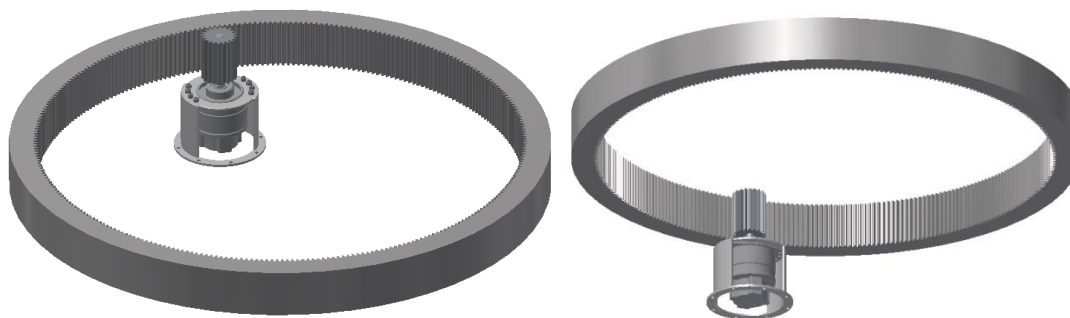
Po obvodu věnce je vytvořeno osm přesných děr na kolíky a osm děr pro šrouby M27x160, pomocí kterých je připevněn na horní část stolu. Vnější průměr věnce slouží společně s bronzovým kroužkem jako kluzné ložisko, které zachytává radiální síly při otáčení stolu. Do vnitřního průměru věnce je zalisováno vnitřní ozubené kolo.



Obrázek 45-Pohled na věnc pro ozubení shora a zespodu

11.5 Soustava vnitřní ozubené kolo, pastorek, motor a držák motoru

Pro ozubený převod volím ocel třídy 13 s označením ČSN 13 151, tato ocel je vhodná k zušlechťování, po výrobě cementovat do hloubky 1,5 mm. Vnitřní ozubené kolo je o 3,5 mm širší než pastorek pro maximální stykovou zubovou plochu při jakémkoli zatížení. Pastorek je spojen s hřídelí motoru pomocí drážkování. Motor je k držáku připevněn pomocí osmi šroubů s vnitřním šestihranem M16x30. Ve spodu držáku je vytvořeno osm děr, pomocí kterých je motor s držákem upevněn na podstavě stolu.

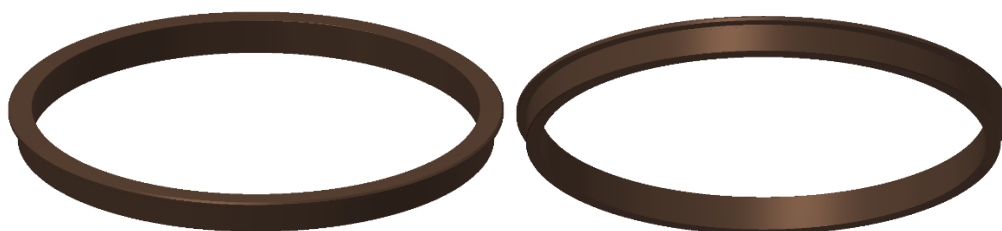


Obrázek 46-Pohled na soustavu ozubený převod, motor a držák motoru shora a zespodu

11.6 Bronzový kroužek

Protože neočekávám velká radiální zatížení, volím pro výrobu této součásti červený bronz s označením ČSN 42 3135.

Tento kroužek slouží jako radiální kluzné ložisko. Pod vrchním osazením kroužku je malé odlehčení, do kterého vyúsťuje šest vyvrtaných děr, které slouží k mazání vnější části kluzného elementu. Nevýhodou je složitost mazání, kdy se pokaždé musí odkrýt horní deska stolu, na druhou stranu díky velmi malým otáčkám stolu není potřeba mazání tak častá.

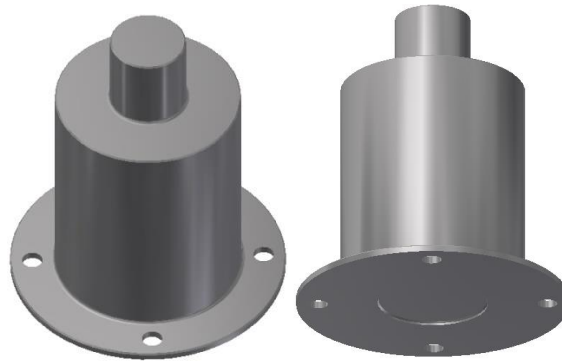


Obrázek 47-Pohled na bronzový kroužek shora a zespodu

11.7 Čep pro pružiny

Pro zaručenou podmíněnou svařitelnost a vhodnost ke kování, dobrou obrobiteľnost a odolnost proti opotřebení jsem zvolil materiál ČSN 14 331, jedná se o ocel Mn-Si-Cr vhodnou k zušlechťování. Jelikož bude součást namáhána výhradně axiálním tlakem, tělo součásti je vykováno a spodní prsteneček s otvory přivařen.

Jak již bylo zmíněno, na spodku součásti jsou čtyři vyvrtané díry, které slouží k upevnění součásti. K přesnému usazení pak slouží odsazení na spodní straně součásti. Na vrchu je čep, na který se nasadí pružiny.

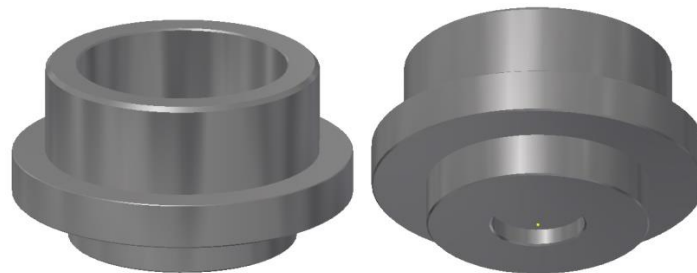


Obrázek 48-Pohled na čep pro pružiny shora a zespodu

11.8 Čep pro ložisko

Pro tento čep volím stejný materiál jako pro předchozí čep, tedy ocel s označením ČSN 14 331, jelikož dosedá na pružiny z druhé strany, je také potřeba materiál s odolností proti opotřebení.

Součást je ze spodu podepřena pružinami, na vnějším průměru vrchní části je nasazeno ložisko, které nese celou horní otočnou část stolu.

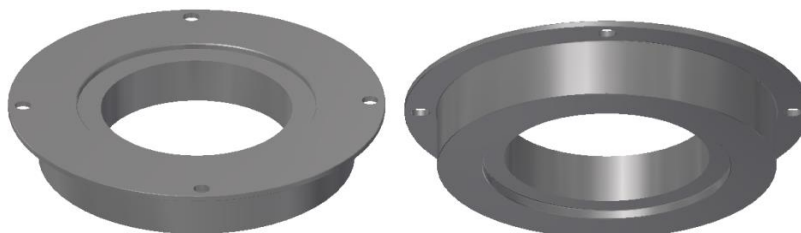


Obrázek 49-Pohled na čep pro ložisko shora a zespodu

11.9 Horní kroužek ložiska

Z důvodu velkého namáhání součásti volím ocel s označením ČSN 14 220. Tato ocel je dobře obrobitelná a vhodná k zušlechťování.

Na vrchní ploše součásti je vytvořeno odsazení, které slouží k přesnému usazení na horní část stolu. K upevnění pak slouží čtyři vyvrtané díry po obvodu součásti. Do odsazení na spodní straně zapadne valivé axiální ložisko.



Obrázek 50-Pohled na horní kroužek ložiska shora a zespodu

12 Ekonomická analýza

V následující kapitole bude určena přibližná cena výroby navrženého stolu a cena, za kterou by se mohl takový stůl prodávat.

12.1 Ceny nakupovaných částí

Pro některé nakupované součásti výrobce neudává veřejně prodejní cenu, musela být podána poptávka přímo na konkrétní množství a konkrétní položku. I přes snahu se nepodařilo zjistit ceny všech součástí, některé ceny museli být pouze odhadnuty. Tímto případem je například Hydraulický motor od firmy Poclain Hydraulics MS/MSE05.

Tabulka 7-Ceny nakupovaných součástí

Položka	počet kusů/m	cena za kus/m	celková cena [Kč]
Hydraulický motor od firmy Poclain Hydraulics MS/MSE05	1	120 000,00	120 000,00
Talířová pružina od firmy Henlich s.r.o.	6	1 212,17	7 273,00
Válečkové axiální ložisko od firmy SKF 81160 M	1	69 156,17	69 156,17
Šroub válcová hlava - inbus DIN 912 M27x160-12.9	8	237,48	1 899,84
Šroub válcová hlava - inbus DIN 912 M27x70-12.9	8	143,78	1 150,24
Šroub válcová hlava - inbus DIN 912 M16x30-12.9	16	9,87	157,92
Matice DIN 934 M16 10	8	3,29	26,32
Mini hydraulics power	1	40 000	40 000
Hydraulické vedení výtlačné	3,1	699,79	2 169,35
Hydraulické vedení odpadní	3,1	970,30	3 007,93
celkem nakupované části		244 840,77	

Ceny šroubů a matic, jako normalizovaných součástí lze snadno najít na spoustě internetových obchodů. Cenu ložiska a ocelových talířových pružin se podařilo zjistit poptávkou přes firmu, která se zabývá kovovýrobou.

12.2 Ceny vyráběných součástí

U vyráběných součástí se těžko odhaduje výrobní cena, pro určení cen jsem zvolil systém odhadu podle váhy a způsobu výroby, který se využívá ve firmách vyrábějících velké součásti. Cena odlitku je stanovena 200 Kč na kilogram součástí, cena obrobku 100 Kč na kilogram součástí a výkovku 180 Kč na kilogram součástí. U menších součástí a držáku motoru (svařenec) se odhad odvíjí od ceny materiálu a přídatku na výrobu. Cena ozubeného převodu byla určena poptávkou u firmy MKV Ozubená kola s.r.o.

Tabulka 8-Ceny vyráběných součástí

součást	Způsob výroby	cena výroby [Kč]
Kovací deska	odlitek	1 975 776,20
Střední část stolu	odlitek	801 726,00
Podstava stolu	odlitek	6 510 200,20
Věvec pro ozubení	výkovek	340 020,72
Vnitřní ozubené kolo a pastorek	nespecifikováno	780 000,00
Držák motoru (odhadovaná cena podle polotovarů)	svařenec	4 100,00
Bronzový kroužek	odlitek	206 908,40
Čep pro pružiny	výkovek	23 368,86
Čep pro ložisko	obrobek	8 225,00
Horní kroužek ložiska	obrobek	10 316,60
Záslepka (9 ks)	obrobek	6 224,37
manipulační očko (3 ks)	obrobek	5 104,20
válcové kolíky 30x75 (odhadovaná cena za ks 60 Kč)	válcované	480,00
celkem vyráběné části		10 672 450,55

12.3 Odhad výrobní a prodejní ceny

Výrobní cena je určena součtem cen nakupovaných a vyráběných součástí. V tomto součtu není zahrnuta cena za hardwarový a softwarový systém řízení stolu, dále není zahrnuta cena montáže a dalších prací okolo výroby.

$$244\,840,77 + 10\,672\,450,55 = 10\,917\,291,27 \text{ [Kč]}$$

Pro odhad prodejní ceny se k výrobní ceně musí přidat zisk. Zisk volím 11% z výrobní ceny.

$$10\,917\,291,27 + 1\,200\,902,04 = 12\,118\,193,31 \text{ [Kč]}$$

Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout, zkontrolovat pomocí metody MKP a ekonomicky analyzovat otočný přechovací stůl o nosnosti 40 t k lisu CKV 2500.

První část práce je zaměřena na historický vývoj lisů a manipulačních prostředků od počátků kování (tváření) až po současnost. Dále je navázáno popisem jednotlivých částí kovací linky, mezi které patří i navrhovaný otočný přechovací stůl, manipulačních prostředků a integrovaného kovacího souboru.

Po vysvětlení dané problematiky v první části práce je navázáno na část druhou, samotný návrh stolu. Před návrhem bylo potřeba navrhnout tři rozdílná řešení, ze kterých se pomocí ohodnocení technických a ekonomických vlastností vybrala nejlepší varianta. S ohledem na požadované vstupní parametry byl k vybrané variantě pomocí analytických výpočtů vytvořen návrh rozměrů jednotlivých částí. Nejvíce namáhaná součást (kovací deska) byla podrobena kontrole metodou konečných prvků, zda rozměry vypočtené analyticky vyhovují. Poslední kapitola byla zaměřena na ekonomickou analýzu celého návrhu.

Návrh stolu splňuje všechna kritéria, která byla požadována.

Dle výsledků ekonomické analýzy se nejedná o levnou součást kovacího souboru. Pokud ale vezmeme v potaz celkovou cenu souboru, otočný stůl dle mého názoru činí malou část nákladů.

Seznam obrázků

Obrázek 1-Otočný kovací stůl QWK [1].....	3
Obrázek 2-Příklad kovací linky [2].....	5
Obrázek 3- Rozdělení kovacích lisů [1].....	5
Obrázek 4-CKV 2250 – Lis řady CKV s kolejovým manipulátorem [1]	6
Obrázek 5-CKVX 1250 – Kovárna ŽĎAS [1]	7
Obrázek 6-Kovací soubor s lisem CKW 6300 a manipulátorem QKK 80 – Írán [1]	8
Obrázek 7-Lis CKZW 5600/6500 – Bonatrans Bohumín [1].....	9
Obrázek 8-Využití jeřábového otáčedla při kování [3]	10
Obrázek 9- Kovací manipulátor QKK 100, CSOC, Čína [2]	11
Obrázek 10-Ingotový vůz kolejový [1].....	11
Obrázek 11-Typy samosvorných kovářských kleští vlevo, automatické kovářské kleště od firmy ŽĎAS QMJV vpravo [3] [1]	12
Obrázek 12-Nástrojový manipulátor QNM [2]	12
Obrázek 13-Model otočného zvedacího stolu QHZ	13
Obrázek 14-Kovací soubor s lisem CKW 3300 – Birmingham, Anglie [2].....	14
Obrázek 15-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení pomocí pneumatického pístu.....	15
Obrázek 16-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení na základě hydrostatického uložení	16
Obrázek 17-Zjednodušený model otočného kovacího stolu s mechanismem přizvednutí při otáčení pomocí tlačných pružin	16
Obrázek 18-Graf znázorňující poměr mezi technickými a ekonomickými vlastnostmi jednotlivých variant	18
Obrázek 19-Znamé rozměry kovací desky	19
Obrázek 20-Znamé rozměry kovací desky	19
Obrázek 21-Odvození normálových napětí.....	20
Obrázek 22-Znázornění zatížení desky	21
Obrázek 23-Zobrazení průběhu průhybu a dvou hlavních ohybových momentů m_r a m_ϕ	21
Obrázek 25-Znamé rozměry kovací desky	23
Obrázek 26-Základní parametry zvoleného ložiska 81160 M [4]	24
Obrázek 27-Znázornění technických parametrů pružiny [5].....	25
Obrázek 28-Technické parametry zvolené pružiny [5]	25
Obrázek 29-Zvolený motor a jeho základní technické parametry [14].....	28
Obrázek 30-Uložení stolu, motoru a hydrogenerátoru (půdorys)	29
Obrázek 31-Tabulka závislosti kinetické viskozity na teplotě [7].....	32
Obrázek 32-Zvolený hydrogenerátor a jeho technické vlastnosti [8].....	33
Obrázek 33-Schéma hydraulického obvodu.....	34
Obrázek 34-Pohled na model využitý pro výpočet metodou MKP shora a zespodu.....	35
Obrázek 35-Znázornění sítě a okrajových podmínek.....	35
Obrázek 36-Graf výpočtu matice	36
Obrázek 37-Znázornění výsledků napětí v uzlových bodech	37
Obrázek 38-Hodnoty napětí ve zkoumané oblasti.....	37
Obrázek 39-Hodnoty uzlových napětí v dotyku desky se střední částí stolu.....	38
Obrázek 40-Hodnoty uzlové deformace ve směru působící síly (osa Z).....	38
Obrázek 41-Sestava navrženého stolu v řezu a průhledném modelu	39
Obrázek 42-Pohled na kovací desku shora a zespodu, vpravo je vyobrazeno očko, pomocí kterých je deska přepravována a záslepka sloužící pro ochranu závitů.....	40
Obrázek 43-Zobrazení drážky zespodu střední části stolu	41

<i>Obrázek 44-Pohled na střední část stolu a hydraulickou průchodku</i>	<i>41</i>
<i>Obrázek 45-Pohled na podstavu shora a zespodu</i>	<i>42</i>
<i>Obrázek 46-Pohled na věnec pro ozubení shora a zespodu</i>	<i>42</i>
<i>Obrázek 47-Pohled na soustavu ozubený převod, motor a držák motoru shora a zespodu</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 48-Pohled na bronzový kroužek shora a zespodu</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 49-Pohled na čep pro pružiny shora a zespodu</i>	<i>44</i>
<i>Obrázek 50-Pohled na čep pro ložisko shora a zespodu</i>	<i>44</i>
<i>Obrázek 51-Pohled na horní kroužek ložiska shora a zespodu</i>	<i>44</i>

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1-Systém hodnocení variant v jednotlivých kritériích.....</i>	17
<i>Tabulka 2-legenda.....</i>	17
<i>Tabulka 3-hodnocení variant v jednotlivých kategoriích</i>	17
<i>Tabulka 4-Základní parametry využitého lisu [3].....</i>	18
<i>Tabulka 5-Základní parametry navrhovaného stolu [3]</i>	18
<i>Tabulka 6-Vlastnosti lité oceli ČSN 42 2712. 5</i>	19
<i>Tabulka 7-Ceny nakupovaných součástí</i>	45
<i>Tabulka 8-Ceny vyráběných součástí</i>	46

Seznam příloh

Příloha č. 1 – CAD 3D modely navrhovaného otočného pěstovacího stolu

Výkresová dokumentace

Druh dokumentu	Název	Číslo výkresu	Formát
Výkres sestavy	Sestava stolu	KKS-BP-02	A2
Výrobní výkres	Kovací deska	KKS-BP-01	A2

Použitý software:

Microsoft Office Word 2013

Autodesk Inventor Professional 2015

NX 12.0

Adobe Acrobat Reader

Autocad 2013

Citovaná literatura

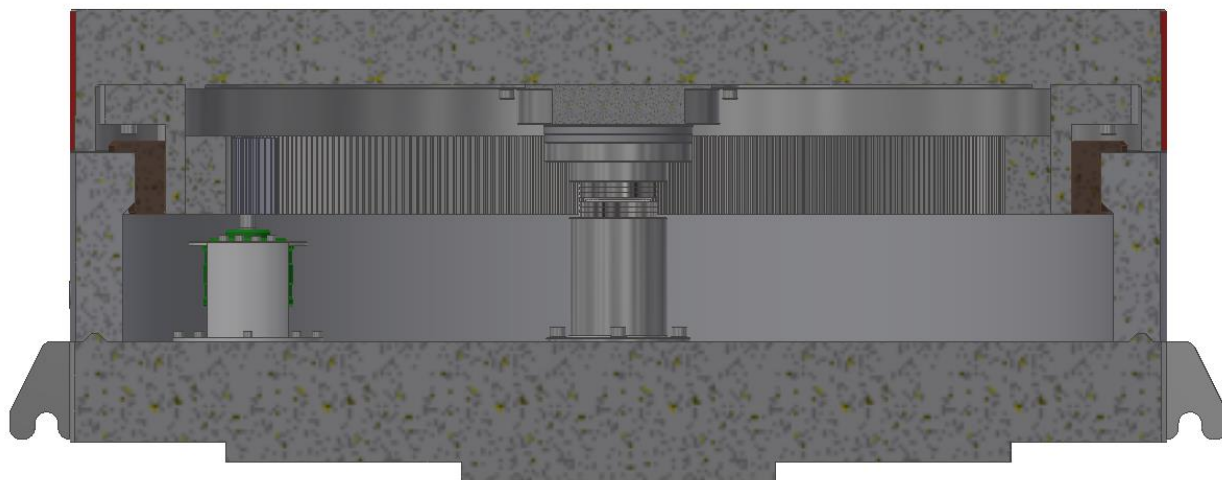
- [1] *Zařízení pro volné kování*. [online]. [Cit. 2020-03-01]. Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890382.pdf>
- [2] Ing. Duník, Miroslav, Ing. Chval, Zdeněk, Ph.D. *Manipulace s výkovky u velkých kovacíh lisů.*, Doplnující učební text pro předmět KVS. Plzeň, 2014.
- [3] Kovací manipulátory se značkou ŽĎAS. [online]. [Cit. 2020-03-01]. Dostupné z: <http://www.cnckonstrukce.cz/clanek-118/kovaci-manipulatory-se-znackou-zdas.html>
- [4] Doc. Ing. Čechura, Milan, CSc., Doc. Ing. Hlaváč, Jan, Ph.D., Doc. Ing. Staněk, Jiří, CSc. *Konstrukce tvářecích strojů.*, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň, 2013.
- [5] Doc. Ing. Bureš, Vlastimil, CSc. *Části strojů I.* VŠSE v Plzni, 1988.
- [6] Pružnost a plasticita II. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta stavební. [online]. [Cit. 2020-03-03]. Dostupné z: http://fast10.vsb.cz/krejsa/studium/pp2_tema_06.pdf
- [7] Volba velikosti ložiska na základě statického zatížení. [online]. [Cit. 2020-03-06]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>
- [8] Axiální válečková ložiska-81160. [online]. [Cit. 2020-03-06]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-thrust-bearings/complete-bearings-roller-and-cage-thrust-assemblies/index.html?designation=81160%20M&unit=metricUnit>
- [9] Talířové pružiny-technické parametry. [online]. [Cit. 2020-03-09]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tal%C3%AD%20C5%99ov%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_technick%C3%A9_parametry.pdf
- [10] Katalog talířových pružin. [online]. [Cit. 2020-03-15]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tal%C3%AD%20C5%99ov%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_DIN_2093.pdf
- [11] Dražan, F., Kupka, L. a kol. *Jeřáby*. Praha : SNTL, 1968.
- [12] Křen, Jiří. *Řešené příklady z kinematiky. I. část*, Plzeň : VŠSE, 1986
- [13] Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D., Ing. Eva Krónerová, Ph.D., prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc. *Obecné strojní části 2-Základní složené převodové mechanismy*. Západočeská univerzita v Plzni, katedra konstruování strojů.
- [14] Motor MS/MSE05. [online]. [Cit. 2020-03-16]. Dostupné z: <https://www.poclain-hydraulics.com/en/products/motors/ms/ms-mse05>
- [15] Software pro výpočty metodou konečných prvků (MKP). [online]. [Cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://www.dlupal.com/cs/reseni/oblasti-pouziti/software-pro-vypocty-mkp>

Zdroje obrázků

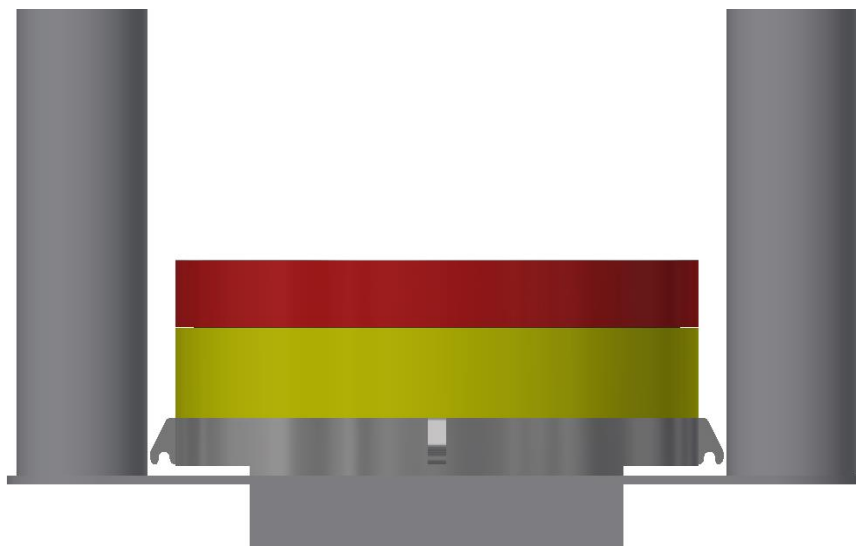
- [1] Dostupné z: <https://www.zdas.com/cs/produkce/zarizeni-volne-kovani/>
- [2] Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890382.pdf>
- [3] Dostupné z: Ing. Miroslav Duník, Ing. Zdeněk Chval, Ph.D. Manipulace s výkovky u velkých kovacích lisů., Doplnující učební text pro předmět KVS. Plzeň, 2014.
- [4] Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-thrust-bearings/complete-bearings-roller-and-cage-thrust-assemblies/index.html?designation=81160%20M&unit=metricUnit>
- [5] Dostupné z: https://www.hennlich.cz//fileadmin/_migrated/cz_Talířové_pružiny_-_technické_parametry.pdf
- [6] Dostupné z: https://www.hennlich.cz//fileadmin/_migrated/cz_Talířové_pružiny_-_tabulky_DIN_2093.pdf
- [7] Dostupné z:
http://www.cahp.cz/wpcontent/2012/03/01_Cimcool_Hydraulicke_kapaliny.pdf
- [8] <https://www.poclain-hydraulics.com/en/products/hydraulics/mini-hydraulics-power-units/mini-hydraulic-power-unit-2>

PŘÍLOHA Č. 1

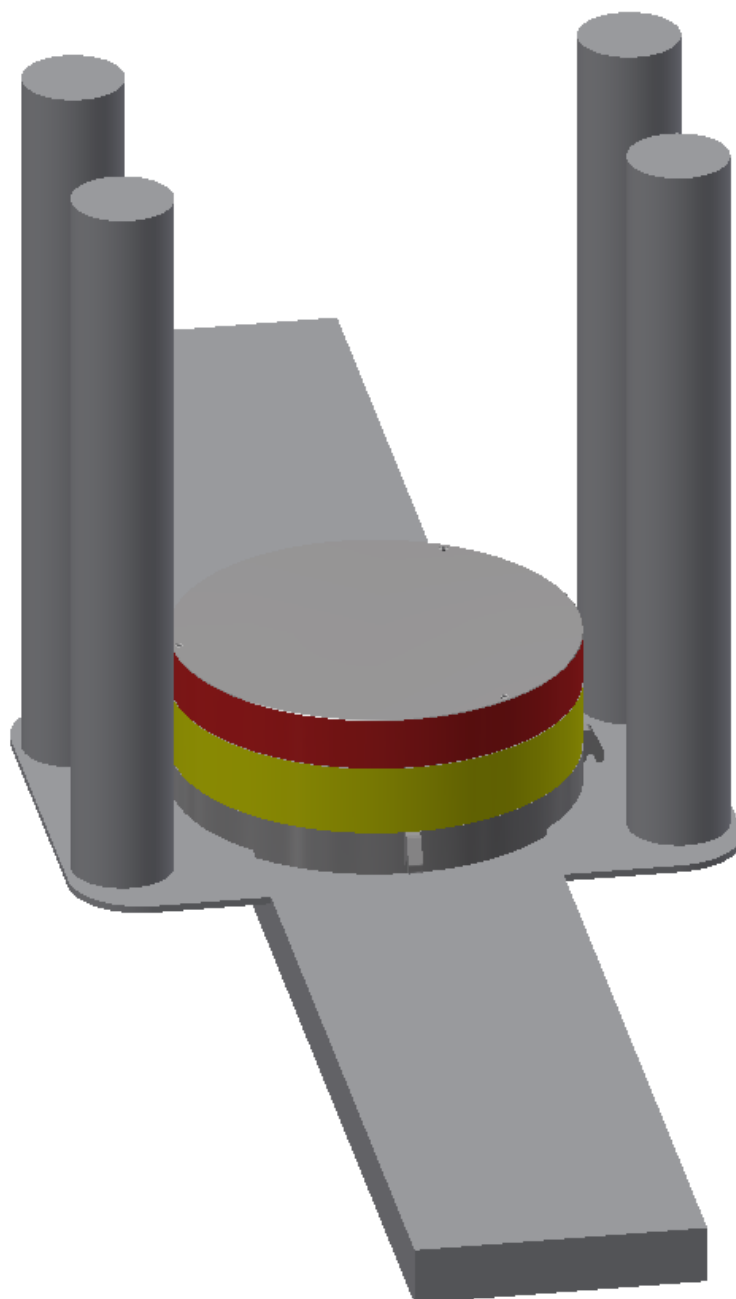
CAD 3D modely navrhovaného otočného pěstovacího stolu



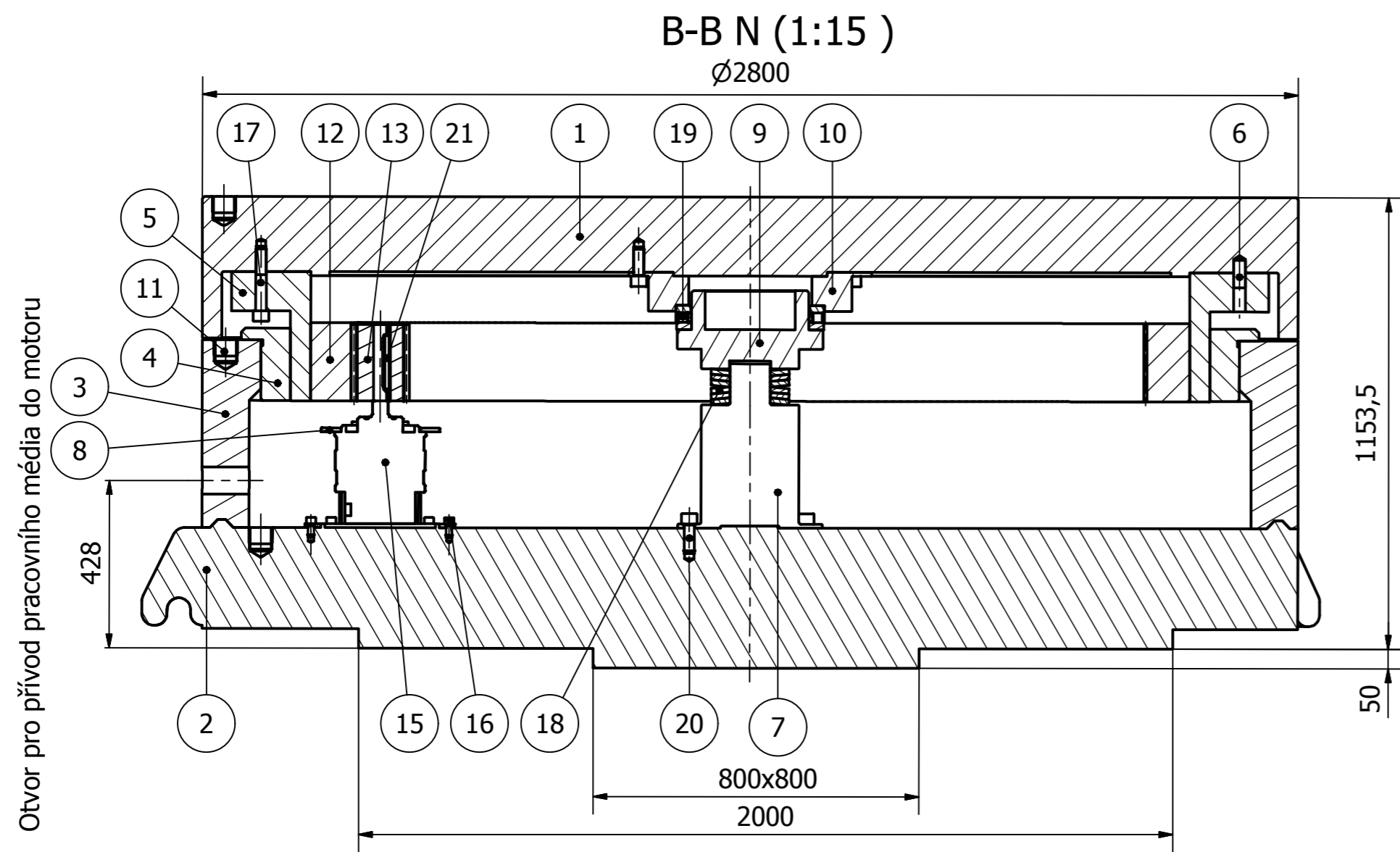
Obrázek-1 Otočný pēchovací stůl, pohled v řezu



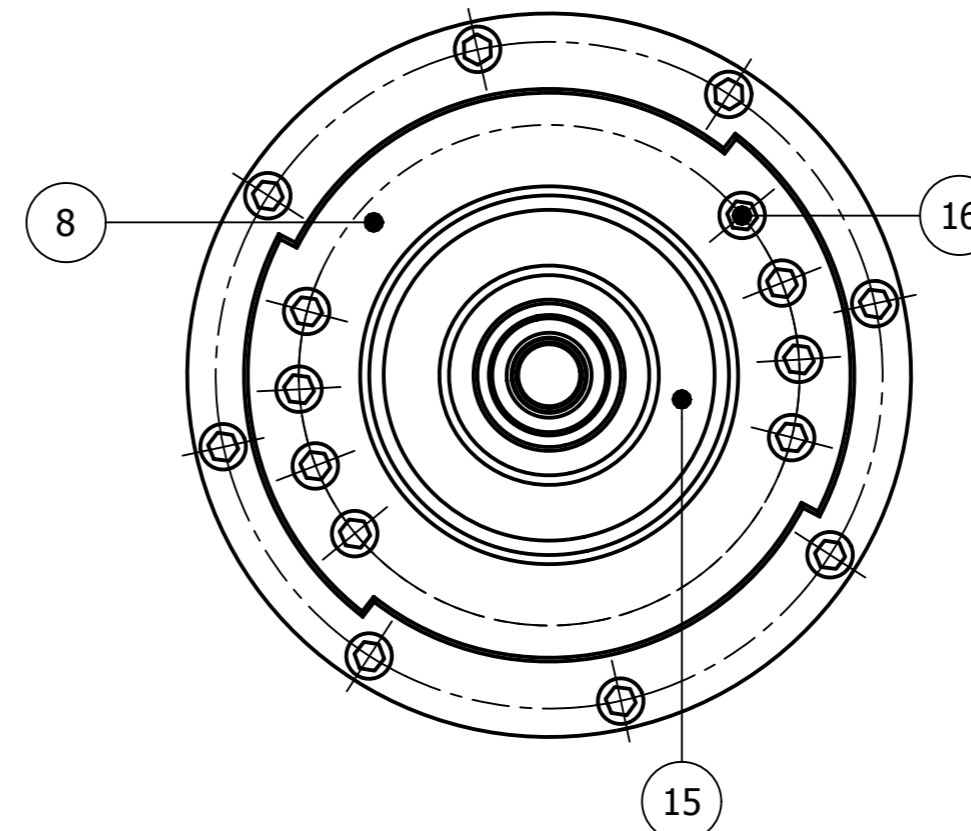
Obrázek-2 Usazení otočného pēchovacího stolu mezi sloupy lisu, pohled zepředu



Obrázek-3 Usazení otočného přechovacího stolu mezi sloupy lisu, iso pohled

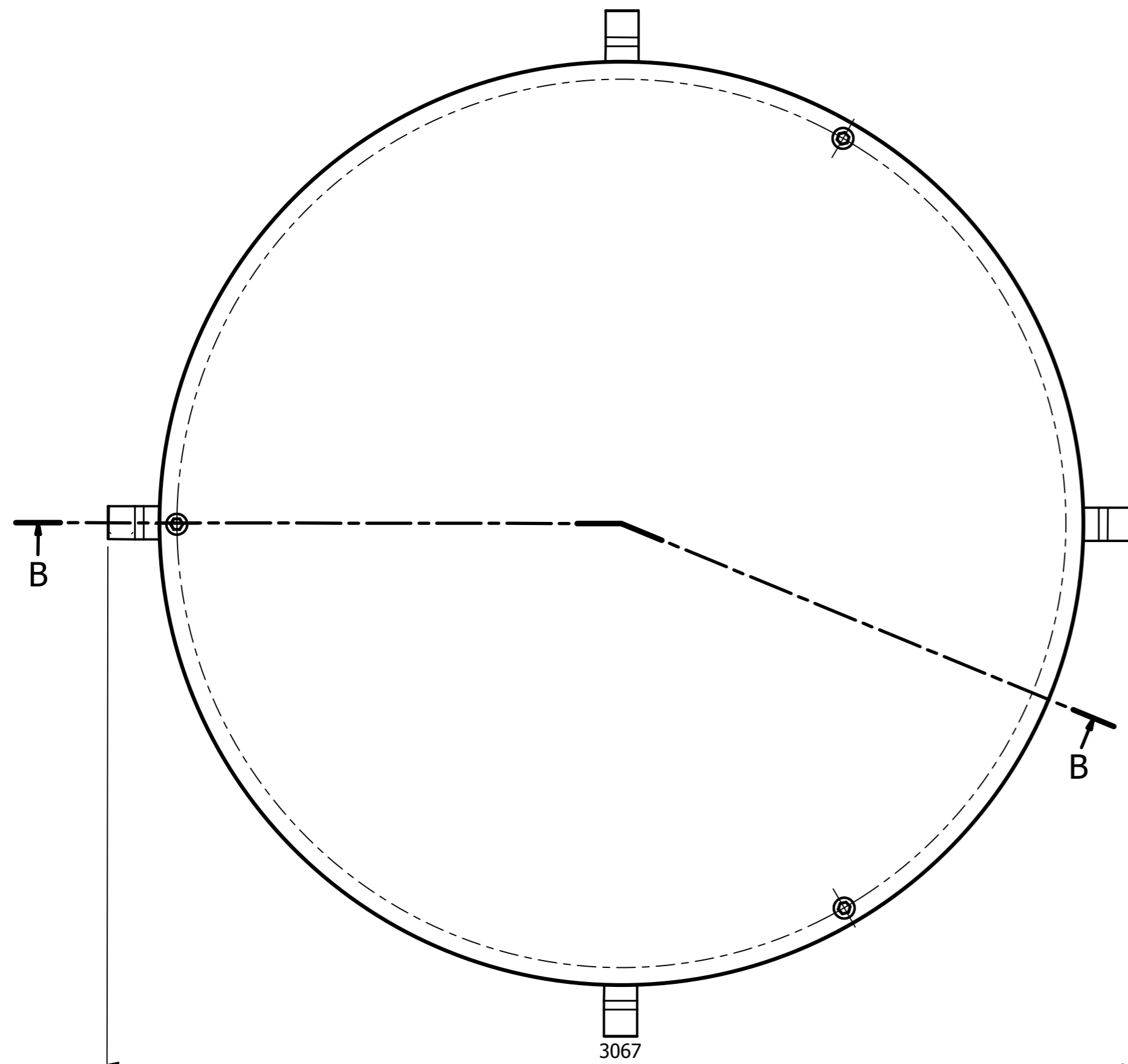


Pohled na uchycení motoru shora 1:4



Při montáži vystružit díry na kolíky na $\varnothing 30H7$

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	NORMA	HMOTNOST
21	1	Těsné pero	ČSN 02 2562	0,2
20	8	I šroub M27x70	DIN 912	0,474 kg
19	1	81160 M	EON	19,430 kg
18	6	Talířová pružina	DIN 2093	2,500 kg
17	8	I šroub M27x150	DIN 912	0,873 kg
16	16	I šroub M16 x 30	DIN 912	0,089 kg
15	1	Hydromotor MSE05	EON	8,470 kg
14	8	Matice M16	DIN 555-5	0,034 kg
13	1	Pastorek	EON	21,735 kg
12	1	Vnitřní ozubené kolo	EON	1135,150 kg
11	9	Záslepka	obrobek (KKS-BP-11)	0,823 kg
10	1	Horní kroužek pro ložisko	obrobek (KKS-BP-10)	103,158 kg
9	1	Čep pro ložisko	obrobek (KKS-BP-09)	82,250 kg
8	1	Držák motoru	svařenec (KKS-BP-08)	14,683 kg
7	1	Čep pro pružiny	výkovek (KKS-BP-07)	129,827 kg
6	8	Válcovaný kolík 75x30	vývalek (KKS-BP-06)	0,387 kg
5	1	Věvec pro ozubení	výkovek (KKS-BP-05)	1889,004 kg
4	1	Bronzový kroužek	odlitek (KKS-BP-04)	1034,542 kg
3	1	Střední část stolu	odlitek (KKS-BP-03)	4008,630 kg
2	1	Podtava stolu	odlitek (KKS-BP-02)	14764,88 kg
1	1	Kovácí deska	odlitek (KKS-BP-01)	9883,290 kg



Měřítko	N (1:15)	Hmotnost (kg)	33135	Promitání		Formát	A2
Kreslil	BERAN JAN	Datum	10. 4. 2020	Schválil		Název	
						SESTAVA STOLU	
						Číslo dokumentu	
Druh dokumentu						KKS-BP-12	
VÝKRES SESTAVY						List 1 Listů 7	