



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh hydraulického manipulátoru
vstřikovacích forem pro tlakové lití**

**Hydraulic Manipulator of Injection Molds
for Die Casting Design**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Petr OBOLECKÝ

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Obolecký** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **464520**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh hydraulického manipulátoru vstřikovacích forem pro tlakové lití

Název bakalářské práce anglicky:

Hydraulic Manipulator of Injection Molds for Die Casting Design

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši problematiky manipulace a manipulačních přípravků souvisejících s technologií tlakového lití. Zaměřte se i na případná omezení z hlediska používaných materiálů a technologií. Dále proveďte návrh konstrukčních variant manipulačního přípravku dle zadání a zvolte variantu optimální. Vypracujte konstrukční návrh zvolené varianty formou 3D modelů a 2D výkresových sestav a proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty stěžejních konstrukčních prvků. Závěrem práce proveďte rovněž ekonomické zhodnocení realizované varianty manipulačního přípravku.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 2. svazek. 5. vyd. Praha: SNTL, 1990.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kanaval, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **23.03.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **29.05.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh hydraulického manipulátoru vstřikovacích forem pro tlakové lití“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Petr Obolecký

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za veškeré konzultace, odborné rady a připomínky.

Děkuji také panu Ing. Jiřímu Kuželkovi, Ph.D. za praktické rady při výpočtech metodou konečných prvků.

Dále děkuji mému nadřízenému Ing. Martinu Daleckému za umožnění použít můj svěřený pracovní projekt pro školní účely.

V neposlední řadě chci také poděkovat mé rodině za podporu při studiu a psaní této bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Petr Obolecký
Název BP:	Návrh hydraulického manipulátoru vstřikovacích forem pro tlakové lití
Anglický název:	Hydraulic Manipulator of Injection Molds for Die Casting Design
Rok:	2020
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 122 počet obrázků 124 počet tabulek 8 počet příloh 1
Klíčová slova:	konstrukce, manipulátor, licí forma, polohovadlo
Keywords:	construction, design, Manipulator, Injection Mold, positioner
Anotace:	Tato bakalářská práce obsahuje rešerši problematiky manipulace a manipulačních přípravků v oblasti tlakového lití hliníkových slitin. Bakalářská práce se zabývá návrhem hydraulického manipulátoru vstřikovacích forem pro tlakové lití hliníkových slitin. Pro polohování licích forem je navrženo několik principiálních variant možného řešení. Z navržených variant je vybráno nejlépe vyhovující řešení, to je detailněji konstrukčně navrženo a podrobena kontrolním výpočtům. Součástí bakalářské práce je sestavný výkres navrženého strojního zařízení.

Abstract:

This bachelor's thesis contains a search of the issue of handling and handling jigs in the field of die casting of aluminum alloys. The bachelor's thesis deals with the design of a hydraulic manipulator of injection molds for pressure casting of aluminum alloys. Several basic variants of a possible solution are proposed for positioning casting molds. From the proposed variants, the best suitable solution is selected, it is structurally designed in more detail and subjected to control calculations. Part of the bachelor's thesis is a compilation drawing of the designed machinery.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Cíle	3
3. Vysokotlaké lití hliníkových slitin	4
4. Manipulace v oblasti technologie tlakového lití	6
4.1. Manipulační zařízení používaná ve slévárenství.....	6
4.2. Manipulátory pro slévárenský průmysl.....	9
5. Návrh vhodného řešení.....	11
5.1. Koncept č. 1: Hydraulický manipulátor sklápěcího typu.....	11
5.2. Koncept č. 2: Manipulátor s elektropohonem kolébkového typu	12
5.3. Koncept č. 3: Hydraulický manipulátor kolébkového typu	14
5.4. Zhodnocení variant a výběr nejvhodnějšího řešení.....	15
6. Návrh manipulátoru	16
6.1. Vývoj předběžného koncepčního návrhu manipulátoru s pracovištěm.....	16
6.2. Rozbor zařízení.....	19
6.3. Charakteristika zatížení.....	20
6.3.1. Charakteristika břemen.....	20
6.3.2. Přídavné dynamické účinky.....	22
6.3.3. Vlastní hmotnosti dílů manipulátoru	22
6.3.3.1. Předběžný statický propočet pro odhad vlastní hmotnosti otočného stolu:	22
6.3.4. Zatížení manipulátoru	29
6.4. Detailní statický rozbor manipulátoru	31
6.5. Návrh otočného stolu	34
6.6. Návrh páky.....	52
6.7. Návrh čepu spojujícího pístnici s pákou	59
6.8. Návrh hydraulického pohonu.....	61
6.8.1. Hydraulický motor.....	61
6.8.1. Hydraulický agregát	64
6.9. Návrh čepu spojujícího hydraulický válec se stojanem	66
6.10. Návrh hlavního hřídele.....	70
6.11. Návrh kluzných ložisek.....	81
6.12. Návrh stojanu manipulátoru	83
6.13. Návrh ukotvení manipulátoru.....	89
6.14. Návrh upínání formy	92
6.15. Návrh aretování polohy a dorazů.....	98
6.16. Návrh prvků pro řízení	102
6.17. Návrh mazání	103
7. Návrh pracoviště.....	104
8. Realizace.....	107
9. Závěr.....	110

1. Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem manipulátoru pro polohování vstřikovacích forem pro tlakové lití o hmotnosti až 40 t. Zařízení je společně s celým vybavením pracoviště navrženo dle požadavků zákazníka firmy S&D STROJÍRNA Prosetín, ve které působím 6 let na pozici konstruktér, technolog.

Návrhu předcházelo úvodní jednání u zákazníka, který nám přednesl veškeré požadavky, které má zařízení splňovat. Jednalo se především o zástavbové možnosti ve stávající výrobní hale, popis pracovního cyklu a potřebných úkonů, které mají pracovníci při obsluze pracoviště vykonávat, důraz na ergonomii, bezpečnost, efektivitu a cenu.

Manipulátor má sloužit pro rotační polohování licích forem z vodorovné do svislé polohy a naopak. Rozsah pohybu manipulátoru je tedy 90°. Při polohování musí být forma nepohyblivě a bezpečně upnuta k otočné části manipulátoru. V obou krajních polohách musí být přístup ke všem požadovaným částem formy s ohledem na ergonomii pro potřeby montáže přídatných komponent na formu či pro potřeby jejího servisu.

Formy polohované na manipulátoru slouží k tlakovému odlévání hliníkové slitiny za účelem výroby bloků motorů. Formy jsou dopraveny z oddělení nářadovny do haly slévárny hliníku na nákladním voze ve vodorovné poloze. Pomocí mostového jeřábu je forma z vozu složena na podlahovou plochu. Formu je zapotřebí vložit do stroje na tlakové vstřikování hliníkové slitiny ve svislé poloze. Dle varianty vložené formy jsou vyráběny bloky určitého typu spalovacích motorů. Forma zůstává v licím stroji v činnosti do doby, než je vyroben požadovaný počet kusů daného typu, případně do poruchy. Poté je forma ve svislé poloze ze stroje vyjmuta. Formu je tedy zapotřebí polohovat z vodorovné polohy do svislé pro následné umístění do licího stroje či do odkládacího stojanu pro svisle zpolohované formy. A opačně, ze svislé polohy do vodorovné pro následný odvoz formy na údržbu či opravu do oddělení nářadovny. Zadány byly určité typy možných variant polohovaných forem (břemen) s jasně danými rozměrovými a hmotovými parametry. Podstatné parametry byly vnější rozměry formy, rozměr základny, hmotnost a umístění těžiště. Rychlost polohování nehraje, vzhledem k nízké četnosti užívání, významnou roli. Rychlost polohování je tedy přizpůsobena bezpečnosti a ekonomickým nákladům na pohonnou jednotku.

Nově navrhovaný manipulátor má nahradit současný manuálně otočný mechanický sklápěč, který je překlápěn pákovým mechanismem za pomoci jeřábu. Současný sklápěč je vybaven manuálně utahovanými upínkami forem, jež jsou utahovány za pomoci velmi rozměrných stranových klíčů. Stávající sklápěč je dimenzován na již nedostatečných 25 t.



Během prvotních návrhů a několika úvodních jednání se zákazníkem byly řešeny zejména zástavbové rozměry navrženého manipulátoru, dispozice celého pracoviště, ergonomické vlastnosti, bezpečnostní kritéria a pracnost obsluhy s ohledem na finanční možnosti plánované investice. Výsledkem bylo několik předběžných principiálních konstrukčních řešení a cenové nabídky. Po vyhraném výběrovém řízení a odsouhlaseném navrženém řešení byl započat detailní vývoj manipulátoru doprovázen pravidelnými jednáními se zákazníkem.

2. Cíle

Cílem této práce je provést rešerši problematiky manipulace a manipulačních přípravků souvisejících s technologií tlakového lití. Navrhnout několik variant řešení zadaného přípravku a výběr nejvhodnější varianty. Tato varianta je dále podrobněji konstrukčně navržena. V první části tohoto návrhu je pojednáno o základních rozměrech manipulátoru s ohledem na velikosti licích forem a dispoziční možnosti pracoviště. V dalším kroku je provedena charakteristika možného zatížení manipulátoru. Dále je proveden statický rozbor jednotlivých reakčních účinků veškerých dílů manipulátoru a navržen pohonný mechanismus schopný polohovat požadované druhy licích forem. Detailněji je navrženo hlavní uložení, spojení a prvky pro přenos krouticího momentu při polohování. Rovněž jsou navrhovány a kontrolovány hlavní nosné konstrukce a prvky. Do návrhu je zahrnuto též upínání licí formy a aretace polohy manipulátoru. Zařízení jako celek je navrhováno ve 3D v softwaru SOLIDWORKS. Pevnostní a deformační kontroly jsou prováděny pomocí metody konečných prvků (MKP) v softwaru ABAQUS, pomocí softwaru MITCalc a dalších ručně sestavených výpočtů v prostředí softwaru Microsoft EXCEL. Nakonec je zhodnoceno navržené a realizované zařízení po stránce bezpečnosti, funkčnosti a ekonomičnosti.

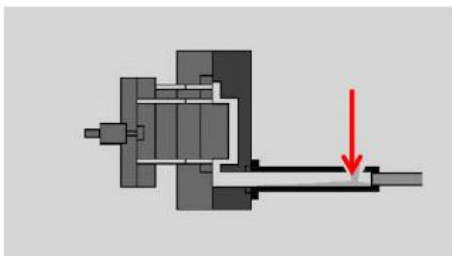
3. Vysokotlaké lití hliníkových slitin

Vysokotlaké lití je specifický druh odlévání, který umožňuje především vysokou přesnost odlitku, zhotovení i slabých tlouštěk stěn a složitých tvarů. Využívá se u lití neželezných kovů, především u slitin hliníku. Principem je vhánění (vstřikování) roztaveného kovu do formy pod vysokým tlakem za velmi krátký čas. Po rychlém naplnění formy je vyvíjen tlak i nadále během tuhnutí taveniny. [1]

V našem případě tavení probíhá ve velkoobjemové peci a do stroje pro tlakové lití je dodáván již roztavený kov. Strojem pro tlakové lití je horizontální lis se studenou licí komorou. Lis pomocí pístu vyvine velmi vysoký tlak na taveninu a řízeně ji vpravuje do formy. [1]

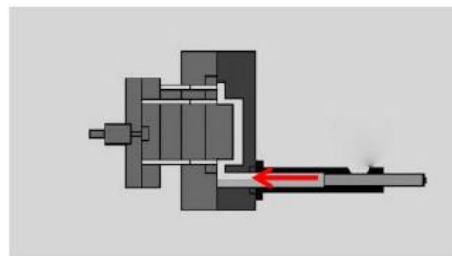
Následuje schéma postupu tlakového lití lisu se studenou licí komorou (Obrázek 1).

1)



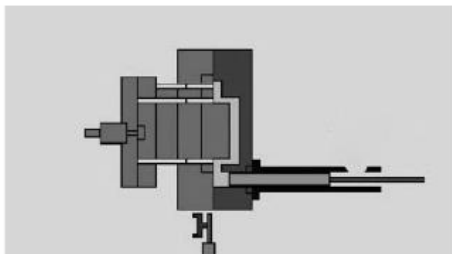
Uzavřená forma, plnění roztaveným kovem.

2)



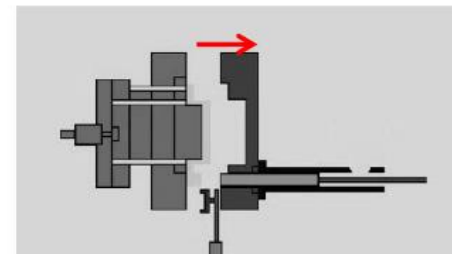
Vstřikování roztaveného kovu do formy.

3)



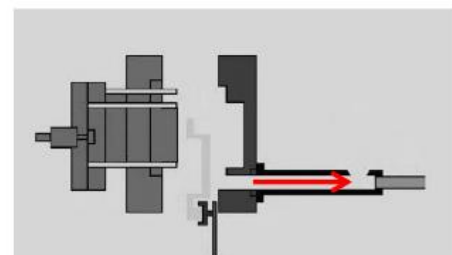
Tuhnutí odlitku za působení dotlaku lisu.

4)



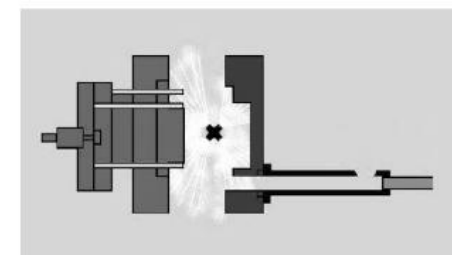
Oddělení pohyblivé části formy.

5)



Vyjmutí ztuhlého odlitku, návrat pístu.

6)

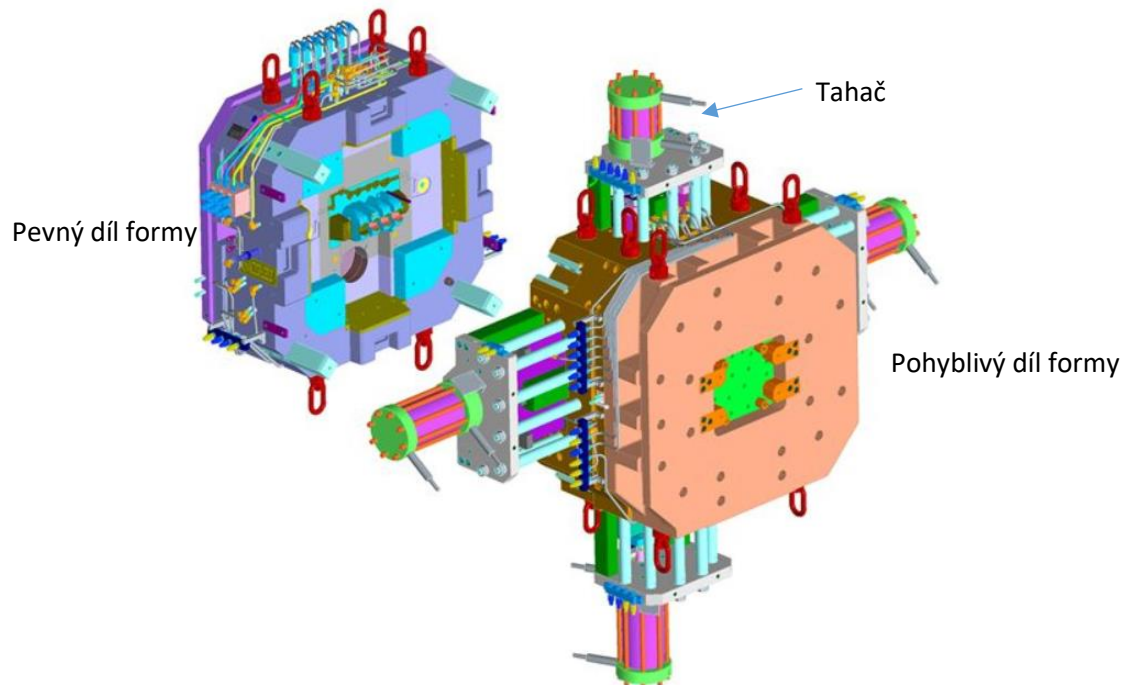


Kontrola formy, nástřik separační látkou.

Obrázek 1.: Postup tlakového lití [1]

- **Formy pro tlakové lití hliníkových slitin**

Dutina licí formy udává tvar a kvalitu povrchu odlévaného odlitku. Pro vytvoření požadovaného tvaru se využívá i vložených jader. Forma pro tlakové lití (Obrázek 2) se skládá z pevné části, do které je přiváděn roztavený kov pod tlakem. Dále z pohyblivé části, která je v průběhu lití a tuhnutí uzavřena a zafixována. Po ztuhnutí odlitku se pohyblivá část formy ve stroji oddělí pro umožnění vyjmutí hotového odlitku. Forma je vybavena také tahači, které slouží pro tažení jader. Vyjmutí odlitku je realizováno pomocí robotického ramena. Před dalším litím je automaticky kontrolován stav formy, je nanesen nepřilnavý nástřík, robotickým ramenem jsou vloženy litinové vložky, jež se zalévají do odlitku, pohyblivá část je přesunuta k pevné části formy a pevně uzavřena. [1, 2]



Obrázek 2.: Licí forma pro tlakové lití bloků spalovacích motorů [2]

4. Manipulace v oblasti technologie tlakového lití

Licí formy i odlitky často nabývají velkých rozměrů a hmotností, proto je zapotřebí k jejich manipulaci využívat mechanizované či robotizované přípravky a manipulační zařízení. U malosériové výroby jsou hojně využívány dílenské jeřáby s vhodnými uchopovacími prvky. V rozsáhlejší výrobě je již ekonomicky výhodné zproduktivnit manipulaci různými manipulačními přípravky, manipulátory a roboty. Díky jejich použití se nejen uspoří čas manipulace, ale zabezpečí se i správné dodržení technologických návazností a zlepší se bezpečnost práce.

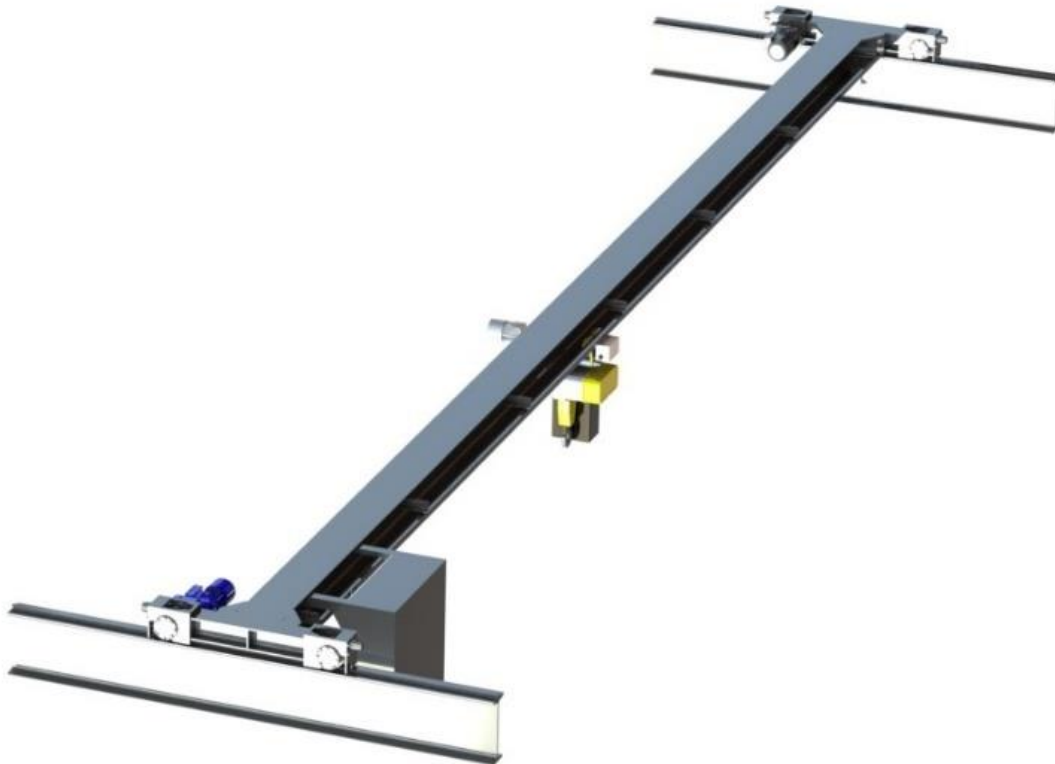
4.1. Manipulační zařízení používaná ve slévárenství

Ve slévárenství se využívají nejčastěji následující manipulační zařízení:

- **Mostové jeřáby**

Mostové jeřáby mají velmi široké pole využití. Pro mostové jeřáby malých nosností a rozpětí se využívá jednoho nosníku s podvěsnou kočkou (Obrázek 3). Pro větší nosnosti či rozpětí se používá dvounosníková konstrukce s kočkou pojíždějící po horní části nosníků. Konce nosníků jsou uloženy na příčnicích, ve kterých jsou zabudována pojezdová kola a pohony. Celý jeřáb pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze. Po jedné dráze může pojíždět více jeřábů. [3]

Výhodou mostových jeřábů je jejich univerzálnost. Mají velký pracovní prostor, často celou výrobní halu. Poskytují velmi vysoké nosnosti. Částečně lze jejich pohyb automatizovat. Pro zavěšení břemena lze použít speciální typy uchopovacích přípravků. [3]



Obrázek 3.: Mostový jeřáb s podvěsnou kočkou

- **Sloupové jeřáby a jeřábová ramena**

Sloupové jeřáby (Obrázek 4) a jeřábová ramena mají sloupovou nebo nástěnnou konstrukci. Hlavním charakterizujícím prvkem je dlouhé otočné rameno, po kterém pojíždí podvěsná kočka. Rameno se natáčí kolem čepu v blízkosti uchycení ramene ke sloupu, respektive stěně. Konstrukce může být provedena s více čepy, což umožňuje větší rozsah pohybu ramene. Pohyb ramene je řešen buď manuálně nebo mechanizovaně za pomoci pohonu. Nevýhodou ramen je omezená nosnost a délka. [3, 4]

Tyto jeřáby se s výhodou používají na malých pracovištích, kde není potřeba velkých manipulačních rozsahů a je třeba mít jeřáb stále k dispozici. Jejich pořizovací cena je nízká. [3, 4]



Obrázek 4.: Sloupový jeřáb s manuálně otočným ramenem [4]

- **Průmyslová robotická ramena**

Robotická ramena se skládají ze sériově pospojovaného řetězce nosných ramen a pohonů, na jehož konci se nachází uchopovací prvek. Robotická ramena obslouží poměrně malé prostory, mají relativně nízké nosnosti oproti jeřábům. [5]

Výhodou robotických ramen je možnost programování jejich pohybu a jejich přesnost. Dokonale se tak hodí ke stále se opakujícím manipulacím se stejným břemenem či pro vykonávání stále stejného úkonu. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena. [5]

Robotická ramena se ve slévárenství používají především pro manipulaci s odlitky, pro vkládání jader, vložek a jiných dílů do formy. Dále jsou využívána pro odlamování nálitků a pro provedení separačních nástřiků dutin.



Obrázek 5.: Průmyslové robotické rameno Kuka KR 1000 Titan [5]

- **Manipulátory**

Manipulátory slouží k manipulaci s břemenem v různých směrech. Manipulátory jsou často konstruovány jako jednoúčelové zařízení pro konkrétní potřeby. Používají se pro maximální zefektivnění produktivity práce a snížení lidské námahy. Dále se používají pro specifické případy, kdy nelze použít jiný způsob manipulace.

Rozdělení manipulátorů je velmi široké. Manipulátory mohou být ručně vedené, závěsné za jeřáb či samostatné konstrukce. Jejich řízení může být částečně i plně zautomatizováno. Mnoho manipulátorů je konstruováno na míru pro konkrétní manipulované břemeno a požadované pracovní úkony. Manipulátor může být využit k přemístění břemena, může se aktivně podílet na výrobní operaci nebo může namísto břemena nést nějaký nástroj.

Manipulátory se ve slévárenství nejčastěji využívají pro manipulaci s formami, s odlitky, s jádry a dalšími slévárenskými díly.

4.2. Manipulátory pro slévárenský průmysl

Ve slévárství se využívají pro manipulaci s formami a odlitky následující manipulátory.

- **Překlápěcí manipulátory**

Překlápěcí manipulátory mají často rozsah pohybu 90 °. Břemeno se ukládá na stůl, který je následně překlopen. [6]



Obrázek 6.: Překlápěcí manipulátor [6]

- **Otočné manipulátory závěsné za jeřáb**

Otočné manipulátory zavěšené za jeřáb využívají hlavních pohybů jeřábu. Jsou jako celek zavěšeny za jeřáb a jsou vybaveny vlastními pohony pro zajištění sevření a otočného polohování břemena. [7]



Obrázek 7.: Otočný manipulátor závěsný za jeřáb [7]

- **Manipulátory s uchopovacím ramenem**

Manipulátory s uchopovacím ramenem mají obdobnou konstrukci jako průmyslové roboty. Jejich konstrukce je uzpůsobena pro těžký průmysl a manipulaci s velmi těžkými břemeny. Často jsou celé tyto manipulátory pojízdné po kolejích. [8]



Obrázek 8.: 20t manipulátor s uchopovacím ramenem [8]

- **Otočné manipulátory s prstencovou konstrukcí**

Otočné manipulátory s prstencovou konstrukcí (Obrázek 9) jsou většinou poháněny elektropohony zabírající s prstencem pomocí pastorku. Vlivem velmi rozměrného prstence je dosaženo velmi vysokého převodového poměru, který je pro otočení nevyvážené formy potřebný. Nevýhodou je složité řešení a nutnost použít zavážecího dopravního pásu, který formu zaveze do středu manipulátoru. [9]



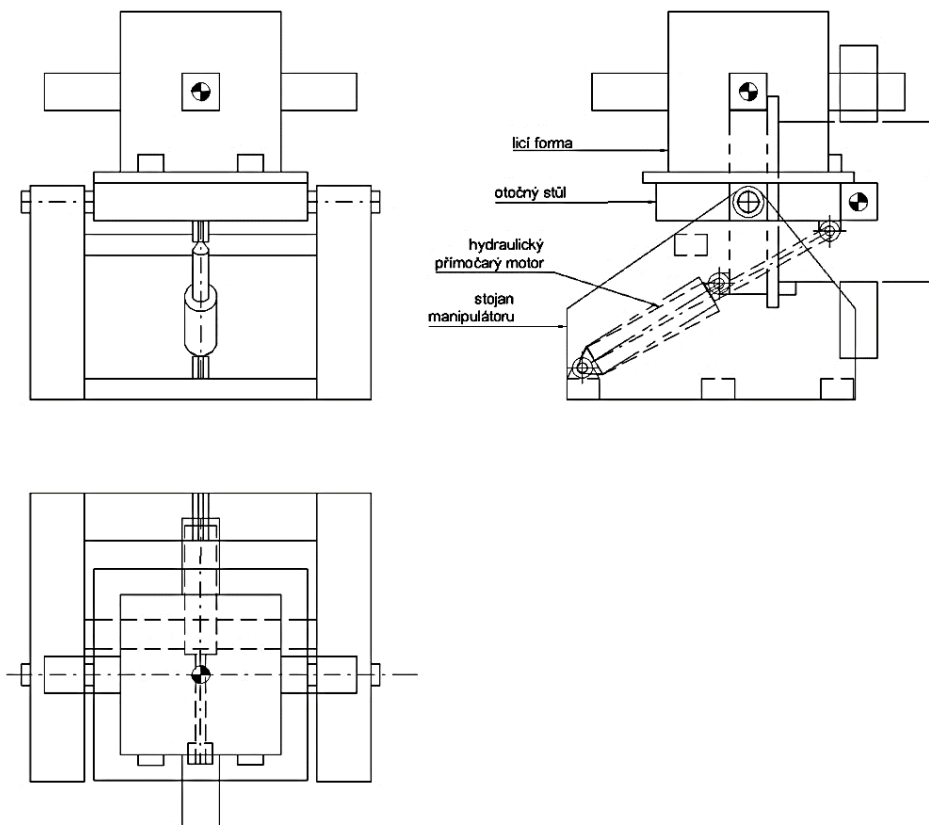
Obrázek 9.: Manipulátor prstencové konstrukce [9]

5. Návrh vhodného řešení

Navrženy jsou 3 základní koncepty nového manipulátoru, u kterých se posuzují jejich hlavní výhody a nevýhody. Nakonec je zvolena nejvýhodnější varianta.

5.1. Koncept č. 1: Hydraulický manipulátor sklápěcího typu

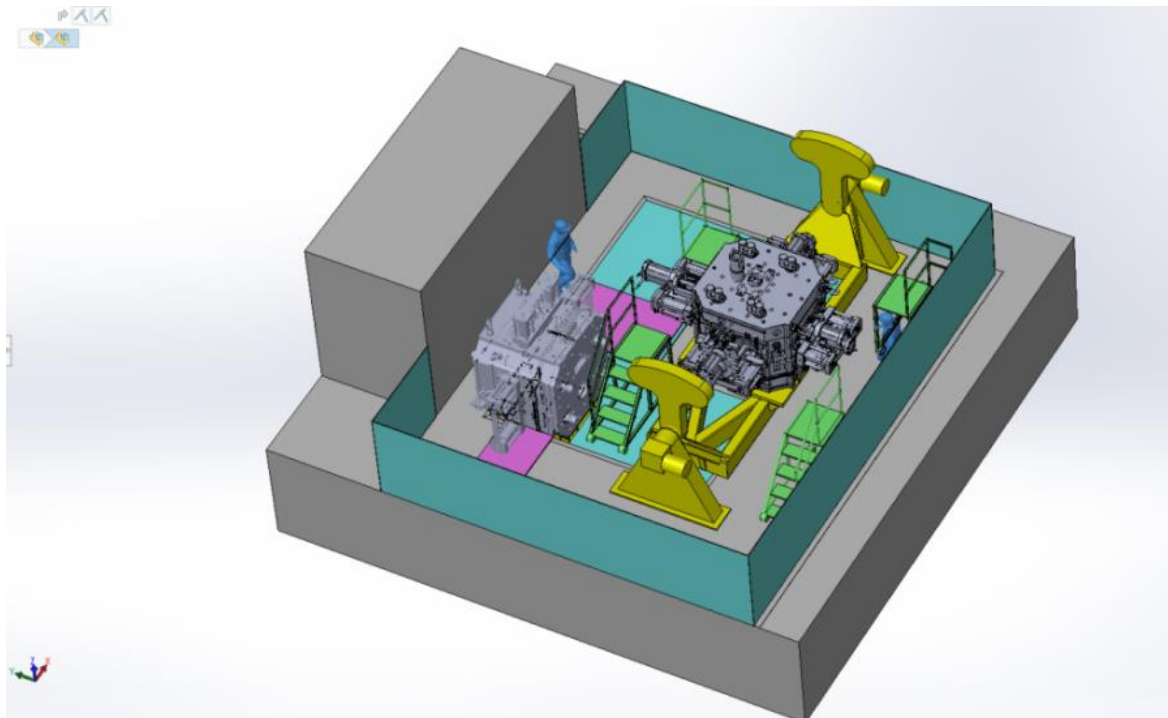
Jedná se o poměrně jednoduché řešení, které by mohlo být finančně nenákladné. Tento koncept byl navržen s ohledem na podobné typy zařízení, které se u zákazníka ve výrobě již vyskytují, avšak jsou stavěny na řádově poloviční zatížení. Velká nevýhoda tohoto řešení je značná vzdálenost těžiště polohovaných hmot od osy rotace polohování. To zapříčiňuje potřebu velkého momentu na otáčení s břemenem. Potřebný moment lze zajistit vhodným dimenzováním přímočarého hydraulického motoru a velikosti ramene, na níž síla od daného motoru působí. Z toho vyplývá i zdvih motoru. Velký zdvih spolu s vysokým zatížením přímočarého motoru musí také zajistit vzpěrnou stabilitu proti vybočení. Z toho plyne značně rozměrný hydraulický přímočarý motor s dlouhým zdvihem. Tomu odpovídá dostatečně výkonný hydraulický agregát, který zajistí požadovaný tlak a průtok oleje. Dále je třeba dimenzovat uchycení motorů na vysoké zatížení. Mezi nevýhody také patří špatné zástavbové možnosti a ergonomické možnosti pracovníků při provádění úkonů na upnuté formě. Výhodou použití hydraulického pohonu je, že bude možné použít tentýž hydraulický agregát pro pohon manipulátoru i pro upínání formy pomocí hydraulických upínačů.



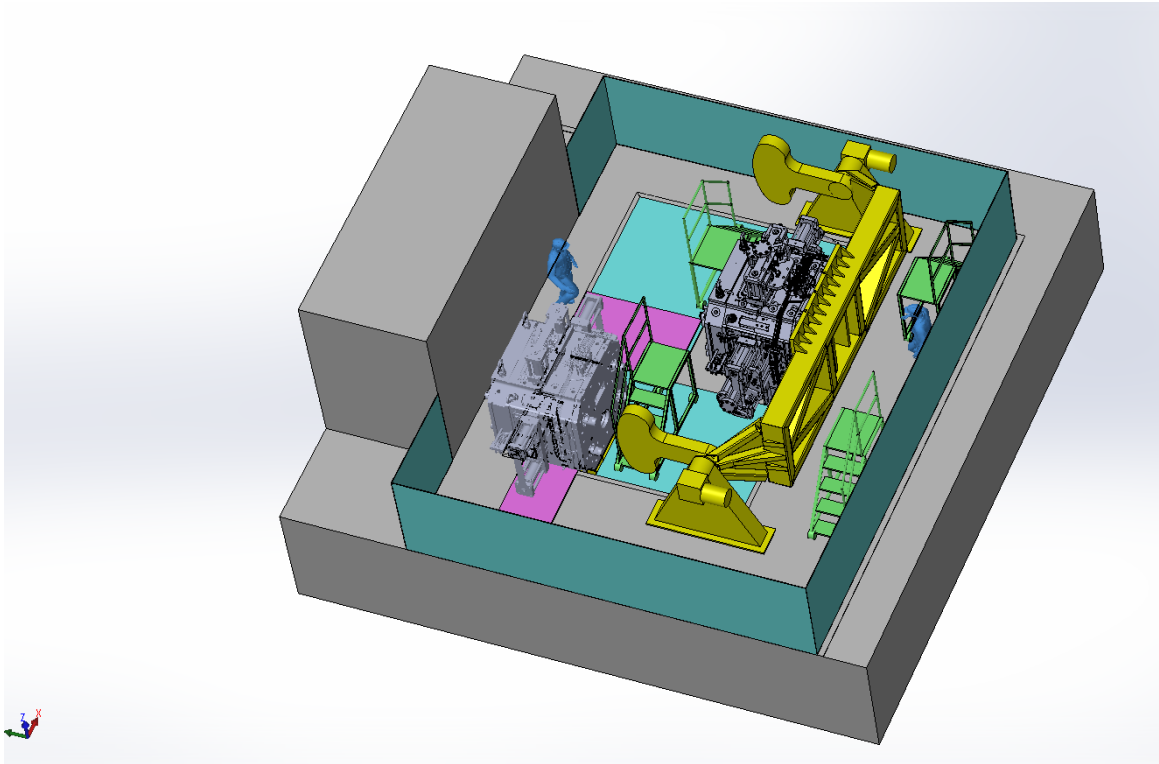
Obrázek 10.: Koncept č. 1

5.2. Koncept č. 2: Manipulátor s elektropohonem kolébkového typu

Druhý koncept (Obrázek 11) je řešen pomocí dvou stojanů s otočným stolem kolébkového typu umístěného mezi stojany. Hlavní myšlenka této varianty je, že otočný stůl s upnutým břemenem mají celkové těžiště otáčejících se hmot co nejbližže ose rotace polohování. Vlivem nutné potřeby polohovat různé typy forem s různými hmotovými parametry však nelze výsledný potřebný moment zcela minimalizovat. Avšak proti předchozí variantě je výsledkem poměrně malý potřebný moment k zajištění rotačního pohybu. Tato varianta tedy především podstatně šetří náklady na pohonný mechanismus. Pro pohon slouží elektrické motory o malých výkonech s převodovkou, která ovšem musí přenášet i tak poměrně vysoké krouticí momenty, což znamená volbu rozměrné a drahé převodovky. Elektrické pohony se snadno řídí. Jejich chod je spolehlivý a je přívětivý pro životní prostředí. Při požadavku na použití hydraulického upínání formy by však bylo zapotřebí navíc při této variantě vybavit pracoviště hydraulickým agregátem. Kinematika a rozměry otočného stolu kolébkového typu jsou výhodné pro zástavbové možnosti a ergonomii při pracovních úkonech prováděných na upnuté formě.



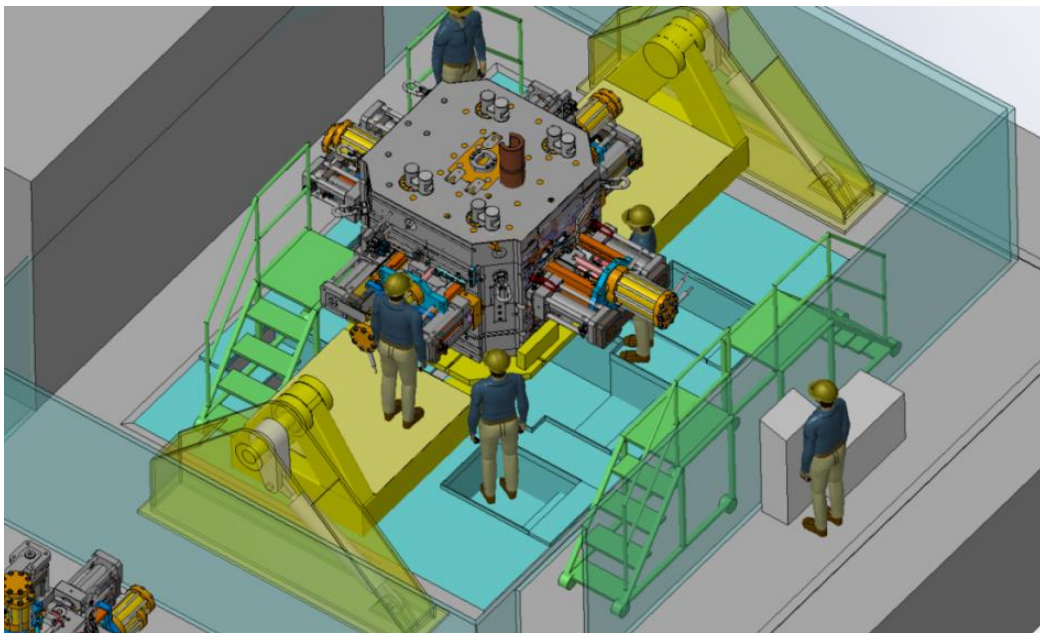
Obrázek 11.: Koncept č. 2- vodorovná poloha



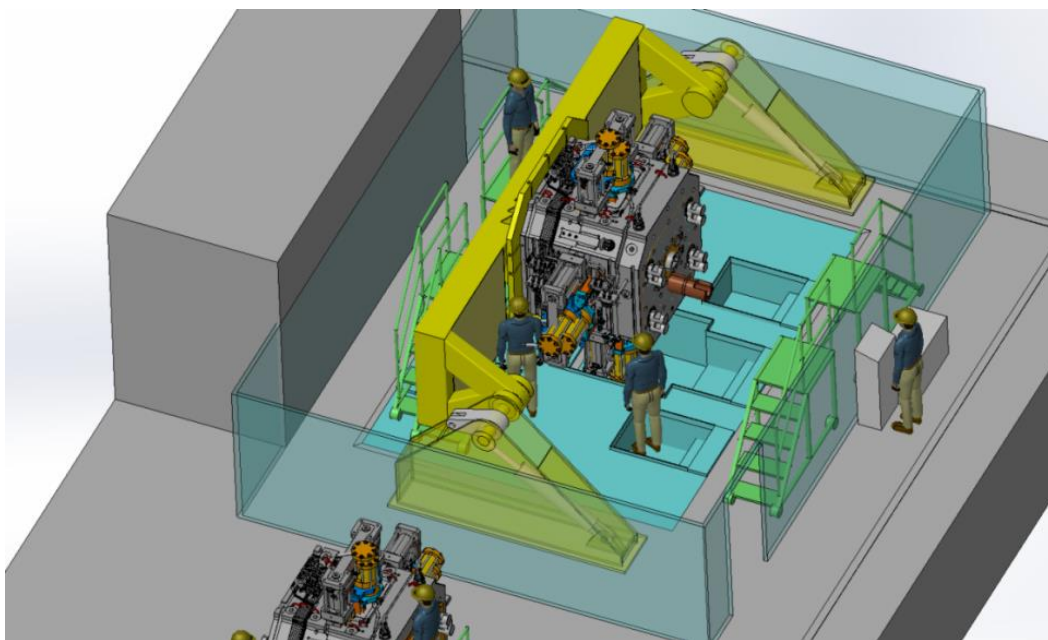
Obrázek 12.: Koncept č. 2- svislá poloha

5.3. Koncept č. 3: Hydraulický manipulátor kolébkového typu

Třetí návrh (Obrázek 13) spojuje výhody obou předchozích variant. Jedná se o manipulátor s bočními stojany s otočným stolem kolébkového typu umístěného mezi stojany. Zástavbové a ergonomické možnosti jsou tedy výhodné. Těžiště otáčejících se hmot je přibliženo co nejdříve k ose rotace polohování. Je tedy potřebný poměrně malý moment pro uskutečnění polohování. Pohon je řešen dvěma přímočarými hydraulickými motory. Translační pohyb těchto motorů je převeden na pohyb rotační pomocí pákových mechanismů. Celý tento pohonný mechanismus je umístěn uvnitř bočních nosných stojanů manipulátoru. K pohonu je výhodně využít stejný hydraulický agregát, který slouží i pro hydraulické upínání formy.



Obrázek 13.: Koncept č. 3- vodorovná poloha



Obrázek 14.: Koncept č. 3- svislá poloha

5.4. Zhodnocení variant a výběr nejvhodnějšího řešení

První varianta vycházela z již používaných manipulátorů. Jedná se o jednoduchou variantu, která však nemusí být variantou nejlevnější z důvodu potřebného drahého pohonu. Tato varianta je podstatně nevýhodná a špatně řešitelná ze zástavbových a ergonomických důvodů. Bylo by nutné zhotovit složité stavební úpravy, popř. pochozí víceúrovňové podesty kolem zařízení tak, aby byl umožněn snadný přístup k potřebným místům na upnuté formě.

Hlavní výhodou druhé varianty je koncepce otáčení těžiště otáčejících se hmot v blízkosti osy rotace polohování, a tedy potřeba menších pohonů. Kombinace elektromotoru a převodovky se však ukázala z ekonomických důvodů jako nevhodné řešení pro takto hmotná polohovaná břemena.

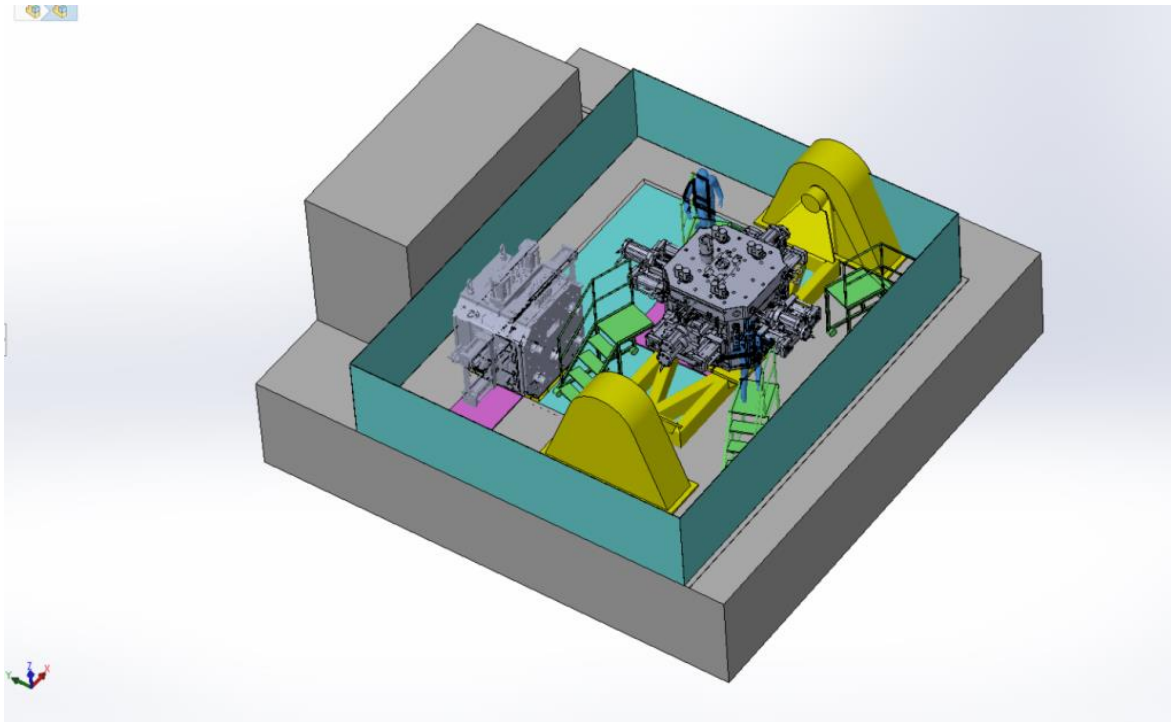
Třetí varianta kombinuje obě předchozí a využívá jejich hlavních výhod. Tato varianta byla tedy zvolena jako nejvhodnější a byla nabídnuta zákazníkovi.

6. Návrh manipulátoru

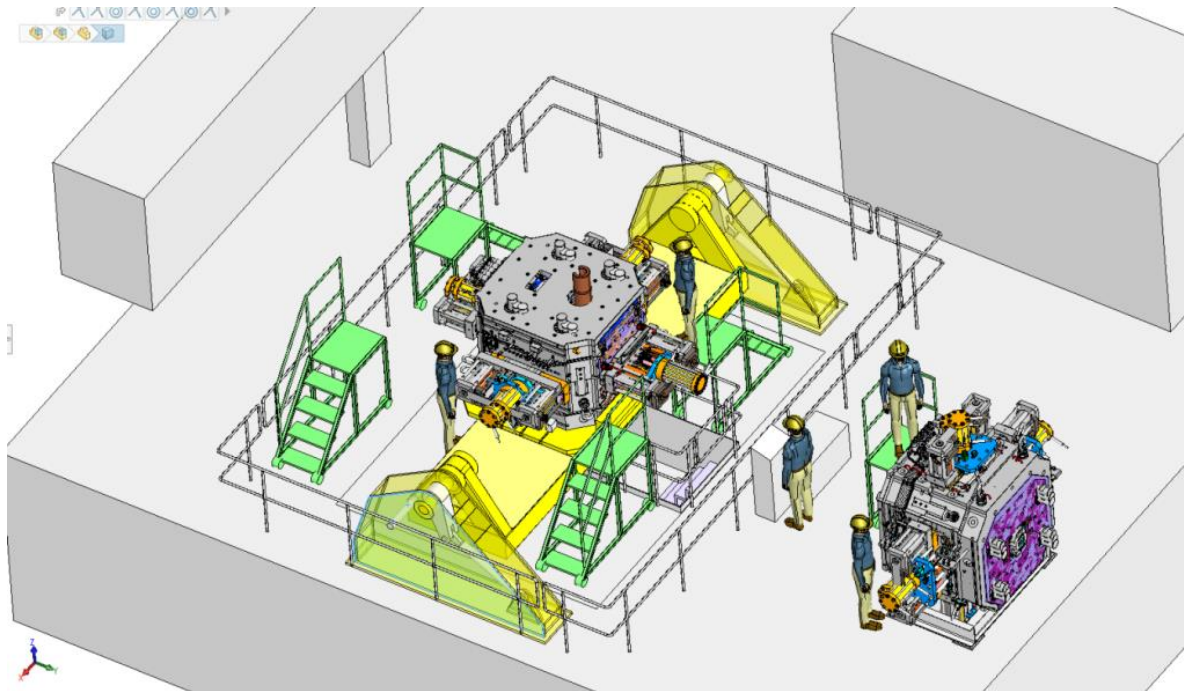
Zvolená nejvýhodnější varianta spolu s uzpůsobením celého pracoviště byla několikrát modifikována a technicky konzultována se zákazníkem na několika jednáních. Konečná verze byla technicky schválena zákazníkem a následoval detailní konstrukční návrh manipulátoru.

6.1. Vývoj předběžného koncepčního návrhu manipulátoru s pracovištěm

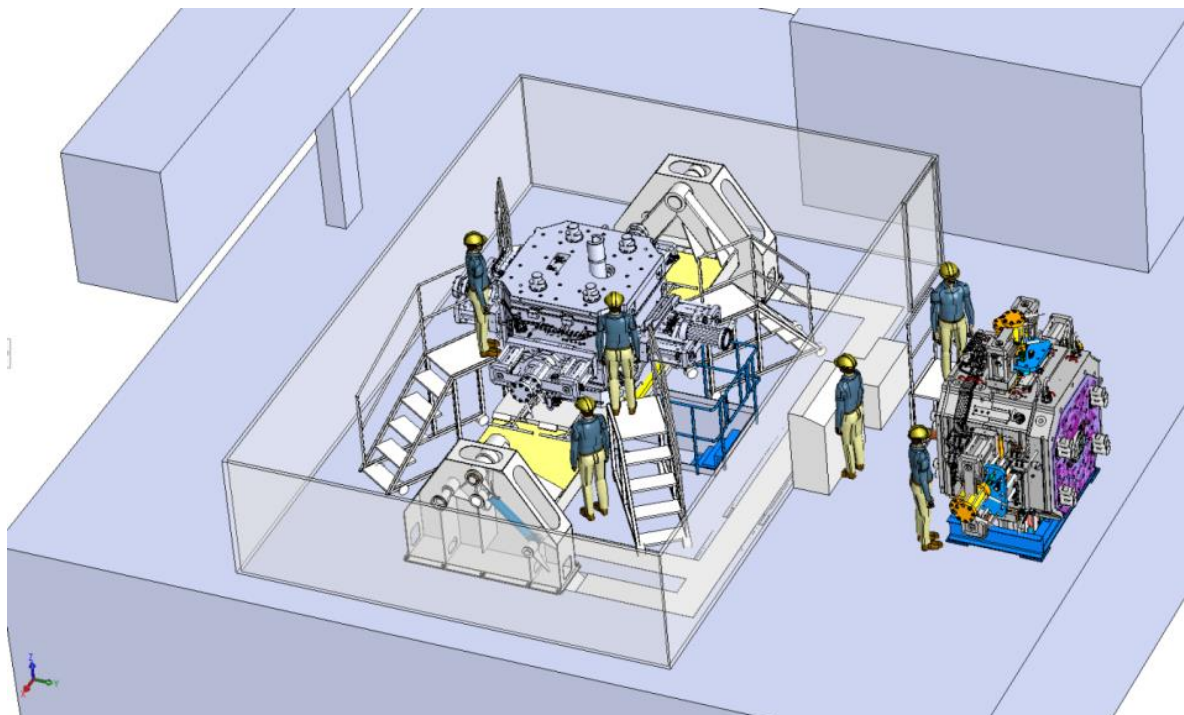
Následují obrázky postupného vývoje návrhu řešení celé situace pracoviště manipulátoru. Od samého začátku bylo vše navrženo ve 3D softwaru SOLIDWORKS. Bylo to vhodné pro celkovou kontrolu rozvržení dispozice pracoviště, pro kontrolu ergonomie, sledování kinematiky manipulátoru a odhalování případných kolizí. 3D model byl využit pro výstupy a podklady pro prezentace u zákazníka. 3D model dále sloužil pro detailnější modelování při podrobném konstrukčním návrhu a pro generování výrobních výkresů. Konečný 3D model též sloužil pro pevnostní a deformační výpočty metodou konečných prvků v softwaru ABAQUS.



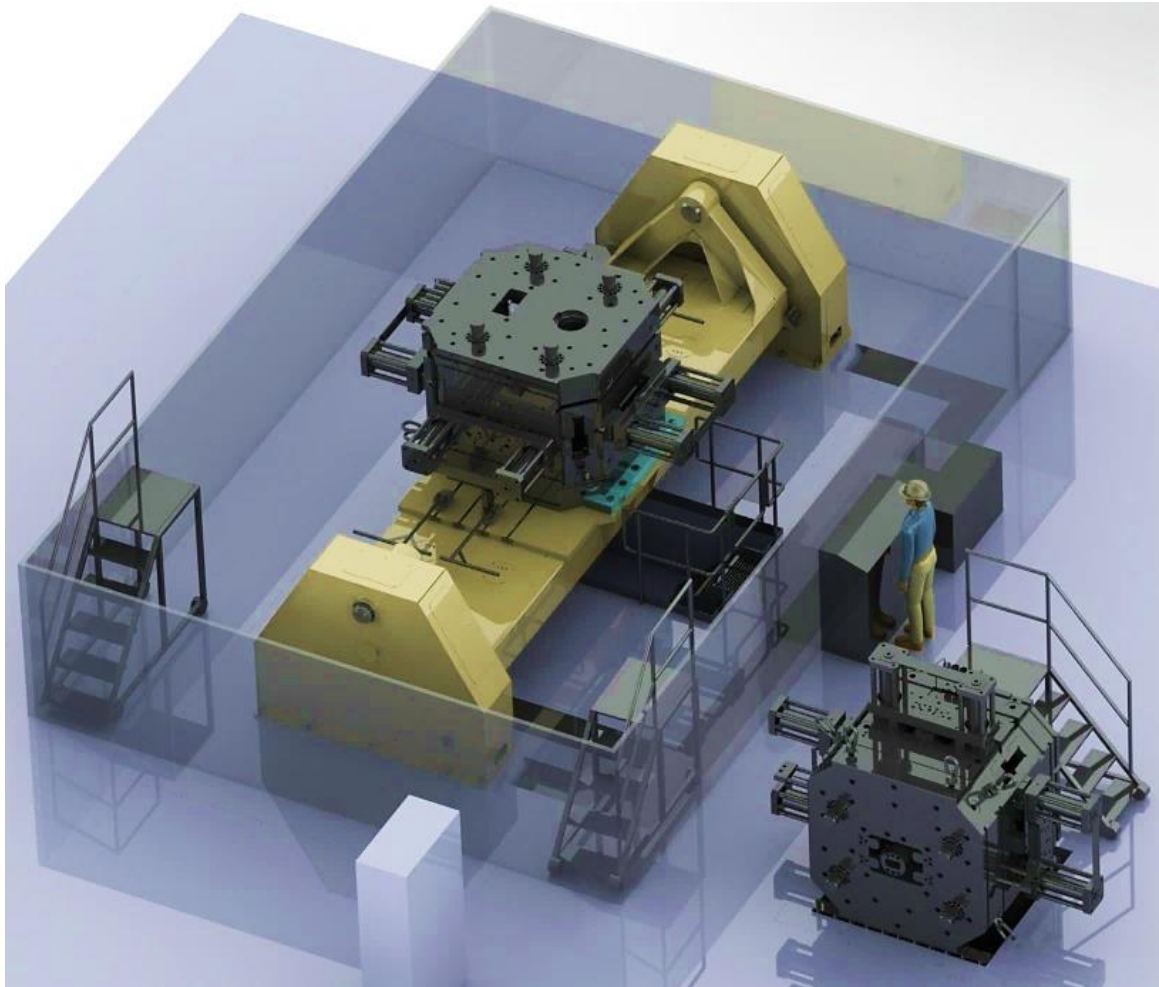
Obrázek 15.: Vývoj pracoviště v. 1



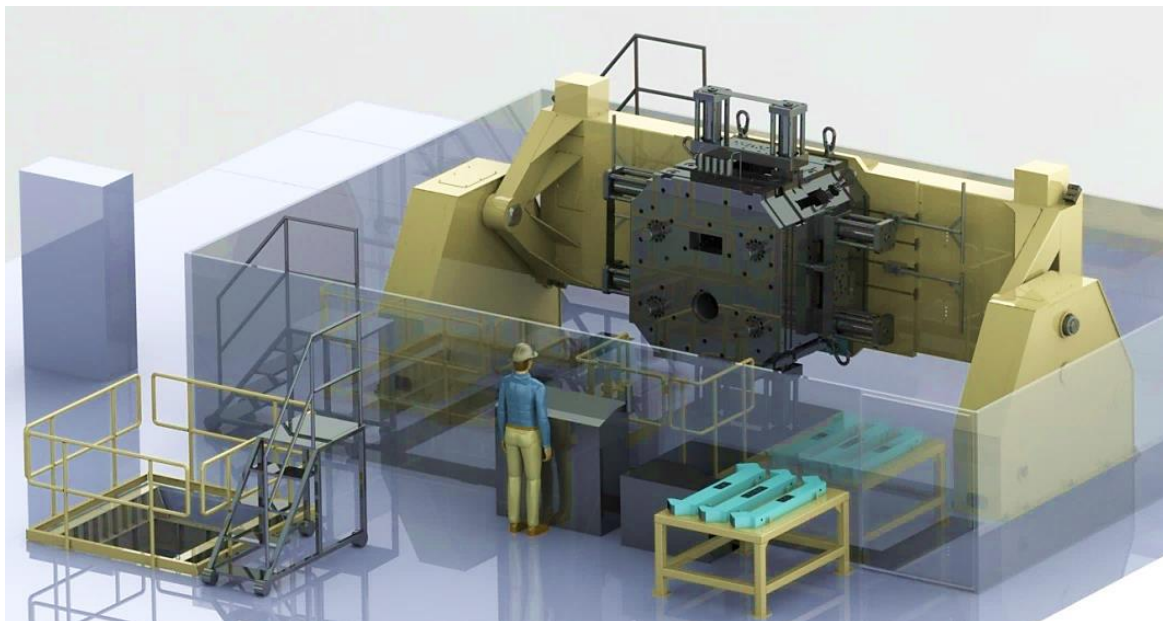
Obrázek 16.: Vývoj pracoviště v. 2



Obrázek 17.: Vývoj pracoviště v. 3



Obrázek 18.: Vývoj pracoviště v. 4- vodorovná poloha



Obrázek 19.: Vývoj pracoviště v. 4- svislá poloha

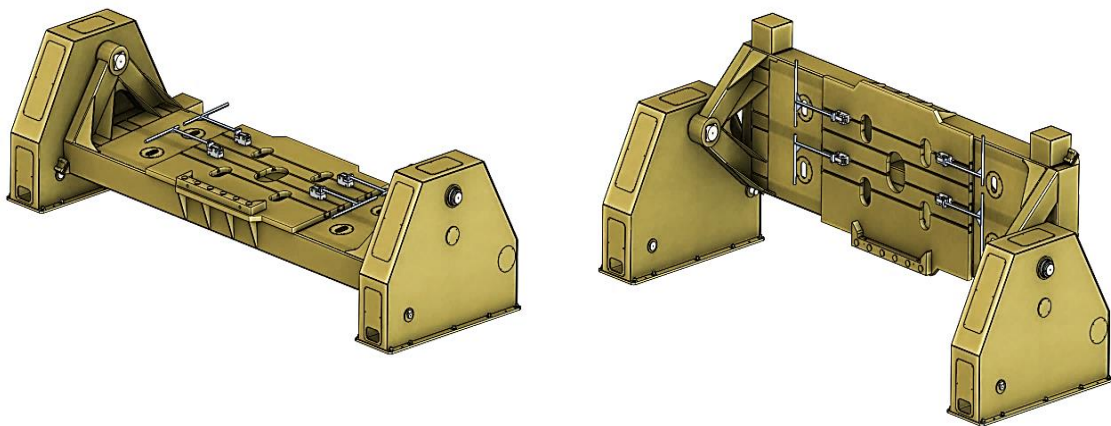
6.2. Rozbor zařízení

- **Přístup k řešení**

Základní konstrukční rozvržení bylo stanoveno s ohledem na jednoduchost výroby, a tedy i nízké výrobní náklady. Technické řešení manipulátoru bylo založeno na jednoduchosti konstrukce, jednoduchosti pohybových mechanismů, minimalizaci množství zejména obráběných dílů. Jednoduchost provedení byla u některých dílů na úkor množství použité oceli. Tento přístup byl zvolen vzhledem ke kusové výrobě, kdy se vyplatí použít výrobně jednodušší řešení za cenu větší spotřeby materiálu. Jednoduchost zařízení je také dobrým předpokladem pro nízkou poruchovost a spolehlivost navrhovaného zařízení.

- **Základní popis konstrukce manipulátoru**

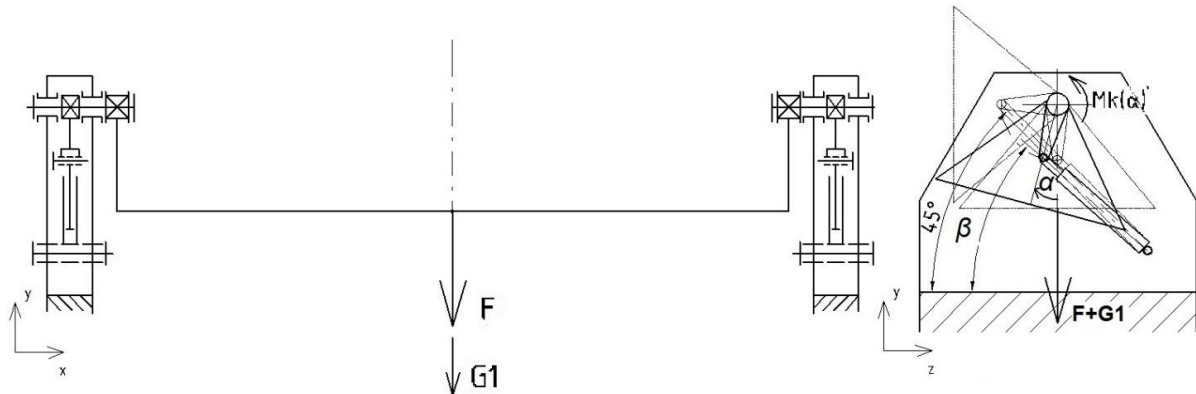
Manipulátor (Obrázek 20) je příčně plně symetrickým strojem. Skládá se ze dvou bočních stojanů pevně ukotvených v betonovém základu. Mezi stojany je otočný stůl, který je uložen v kluzných ložiskách stojanu. Stůl je uložen otočně, v axiálním směru je uložen s dilatační vůlí. Pohon manipulátoru zajišťují 2 hlavní pohonné hydraulické lineární motory. Tyto hydraulické lineární motory jsou uloženy uvnitř stojanů. Převod z lineárního na rotační pohyb zajišťují páky. Spojení otočného stolu je realizováno pomocí hlavních rotačních hřídelů, které plní jak nosnou úlohu, tak úlohu přenosu krouticího momentu z pohonného mechanismu na otočný stůl. Přenos krouticího momentu je uskutečňován pomocí tvarových polygonových spojů. Na otočném stole je upínací deska s dorazovou lištou, která slouží pro správné ustavení a opření formy. Na upínací desce jsou vytvořené T-drážky, v nichž jsou posuvně uloženy hydraulické upínače. Ve stojanech manipulátoru jsou integrované aretační hydraulické lineární motory, které mají za úkol pohánět aretační čepy. Aretační čepy jsou vysouvány z vnitřní strany stojanů při dosažení krajních poloh otočného stolu a v případě poruchy na ně dosedne nárazník otočného stolu.



Obrázek 20.: Sestava manipulátoru

- **Základní statický rozbor zařízení**

Jedná se o staticky neurčitou konstrukci (Obrázek 21). Toto provedení je náročnější na výpočet, ale umožňuje zjednodušení výroby a snižuje počet nutných dílů konstrukce. Statická neurčitost také napomáhá přerozdělit vysoké ohybové momenty mezi otočným stolem a bočními stojany. To ve výsledku odlehčí otočnému stolu, přitíží bočním stojanům a betonovému základu. [17, 18, 19, 20]



Obrázek 21.: Statika manipulátoru

F... Zatížení silou od břemena

G1... Zatížení silou od vlastní hmotnosti otočného stolu

α... Úhel náklonu otočného stolu

M_k(α)... Kroutící moment v závislosti na natočení otočného stolu

β... Úhel náklonu hlavního pohonného hydromotoru

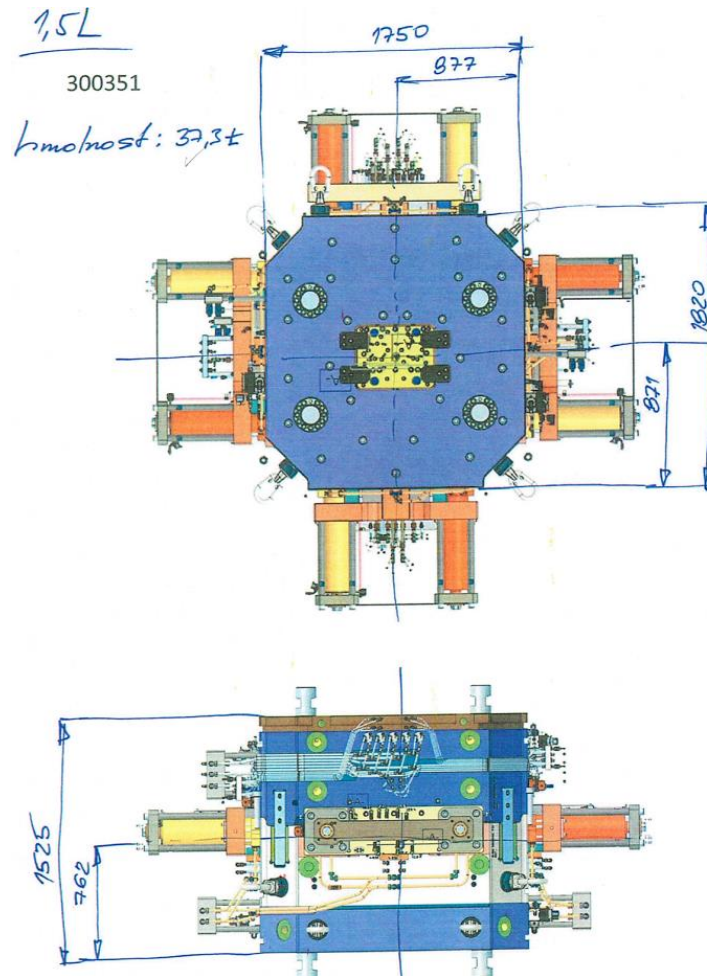
6.3. Charakteristika zatížení

Zatížení manipulátoru je dáno tíhou polohovaného břemene, vlastní hmotností dílů stroje a přídavných dynamických účinků.

6.3.1. Charakteristika břemen

Břemenem jsou určité typy licích forem nebo jejich části. Zákazníkem byly specifikovány určité druhy forem, ke kterým nám předal základní parametry. Základními parametry jsou vnější rozměry, upínací rozměry základny, hmotnosti a polohy těžiště. Vnější rozměry mají vliv na rozměry otočného stolu, ale i na stavební úpravy, kvůli nutnosti umožnit protočení tahačů formy. Upínací rozměry ovlivňují návrh upínací desky stolu, rozmístění T-drážek, a proto i dimenzování hydraulických upínačů. Hmotnost spolu s polohou těžiště břemena jsou použity při statických výpočtech konstrukce, k návrhu pohonného mechanismu a dimenzování upínání formy.

Následuje náčrt licí formy typu 1,5l EVO se zakótovanými důležitými rozměry a doplněnými informacemi o hmotnosti (Obrázek 22).



Obrázek 22.: Hmotová charakteristika licí formy 1,5l EVO

Pro tuto licí formu i pro ostatní typy polohovatelných licích forem jsou z obdobných náčrtů přehledně vypsány důležité charakteristiky břemen do následující tabulky:

Tabulka 1.: Charakteristiky břemen

Označení varianty formy	Poloha těžiště v ose x [mm]	Poloha těžiště v ose y [mm]	Poloha těžiště v ose z [mm]	Hmotnost [kg]
1,0L kompletní	691 (v ose)	789	752	23 800
1,0L pevný díl	691 (v ose)	289	758	7 900
1,0L pohyblivý díl	690 (v ose)	528	750	15 900
1,0L EVO kompletní	730 (v ose)	733	790	27 000
1,0L EVO pevný díl	728 (v ose)	296	786	9 600
1,0L EVO pohyblivý díl	729 (v ose)	505	783	17 300
1,4L kompletní	785 (v ose)	705	753	25 500
1,4L pevný díl	736 (v ose)	286	763	9 500
1,4L pohyblivý díl	785 (v ose)	462	748	16 000
1,5L EVO kompletní	877 (v ose)	762	871	37 300
1,5L EVO pevný díl	877 (v ose)	325	871	14 100
1,5L EVO pohyblivý díl	876 (v ose)	497	871	23 200

6.3.2. Přídavné dynamické účinky

Přídavné dynamické účinky mohou nastat ve fázi ukládání břemena na upínací desku za pomoci jeřábu. Ukládání břemena na otočný stůl se provádí pouze v krajních polohách (vodorovná a svislá poloha). Tento dynamický účinek je zahrnut do výpočtu pomocí vynásobení statického zatížení od břemene dynamickým součinitelem. Dynamický účinek je uvažován v rámci bezpečnosti i při polohování mezi krajními polohami. Dalším zdrojem dynamiky je proces polohování manipulátoru. Pohyb manipulátoru je však velice pomalý, navíc je řízením zajištěno pozvolné zrychlení a zpomalení. [1]

Dynamický součinitel pro ukládání břemene pomocí jeřábu:

$$\delta_{dyn} = 1,2$$

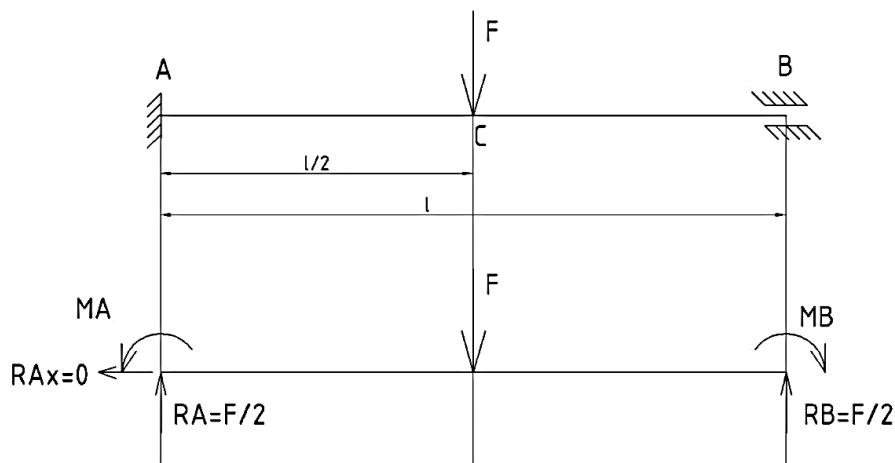
6.3.3. Vlastní hmotnosti dílů manipulátoru

Pro prvotní výpočet byly stanoveny zjednodušené návrhové propočty, z nichž vyplývaly přibližné hmotnosti základních dílů manipulátoru.

Pro statický výpočet konstrukce měla vliv vlastní hmotnost především u otočného stolu.

6.3.3.1. Předběžný statický propočet pro odhad vlastní hmotnosti otočného stolu:

Stanovení zjednodušeného výpočtového modelu otočného stolu spočívá v zanedbání křivosti prutu (Obrázek 23). Statická neurčitost je zachována, ta hraje významnou roli v únosnosti stolu. Rozložení tuhosti podél nosníku je uvažováno konstantní. [17, 18, 19, 20]



Obrázek 23.: Zjednodušené schéma otočného stolu

- **Zadané hodnoty:**
 - Materiál: svařitelná konstrukční ocel S355J2 [22]:
 - modul pružnosti v tahu: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
 - mez kluzu v tahu: $Re = 355 \text{ MPa}$ (pro $tl. \leq 16 \text{ mm}$) [22]
 - Délka stolu: $l = 6000 \text{ mm}$
 - Maximální hmotnost břemena: $m_{max} = 37300 \text{ kg}$

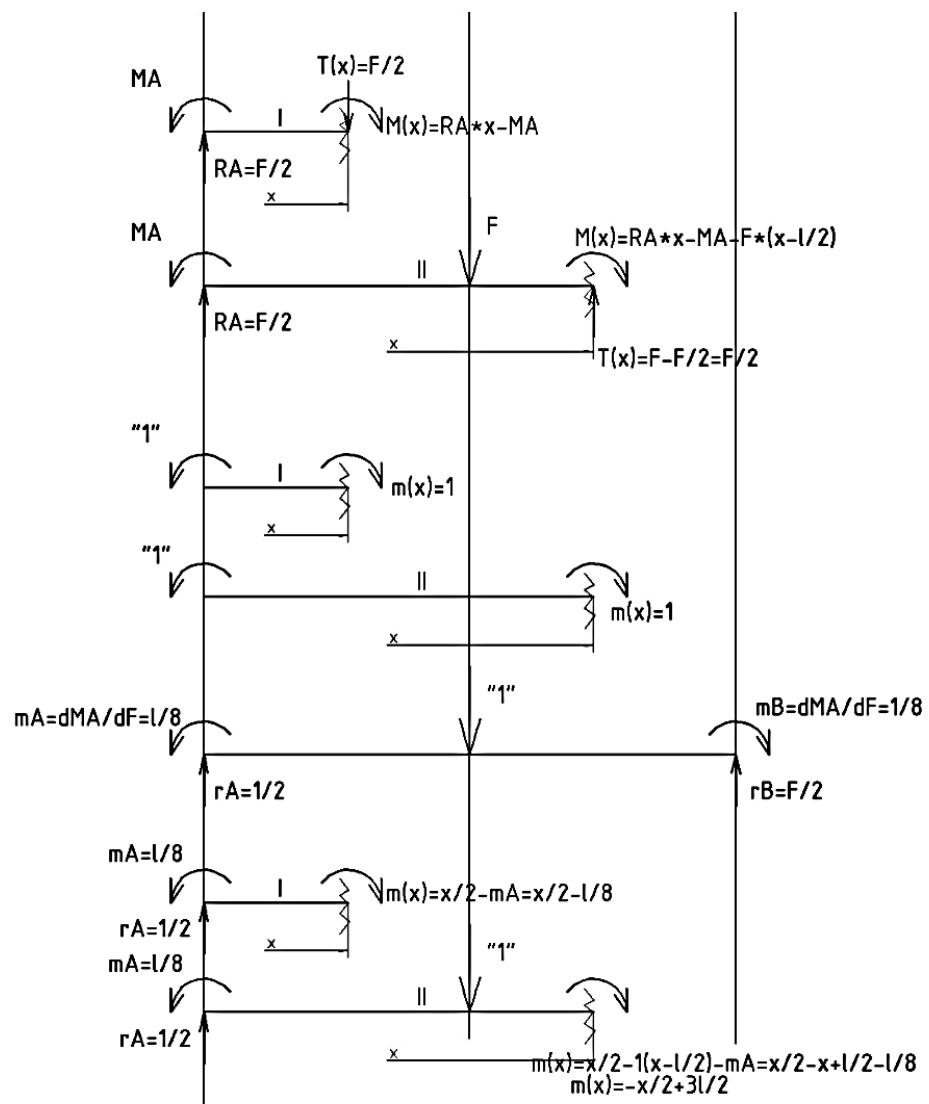
- Gravitační zrychlení: $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$
- Dynamický součinitel břemena: $\delta_{dyn} = 1,2$

- **Zatěžující síla F vč. dynamických účinků:**

$$F = m_{max} \cdot g \cdot \delta_{dyn} = 37300 \cdot 9,81 \cdot 1,2 = 439\,096\,N \approx 439,1\,kN \quad (1)$$

- **Výpočet reakčního momentu v podporách:**

Na následujícím schématu je nastíněno řešení reakčního momentu pomocí metody řezu. [17, 18, 19, 20]



Obrázek 24.: Schéma výpočtu nosníku

Pro výpočet byl použit Mohrův integrál. [17, 18, 19, 20]

$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} M(x) \cdot m(x) \cdot dx + \int_{\frac{l}{2}}^l M(x) \cdot m(x) \cdot dx \right] \quad (2)$$

$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} (RA \cdot x - MA) \cdot 1 \cdot dx + \int_{\frac{l}{2}}^l \left(RA \cdot x - MA - F \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right) \right) \cdot 1 \cdot dx \right]$$

$$\frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{F}{2} \cdot x - MA \right) \cdot dx + \int_{\frac{l}{2}}^l \left(\frac{F}{2} \cdot x - MA - F \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right) \right) \cdot dx \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ} \left[\left[\frac{F}{2} \cdot \frac{x^2}{2} - MA \cdot x \right]_0^{\frac{l}{2}} + \left[\frac{F}{2} \cdot \frac{x^2}{2} - MA \cdot x - \frac{F \cdot x^2}{2} + \frac{F \cdot l \cdot x}{2} \right]_{\frac{l}{2}}^l \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ} \left[\left[\frac{F}{2} \cdot \frac{l^2}{2} - MA \cdot \frac{l}{2} \right] + \left[\frac{F}{2} \cdot \frac{l^2}{2} - MA \cdot l - \frac{F \cdot l^2}{2} + \frac{F \cdot l^2}{2} \right] - \left[\frac{F}{2} \cdot \frac{l^2}{2} - MA \cdot \frac{l}{2} - \frac{F \cdot l^2}{2} + \frac{F \cdot l \cdot \frac{l}{2}}{2} \right] \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ} \left[\left[\frac{F \cdot l^2}{16} - MA \cdot \frac{l}{2} \right] + \left[\frac{F \cdot l^2}{4} - MA \cdot l \right] - \left[\frac{F \cdot l^2}{16} - MA \cdot \frac{l}{2} - \frac{F \cdot l^2}{8} + \frac{F \cdot l^2}{4} \right] \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ} \left[-MA \cdot \frac{l}{2} + -MA \cdot l + MA \cdot \frac{l}{2} + \frac{F \cdot l^2}{16} \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ} \left[MA \cdot \frac{l}{2} \right] = \frac{1}{EJ} \left[\frac{F \cdot l^2}{16} \right]$$

$$MA = \left[\frac{F \cdot l}{8} \right] = \left[\frac{439,1 \cdot 10^3 \cdot 6000}{8} \right] = 329,32 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad (3)$$

$$= 329,32 \text{ kNm}$$

• **Výpočet průběhu momentů v sekcích I a II**

$$M(x)I = RA \cdot x - MA = \frac{F}{2} \cdot x - \left[\frac{F \cdot l}{8} \right] \quad (4)$$

$$M(x)I = F \cdot \left(\frac{x}{2} - \frac{l}{8} \right) \quad (5)$$

$$M(x)II = RA \cdot x - MA - F \cdot \left(x - \frac{l}{2} \right) = \frac{F}{2} \cdot x - \left[\frac{F \cdot l}{8} \right] - F \cdot x + \frac{F \cdot l}{2} \quad (6)$$

$$M(x)II = F \cdot \left(\frac{3 \cdot l}{8} - \frac{x}{2} \right) \quad (7)$$

- Výpočet momentu uprostřed rozpětí nosníku MC

$$MC = M(x = l/2) = F \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{l}{8} \right) = \frac{F \cdot l}{8} = MA = MB = 329,32 \text{ kNm} \quad (8)$$

- Výpočet max. průhybu nosníku y_{MAX} [17, 18, 19, 20]

$$y_C = y_{MAX} = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} M(x) \cdot \frac{dM(x)}{dF} \cdot dx + \int_{\frac{l}{2}}^l M(x) \cdot \frac{dM(x)}{dF} \cdot dx \right] \quad (9)$$

$$y_{MAX} = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} \left[F \cdot \left(\frac{x}{2} - \frac{l}{8} \right) \right] \cdot \left(\frac{x}{2} - \frac{l}{8} \right) \cdot dx + \int_{\frac{l}{2}}^l \left[F \cdot \left(\frac{3 \cdot l}{8} - \frac{x}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{3 \cdot l}{8} - \frac{x}{2} \right) \cdot dx \right]$$

$$y_{MAX} = \frac{1}{EJ} \left[\left[\frac{F \cdot x^3}{12} - \frac{F \cdot x^2 \cdot l}{16} + \frac{F \cdot l^2 \cdot x}{64} \right]_0^{\frac{l}{2}} + \left[\frac{9 \cdot F \cdot l^2 \cdot x}{64} - \frac{3 \cdot F \cdot x^2 \cdot l}{16} + \frac{F \cdot x^3}{12} \right]_{l/2}^l \right]$$

$$y_{MAX} = \frac{1}{EJ} \left[\left[\frac{F \cdot l^3}{96} - \frac{F \cdot l^3}{64} + \frac{F \cdot l^3}{128} \right] + \left[\frac{9 \cdot F \cdot l^3}{64} - \frac{3 \cdot F \cdot l^3}{16} + \frac{F \cdot l^3}{12} \right] - \left[\frac{9 \cdot F \cdot l^3}{128} - \frac{3 \cdot F \cdot l^3}{64} + \frac{F \cdot l^3}{96} \right] \right]$$

$$y_{MAX} = \frac{1}{EJ} \left[\frac{-5 \cdot F \cdot l^3}{64} + \frac{F \cdot l^3}{12} \right] \quad (10)$$

- Stanovení potřebného průřezu pro splnění deformační podmínky:

- Deformační podmínka poměrného relativního průhybu:

$$y_{DOV} = \frac{l}{1000} \dots (\text{dovolený průhyb je tisícina délky}) \quad (11)$$

$$y_{DOV} = \frac{6000}{1000} = 6 \text{ mm}$$

y_{DOV} ... *dovolený průhyb*

- Min. kvadratický moment průřezu J_{min} :

$$J_{min} = \frac{1}{E \cdot y_{DOV}} \left[\frac{-5 \cdot F \cdot l^3}{64} + \frac{F \cdot l^3}{12} \right] \quad (12)$$

$$J_{min} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 6} \left[\frac{-5 \cdot 439,1 \cdot 10^3 \cdot 6000^3}{64} + \frac{439,1 \cdot 10^3 \cdot 6000^3}{12} \right]$$

$$J_{min} = 39205 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 = 39205 \text{ cm}^4$$

- Stanovení potřebného průřezu pro splnění pevnostní podmínky:

- Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{max} = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV} \quad (13)$$

σ_{max} ... maximální napětí

M_o ... maximální ohybový moment

W_o ... modul průřezu v ohybu

- Bezpečnost k mezi kluzu k :

$$k = 2$$

- Dovolené napětí s danou bezpečností k mezi kluzu σ_{DOV} :

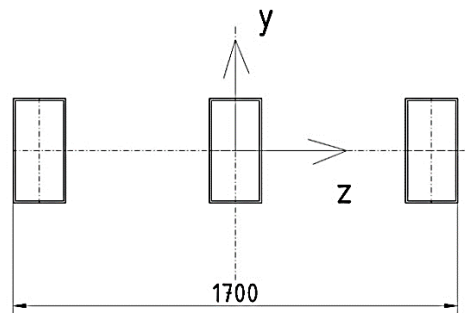
$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ Mpa} \quad (14)$$

- Min. modul průřezu v ohybu $W_{o_{min}}$:

$$W_{o_{min}} = \frac{MC}{\sigma_{DOV}} = \frac{329,3 \cdot 10^6}{177,5} = 1855,33 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 1855,33 \text{ cm}^3 \quad (15)$$

- Návrh průřezu otočného stolu:

Jako hlavní nosné profily otočného stolu byly navrženy 3 symetricky rozmístěné duté profily obdélníkového průřezu, na které bude přivařena upínací deska.



Obrázek 25.: Návrh průřezu otočného stolu

Zjednodušeně se uvažuje, že nosný průřez jsou samostatné profily, bez upínací desky. Každý profil musí mít minimálně třetinové průřezové charakteristiky, než jsou celkové požadované min. celkové charakteristiky.

- Min. hodnota kvadratic. momentu průřezu jednoho profilu $J_{1_{min}}$

$$J_{1_{min}} = \frac{J_{min}}{3} = \frac{39205 \cdot 10^4}{3} = 13068,32 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 = 13068,32 \text{ cm}^4 \quad (16)$$

- Min. hodnota modulu průřezu v ohybu jednoho profilu $W_{o1_{min}}$

$$W_{o1_{min}} = \frac{W_{o_{min}}}{3} = \frac{1855,33 \cdot 10^3}{3} = 618,45 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 = 618,45 \text{ cm}^3 \quad (17)$$

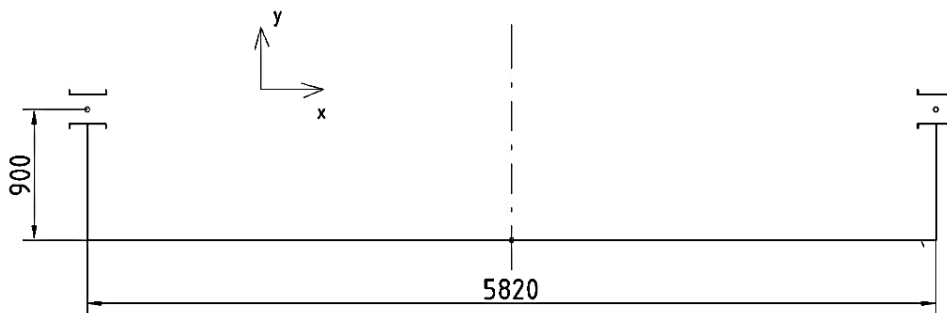
Dle tabulek je zvolen dutý profil obdélníkového průřezu o rozměrech 400x200x8 mm zhotoven z oceli S355J2 s následujícími průřezovými charakteristikami [21]:

Kvadratický moment průřezu:	$J_{Z_{JKL400x200x8}} = 19562 \text{ cm}^4$
Modul průřezu v ohybu:	$W_{OZ_{JKL400x200x8}} = 978 \text{ cm}^3$
Hustota:	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
Měrná délková hmotnost:	$M = 72,8 \text{ kg/m}$

- **Hmotnost otočného stolu:**

- **Hlavní nosné profily:**

- Celková délka prutu: $l_s = 2 \cdot 900 + 5820 = 7620 \text{ mm}$



Obrázek 26.: Délka křivého prutu

- Hmotnost profilů m_{prof} :

$$m_{prof} = 3 \cdot l_s \cdot M \quad (18)$$

$$m_{prof} = 3 \cdot 7,62 \cdot 72,8 = 1664 \text{ kg}$$

- **Upínací deska:**

- Rozměry upínací desky: $A \cdot B \cdot C = 2800 \cdot 2000 \cdot 70 \text{ mm}$
 - Hmotnost upínací desky m_{desk} :

$$m_{desk} = A \cdot B \cdot C \cdot \rho \quad (19)$$

$$m_{desk} = 2,8 \cdot 2 \cdot 0,07 \cdot 7850 = 3077 \text{ kg}$$

- **Uložení otočného stolu:**

- Rozměry uložení: $\varnothing D \cdot \varnothing d \cdot l = \varnothing 350 \cdot \varnothing 170 \cdot 250 \text{ mm}$
 - Hmotnost uložení stolu m_{uloz} :

$$m_{uloz} = 2 \cdot V \cdot \rho \quad (20)$$

$$m_{uloz} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot l \cdot \rho$$

$$m_{uloz} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (0,35^2 - 0,17^2)}{4} \cdot 0,25 \cdot 7850$$

$$m_{uloz} = 289 \text{ kg}$$

- **Hmotnost pochozích plechů+ žeber *mvyzt*:**

***mvyzt* = 500 kg ... odhad**

- **Dorazová lišta**

- Rozměry dorazové lišty: $A \cdot B \cdot C = 1500 \cdot 150 \cdot 100 \text{ mm}$
- Hmotnost dorazové lišty *mdoraz*:

$$mdoraz = V \cdot \rho \quad (21)$$

$$mdoraz = 1,5 \cdot 0,15 \cdot 0,1 \cdot 7850 = 177 \text{ kg}$$

- **Hmotnost upínačů *mupin*:**

- Počet upínačů: $i_u = 4$
- Hmotnost jednoho upínače: $m_u = 25 \text{ kg}$
- Hmotnost upínačů *mupin*:

$$mupin = i_u \cdot m_u = 4 \cdot 25 = 100 \text{ kg} \quad (22)$$

- **Celková hmotnost otočného stolu *mstolu*:**

$$mstolu = mprof + mdesk + muloz + mvyzt + mdoraz + mupin \quad (23)$$

$$mstolu = 1664 + 3077 + 289 + 500 + 177 + 100 = 5807 \text{ kg} \cong 6000 \text{ kg}$$

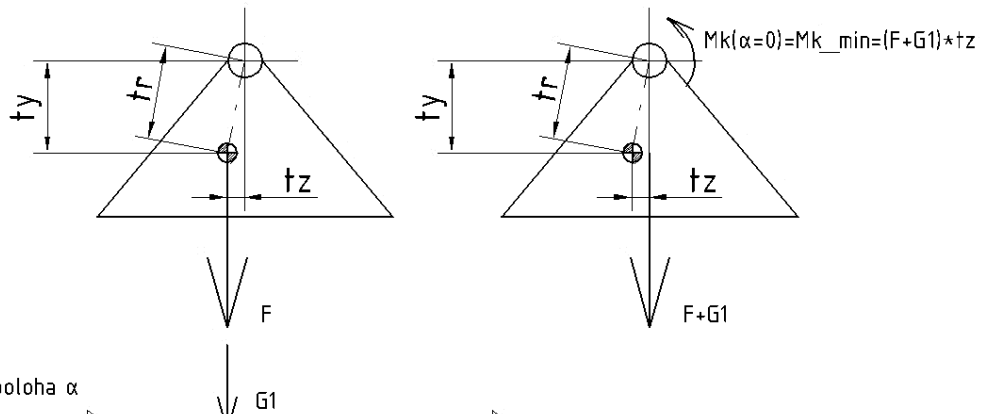
- **Tíha otočného stolu *G1*:**

$$G1 = mstolu \cdot g/1000 = 6000 \cdot 9,81/1000 = 58,86 \text{ kN} \quad (24)$$

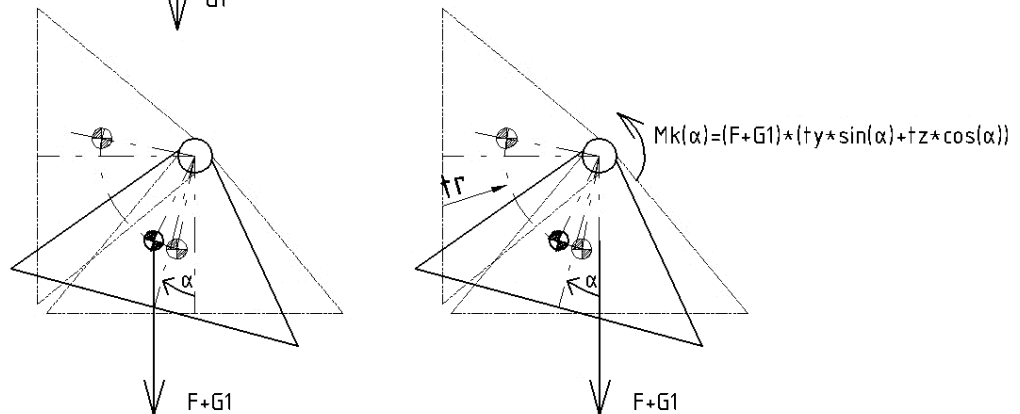
6.3.4. Zatížení manipulátoru

Zatížení je charakterizováno svislou tíhovou silou vynásobenou dynamickým součinitelem ukládání břemena. Tato síla má působiště v těžišti otáčených hmot. Otáčené hmoty jsou otočný stůl a břemeno. Tyto dva prvky tvoří společné souhrnné těžiště, to je vychýlené od osy rotace, což generuje moment k ose rotace. Při polohování se mění absolutní poloha těžiště, mění se tak i zmíněný moment k ose rotace. Zatížení má tedy charakter svislého konstantního zatížení a momentu k ose rotace, závislého na úhlu naklonění otočného stolu. Moment má minimální hodnotu v krajní vodorovné poloze. Maximální moment nastává poblíž svislé krajní polohy v okamžiku, kdy je rameno momentu nejdelší. (Obrázek 27)

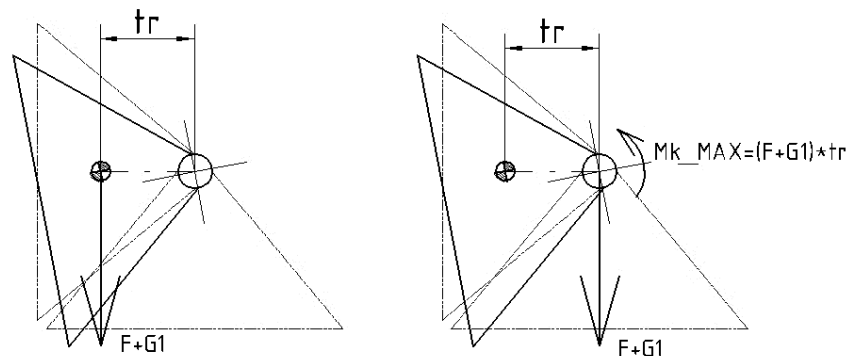
Poloha vodorovná ($\alpha=0$)



Obecná poloha α



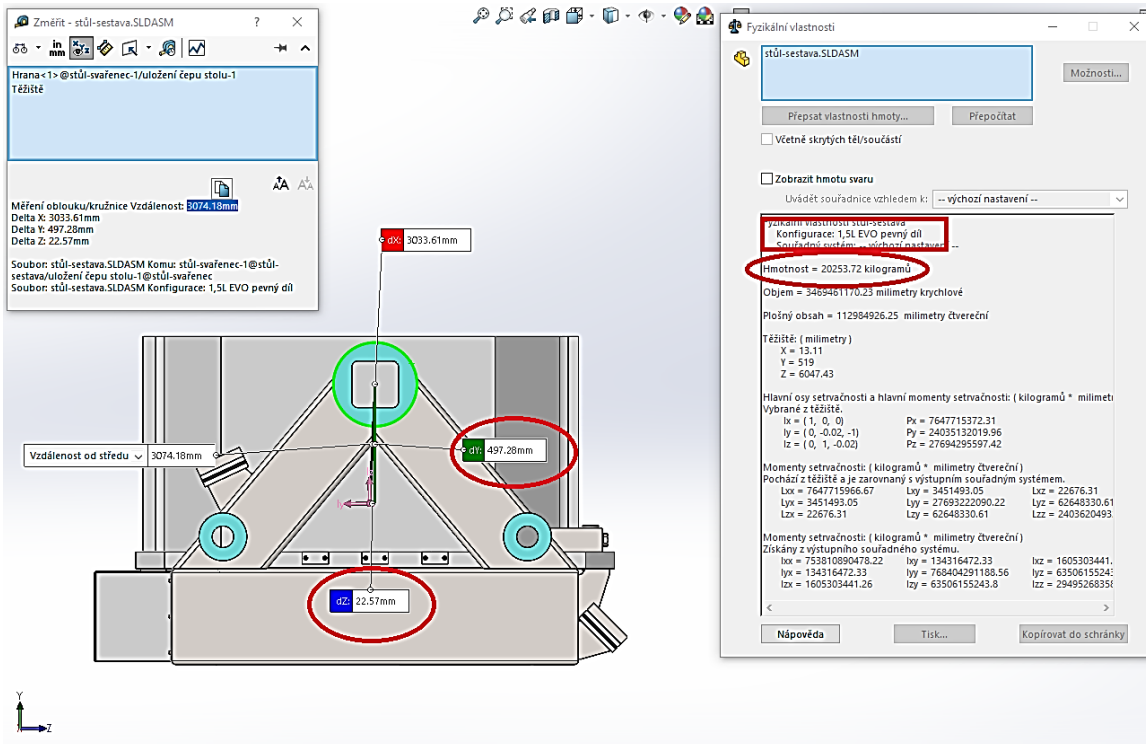
Poloha maximálního momentu α



Obrázek 27.: Zatížení manipulátoru v závislosti na naklonení

- **Celková hmotnost otáčených hmot a umístění těžiště:**

Pomocí 3D softwaru SOLIDWORKS byla analyzována celková hmotnost a umístění celkového těžiště otáčených hmot vzhledem k ose rotace ve vodorovné poloze stolu.



Obrázek 28.: Analýza otáčených hmot

Toto měření bylo provedeno pro všechny druhy kombinací a přehledně uvedeno do tabulky (Tabulka 2) společně s následujícími výpočty:

- **Celková hmotnost otáčených hmot m_{oh} :**

$$m_{oh} = m_b + m_{stolu} \dots m_b - \text{hmotnost břemena}; m_{stolu} - \text{hmotnost stolu} \quad (25)$$

- **Max. vzdálenost těžiště od osy otáčení tr :**

$$tr = \sqrt{(ty^2 + tz^2)} \dots ty - y \text{ souřadnice těžiště}; tz - z \text{ souřadnice těžiště} \quad (26)$$

- **Svislá tíhová síla od břemena – statická hodnota F_{stat} :**

$$F_{stat} = m_b \cdot g \quad (27)$$

- **Svislá tíhová síla od břemena – dynamická hodnota F_{dyn} :**

$$F_{dyn} = F_{stat} \cdot g \cdot \delta_{dyn} \quad (28)$$

- **Max. hodnota momentu – statická hodnota Mk_{stat_max} :**

$$Mk_{stat_max} = F_{stat} \cdot tr \dots tr - \text{maximální rameno síly (Obrázek 27)} \quad (29)$$

- **Max. hodnota momentu – dynamická hodnota Mk_{dyn_max} :**

$$Mk_{dyn_max} = F_{dyn} \cdot tr \quad (30)$$

Tabulka 2.: Konfigurace možných kombinací zatížení

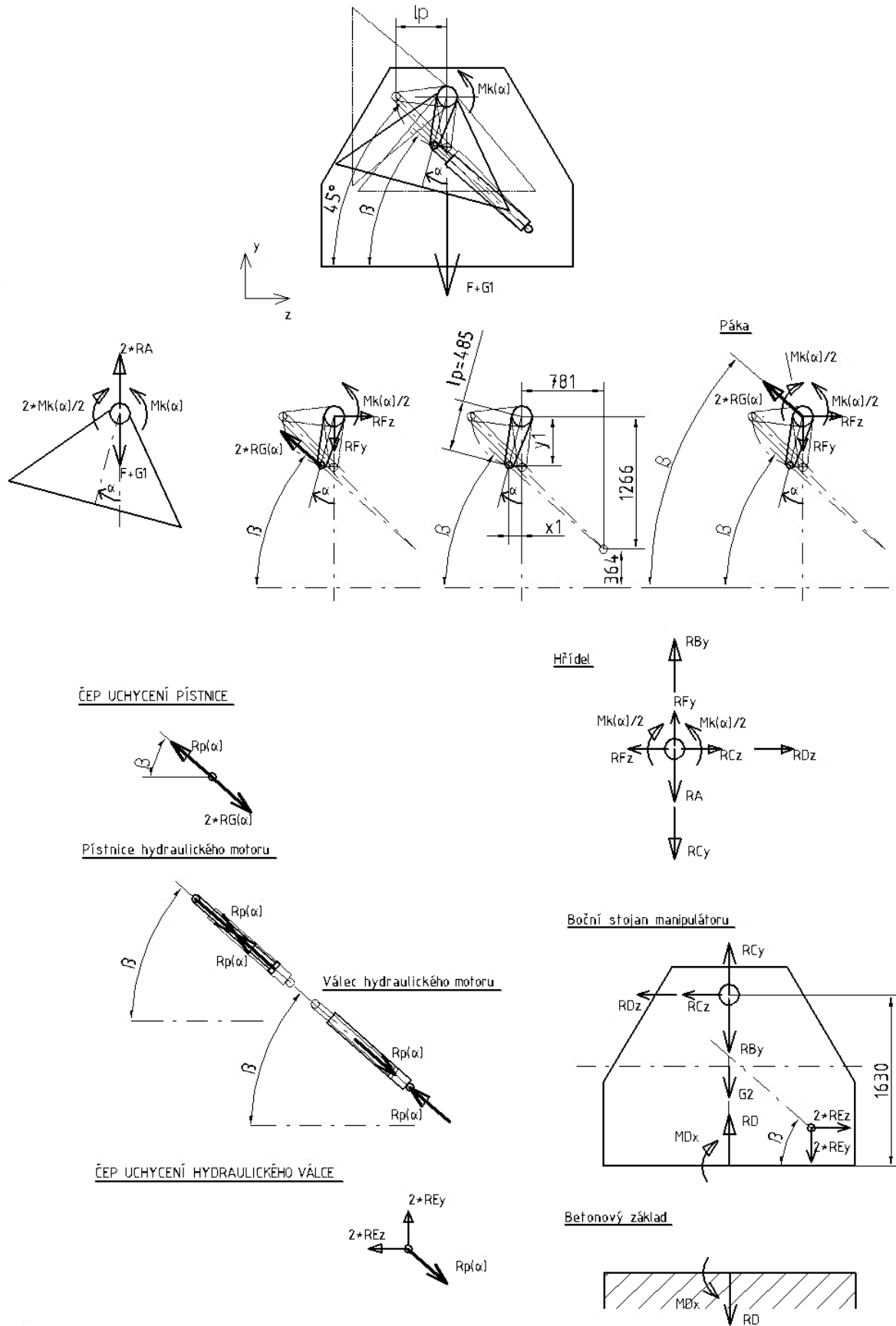
Konfigurace otáčených hmot	m_b [kg]	ty [mm]	tz [mm]	m_oh [kg]	tr [mm]	F_stat [kN]	F_dyn [kN]	F_stat+G1 [kN]	F_dyn+G1 [kN]	Mk_stat_max [kN]	Mk_dyn_max [kN]
prázdný stůl	0,0	793,0	31,0	6000,0	793,6	0,0	0,0	58,9	58,9	46,7	46,7
1,0L kompletní	23800,0	100,0	28,0	29800,0	103,8	233,5	280,2	292,3	339,0	30,4	35,2
1,0L pevný díl	7900,0	582,5	27,0	13900,0	583,1	77,5	93,0	136,4	151,9	79,5	88,6
1,0L pohyblivý díl	15900,0	351,2	24,6	21900,0	352,1	156,0	187,2	214,8	246,0	75,6	86,6
1,0L EVO kompletní	27000,0	127,0	91,0	33000,0	156,2	264,9	317,8	323,7	376,7	50,6	58,9
1,0L EVO pevný díl	9600,0	561,0	67,0	15600,0	565,0	94,2	113,0	153,0	171,9	86,5	97,1
1,0L EVO pohyblivý díl	17300,0	358,0	77,0	23300,0	366,2	169,7	203,7	228,6	262,5	83,7	96,1
1,4L kompletní	25500,0	158,0	76,0	31500,0	175,3	250,2	300,2	309,0	359,0	54,2	63,0
1,4L pevný díl	9500,0	568,0	64,0	15500,0	571,6	93,2	111,8	152,1	170,7	86,9	97,6
1,4L pohyblivý díl	16000,0	400,0	64,2	22000,0	405,1	157,0	188,4	215,8	247,2	87,4	100,2
1,5L EVO kompletní	37300,0	62,0	23,0	43300,0	66,1	365,9	439,1	424,8	498,0	28,1	32,9
1,5L EVO pevný díl	14100,0	505,0	24,0	20100,0	505,6	138,3	166,0	197,2	224,8	99,7	113,7
1,5L EVO pohyblivý díl	23200,0	330,0	23,0	29200,0	330,8	227,6	273,1	286,5	332,0	94,8	109,8

Maximálních kombinací svislého silového zatížení a momentu k ose rotace je dosaženo u polohovaných forem typu 1,5L EVO kompletní, 1,5L EVO pevný díl a 1,5L EVO pohyblivý díl. Ostatní konfigurace zatížení jsou nižší, a tudíž je není nutné podrobovat dalším výpočtům. (Tabulka 2)

6.4. Detailní statický rozbor manipulátoru

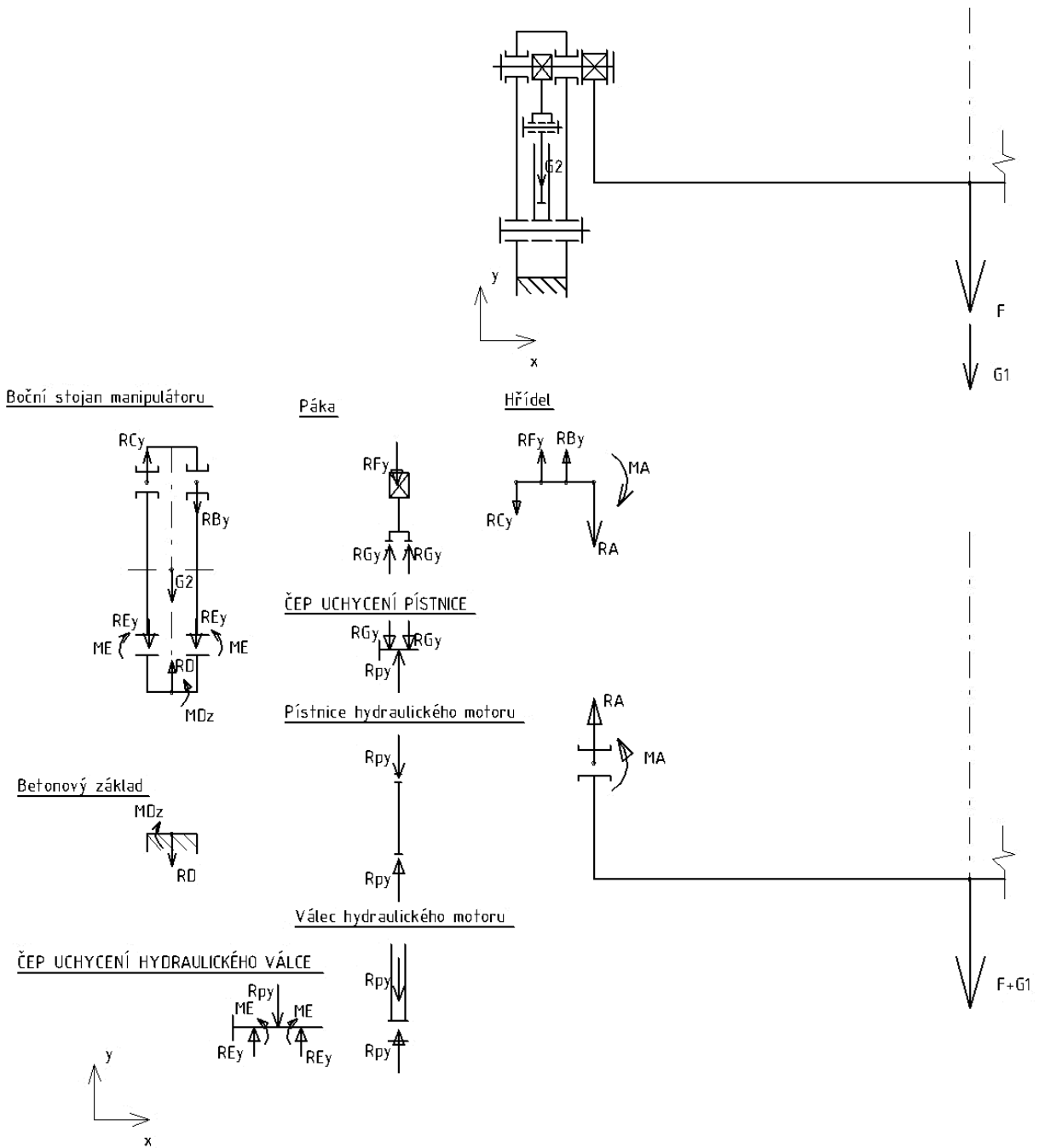
Manipulátor je převeden na zjednodušený nepohyblivý model mechanické soustavy, do kterého jsou přiřazena patřičná uložení a vazby, které postihují reálné vlastnosti manipulátoru. Soustava byla rozložena na jednotlivé díly a řešili se mezi nimi podmínky statické rovnováhy. Některá uložení způsobují statickou neurčitost, která bude dále řešena na základě pružnosti a pevnosti dílů pomocí doplnění okrajových deformačních podmínek. Postup řešení je od působiště vnějších zatížení, tedy od otočného stolu, směrem v toku přenosu zatížení až ke konečným reakcím v podobě betonového základu. Silový rozbor je řešen prostorově ve dvou rovinách. (Obrázek 29 a Obrázek 30)

• Boční rovina řešení



Obrázek 29.: Statický rozbor manipulátoru – boční rovina

• **Čelní rovina řešení**



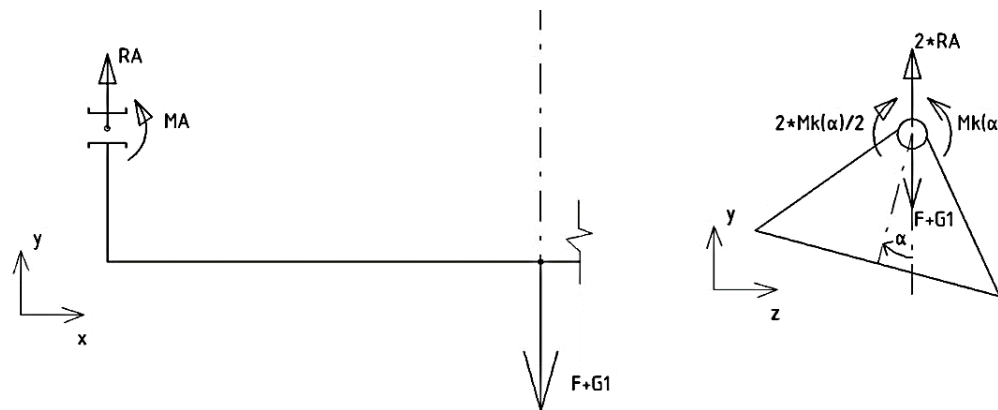
Obrázek 30.: Statický rozbor manipulátoru – čelní rovina

6.5. Návrh otočného stůlu

Otočný stůl je plně symetrický díl jak geometricky, tak zatížením. Tato symetrie byla využita i při výpočtu. Otočný stůl je zjednodušen na model křivého prutu. Vlivem nenaklápěcího uložení kolem osy-z se jedná o staticky neurčitý prut. K výpočtu bude tedy nutné doplnit okrajové deformační podmínky. Uvažováno je se zjednodušením, kdy průřez bude po celé délce křivého prutu konstantní, a tudíž bude konstantní i tuhost.

[17, 18, 19, 20]

- **Silový rozbor otočného stolu**



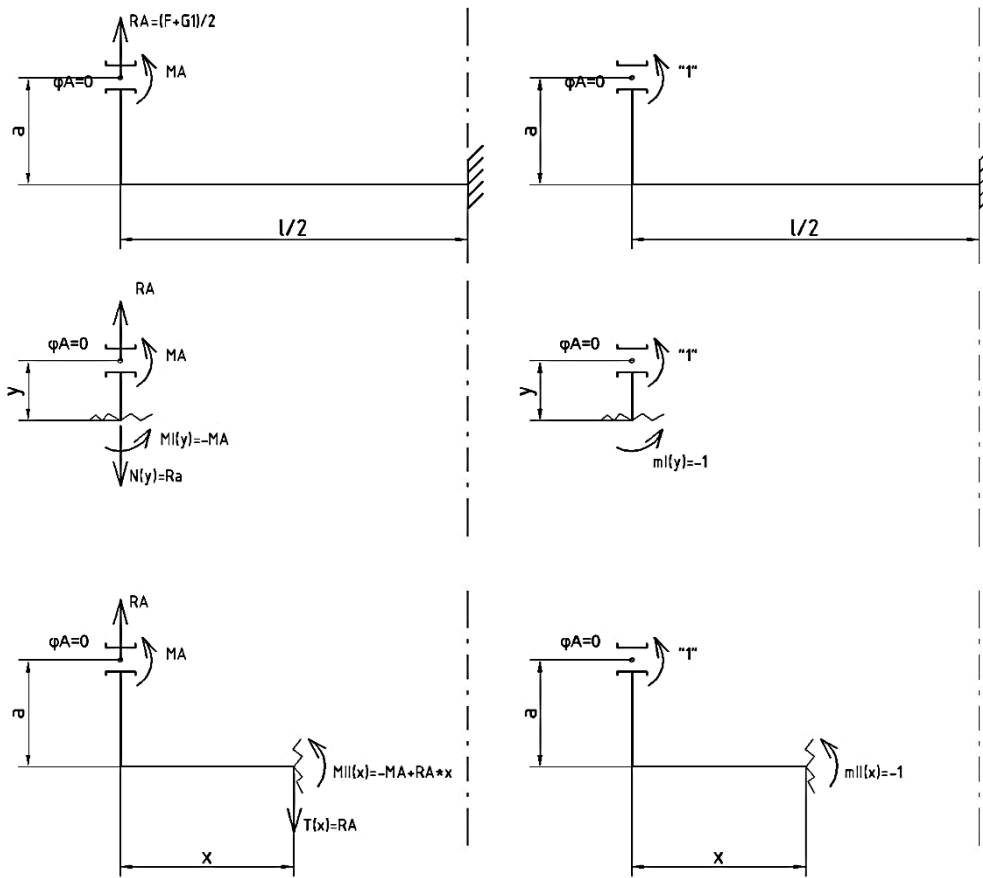
Obrázek 31.: Silový rozbor otočného stolu

- **Výpočet reakcí pro vodorovnou polohu:**

$$RA = \frac{F + G1}{2} \quad (31)$$

$$\frac{Mk(\alpha)}{2} = \frac{Mk(\alpha)}{2} \quad (32)$$

○ Výpočet reakce MA:



Obrázek 32.: Výpočetní schéma křivého prutu

$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ_z} \left[\int_0^a MI(x) \cdot mI(x) \cdot dy + \int_0^{l/2} MII(x) \cdot mII(x) \cdot dx \right] \quad (33)$$

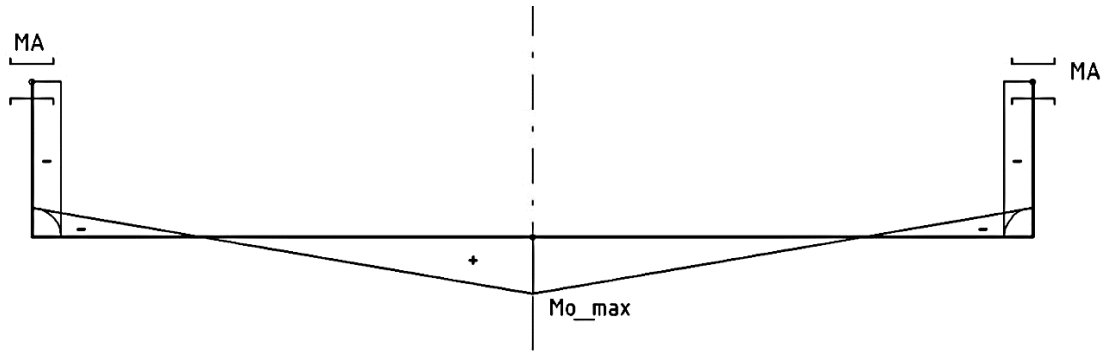
$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ_z} \left[\int_0^a (-MA) \cdot (-1) \cdot dy + \int_0^{l/2} (-MA + RA \cdot x) \cdot (-1) \cdot dx \right]$$

$$\frac{1}{EJ_z} \left[MA \cdot a + MA \cdot \frac{l}{2} - RA \cdot \frac{l^2}{8} \right] = 0$$

$$\frac{1}{EJ_z} \left[MA \cdot \left(a + \frac{l}{2} \right) \right] = \frac{1}{EJ_z} \left[RA \cdot \frac{l^2}{8} \right]$$

$$MA = \frac{RA \cdot \frac{l^2}{8}}{\left(a + \frac{l}{2} \right)} \quad (34)$$

- Průběh ohybového momentu a maximální ohybový moment ve vodorovné poloze [17, 18, 19, 20]



Obrázek 33.: Průběh ohybového momentu na křivém prutu

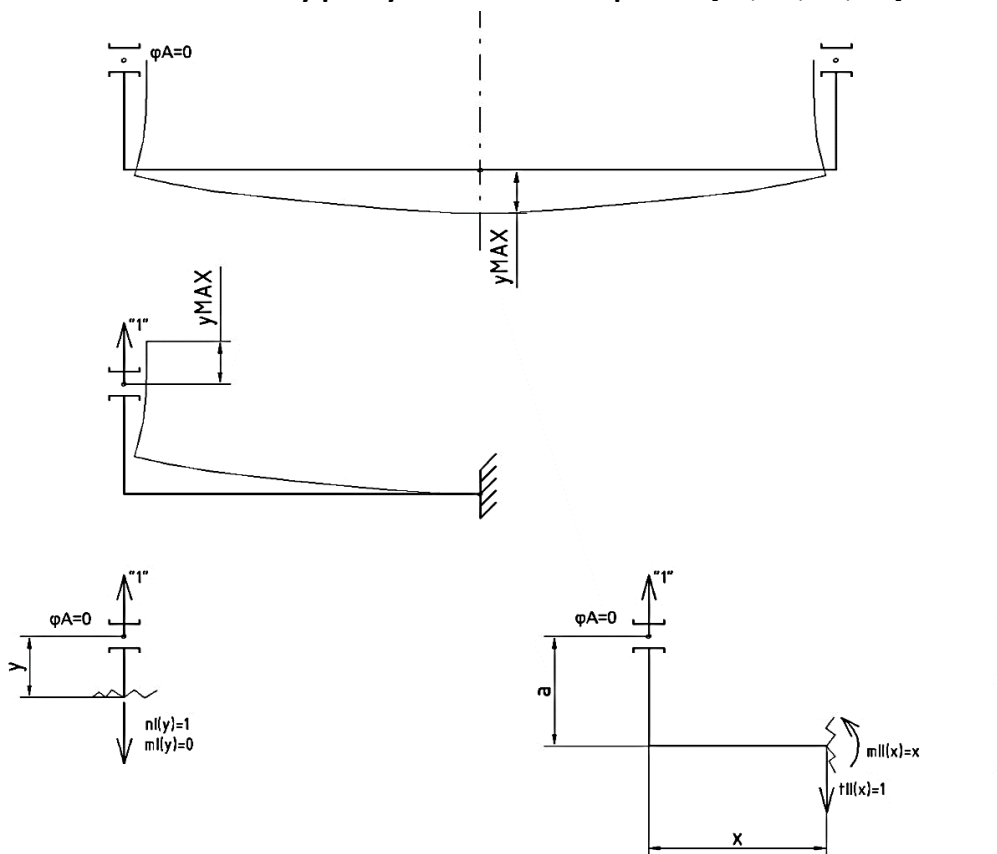
$$MI(x) = -MA = -\frac{RA \cdot \frac{l^2}{8}}{\left(a + \frac{l}{2}\right)} \quad \text{konstantní fce} \quad (35)$$

$$MII(x) = -MA + RA \cdot x = -\frac{RA \cdot \frac{l^2}{8}}{\left(a + \frac{l}{2}\right)} + RA \cdot x \quad \text{lineární funkce} \quad (36)$$

$$MII(0) = -MA + RA \cdot 0 = -MA$$

$$MII(l/2) = -MA + RA \cdot \frac{l}{2} = Mo_{max}$$

- Maximální svislý průhyb ve vodorovné poloze [17, 18, 19, 20]



Obrázek 34.: Schéma průhybu křivého prutu

$$\Delta y_{max} = \Delta y \left(x = \frac{l}{2} \right) = \frac{1}{EJ_z} \left[\int_0^a MI(x) \cdot mI(x) \cdot dy + \int_0^{\frac{l}{2}} MII(x) \cdot mII(x) \cdot dx \right] \quad (37)$$

$$\Delta y_{max} = \frac{1}{EJ_z} \left[\int_0^a (-MA \cdot 0) \cdot dy + \int_0^{l/2} (-MA + RA \cdot x) \cdot x \cdot dx \right]$$

$$\Delta y_{max} = \frac{1}{EJ_z} \left[-MA \cdot \frac{l^2}{8} + RA \cdot \frac{l^3}{24} \right] \quad (38)$$

- **Maximální ohybové napětí uprostřed stolu ve vodorovné poloze**

$$\sigma_{o_max} = \frac{M_{o_max}}{W_{O_z}} \quad (39)$$

- **Vliv naklápění otočného stolu:**

Vlivem naklápění stolu se u předchozího řešení v rovině xy upraví rozměrová hodnota a na hodnotu závislou na natočení stolu $a(\alpha)$ a dále i průřezové charakteristiky budou nyní závislé na natočení, tedy $J_z(\alpha)$ a $W_{O_z}(\alpha)$. Řešení se navíc superpozičně rozšíří o řešení v druhé rovině xy , ve které taktéž figurují proměnné hodnoty závislé na úhlu natočení stolu α . Jedná se o proměnné hodnoty geometrie, zatížení i průřezových hodnot.

- **Reakce v obecné poloze naklopení stolu pro rovinu xy :**

$$RA = \frac{F + G1}{2} \quad (40)$$

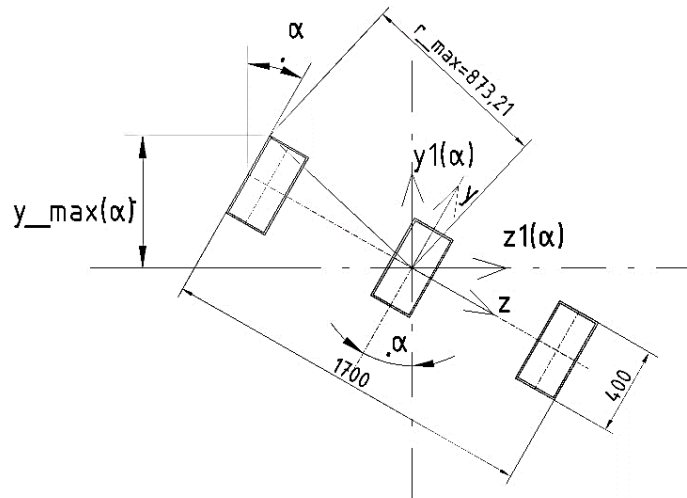
$$\frac{Mk(\alpha)}{2} = \frac{Mk(\alpha)}{2} \quad (41)$$

$$MA(\alpha) = \frac{RA \cdot \frac{l^2}{8}}{\left(a(\alpha) + \frac{l}{2} \right)}; \text{ kde } a(\alpha) = 900 \cdot \cos(\alpha) \quad (42)$$

- **Ohybový moment uprostřed stolu v obecné poloze pro rovinu xy :**

$$M_{o_z_střed}(\alpha) = -MA(\alpha) + RA \cdot \frac{l}{2} \quad (43)$$

- Průřezové charakteristiky v obecné poloze stolu [17, 18, 19, 20]:



$$y_{\max}(\alpha) = (1700/2) \cdot \sin(\alpha) + (400/2) \cdot \cos(\alpha)$$

$$r_{\max} = ((1700/2)^2 + (400/2)^2)^{1/2}$$

Obrázek 35.: Nakloněný průřez otočného stolu

$$J_z = 59533,72 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 1071396,76 \text{ cm}^4$$

$$J_p = 1130930,48 \text{ cm}^4$$

$$J_{z1}(\alpha) = J_z \cdot \cos^2(\alpha) + J_y \cdot \sin^2(\alpha) \quad (44)$$

$$J_{y1}(\alpha) = J_z \cdot \sin^2(\alpha) + J_y \cdot \cos^2(\alpha) \quad (45)$$

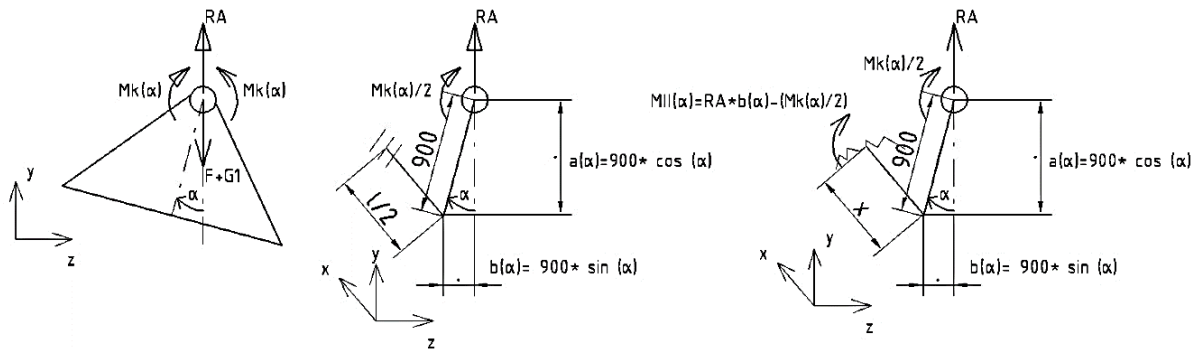
$$W_{oz}(\alpha) = \frac{J_{z1}(\alpha)}{y_{\max}(\alpha)} \quad (46)$$

$$W_{kx}(\alpha) = \frac{J_p}{r_{\max}} \quad (47)$$

- Ohybové napětí k ose-z uprostřed stolu v obecné poloze stolu:

$$\sigma_{oz_střed}(\alpha) = \frac{M_{oz_střed}(\alpha)}{W_{oz}(\alpha)} \quad (48)$$

- Výpočet kroucení stolu v závislosti na naklonění [17, 18, 19, 20]



Obrázek 36.: Kroucení otočného stolu

$$Mk_{x_střed}(\alpha) = MII(\alpha) = RA \cdot b(\alpha) - \frac{Mk(\alpha)}{2} \quad (49)$$

- Smykové napětí od krutu uprostřed stolu v závislosti na naklonění

$$\tau_{kx_střed}(\alpha) = \frac{Mk_{x_střed}(\alpha)}{Wkx(\alpha)} \quad (50)$$

- Redukované napětí uprostřed stolu v závislosti na naklonění dle teorie HMH pro houževnaté materiály:

$$\sigma_{red_střed}(\alpha) = \sqrt{[\sigma_{oz_střed}(\alpha)]^2 + 3 \cdot [\tau_{kx_střed}(\alpha)]^2} \quad (51)$$

- Výsledné hodnoty výpočtů pro 3 druhy břemen a pro naklonění 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° a 90°.

Tabulka 3.: Vypočtené hodnoty při polohované licí formě 1,5l EVO – kompletní

1,5L EVO kompletní	Poloha naklonění otočného stolu							
	Vypočtená hodnota	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
RA [kN]	248,98	248,98	248,98	248,98	248,98	248,98	248,98	248,98
Mk (α) [kNm]	11,45	19,05	25,36	29,93	32,46	32,79	30,87	
Mk/2 (α) [kNm]	5,73	9,53	12,68	14,96	16,23	16,39	15,44	
a(α) [mm]	900,00	869,33	779,42	636,40	450,00	232,94	0,00	
b(α) [mm]	0,00	232,94	450,00	636,40	779,42	869,33	900,00	
MA (α) [kNm]	276,69	278,93	285,73	297,26	313,75	335,41	362,26	
Moz_střed (α) [kNm]	447,84	445,59	438,79	427,27	410,78	389,11	362,26	
Jz1(α) [cm4]	59533,72	127315,69	312499,48	565465,24	818431,00	1003614,79	1071396,76	
Jy1(α) [cm4]	1071396,76	1003614,79	818431,00	565465,24	312499,48	127315,69	59533,72	
Jp [cm4]	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	
y_max(α) [mm]	200,00	413,18	598,21	742,46	836,12	872,80	850,00	
r_max(α) [mm]	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	
Woz(α) [cm3]	2976,69	3081,35	5223,95	7616,08	9788,42	11498,78	12604,67	
Wkx(α) [cm3]	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	
σoz_střed(α) [MPa]	150,45	144,61	84,00	56,10	41,97	33,84	28,74	
Mkx_střed (α) [kNm]	-5,73	48,47	99,36	143,48	177,83	200,05	208,64	
τkx_střed (α) [MPa]	-0,44	3,74	7,67	11,08	13,73	15,45	16,11	
σred_střed(α) [MPa]	150,45	144,75	85,04	59,29	48,24	43,14	40,06	

Tabulka 4.: Vypočtené hodnoty při polohované licí formě 1,5l EVO – pevný díl

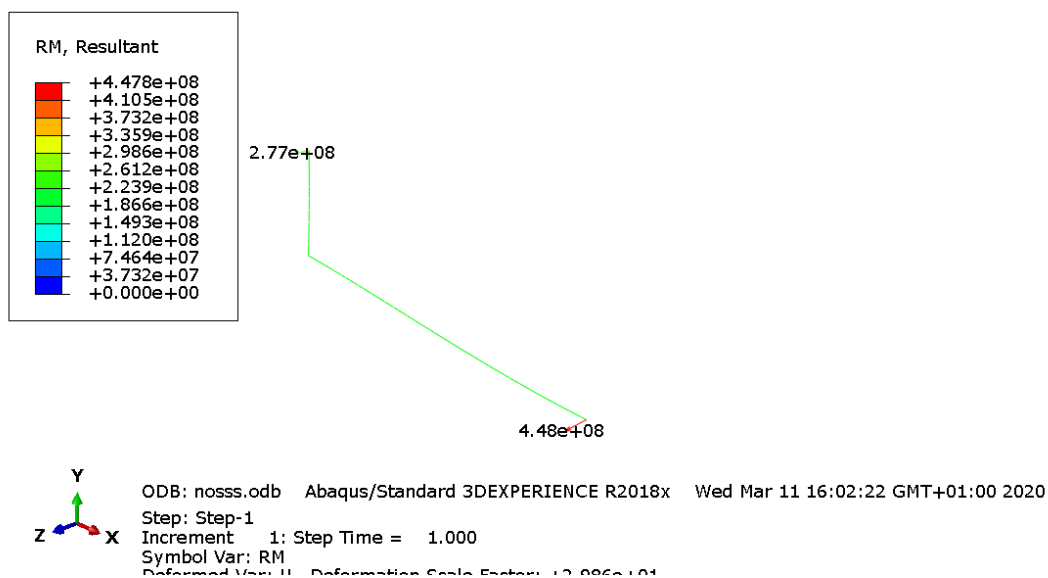
1,5L EVO pevný díl	Poloha naklonění otočného stolu							
	Vypočtená hodnota	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
RA [kN]	112,42	112,42	112,42	112,42	112,42	112,42	112,42	112,42
Mk (α) [kNm]	5,40	34,60	61,45	84,11	101,03	111,07	113,55	
Mk/2 (α) [kNm]	2,70	17,30	30,72	42,05	50,52	55,54	56,77	
a(α) [mm]	900,00	869,33	779,42	636,40	450,00	232,94	0,00	
b(α) [mm]	0,00	232,94	450,00	636,40	779,42	869,33	900,00	
MA (α) [kNm]	124,94	125,95	129,02	134,22	141,67	151,45	163,57	
Moz_střed (α) [kNm]	202,21	201,20	198,13	192,93	185,48	175,70	163,57	
Jz1(α) [cm4]	59533,72	127315,69	312499,48	565465,24	818431,00	1003614,79	1071396,76	
Jy1(α) [cm4]	1071396,76	1003614,79	818431,00	565465,24	312499,48	127315,69	59533,72	
Jp [cm4]	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	
y_max(α) [mm]	200,00	413,18	598,21	742,46	836,12	872,80	850,00	
r_max(α) [mm]	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	
Woz(α) [cm3]	2976,69	3081,35	5223,95	7616,08	9788,42	11498,78	12604,67	
Wkx(α) [cm3]	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	
σoz_střed(α) [MPa]	67,93	65,30	37,93	25,33	18,95	15,28	12,98	
Mkx_střed (α) [kNm]	-2,70	8,89	19,87	29,49	37,11	42,20	44,41	
τkx_střed (α) [MPa]	-0,21	0,69	1,53	2,28	2,87	3,26	3,43	
σred_střed(α) [MPa]	67,93	65,31	38,02	25,64	19,59	16,29	14,27	

Tabulka 5.: Vypočtené hodnoty při polohované lící formě 1,5l EVO – pohyblivý díl

1,5L EVO pohyblivý díl	Poloha naklonění otočného stolu						
	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
Vypočtená hodnota							
RA [kN]	165,99	165,99	165,99	165,99	165,99	165,99	165,99
Mk (α) [kNm]	7,64	35,73	61,39	82,86	98,69	107,79	109,55
Mk/2 (α) [kNm]	3,82	17,86	30,69	41,43	49,35	53,90	54,78
a(α) [mm]	900,00	869,33	779,42	636,40	450,00	232,94	0,00
b(α) [mm]	0,00	232,94	450,00	636,40	779,42	869,33	900,00
MA (α) [kNm]	184,46	185,96	190,49	198,17	209,16	223,61	241,51
Moz_ střed (α) [kNm]	298,56	297,06	292,53	284,85	273,85	259,41	241,51
Jz1(α) [cm4]	59533,72	127315,69	312499,48	565465,24	818431,00	1003614,79	1071396,76
Jy1(α) [cm4]	1071396,76	1003614,79	818431,00	565465,24	312499,48	127315,69	59533,72
Jp [cm4]	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48	1130930,48
y_max(α) [mm]	200,00	413,18	598,21	742,46	836,12	872,80	850,00
r_max(α) [mm]	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21	873,21
Woz(α) [cm3]	2976,69	3081,35	5223,95	7616,08	9788,42	11498,78	12604,67
Wkx(α) [cm3]	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38	12951,38
soz_ střed(α) [MPa]	100,30	96,41	56,00	37,40	27,98	22,56	19,16
Mkx_ střed (α) [kNm]	-3,82	20,80	44,00	64,20	80,03	90,40	94,61
tkx_ střed (α) [MPa]	-0,29	1,61	3,40	4,96	6,18	6,98	7,31
σred_ střed(α) [MPa]	100,30	96,45	56,31	38,37	29,95	25,59	22,96

• Kontrola výpočtů v softwaru ABAQUS

ABAQUS je software pro výpočty prováděné metodou konečných prvků (dále jen MKP). Pro ověření vypočtených hodnot byl vytvořen v ABAQUSU křivý prut se stejnými parametry, jež byly použity v analytickém výpočtu pro polohu stolu 0° a zatížení lící formou 1,5l EVO kompletní. Výsledkem je max. ohybový moment uprostřed rozpětí stolu a reakční moment v uložení. Oba momenty se přesně shodují s analytickým výpočtem.


Obrázek 37.: MKP výpočet křivého prutu

- **Posouzení analytických výsledků**

Výsledkem propočtů je zjištění, že stůl je nejvíce namáhán při zatížení kompletní licí formou s označením 1,5I EVO a je ve vodorovné poloze. Maximální napětí dosahuje hodnot 150 MPa a průhyb je necelých 7 mm.

- **Bezpečnost k mezi kluzu:**

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red_max}} = \frac{355}{150,45} = 2,36 \quad (52)$$

- **Relativní průhyb:**

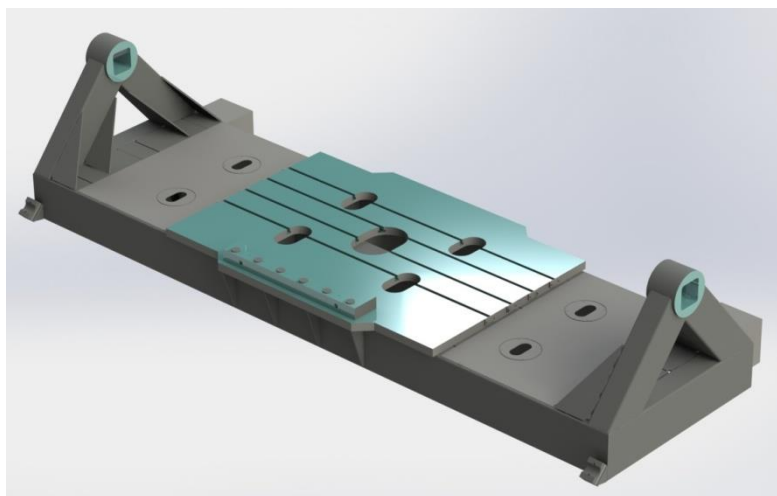
$$\frac{l}{\Delta y_{max}} = \frac{5820}{7} = 831 \quad (53)$$

Výsledná bezpečnost i relativní průhyb vykazují bezpečné hodnoty. Obě hodnoty byly vypočítány s uvažováním dynamického součinitele zatížení. Průhyb se tedy po uložení břemena ustálí na nižší hodnotě. Analytické řešení však není dostatečné z důvodu nemožnosti postihnout reálného rozložení tuhosti. To může mít podstatný vliv na odchylku výpočtů od skutečnosti.

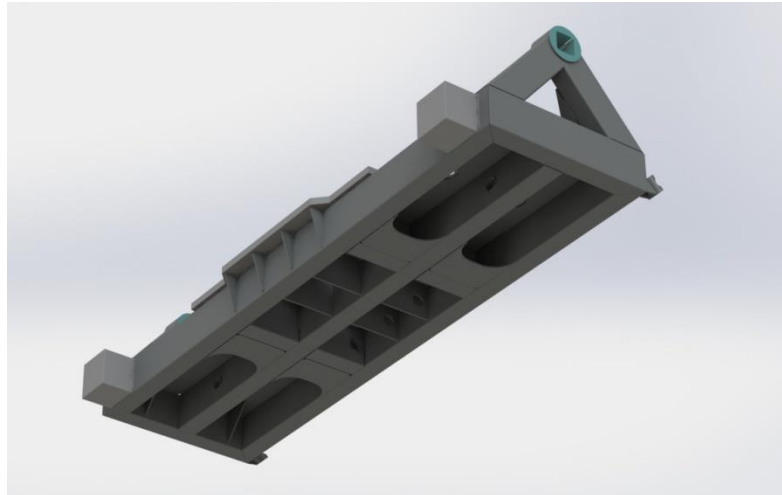
- **Kontrola pomocí metody konečných prvků (MKP)**

3D model vytvořený v SOLIDWORKSU byl využit pro výpočty metodou konečných prvků v softwaru ABAQUS. Pro zatížení je uvažována již jen nejnepříznivější varianta břemena, tedy licí forma 1,5I EVO kompletní. Vzhledem k provádění výpočtů na modelu, který je velmi blízko reálné součásti, lze očekávat odlišné, avšak mnohem věrohodnější výsledky proti analytickému početnímu řešení.

- **Kompletní 3D model otočného stolu**



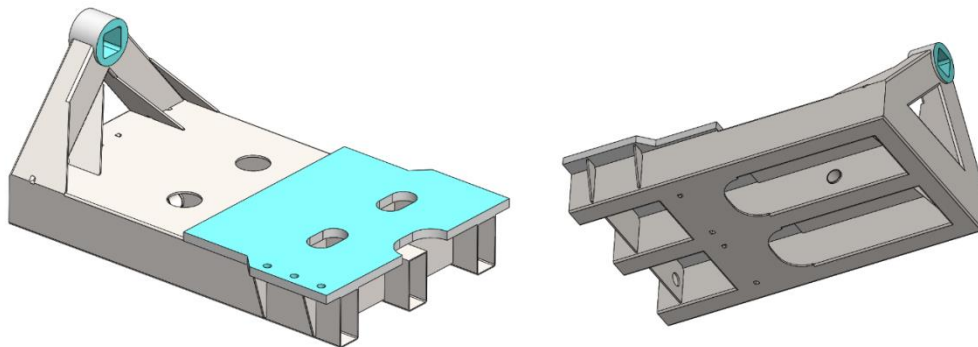
Obrázek 38.: 3D model otočného stolu – pohled shora



Obrázek 39.: 3D model otočného stolu – pohled zdola

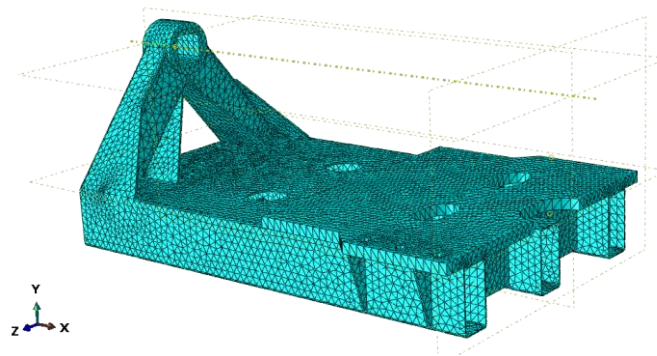
○ **Příprava modelu pro výpočet MKP**

Při řešení bylo opět využito symetrie a řešila se jen polovina modelu.



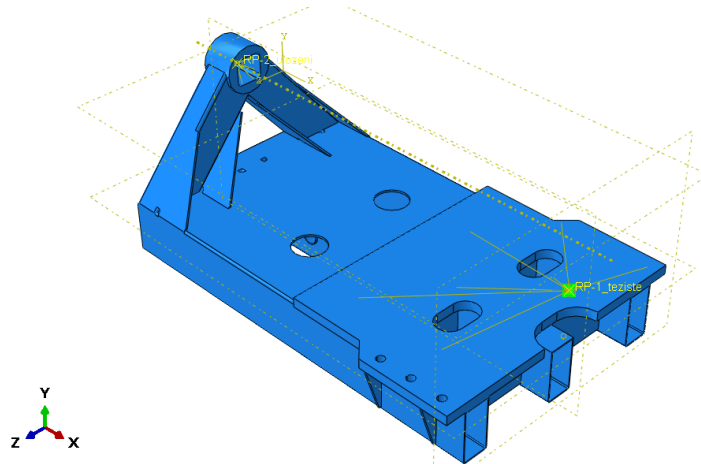
Obrázek 40.: Připravený 3D model pro MKP

Vzhledem ke složitosti modelu byly použity pro síťování prvky typu TET Quadratic.



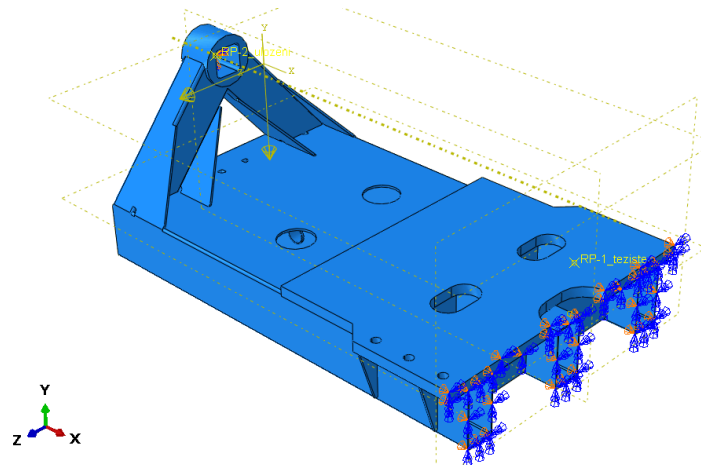
Obrázek 41.: Síť konečných prvků

Vlastní tíha stolu je definována zadanou hustotou materiálu, zatížení je realizováno vložení hmotného bodu do místa těžiště dle charakteristik břemena. Hodnota hmotnosti je polovina hmotnosti břemena vynásobená dynamickým součinitelem. Hmotový bod je spřažen s upínací deskou.



Obrázek 42.: Nastavené interakce

Okrajové podmínky jsou definovány symetrií dílu a uložením stolu.



Obrázek 43.: Nastavené okrajové podmínky

○ **Naklápění stolu – zatížení**

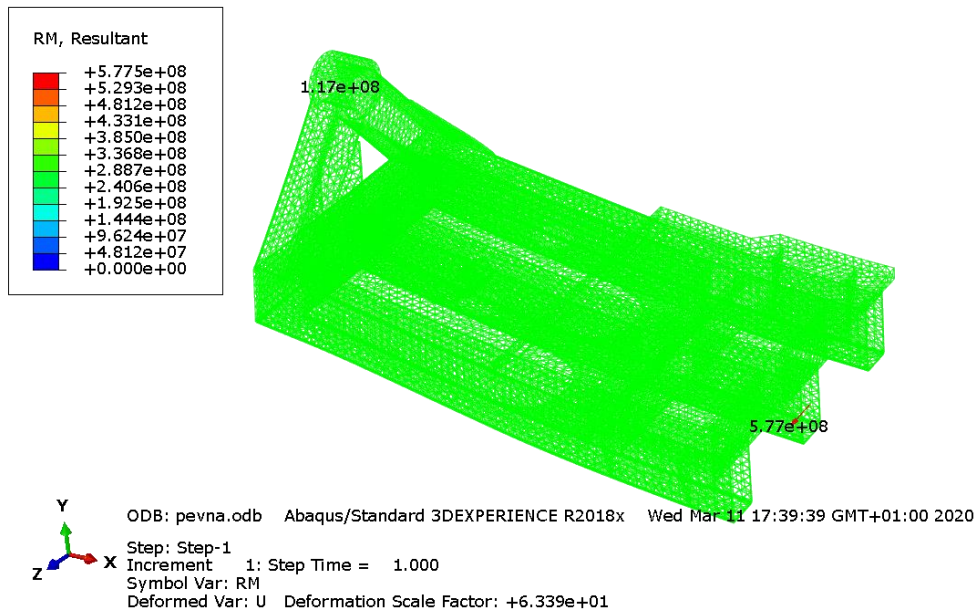
Zatížení bylo provedeno pomocí zavedení gravitačního zrychlení. Simulaci otáčení otočného stolu s formou se zavedlo tak, že byl zatížen model dvěma gravitačními zrychleními. U jednoho zatížení se snižuje s kroky svislá složka gravitačního zrychlení a u druhého zatížení nabíhá současně vodorovná složka gravitačního zrychlení. Průběh složek se řídí funkcemi sin a cos. V následující tabulce jsou vypočtené průběhy:

Tabulka 6.: Hodnoty rozloženého vektoru gravitačního zrychlení

$g=9,81\text{m/s}^2$				
krok	alfa [°]	alfa [rad]	gz [m/s ²]	-gy [m/s ²]
1,00	0,00	0,00	0,00	9,81
2,00	15,00	0,26	2,54	9,48
3,00	30,00	0,52	4,91	8,50
4,00	45,00	0,79	6,94	6,94
5,00	60,00	1,05	8,50	4,91
6,00	75,00	1,31	9,48	2,54
7,00	90,00	1,57	9,81	0,00

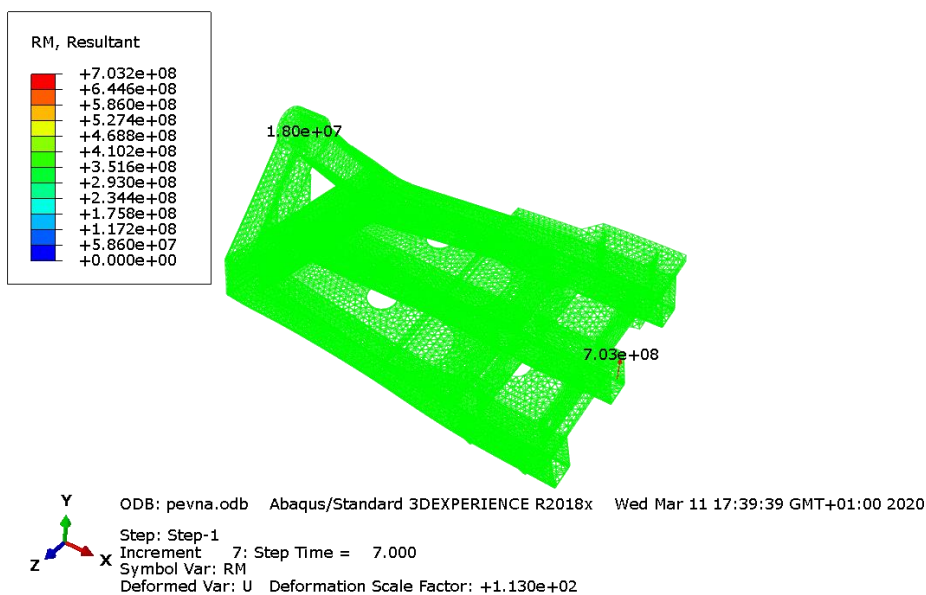
○ **Výsledky výpočtu MKP**
 ■ **Maximální reakční momenty**

Výsledné reakční momenty k ose-z ve vodorovné poloze se značně liší od analytického výpočtu. Je to dáno jiným rozložením tuhosti. Upínací deska značně navyšuje tuhost vodorovné části stolu a přebírá tak vyšší hodnoty momentu. Naopak svislá část stolu je oproti analytickému řešení poddajnější, což způsobuje menší přenos momentu k uložení. Reakční moment $MA(0^\circ) = 117 \text{ kNm}$. Ohybový moment uprostřed rozpětí stolu $M_{\max}(0^\circ) = 577 \text{ kNm}$. (Obrázek 44)



Obrázek 44.: Reakční momenty otočného stolu z MKP výpočtu- vodorovná poloha

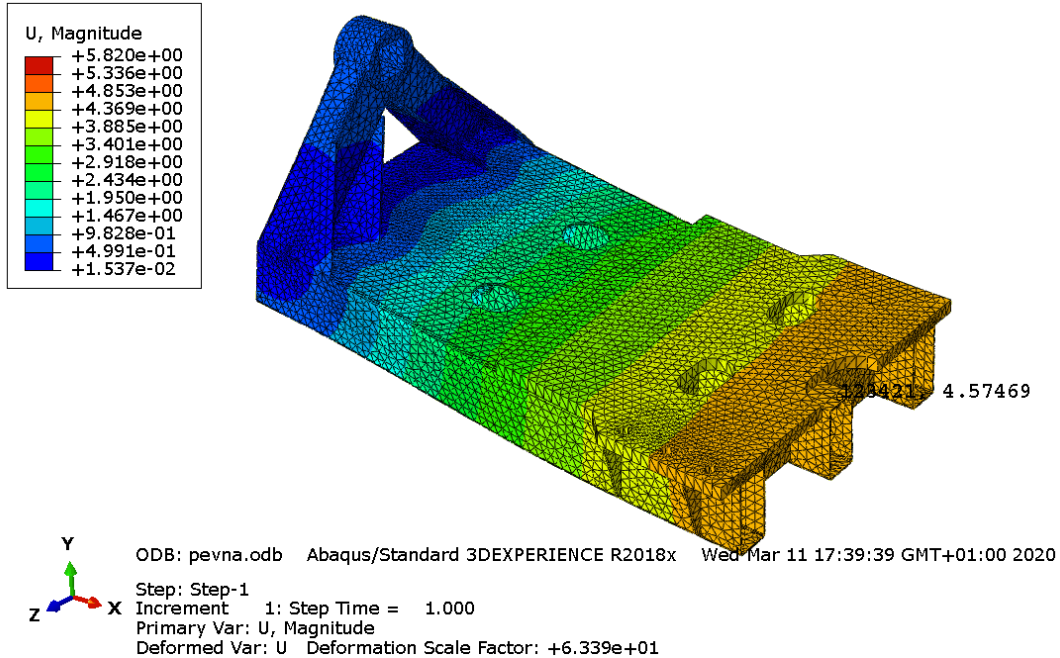
Výsledné reakční momenty k ose-z ve svislé poloze se také velmi liší od analytického řešení. Reakční moment $MA(90^\circ) = 18 \text{ kNm}$. Ohybový moment uprostřed rozpětí stolu $M_{\max}(90^\circ) = 703 \text{ kNm}$. (Obrázek 45)



Obrázek 45.: Reakční momenty otočného stolu z MKP výpočtu – svislá poloha

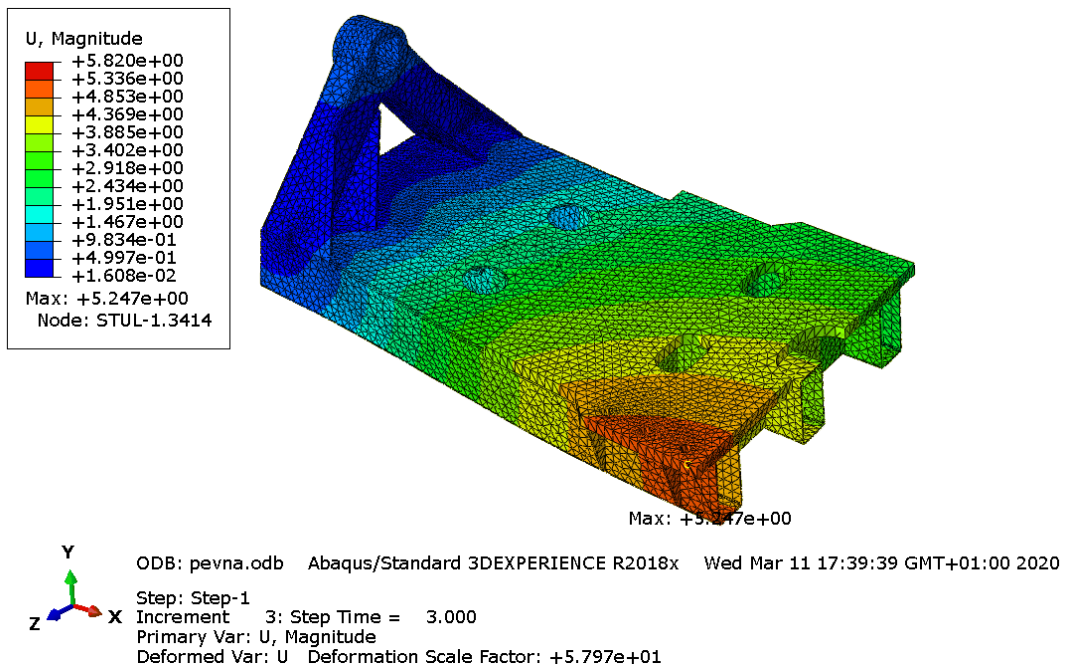
▪ Deformace stolu

Barevná škála MKP výsledků deformací byla nastavena na červenou pro hodnotu 5,82 mm což je relativní průhyb $L/1000$. Skutečný max. průhyb ve vodorovné poloze je 4,6 mm.



Obrázek 46.: Deformace stolu – vodorovná poloha

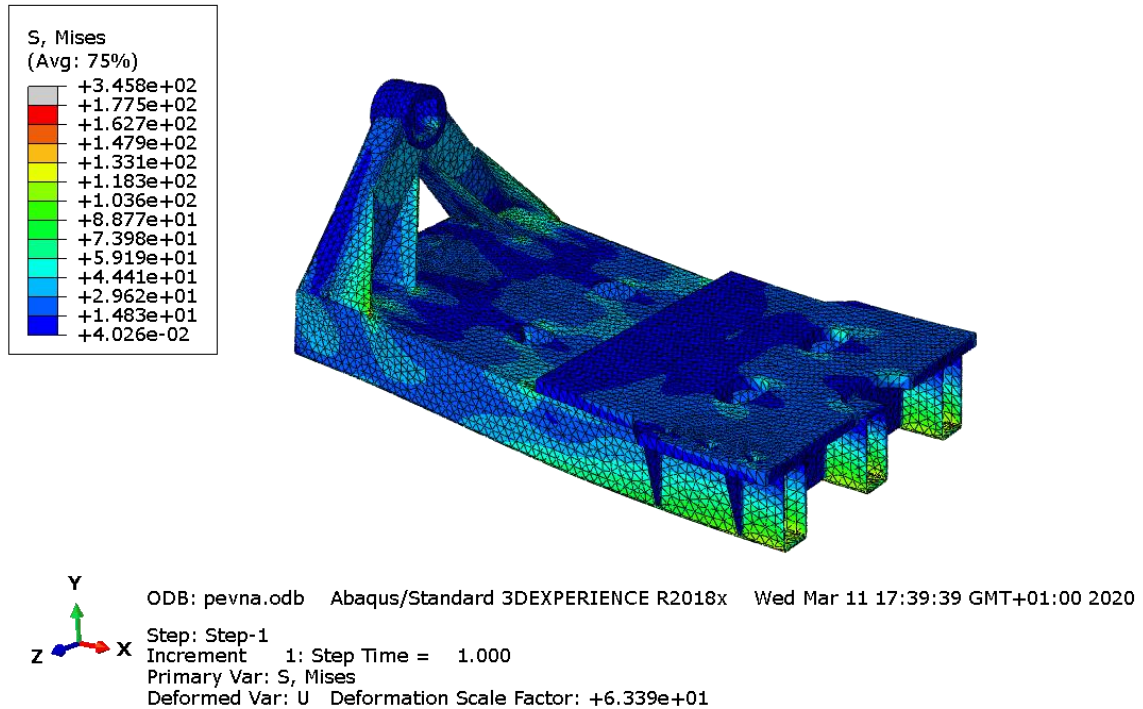
Max. průhyb je v poloze naklonění 30° a dosahuje hodnot 5,3 mm, což stále vyhovuje podmínce max. dovoleného relativního průhybu $l/1000$.



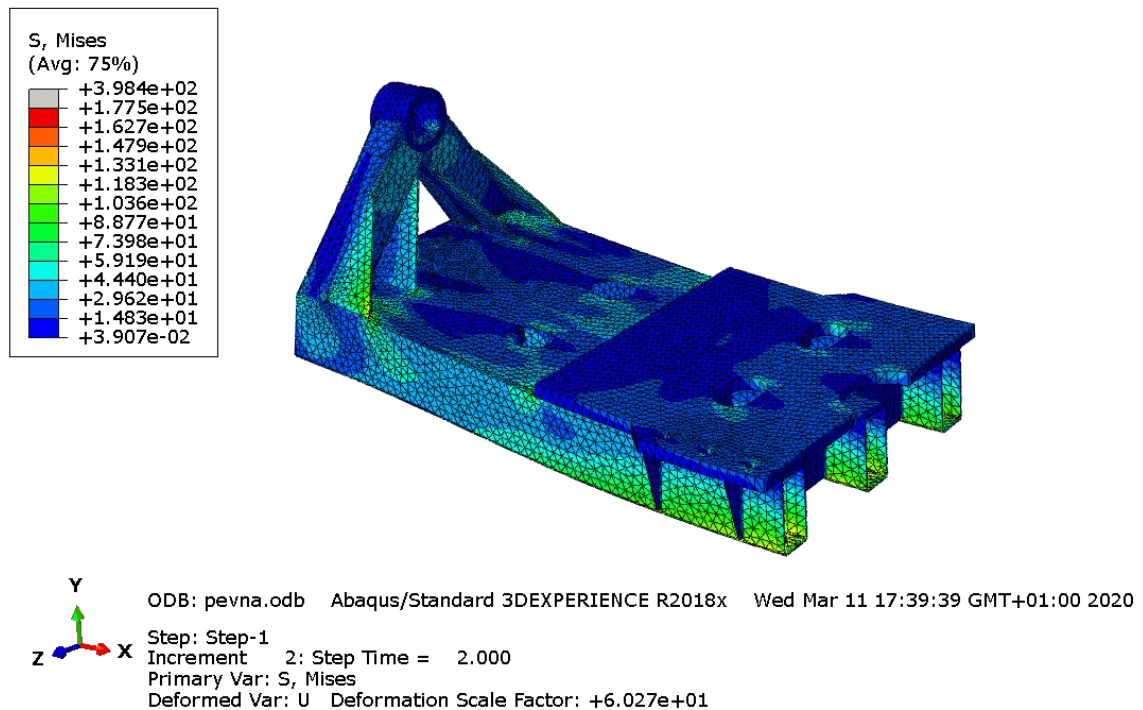
Obrázek 47.: Maximální deformace stolu – poloha naklonění 30°

▪ **Analýza napětí v závislosti na poloze otočného stolu**

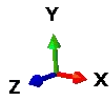
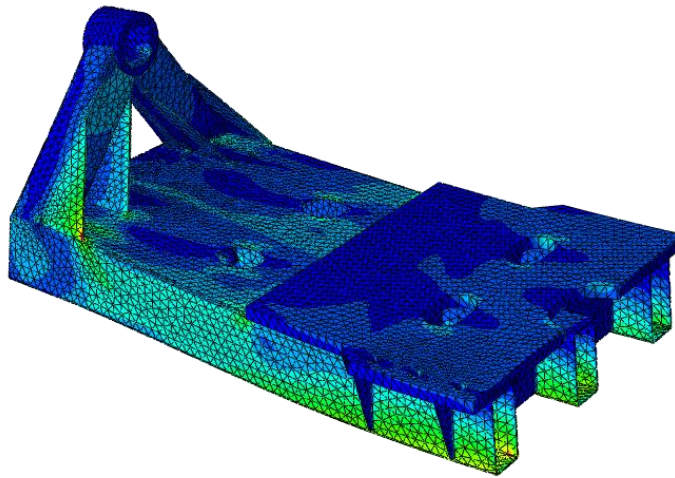
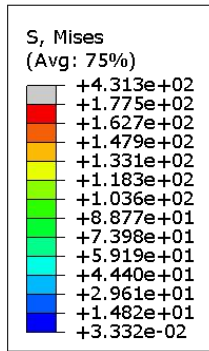
Barevná škála MKP výsledků napjatosti byla nastavena na červenou pro hodnotu 177,5 MPa, což odpovídá bezpečnosti k mezi kluzu použitého materiálu S355J2 k=2. Step1 odpovídá naklonění 0°. Step 2 odpovídá naklonění 15°. Dále pokračují stepy po 15° až do stepu č.7, který odpovídá naklonění 90°.



Obrázek 48.: Napětí v poloze 0°



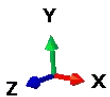
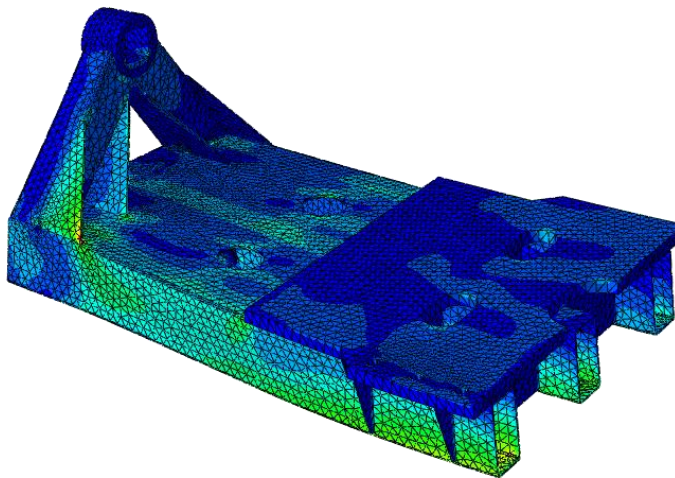
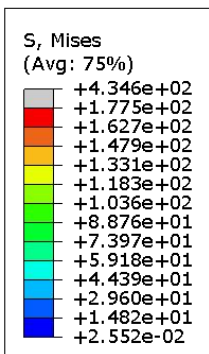
Obrázek 49.: Napětí v poloze 15°



ODB: pevna.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Wed Mar 11 17:39:39 GMT+01:00 2020

Step: Step-1
 Increment 3: Step Time = 3.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.797e+01

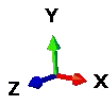
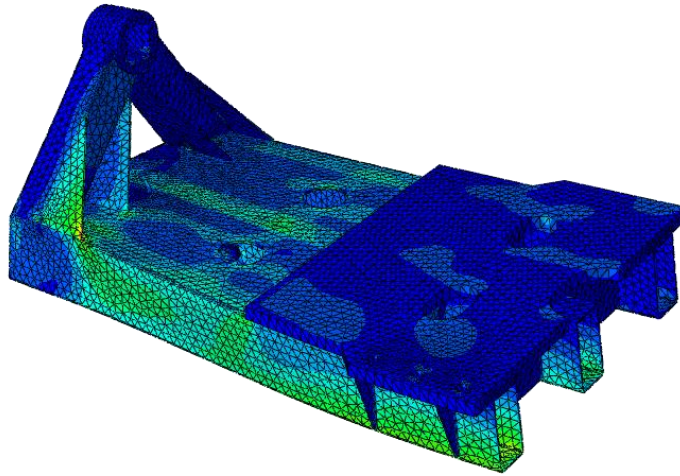
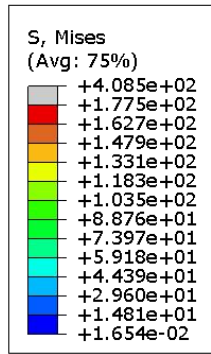
Obrázek 50.: Napětí v poloze 30°



ODB: pevna.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Wed Mar 11 17:39:39 GMT+01:00 2020

Step: Step-1
 Increment 4: Step Time = 4.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.978e+01

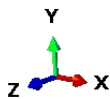
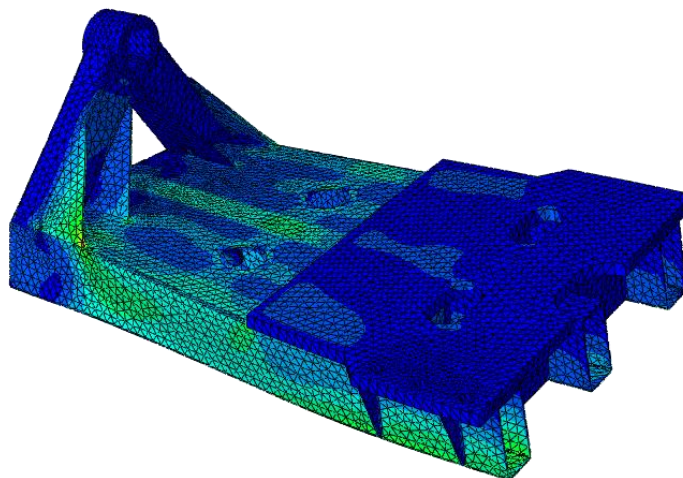
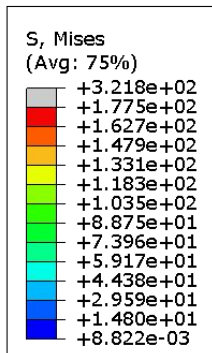
Obrázek 51.: Napětí v poloze 45°



ODB: pevna.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Wed Mar 11 17:39:39 GMT+01:00 2020

Step: Step-1
Increment 5: Step Time = 5.000
Primary Var: S, Mises
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +6.635e+01

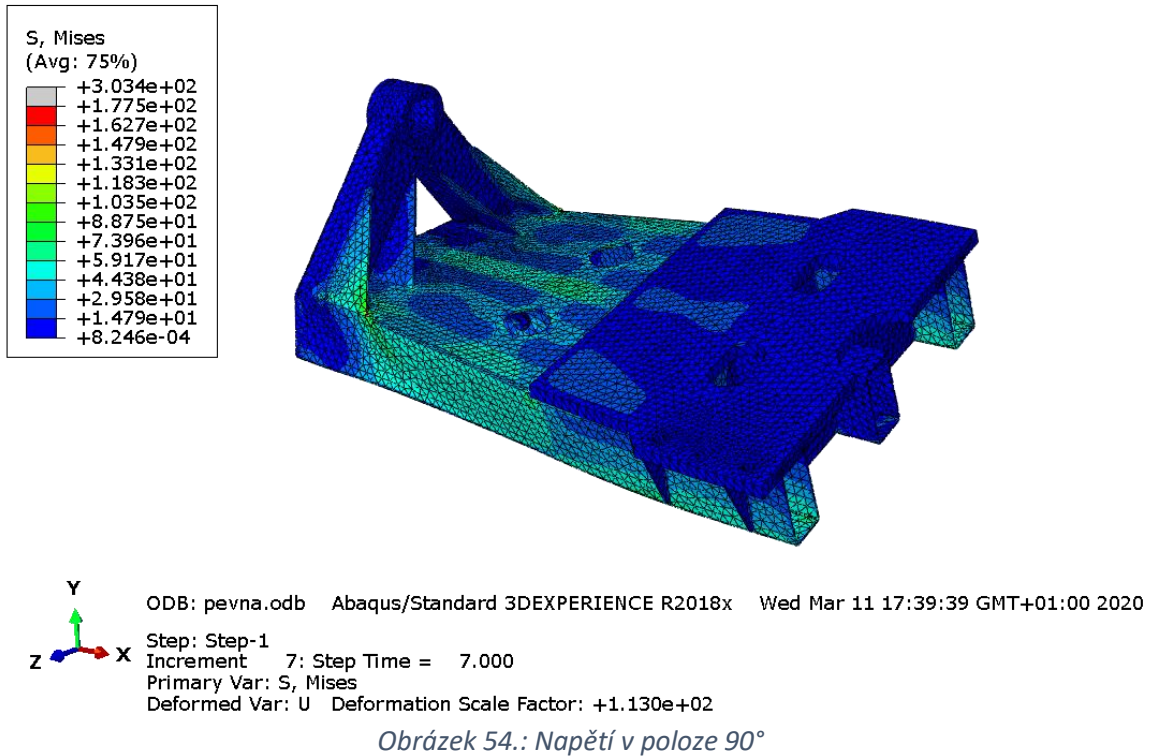
Obrázek 52.: Napětí v poloze 60°



ODB: pevna.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Wed Mar 11 17:39:39 GMT+01:00 2020

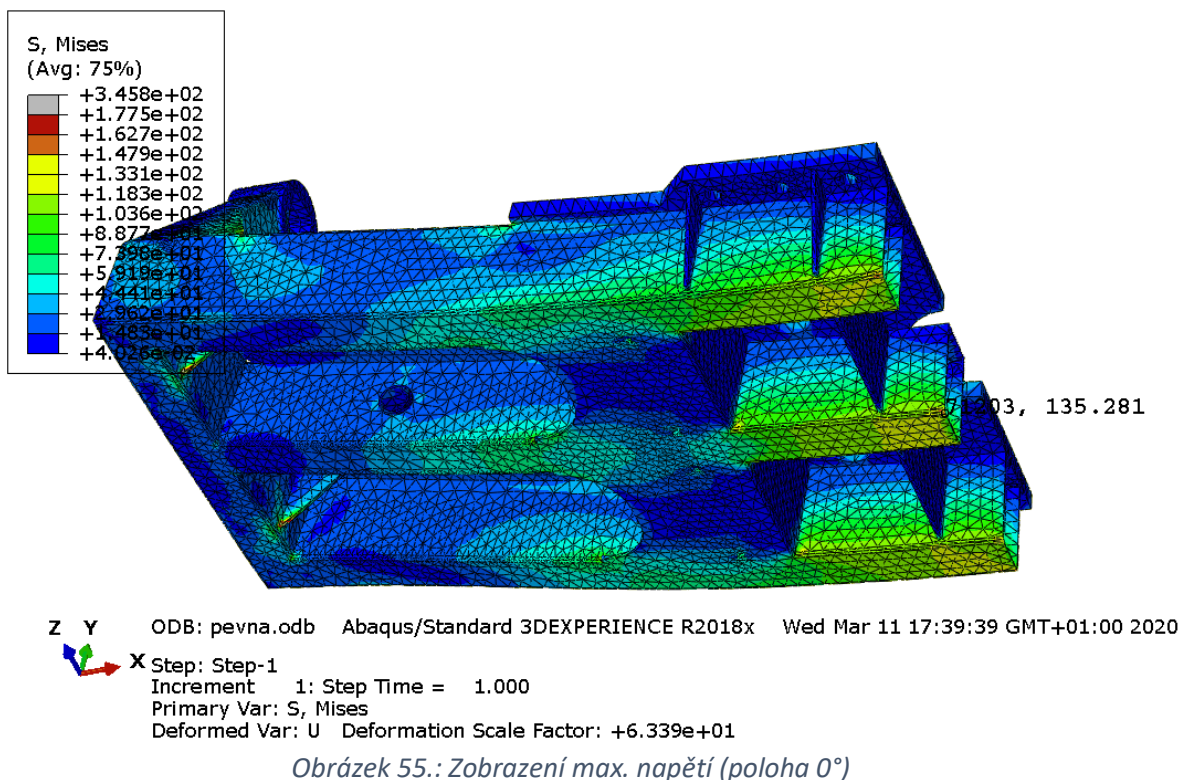
Step: Step-1
Increment 6: Step Time = 6.000
Primary Var: S, Mises
Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +8.077e+01

Obrázek 53.: Napětí v poloze 75°



▪ Analýza max. napětí

Max. napětí nastává ve vodorovné poloze otočného stolu na jeho středovém profilu uprostřed rozpětí stolu. Hodnota max. napětí je 135,3 MPa, což odpovídá bezpečnosti $k=2,6$ k mezi kluzu materiálu S355. Na konstrukci se vyskytují i špičky napětí, které vznikají vlivem velmi ostrých přechodů u nepřesností modelu.



- **Celkové zhodnocení konstrukce otočného stolu**

Analytický výpočet je do jisté míry značně zjednodušen vlivem uvažování konstantního zjednodušeného průřezu po celé délce prutu. Pomohl však při dimenzování konstrukce v prvotních fázích pro sestavení 3D modelu. Sloužil také pro hlubší pochopení závislostí v problematice zatížení a odezvy na zatížení. Analytický výpočet také pomohl pro kontrolu dílčích výsledků výpočtů MKP.

Výpočet pomocí MKP poskytuje přehledné a reálnější průběhy napětí v dílčích částech stolu. To bylo dále využito pro optimalizaci průběhu napětí v celém dílu a vylepšení využitelnosti materiálu. Výsledky MKP výpočtů vykazují špičky napětí vzniklé nepřesnostmi modelu. I tak byly některé špičky napětí brány v úvahu pro dodatečné drobné úpravy některých vyztužujících žeber a doplnění nových žeber.

Výsledkem výpočtů MKP je nejvyšší napětí uprostřed rozpětí stolu při vodorovné poloze. Maximální napětí při odfiltrování špiček vykazuje bezpečnost $k=2,6$ k mezi kluzu materiálu S355J2, a tudíž konstrukce po pevnostní stránce bezpečně vyhovuje danému zatížení. Při výpočtu bylo uvažováno i s dynamickým součinitelem pokládání břemena. Maximální deformace otočného stolu 5,3 mm splňuje podmínku dovoleného relativního průhybu $L/1000$, a je tedy taktéž v optimálních mezích. Průhyb odpovídá zatížení navýšeného o dynamický součinitel. Při statickém zatížení bude tedy hodnota ještě nižší.

Výsledky reakčních sil R_A z MKP odpovídají analytickým výpočtům.

Výsledky reakčních krouticích momentů $M_k(\alpha)$ z MKP odpovídají též analytickým výpočtům.

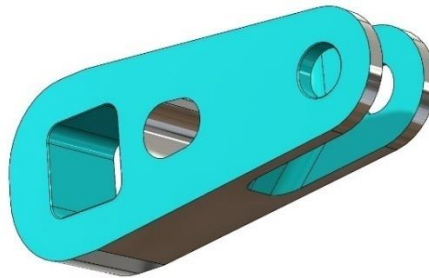
Výsledky reakčních momentů k ose-z $MA(\alpha)$ z MKP se značně odlišují od analytického řešení. Analytické řešení naráží na problém, jak přesně jsou definovány a rozmístěny tuhosti podél křivého prutu. Vyšší tuhost na vodorovné části prutu přenáší nižší reakční moment MA směrem k uložení. Naopak vyšší tuhost svislé části prutu umožňuje přenos vyšších hodnot reakčního momentu MA do uložení, a to odlehčuje momentovému zatížení vodorovné části prutu. Celkový vytvářený moment na křivém prutu, který by byl uložen staticky určitě na naklápěcích uloženích, se u staticky neurčitěho křivého prutu přerozděluje mezi vodorovnou část a svislou část, respektive uložení. Analytický výpočet je velmi citlivý na uvažované dílčí tuhosti na jednotlivých částech křivého prutu. Při detailnějším rozdělení křivého prutu na více integračních dílů s různými tuhostmi vycházely reakční momenty již s menší odchylkou od vypočtených hodnot pomocí MKP. Avšak bylo by velmi obtížné postihnout do výpočtu i vliv přechodových žeber. Jako závazné reakční momenty MA budou tedy pro návrhy dalších součástí přebrány hodnoty z max. vypočtených hodnot při výpočtech MKP. [17, 18, 19, 20]

6.6. Návrh páky

Páka slouží pro převod translačního pohybu hydraulického přímočarého motoru na rotační pohyb hlavního hřídele a k přenosu potřebného kroutícího momentu pro umožnění pohybu otočného stolu.

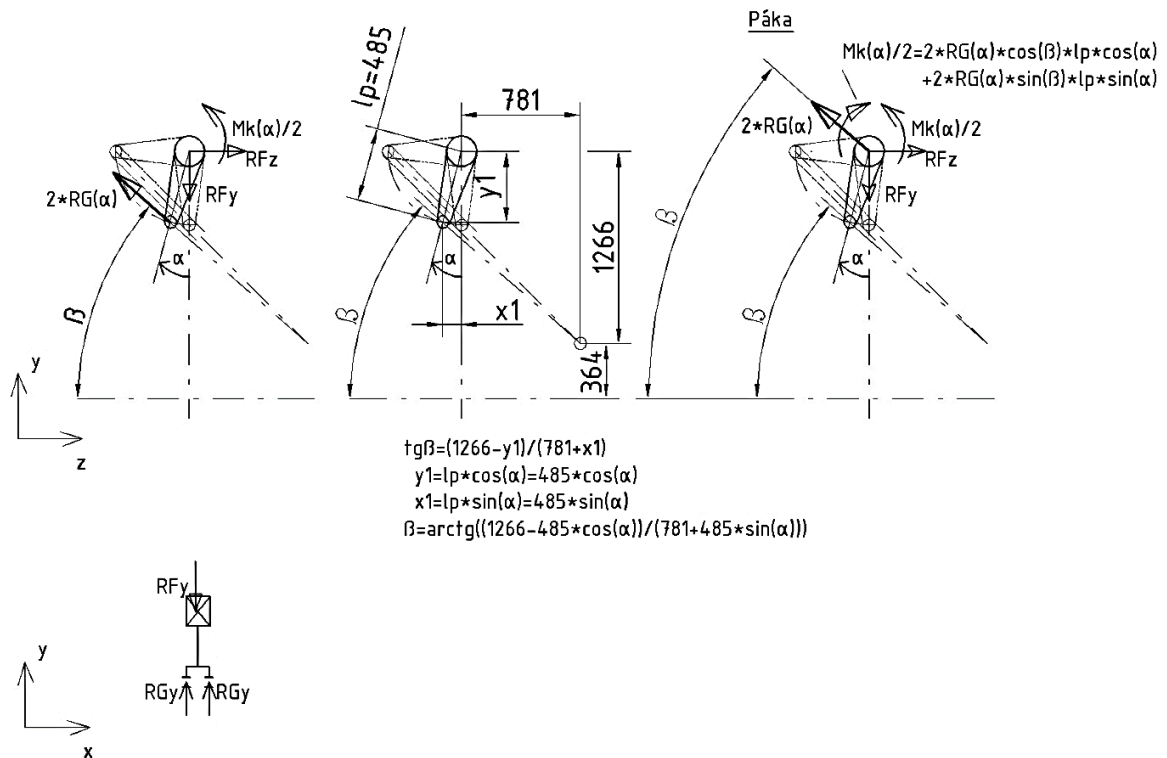
Velikost páky má zásadní vliv na sílu, kterou musí hydraulický motor vyvinout. Delší páka odpovídá menší potřebné síle. Avšak s narůstající délkou páky se zvětšuje potřebný zdvih hydraulického motoru. To zpomaluje rotaci páky, respektive otočného stolu při zachovaném shodném průtoku oleje. Při delším zdvihu je navíc pístnice hydraulického motoru náchylnější na vybočení. Větší zdvih také vyžaduje větší zástavbové prostory a prodražuje motor. Po několika návrhových propočtech byla stanovena výsledná vhodná délka páky lp .

Páka je vyrobena obráběním výpalku z plechu.



Obrázek 56.: 3D model páky

- Silový rozbor páky



Obrázek 57.: Silový rozbor páky

- **Úhel naklonění hydraulického motoru β jako funkce úhlu naklonění stolu α :**

$$\beta = \arctg\left[\frac{(1266 - 485 \cdot \cos(\alpha))}{(781 + 485 \cdot \sin(\alpha))}\right] \quad (54)$$

- **Momentová rovnováha:**

$$\frac{Mk(\alpha)}{2} = 2 \cdot RG(\alpha) \cdot \cos(\beta) \cdot lp \cdot \cos(\alpha) + 2 \cdot RG(\alpha) \cdot \sin(\beta) \cdot lp \cdot \sin(\alpha) \quad (55)$$

- **Hnací síla = $2 \cdot RG(\alpha)$:**

$$2 \cdot RG(\alpha) = \frac{Mk(\alpha)}{2 \cdot [\cos(\beta) \cdot lp \cdot \cos(\alpha) + \sin(\beta) \cdot lp \cdot \sin(\alpha)]} \quad (56)$$

$$RG(\alpha) = \frac{Mk(\alpha)}{4 \cdot [\cos(\beta) \cdot lp \cdot \cos(\alpha) + \sin(\beta) \cdot lp \cdot \sin(\alpha)]} \quad (57)$$

- **Reakce RF:**

$$RFz(\alpha) = 2 \cdot RG(\alpha) \cdot \cos(\beta) \quad (58)$$

$$RFy(\alpha) = 2 \cdot RG(\alpha) \cdot \sin(\beta) \quad (59)$$

- **Výsledky reakcí**

Průběh zatížení krouticím momentem $Mk(\alpha)$ je převzat z výsledků polohování licí formy 1,5l EVO pevný díl, u které se vyskytují nejvyšší hodnoty.

Tabulka 7.: Reakce páky

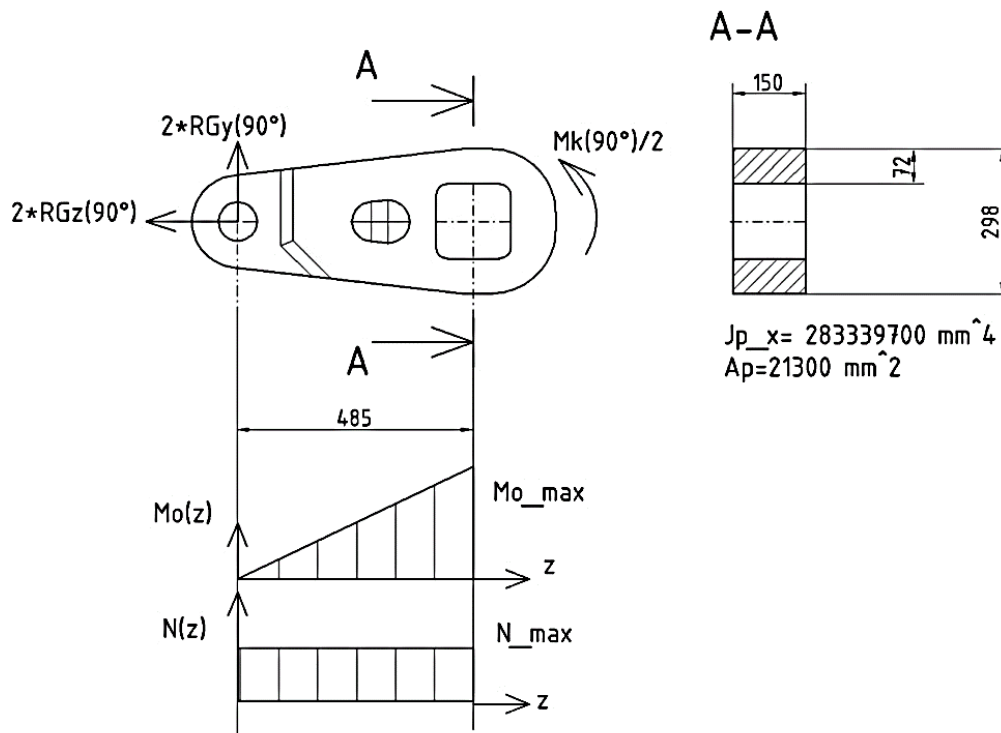
Páka – reakce	úhel natočení α						
	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\beta(\alpha)$ [°]	45,00	41,34	39,58	39,39	40,44	42,39	45,00
$\beta(\alpha)$ [rad]	0,79	0,72	0,69	0,69	0,71	0,74	0,79
$Mk(\alpha)$ [kNm]	5,40	34,60	61,45	84,11	101,03	111,07	113,55
$Mk/2(\alpha)$ [kNm]	2,70	17,30	30,72	42,05	50,52	55,54	56,77
$RG(\alpha)$ [kN]	3,93	19,90	32,12	43,56	55,27	67,97	82,77
$2 \cdot RG(\alpha)$ [kN]	7,87	39,80	64,24	87,12	110,54	135,94	165,55
$RFz(\alpha)$ [kN]	5,56	29,88	49,52	67,33	84,13	100,40	117,06
$RFy(\alpha)$ [kN]	5,56	26,29	40,93	55,29	71,70	91,65	117,06

- **Pevnostní výpočet [13, 14, 15, 16]**

- **Materiál páky: ocel S355J2 [22]**

$Re = 285 \text{ Mpa}$... Mez kluzu v tahu (pro tl. 150 až 200 mm) [22]

$p_{dov} = 90 \text{ MPa}$... Dovolený tlak pro otláčení [13, 14, 15, 16]



Obrázek 58.: Pevnostní výpočet páky

○ **Ohybové napětí $\sigma_{o_{max}}$**

$$RGy(90^\circ) = RG(90^\circ) \cdot \sin(\beta = 45^\circ) = 82,77 \cdot \sin(45^\circ) = 58,53 \text{ kN} \quad (60)$$

$$Mo_{max} = Mo(z = 0,485) = 2 \cdot RGy(90^\circ) \cdot 0,485 = 2 \cdot 58,53 \cdot 0,485 = 56,8 \text{ kNm} \quad (61)$$

$$Wo = \frac{Jp_x}{y_{max}} = \frac{283339700}{149} = 1901608,7 \text{ mm}^4 \quad (62)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{Mo_{max}}{Wo} = \frac{56800000}{1901608,7} = 29,9 \text{ MPa} \quad (63)$$

○ **Normálové tahové napětí $\sigma_{t_{max}}$:**

$$N_{max} = 2 \cdot RGz(90^\circ) = 2 \cdot RG(90^\circ) \cdot \cos(\beta = 45^\circ) = 2 \cdot 82,77 \cdot \cos(45^\circ) = 117 \text{ kN} \quad (64)$$

$$\sigma_{t_{max}} = \frac{N_{max}}{Ap} = \frac{117000}{21300} = 5,5 \text{ MPa} \quad (65)$$

○ **Redukované napětí $\sigma_{red_{max}}$:**

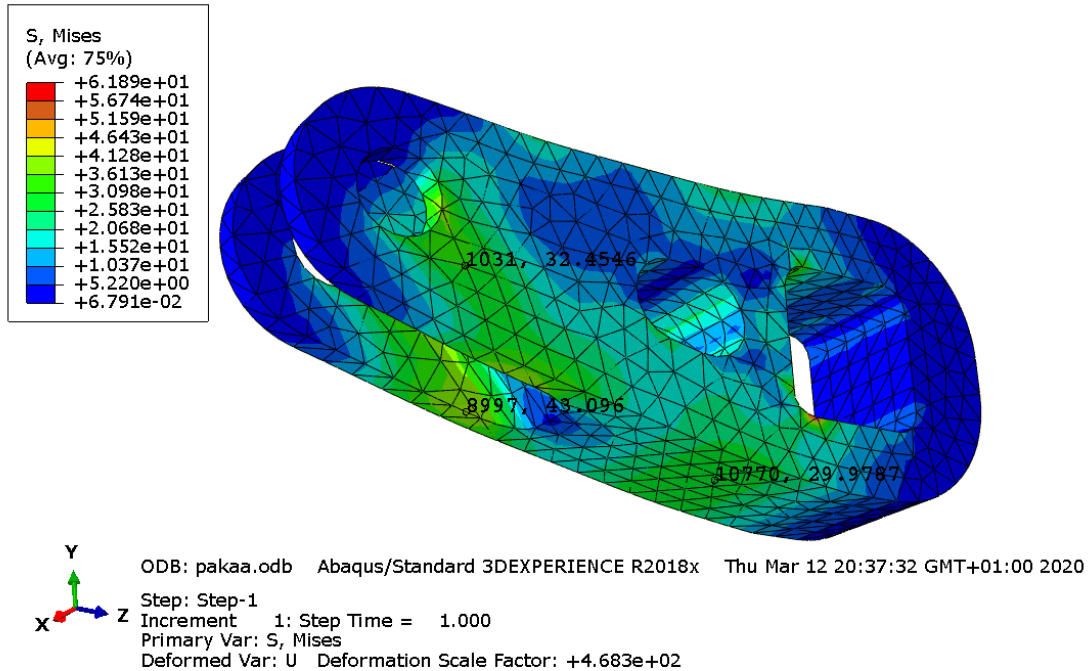
$$\sigma_{red_{max}} = \sigma_{o_{max}} + \sigma_{t_{max}} = 29,9 + 5,5 = 35,4 \text{ MPa} \quad (66)$$

○ **Bezpečnost k mezi kluzu v řezu A-A:**

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red_{max}}} = \frac{285}{35,4} = 8,1 \quad (67)$$

- **MKP pevnostní analýza**

Napětí v místě řezu A-A je přibližně 30 MPa, což odpovídá analytickým výpočtům. Tvar páky umožňuje optimální rozložení napětí v celém objemu páky a potlačuje špičky napětí. Využitelnost materiálu je tak velmi dobrá. Maximální špičkové hodnoty napětí jsou dány nepřesností v oblasti vetknutí. Po zanedbání těchto špiček se horní hladina napětí pohybuje okolo 50 MPa. Velikosti napětí v uložení a působišti zatížení neodpovídají skutečnosti. Tato místa jsou početně kontrolována na otláčení.



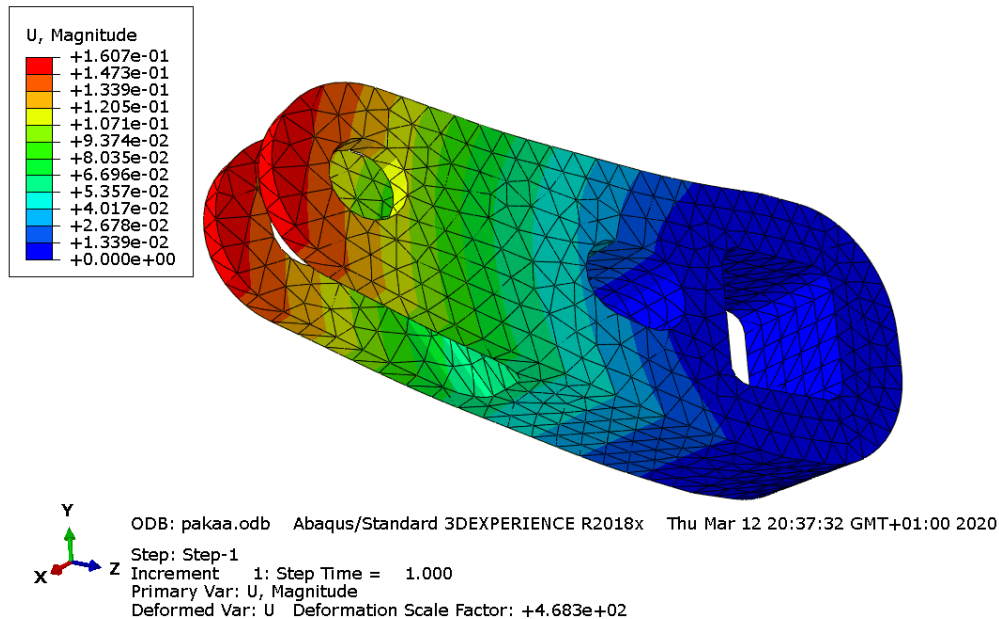
Obrázek 59.: MKP analýza napětí na páce

- **Bezpečnost k mezi kluzu celková:**

$$k = \frac{Re}{\sigma_{MKP_{max}}} = \frac{285}{50} = 5,7 \quad (68)$$

- **MKP deformační analýza**

Analýza deformace po zatížení vykazuje velice nízké hodnoty. Maximální průhyb je 0,16 mm.



Obrázek 60.: MKP analýza deformací na páce

- **Kontrola otláčení v místě čepu [13, 14, 15, 16]**

$$p = \frac{N}{A_s} \leq p_{dov} \quad (69)$$

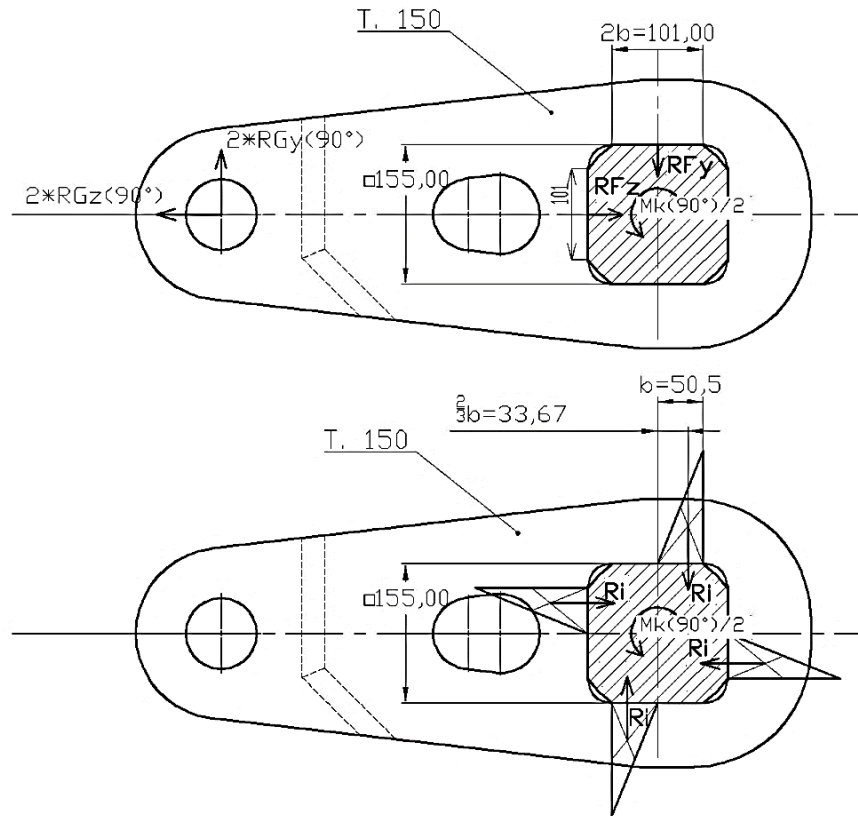
$$p = \frac{RG(90^\circ)}{\varnothing D \cdot b} = \frac{82\,770}{80 \cdot 25} = 41,4 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

- **Kontrola otláčení v místě polygonového spoje [13, 14, 15, 16]**

Pro přenos krouticího momentu byl zvolen polygonový spoj. Spoj pomocí per či drážkování nedokázal bezpečně přenést tak vysoké krouticí momenty. Volba tohoto typu polygonového spoje není příliš náročná na výrobu. Snese řádově mnohem větší krouticí momenty. Jediná nevýhoda tohoto spojení je v zeslabení průřezu hřídele a vytvoření vrubu.

Polygonový spoj je namáhán kontaktním tlakem p_1 od reakčních sil RG_y a RG_z a kontaktním tlakem p_2 od místních reakcí na krouticí moment R_i .



Obrázek 61.: Polygonový spoj

$$RFy = 2 \cdot RGy(90^\circ) = 2 \cdot 58,53 = 117,1 \text{ kN} \quad (70)$$

$$p1 = \frac{RFy}{S1} = \frac{RFy}{2b \cdot T} = \frac{2 \cdot 58\,530}{101 \cdot 150} = 7,73 \text{ MPa} \quad (71)$$

Součinitel nepřesnosti výroby c_{ef} vypovídá o nerovnoměrném rozložení tlaku na všechny plochy polygonu. [13; 14; 15; 16]

$$c_{ef} = 0,7$$

$$\frac{Mk(90^\circ)}{2} = c_{ef} \cdot 4 \cdot Ri \cdot \frac{2}{3} b = c_{ef} \cdot 4 \cdot Ri \cdot 33,7 \quad (72)$$

$$Ri = \frac{Mk(90^\circ)}{2 \cdot c_{ef} \cdot 4 \cdot 33,7} = \frac{113\,550\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 33,7} = 601,7 \text{ kN} \quad (73)$$

$$p2 = \frac{Ri}{S1} = \frac{Ri}{b \cdot T} = \frac{601\,700}{50,5 \cdot 150} = 79,4 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$p = p1 + p2 = 7,73 + 79,4 = 87,1 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$p \leq p_{dov} \quad (76)$$

$$87,1 \leq 90 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

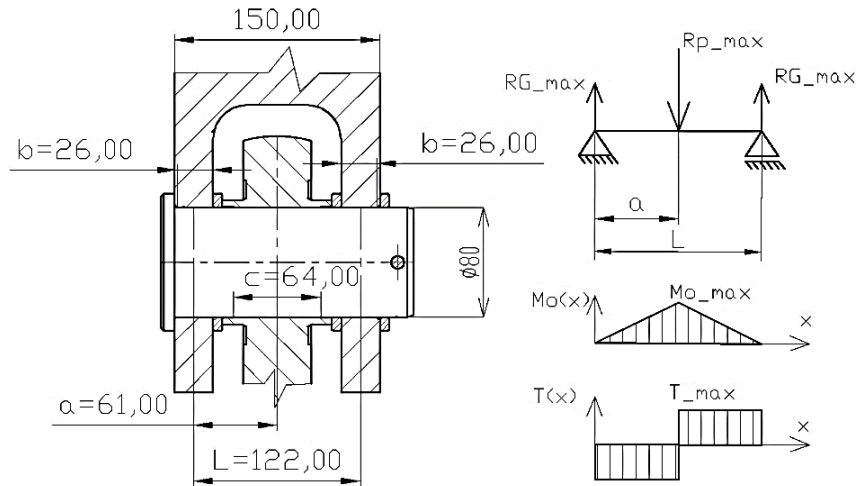
- **Zhodnocení páky**

Páka bezpečně vyhovuje danému maximálnímu zatížení s dostatečnou rezervou. Tato rezerva je na místě, protože se jedná o velmi kritickou součást manipulátoru. Její selhání by mohlo způsobit velmi nebezpečná rizika. Stanovená bezpečnostní rezerva je využita i pro případ neodborného uložení břemena na otočný stůl či pro havarijní stavy, kdy např. selže jeden hydraulický motor. Do hodnoty otláčení polygonového spoje jsou zahrnuty součinitele nepřesnosti rozložení tlaku. Hodnoty tlaku vůči dovoleným hodnotám jsou poměrně vysoké, avšak dovolené hodnoty jsou již stanoveny s patřičnou bezpečností. V havarijním stavu přetížení lze dovolenou hodnotu překročit, vysoká hodnota kontaktního tlaku při otláčení není rozhodující pro zachování bezpečné celistvosti páky. [13, 14, 15, 16]

6.7. Návrh čepu spojovacího pístnici s pákou

Průměr čepu vychází z navrženého přímočarého hydraulického motoru. Materiál čepu byl s ohledem na bezpečnost zvolen 42CrMo4+QT.

- **Materiálové parametry**
 - Mez kluzu: $R_{p0,2} = 650 \text{ MPa}$ (pro průměry 40 až 100 mm) [22]
 - Dovolený tlak: $p_{dov} = 125 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]
- **Výpočet čepu** [13, 14, 15, 16]



Obrázek 62.: Výpočet čepu

- **Max. síla na pístu $R_{p_{max}}$**

$$RG_{max} = RG(90^\circ) = 82,77 \text{ kN}$$

$$R_{p_{max}} = 2 \cdot RG_{max} = 2 \cdot 82,77 = 165,5 \text{ kN} \quad (77)$$

- **Pevnostní výpočet:**

- **Ohyb:**

$$M_{o_{max}} = RG_{max} \cdot a = 82\,770 \cdot 0,061 = 5\,049 \text{ Nm} \quad (78)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,266 \text{ mm}^4 \quad (79)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{5\,049\,000}{50\,266} = 100,5 \text{ MPa} \quad (80)$$

- **Střih:**

$$T_{max} = RG_{max} = 82,77 \text{ kN} \quad (81)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5\,027 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{s_{max}} = \frac{T_{max}}{A} = \frac{82\,770}{5\,027} = 16,5 \text{ MPa} \quad (82)$$

- Redukované napětí dle teorie τ_{\max} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{0_{max}}^2 + 4 \cdot \tau_{s_{max}}^2} = \sqrt{100,5^2 + 4 \cdot 16,5^2} = 105,8 \text{ MPa} \quad (83)$$

- Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{Rp_{02}}{\sigma_{red}} = \frac{650}{105,8} = 6,1 \quad (84)$$

- Kontrola otláčení čepu (protikus již byl kontrolován):

- Krajní části:

$$p1 = \frac{RG_{max}}{A1} = \frac{RG_{max}}{d \cdot b} = \frac{82\,770}{80 \cdot 26} = 39,8 \text{ MPa} \quad (85)$$

$$p1 \leq p_{dov} \quad (86)$$

$$39,8 \leq 125 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

- Středová část:

$$p2 = \frac{Rp_{max}}{A2} = \frac{Rp_{max}}{d \cdot c} = \frac{165500}{80 \cdot 64} = 32,3 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$p2 \leq p_{dov} \quad (88)$$

$$32,3 \leq 125 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

- **Zhodnocení čepu:**

Tento čep plně vyhovuje danému zatížení s dostatečnou bezpečnostní rezervou. Tato rezerva může být využita při havarijním stavu a přetížení.

6.8. Návrh hydraulického pohonu

Hydraulický pohon vytváří potřebné síly, jež působí na páku k zajištění požadovaného krouticího momentu na hřídeli a uvedení otočného stolu do pohybu či jeho setrvání v libovolné naklonené poloze.

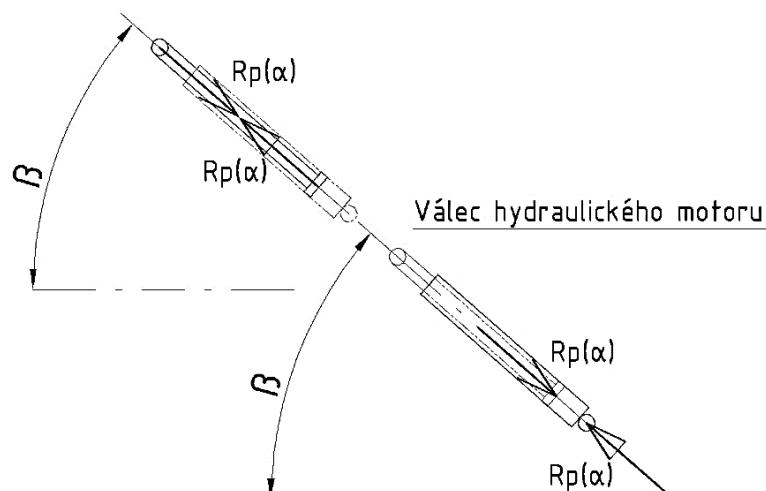
Hydraulický pohon se sestává z hydraulického agregátu, který pomocí elektromotoru a čerpadla produkuje tlakový olej o požadovaném tlaku a průtoku. Tento olej je tedy nositelem energie, která směřuje pomocí hydraulických rozvodů směrem k hydraulickým přímočarým dvojčinným motorům. V hydraulickém rozvodném obvodu jsou implementovány potřebné regulační, pojistné, rozvaděčové prvky a snímací prvky. Vytlačovaný olej v hydraulických motorech jde samostatnými trasami zpět do nádrže hydraulického agregátu. Olejová nádrž agregátu je aktivně chlazena vodním chlazením. Stejný hydraulický agregát je využit i pro upínání licích forem prostřednictvím hydraulických jednočinných upínačů. Požadovaný průtok i tlak hlídá a řídí řídicí systém.

6.8.1. Hydraulický motor

Hydraulický motor byl zvolen s ohledem na požadované síly, zdvihy, jednoduchost provedení a cenu. Výsledkem byl jednoduchý přímočarý dvojčinný hydraulický motor CDL2MP5/125/80/700D10/B11CFU (Obrázek 64) od firmy Bosch Rexroth. Uchycení motoru je v provedení oko – oko. Uložení oka je naklápěcí. To zamezuje možnosti přenosu jiných než osových sil a chrání tak motor před poškozením. Tato varianta má nevýhodu ve vzpěrné délce. Na motor budou působit v celém spektru pohybu pouze tlakové síly, proto je třeba kontrolovat hydraulický motor i na vybočení. [23]

- **Zatížení**

Pístnice hydraulického motoru



Obrázek 63.: Zatížení hydraulického motoru

- Max. zatěžující síla na pístnici dle předchozích výpočtů Rp_{max}

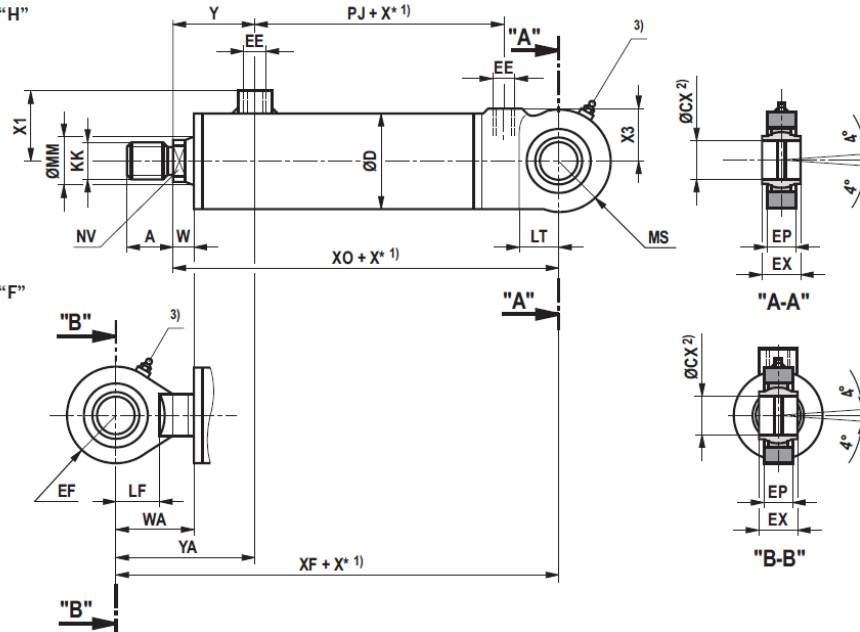
$$Rp_{max} = 165,5 \text{ kN}$$

- **Parametry motoru**

ØAL 40 ... 200 mm

Piston rod end "H"

Piston rod end "F"



Bosch Rexroth AG, RE 17326, edition: 2013-06

Dimensions: Type of mounting MP5
(dimensions in mm)

Hydraulic cylinder, mill type | CDL2

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		KK	A	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	XO	XF
	160 bar	250 bar											
125	-	80	M64x3	85	65	22	112	160	105	195	113	307	397

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		EE	X1 ±1	X3 ±1	LT	LF	MS ±2	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2	ØCN -0,008	EN h12	EU max.
	160 bar	250 bar													
125	-	80	G3/4	109	88	90	80	92	80	80	52	92	-	-	-

1) X* = stroke length

2) Related bolts Ø j6

3) Lubricating nipple, cone head form A according to DIN 71412

Obrázek 64.: Hydraulický motor [10]

- Průměr válce: $D = 125 \text{ mm}$
- Průměr pístní tyče: $d = 80 \text{ mm}$
- Zdvih motoru: $z = 700 \text{ mm}$
- Max. tlak: $p_{max} = 250 \text{ MPa}$

• **Výpočet motoru [23]**

- **Tlaková plocha:**

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = 12\,272 \text{ mm}^2 \quad (89)$$

- **Tahová plocha:**

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (125^2 - 80^2) = 7\,245 \text{ mm}^2 \quad (90)$$

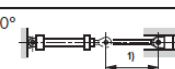
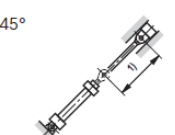
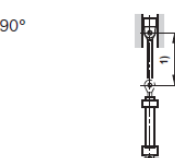
- **Pracovní tlak v motoru pro požadovanou sílu:**

$$pp = \frac{Rp_{max}}{A_1} = \frac{165\,500}{12\,272} = 13,5 \text{ MPa} = 135 \text{ bar} \quad (91)$$

• **Kontrola vzpěrné stability [23]**

Vzpěrnou stabilitu kontroluji zjednodušeně pomocí přípustných hodnot zdvihu pro daný sklon motoru dle katalogu výrobce (Obrázek 65).

Admissible stroke length: Type of mounting MP5
(dimensions in mm)

ØAL	ØMM	Admissible stroke at									Installation position
		80 bar			160 bar			250 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
25	14	170	175	185	105	105	110	-	-	-	0° 
32	18	230	230	250	145	145	150	-	-	-	
40	22	285	290	315	185	190	195	-	-	-	45° 
	25	370	380	425	255	260	270	190	190	195	
50	28	380	390	420	255	260	265	-	-	-	90° 
	32	490	505	570	345	350	365	260	265	270	
63	36	500	515	565	345	350	360	-	-	-	
	40	600	625	715	435	440	465	330	335	340	
80	45	610	630	705	430	440	455	-	-	-	
	50	725	755	890	535	545	580	410	415	430	
100	56	755	780	890	545	555	580	-	-	-	
	63	910	950	1145	685	700	755	540	545	565	
125	70	935	975	1125	690	705	740	-	-	-	
	80	1125	1180	1485	870	895	985	695	705	740	
160	100	1350	1420	1810	1050	1085	1200	840	855	900	
200	125	1645	1735	2250	1300	1340	1500	1045	1065	1130	

Bosch Rexroth AG, RE 17326, edition: 2013-06

Obrázek 65.: Kontrola vzpěrné stability [10]

Dle katalogových hodnot je možno bezpečně zatížit hydraulický motor při plném zdvihu silou odpovídající maximálnímu dovolenému tlaku v motoru. Maximální tlak generovaný agregátem je nižší, ke vzpěrné nestabilitě tedy nemůže nikdy dojít.

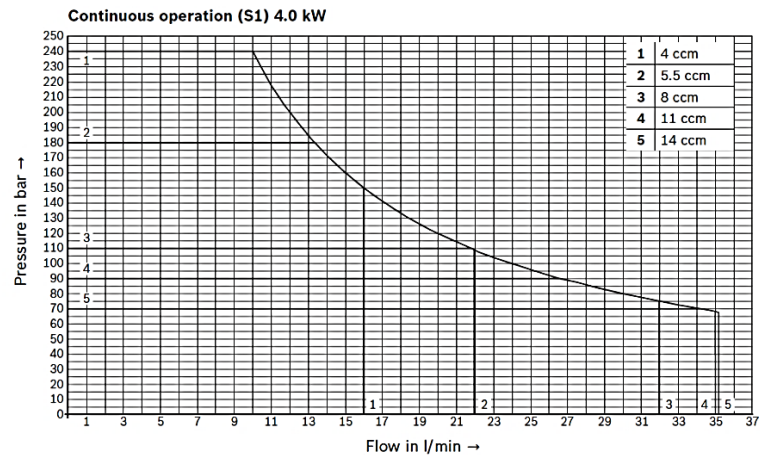
6.8.1. Hydraulický agregát

Hydraulický agregát byl navržen firmou Bosch Rexroth. Jedná se o kompaktní, uzavřený agregát s vodním chlazením. Jedná se o agregát CytroPack Premium 4 ccm s výkonem 4 kW a maximálním tlakem 240 bar při průtoku 10 l/min. Popřípadě maximální průtok 16 l/min při tlaku 150 bar. (Obrázek 66)

Characteristic curves
(measured with HLP32, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$; voltage 380V - 480V)



Performance diagram for selecting the pump



Obrázek 66.: Hydraulický agregát [11]

- Výpočet agregátu [23]
 - Tlak na výstupu z agregátu při uvažování ztrát v hydraulickém obvodu 10 %.

$$p_a = p_p \cdot 1,1 = 135 \cdot 1,1 = 148,5 \text{ bar} \quad (92)$$

- Průtok oleje při tlaku p_a dle diagramu

$$Q = 16 \text{ l/min}$$

Tlak 148,5 bar je maximální dosažitelný, při polohování budou hodnoty tlaku nižší, nebo rovny. Z toho vyplývá trvalá dosažitelnost maximálního průtoku agregátu 16 l/min.

- Čas plného zdvihu, respektive plného polohování otočného stolu

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{i \cdot A_1 \cdot z}{Q} = \frac{2 \cdot 12\,272 \cdot 700}{16 \cdot 10^6} = 1,0738 \text{ min} = 64,5 \text{ s} \quad (93)$$

i... počet motorů

Výsledný čas je zcela v souladu s požadavky zákazníka i v souladu s bezpečným provozem a s potlačením dynamických jevů při polohování. Rozjezdy a dojezdy navíc jsou řídicím systémem pozvolna zrychleny, respektive pozvolna zpomaleny.

- **Maximální možná vyvinutelná síla v hydraulických motorech při max. tlaku na zdroji:**

$$F_{max} = p a_{max} \cdot \mu \cdot A1 = 24 \cdot 0,9 \cdot 12\,272 = 265,1 \text{ kN} \quad (94)$$

$p_{a_{max}}$... maximální tlak na zdroji

μ ... účinnost přenosu tlakové energie v hydraulickém obvodu

$A1$... plocha válce motoru

- **Silová rezerva hydraulického pohonu**

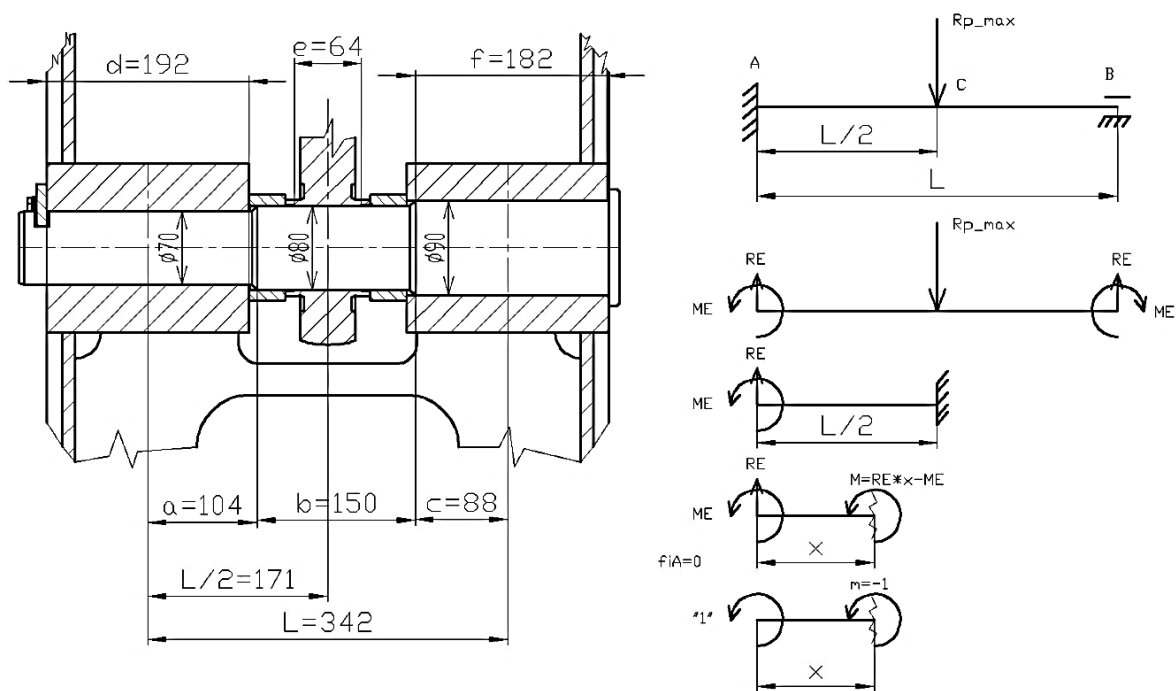
$$k = \frac{F_{max}}{Rp_{max}} = \frac{265,1}{165,5} = 1,6 \quad (95)$$

Výsledná silová rezerva 60 % zcela postačuje. Rezerva pokrývá případné navýšení ztrát jak mechanických, tak tlakových hydraulických ztrát. Poskytuje rezervy i pro nepřesné uložení licí formy na otočný stůl či nerovnoměrné rozdělení sil mezi hydraulickými motory.

6.9. Návrh čepu spojovacího hydraulický válec se stojanem

Jedná se o dlouhý čep s osazeními. Vlivem dlouhého uložení konců čepu, které nedovolují naklopení, se jedná o staticky neurčitou součást. Pro zjednodušení výpočtu je uvažováno s konstantním průměrem čepu v celé délce. Uložení se považuje za absolutně tuhé, jelikož je dostatečně vyztuženo žebry. Polohy podpory jsou uprostřed nábojů. Vzniklé momentové reakce budou užity pro zatížení tělesa stojanu. Pro kontrolu je navíc ověřena únosnost čepu i pro případ statické určitosti, která by vznikla vlivem příliš měkkého uložení. Materiál čepu byl zvolen shodný s čepem pístnice: 42CrMo4+QT. [13, 14, 15, 16]

- **Materiálové parametry pro 42CrMo4+QT**
 - Mez kluzu: $R_{p0,2} = 650 \text{ MPa}$ (pro průměry 40 až 100 mm) [22]
 - Dovolený tlak: $p_{dov} = 125 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]
- **Materiálové parametry pro materiál tělesa stojanu S355J2**
 - Dovolený tlak: $p_{dov} = 90 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]
- **Výpočet čepu** [13, 14, 15, 16]



Obrázek 67.: Spoj hydraulického válce s tělesem stojanu

- **Max. zatěžující síla $R_{p_{max}}$**

$$R_{p_{max}} = 165,5 \text{ kN}$$

- **Výpočet reakce RE**

$$RE = \frac{R_{p_{max}}}{2} = \frac{165,5}{2} = 82,75 \text{ kN} \quad (96)$$

○ Výpočet reakcí ME:

$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} M(x) \cdot m(x) \cdot dx \right] \quad (97)$$

$$\varphi_A = 0 = \frac{1}{EJ} \left[\int_0^{\frac{l}{2}} (RE \cdot x - ME) \cdot (-1) \cdot dx \right]$$

$$\frac{1}{EJ} \left[-\frac{RE \cdot l^2}{8} + \frac{ME \cdot l}{2} \right] = 0$$

$$\frac{ME \cdot l}{2} = \frac{RE \cdot l^2}{8}$$

$$ME = \frac{RE \cdot l}{4} = \frac{Rp_{max} \cdot l}{4} = \frac{Rp_{max} \cdot l}{8} = \frac{165,5 \cdot 0,342}{8} = 7,1 \text{ kNm} \quad (98)$$

○ Pevnostní výpočet:

▪ Ohyb:

$$M_{o_{max}} = M\left(\frac{l}{2}\right) = RE \cdot \frac{l}{2} - ME = 82,75 \cdot 0,171 - 7,1 = 7,1 \text{ kNm} \quad (99)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,266 \text{ mm}^4 \quad (100)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{7\,100\,000}{50\,266} = 141,3 \text{ MPa} \quad (101)$$

▪ Střih:

$$T_{max} = RE = 82,77 \text{ kN} \quad (102)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3\,848,5 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

$$\tau_{s_{max}} = \frac{T_{max}}{A} = \frac{82\,770}{3\,848,5} = 21,5 \text{ MPa} \quad (104)$$

▪ Redukované napětí dle teorie τ_{max} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o_{max}}^2 + 4 \cdot \tau_{s_{max}}^2} = \sqrt{141,3^2 + 4 \cdot 21,5^2} = 147,7 \text{ MPa} \quad (105)$$

▪ Bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{650}{147,7} = 4,4 \quad (106)$$

- **Kontrola otláčení:**

- **Krajní části – těleso stojanu (měkčí):**

$$p_1 = \frac{RE}{A_1} = \frac{82\,770}{70 \cdot 192} = 6,2 \text{ MPa} \quad (107)$$

$$p_1 \leq p_{dov} \quad (108)$$

$$6,2 \leq 90 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

$$p_2 = \frac{RE}{A_3} = \frac{82\,770}{90 \cdot 182} = 5 \text{ MPa} \quad (109)$$

$$p_2 \leq p_{dov} \quad (110)$$

$$5 \leq 90 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

- **Středová část – čep:**

$$p_3 = \frac{Rp_{max}}{A_2} = \frac{165\,500}{80 \cdot 64} = 32,3 \text{ MPa} \quad (111)$$

$$p_1 \leq p_{dov} \quad (112)$$

$$32,3 \leq 125 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

- **Bezpečnostní kontrola pro případ statické určitosti:**

- **Pevnostní výpočet:**

- **Ohyb:**

$$M_{o_{max}2} = M \left(\frac{l}{2} \right) = \frac{Rp_{max} \cdot l}{4} = \frac{165,5 \cdot 0,342}{4} = 14,2 \text{ kNm} \quad (113)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,266 \text{ mm}^4 \quad (114)$$

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}2}}{W_o} = \frac{14\,200\,000}{50\,266} = 282,5 \text{ MPa} \quad (115)$$

- **Střih:**

$$T_{max} = RE = 82,77 \text{ kN}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3\,848,5 \text{ mm}^2 \quad (116)$$

$$\tau_{s_{max}} = \frac{T_{max}}{A} = \frac{82\,770}{3\,848,5} = 21,5 \text{ MPa} \quad (117)$$

- Redukované napětí dle teorie τ_{\max} :

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{0max}^2 + 4 \cdot \tau_{smax}^2} = \sqrt{282,5^2 + 4 \cdot 21,5^2} = 285,8 \text{ MPa} \quad (118)$$

- Bezpečnost k mezi kluzu:

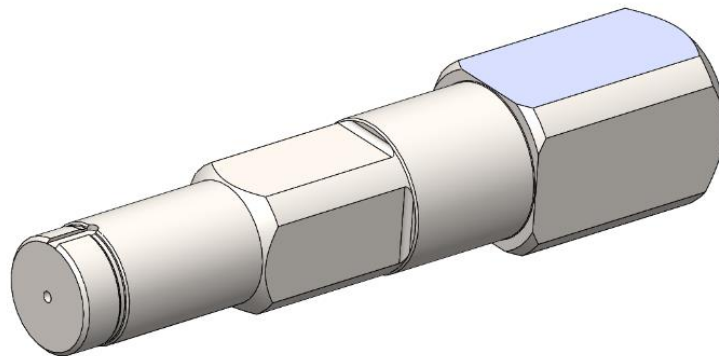
$$k2 = \frac{Re}{\sigma_{red2}} = \frac{650}{285,8} = 2,3 \quad (119)$$

- Zhodnocení čepu:

Tento čep plně vyhovuje danému zatížení s dostatečnou bezpečnostní rezervou. Čep byl v rámci bezpečnosti kontrolován i pro nereálný případ, kdy by byla nulová tuhost uložení.

6.10. Návrh hlavního hřídele

Hlavní hřídel slouží jako nosný prvek otočného stolu. Uložení v kluzných ložiskách umožňuje rotaci stolu kolem osy x. Hlavní hřídel také přenáší krouticí moment mezi pohonem a otočným stolem. Hřídel je navržen jako rotační obrobek s postupnými osazeními pro umožnění jednostranné montáže. Přenos krouticího momentu zajišťují polygonové čtyřhranné spoje. Uložení hřídele je s dostatečnými axiálními vůlemi, které jsou částečně nastavitelné pomocí pojistných KM matic. To eliminuje přídatné reakční axiální síly a momenty v podporách. Materiál je zvolen ocel 42CrMo4+QT. [13, 14, 15, 16]



Obrázek 68.: Model hlavního hřídele

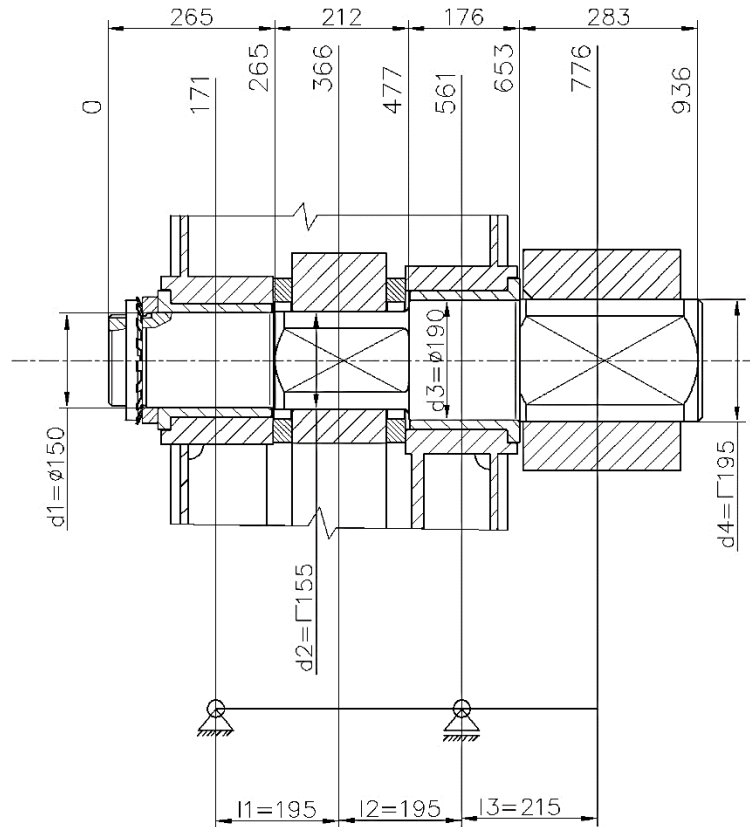
- **Materiálové parametry (Obrázek 69)**
 - Mez kluzu: $R_{p0,2} = 717 \text{ MPa}$
 - Mez pevnosti: $R_m = 868 \text{ MPa}$
 - Tažnost: 16 %
 - Dovolený tlak: $p_{dov} = 125 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]

B01, B09-B11 Popis výrobku / Rozměry / Tolerance Product description / Dimensions / Tolerant		B02, B04 Označení oceli / Stav dodaný Steel designation / Deliv. state		B03 Materiálová norma Classification standard		B03 Rozměrová norma Dimensional standard					
Tyče kruhové-HOT ROLLED ROUND BARS 250 mm + 4,000 - 4,000 5-6 m Přímlost tyčí 0,250% - Straightness 0,250% Ovalita 75% - Roundness 75% of dimension tolerance zone		42CrMo4 +QT		EN 10083-3:2006		EN 10060					
A11 Dopr. prostředek č. Waggon No.	A12 Ložný list č. Loading list No.	B07 Tavba Heat No.	B08 Kruhy / Kusy Colls / Pieces	B08 Svazky Crbd	B13 Hmotnost (kg) Weight (kgs)						
4SL4750	3719007843	20344	1	0	2210						
B07, B14, C70 Tavba / Způsob výroby/ Způsob výroby Heat No./Year of product/ Steelmaking process		C71-C92 Chemické složení-Chemical composition [%]									
20344/2018 BO-ZP01 BOF-cc blooms		C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Al
		0.41	0.81	0.281	0.018	0.027	1.01	0.05	0.02	0.275	0.024
		Sn	V	Ti	N	H					
		0.002	0.006	0.0012	0.0035	1.60 ppm					
Mechanické hodnoty-Mechanical values											
B07 Tavba Heat No.	B05 Stav zkoušení Test state	C11 Mez kluzu Yield point Rp 0.2 [MPa]	C12 Mez pevnosti Tensile strength Rm [MPa]	C13 Tažnost Elongation A5 [%]	C14 Kontrakce Contraction Z [%]	B05 Stav zkoušení Test state	C03 Zkušební teplota Test temperature	C40, C42 Zkouška rázem v ohybu Energy of impact KV [J] / KCV [J/cm2]			
20344	+QT	717	868	16,0	69,7	+QT	+20 °C	114,0 120,0 120,0			

Obrázek 69.: Atest materiálu 42CrMo4+QT – rozměr 250 mm

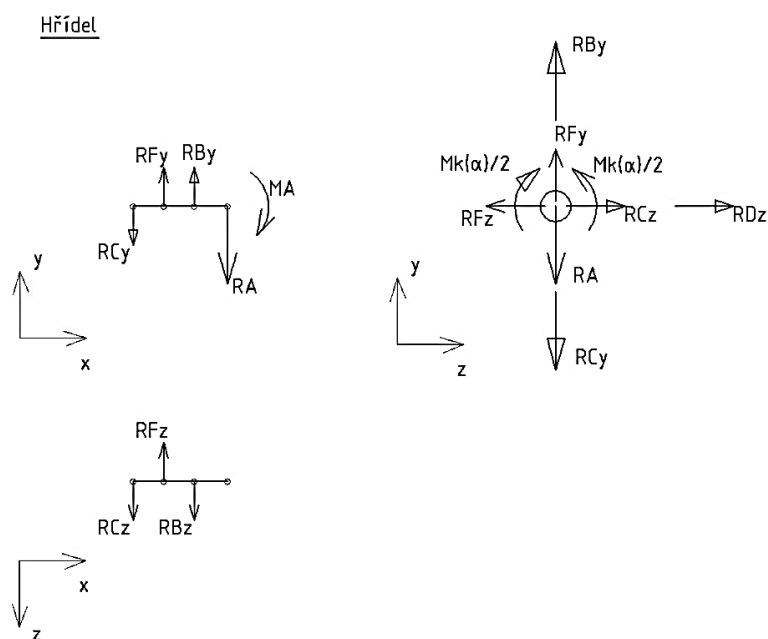
- **Výpočetní schéma**

Pro dimenzování hřídele je předpokládáno staticky určité uložení vzhledem k očekávané vyšší tuhosti hřídele než uložení s bronzovými pouzdry v tělese stojanu. Uložení tedy nepřenáší moment. (Obrázek 70)



Obrázek 70.: Výpočetní schéma hřídele

- **Statický rozbor zatížení hlavního hřídele**



Obrázek 71.: Zatížení hřídele

Hřídel je zatížen svislou silou od zatíženého otočného stolu na převislém konci a reakčním momentem způsobeným staticky neurčitě uloženým otočným stolem. Dále je hřídel zatížen prostorovou silou od reakce v páce, respektive silou od hydraulického motoru. Dalším zatížením je krouticí moment, který působí mezi pákou a otočným stolem. Reakční prostorové síly jsou ve středech kluzných ložisek.

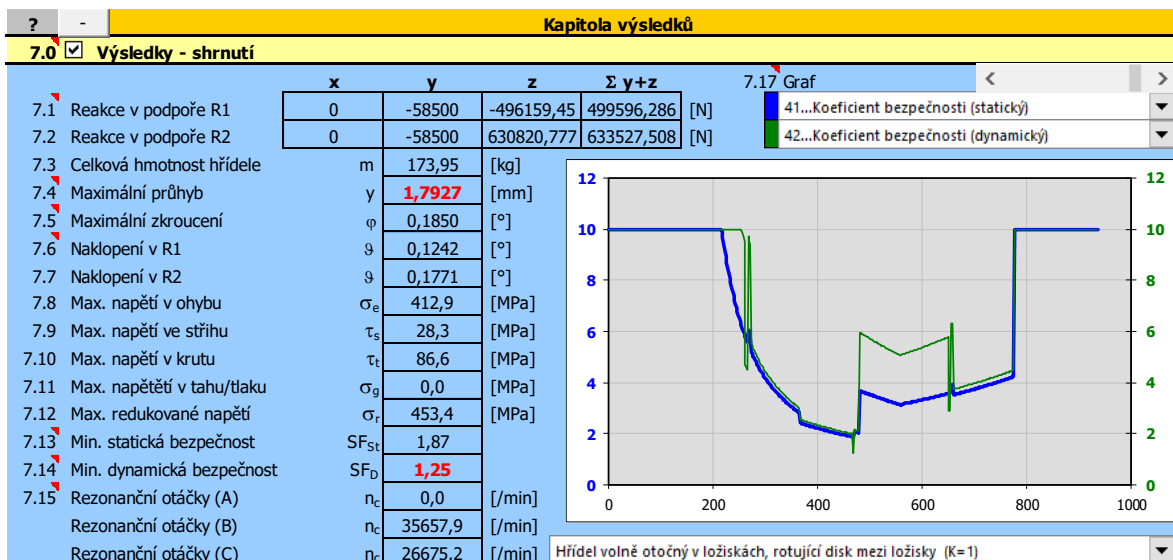
○ **Hodnoty zatížení:**

Hodnoty zatížení jsou převzaty z předchozích výpočtů. Pro dimenzování hřídele jsou uvažovány maximální možné hodnoty zatížení RA , RFy , RFz a Mk z analytických výpočtů a maximální hodnotu zatížení MA z MKP výpočtu otočného stolu. Uvažovány jsou přitom v rámci bezpečnosti maximální hodnoty jednotlivých hodnot, bez ohledu na to, zdali může k takové kombinaci dojít. Tedy bez ohledu na souhlasnou polohu naklonění a souhlasný typ břemene.

- $RA = 250 \text{ kN}$ (1,5l EVO kompletní, nezávislé na poloze)
- $MA = 117 \text{ kN}$ (1,5l EVO kompletní, poloha 0°)
- $RFz = 117 \text{ kN}$ (1,5l EVO pevný díl, poloha 90°)
- $RFy = 117 \text{ kN}$ (1,5l EVO pevný díl, poloha 90°)
- $Mk/2 = 57 \text{ kNm}$ (1,5l EVO pevný díl, poloha 90°)

• **Výpočet hřídele v programu MITCalc**

V prostředí výpočetního softwaru MITCalc lze snadno a rychle spočítat staticky určité uložený hřídel. Tvar hřídele, zejména čtyřhranů, lze pouze zdánlivě přiblížit zahrnutím vrubových součinitelů. Přesné chování v ostrých přechodech tvarově složitějšího hřídele zde nelze plně vystihnout. Výsledky vykazují poměrně uspokojivé hodnoty bezpečností. Dále jsou získány hodnoty reakcí, které lze porovnat s následujícím MKP výpočtem.



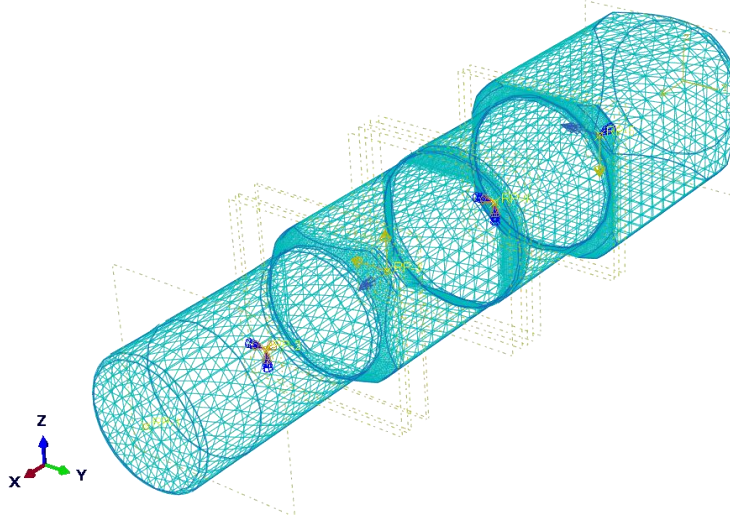
Obrázek 72.: Výsledky výpočtu hřídele v programu MITCalc

- **Výsledky MITCalc:**
 - Reakce $RC_y = 58,5 \text{ kN}$
 - Reakce $RC_z = 496 \text{ kN}$
 - Reakce $RC = 500 \text{ kN}$
 - Reakce $RBy = 58,5 \text{ kN}$
 - Reakce $RBz = 631 \text{ kN}$
 - Reakce $RB = 634 \text{ kN}$
 - Max. průhyb $y = 1,8 \text{ mm}$
 - Max. red. Napětí $\sigma_{red} = 453,4 \text{ MPa}$
 - Min. stat. bezpečnost $k_s = 1,87$
 - Min. dyn. bezpečnost $k_d = 1,25$

- **Výpočet hřídele pomocí MKP v softwaru ABAQUS**

MKP pevnostní analýza poskytuje přesnější výsledky. Lze kontrolovat detailněji špičky napětí ve vrubech.

Pro výpočet byl vytvořen 3D model hřídele, který byl upraven a vyplněn sítí konečných prvků. V místech ostrých přechodů byla tato síť značně zjemněna pro splnění podmínky min. 5 elementů na rádius. Dále byly zadány veškeré okrajové podmínky charakterizující uložení. V dalších krocích bylo nastaveno zatížení.



Obrázek 73.: Připravený hřídel pro MKP výpočet

(Poznámka: Osy z,y jsou prohozeny vůči předchozím postupům)

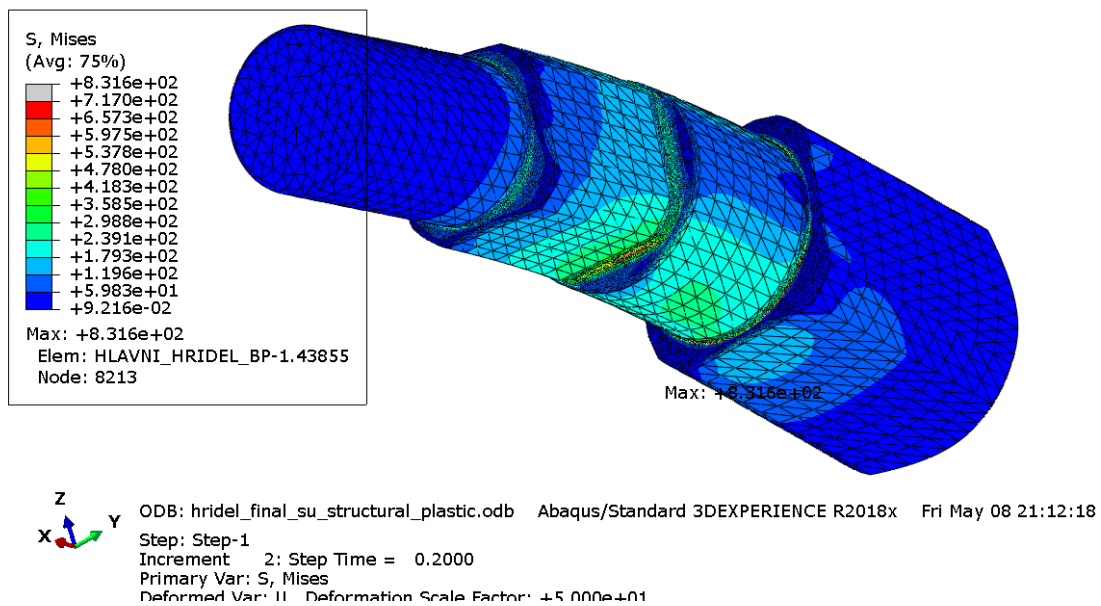
Po prvotních výpočtech byly odhaleny značně vysoké špičky napětí nad mezí kluzu materiálu v ostrých přechodech hřídele. Zjemnění sítě v těchto oblastech výsledky utvrzovalo.

Z tohoto důvodu byl MKP výpočet rozšířen o plasticitu materiálu. Materiálové hodnoty určující průběh plasticity byly převzaty z atestu dodaného materiálu.

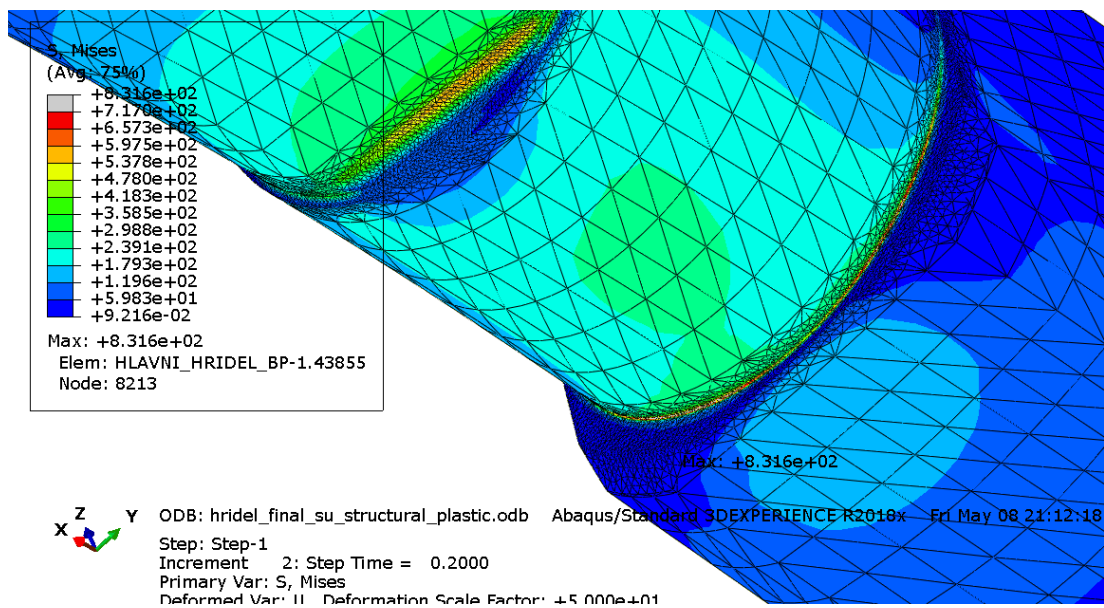
Byly nastaveny 3 cykly plného zatížení a odlehčení a zkoumalo se, zda dochází k rozšiřování plastické oblasti, které by mohlo časem s vyšším počtem cyklů vést až k trhlinám. Tyto trhliny by poté mohly oslabit průřez pod staticky únosnou mez.

Barevná škála napětí byla nastavena na červenou pro hodnoty 717 MPa, což odpovídá mezi kluzu. Hodnoty nad touto hranicí jsou již v šedivém zobrazení.

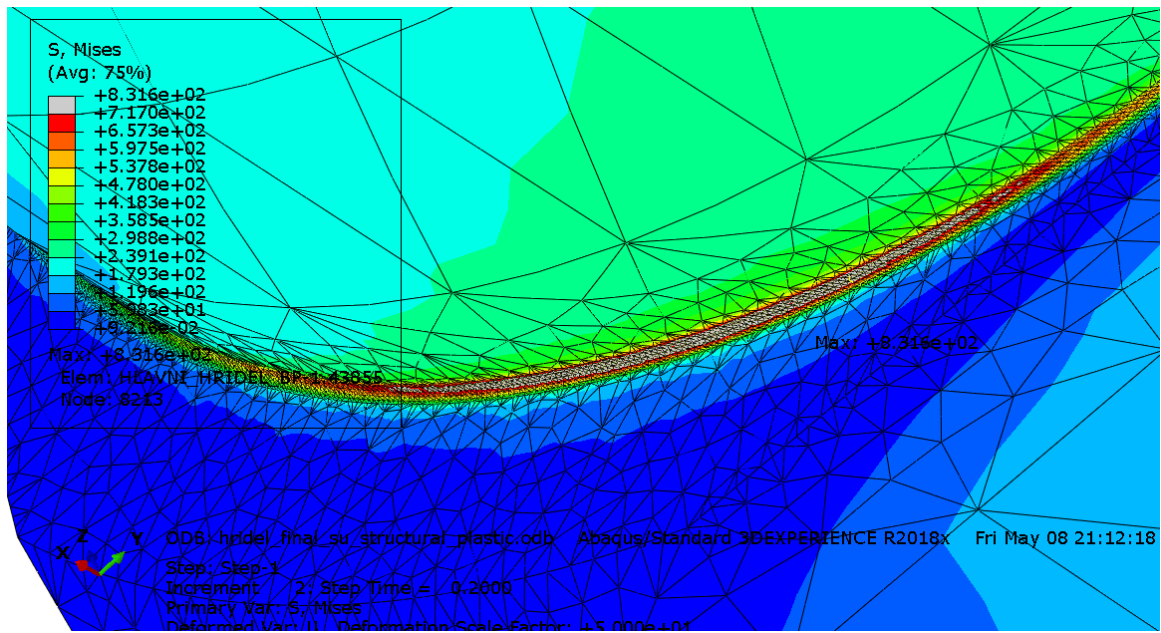
V prvním cyklu plného zatížení je dosaženo špičkové hodnoty napětí 831,6 MPa, což je již v plastické oblasti nad mezí kluzu. Takto zasažená oblast je však velice malá. V nejméně zatížených místech se pohybuje horní hladina napětí po zanedbání špičky do 200 MPa.



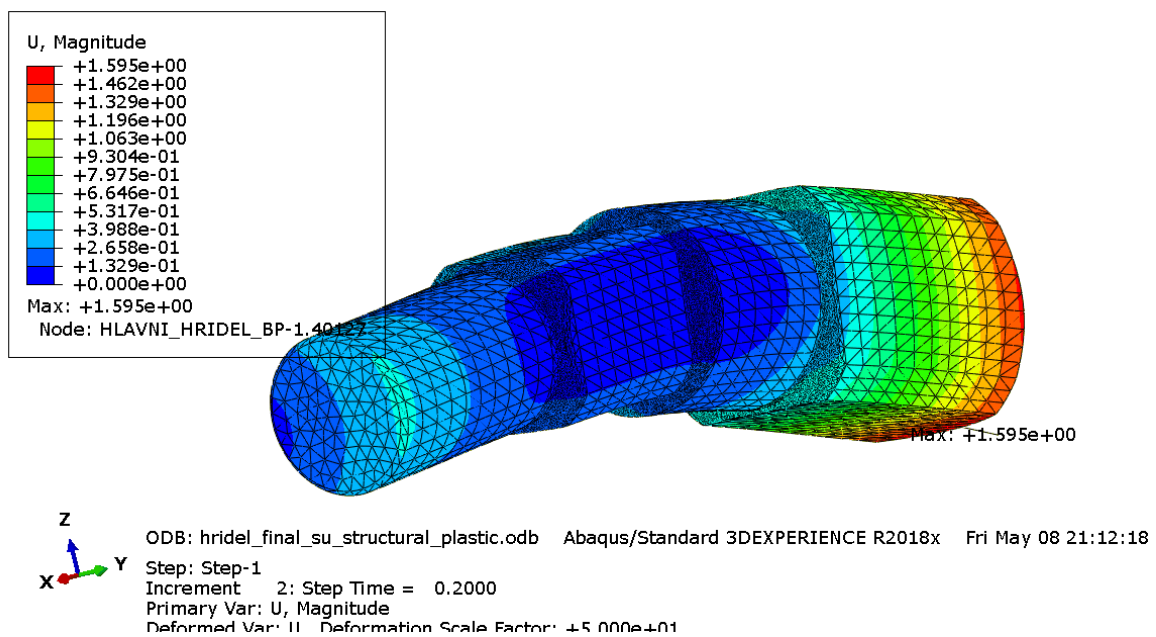
Obrázek 74.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí



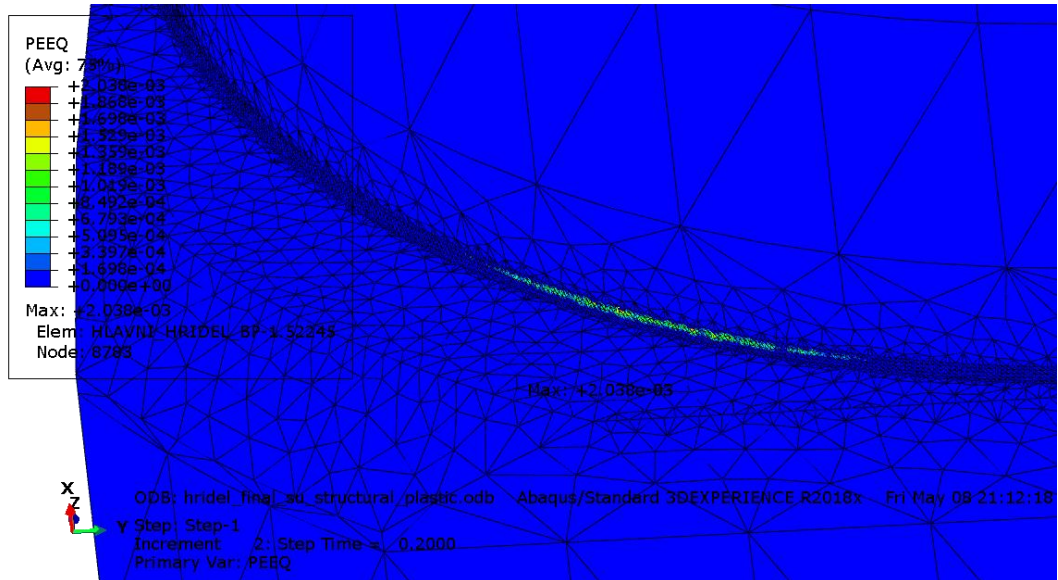
Obrázek 75.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí, detail 1



Obrázek 76.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí, detail špičky napětí

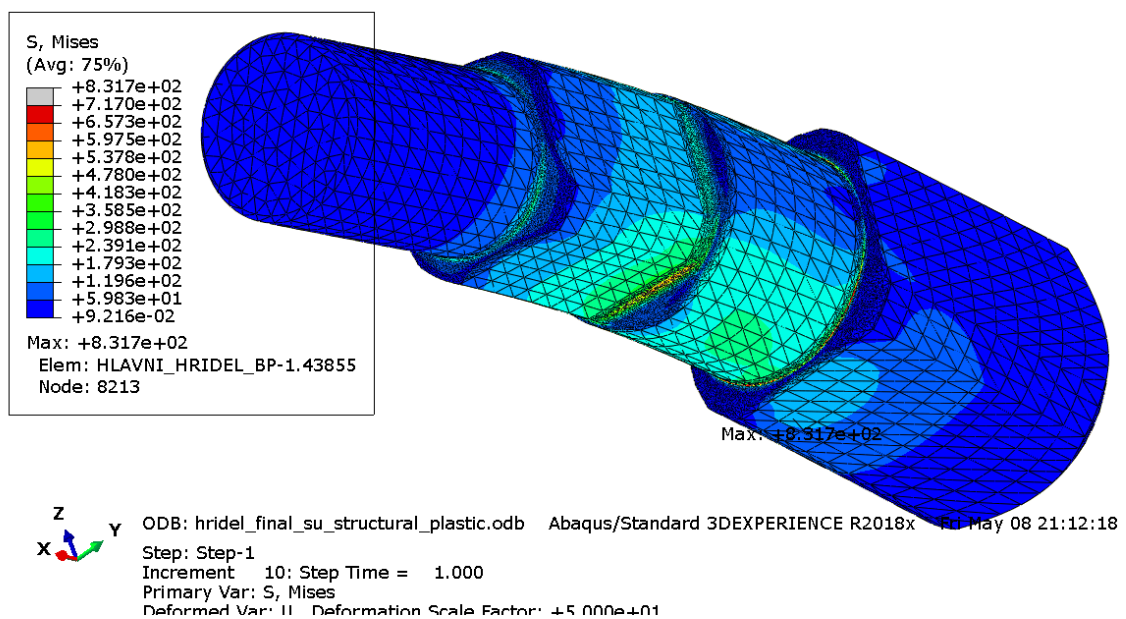


Obrázek 77.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení deformací

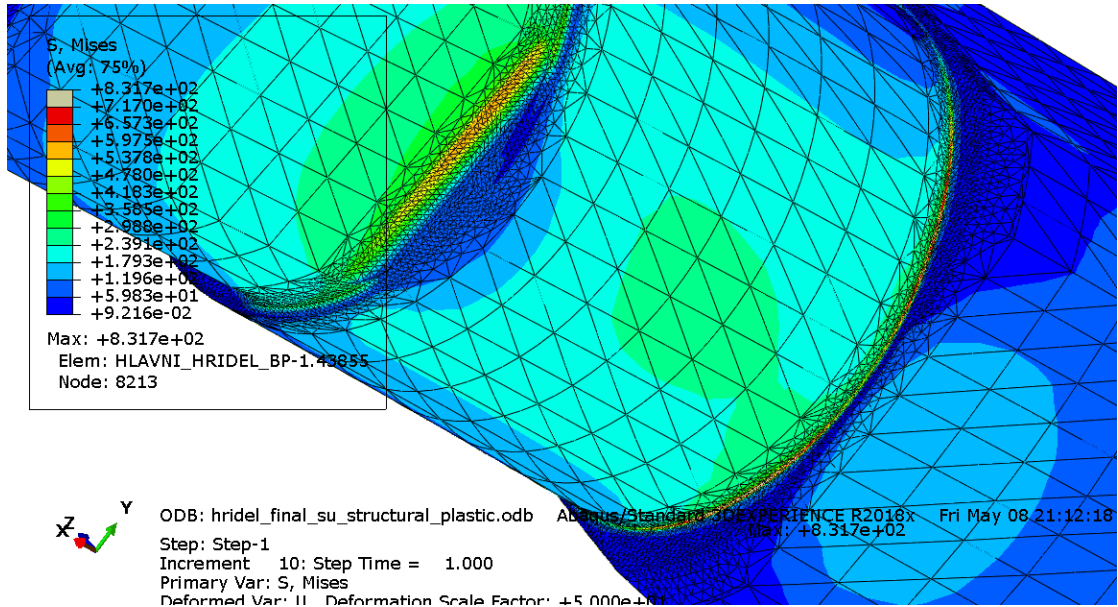


Obrázek 78.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení zplastizované oblasti po 1. cyklu

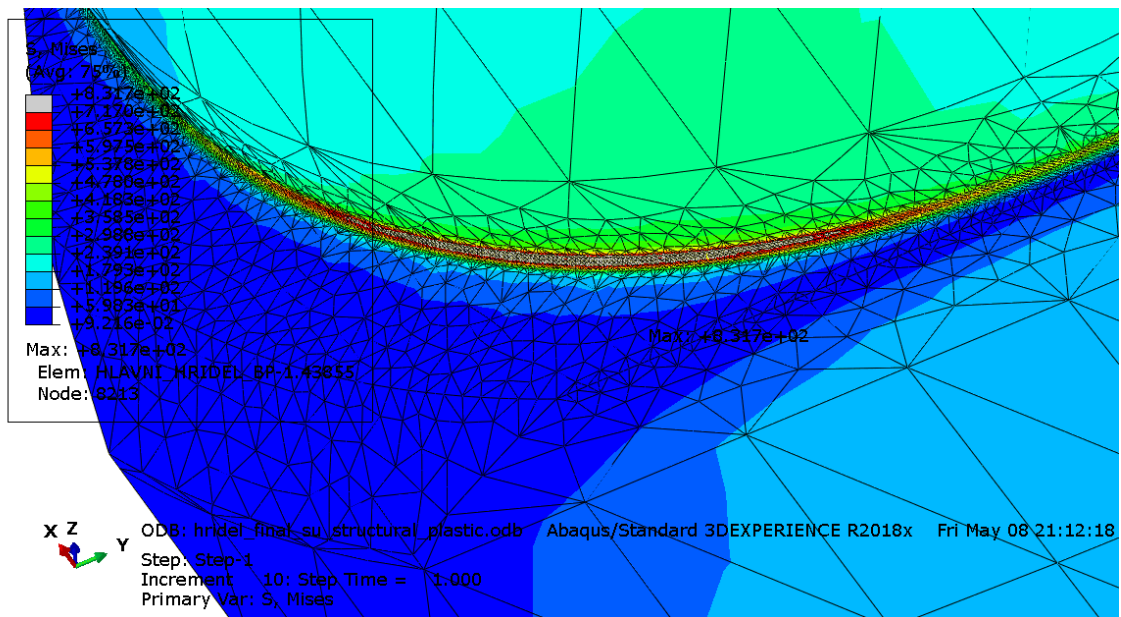
Ve druhém a třetím cyklu plného zatížení je dosaženo shodné špičkové hodnoty napětí 831,7 MPa. Napětí na hřídeli se pohybuje mimo špičku napětí v hodnotách cca do 200 MPa.



Obrázek 79.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí

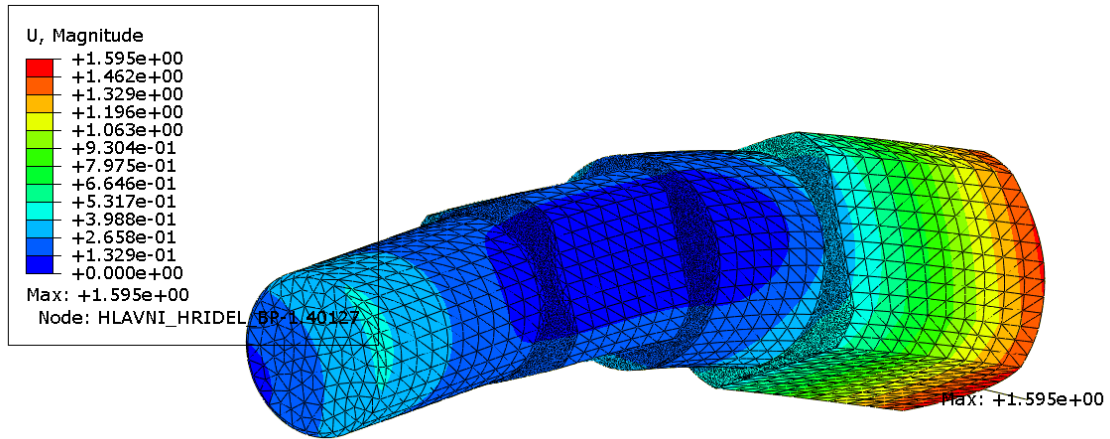


Obrázek 80.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí – detail



Obrázek 81.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí – detail špičky

Deformace ve druhém a třetím cyklu vykazuje stejné hodnoty jako v prvním cyklu.

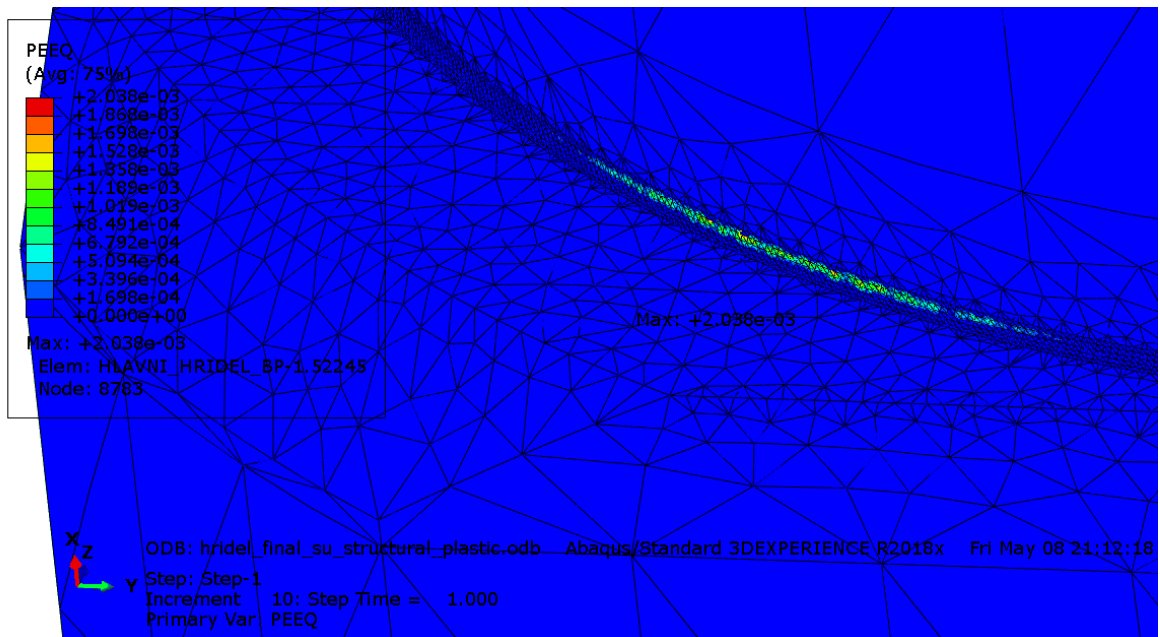


Z
 Y
 X

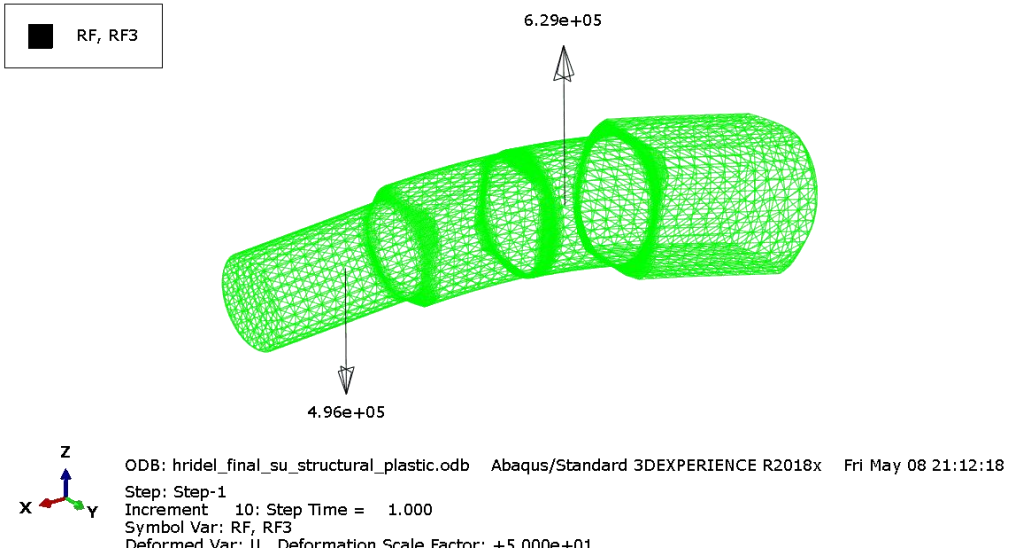
ODB: hridel_final_su_structural_plastic.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Fri May 08 21:12:18
 Step: Step-1
 Increment 10: Step Time = 1.000
 Primary Var: U, Magnitude
 Deformed Var: II Deformation Scale Factor: +5.000e+01

Obrázek 82.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení deformací

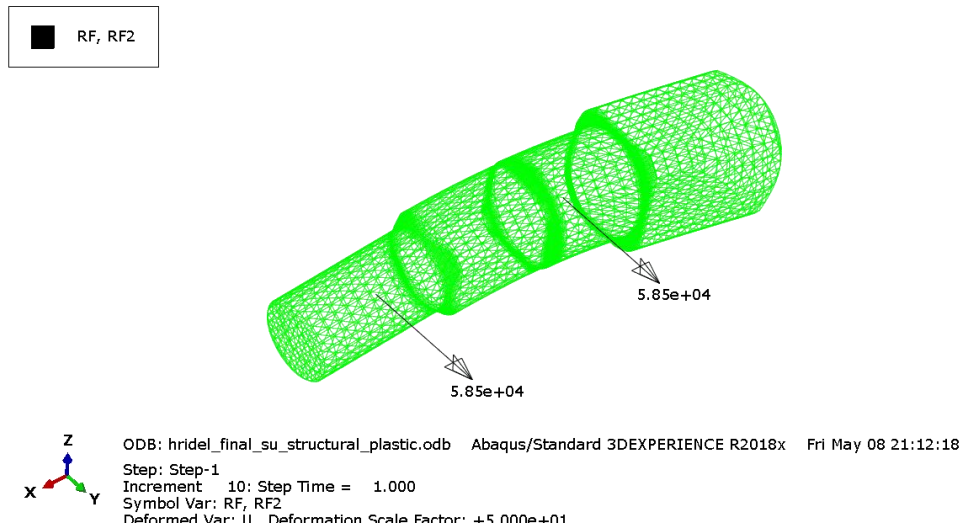
Zplastizovaná oblast po druhém a třetím cyklu nabývá stejných hodnot, jako po prvním cyklu.



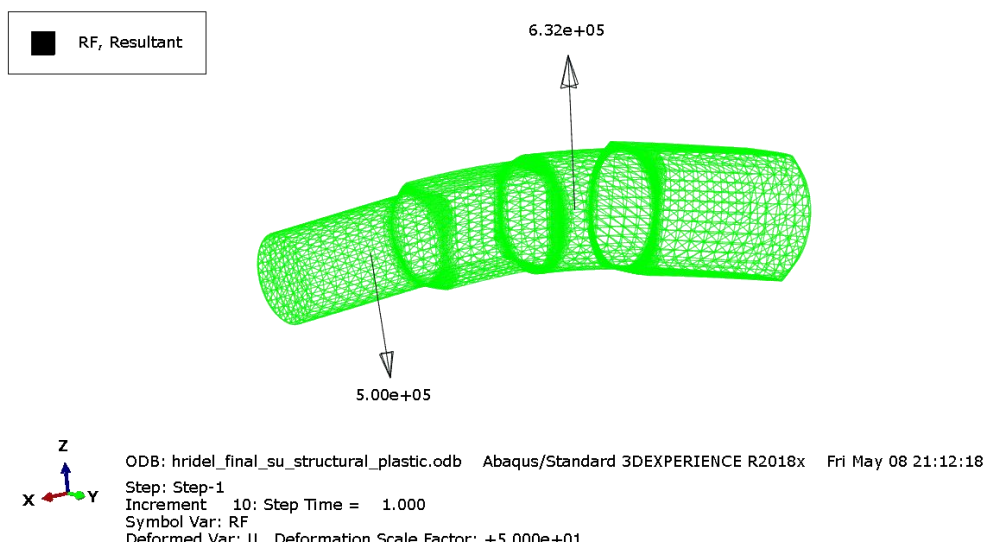
Obrázek 83.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zplastizovaná oblast po 3. cyklu



Obrázek 84.: Hřídel – silové reakce ve směru y (prohozeny osy)



Obrázek 85.: Hřídel – silové reakce ve směru z (prohozeny osy)



Obrázek 86.: Hřídel – silové reakce součty (prohozeny osy)

○ **Souhrn výsledků MKP analýzy:**

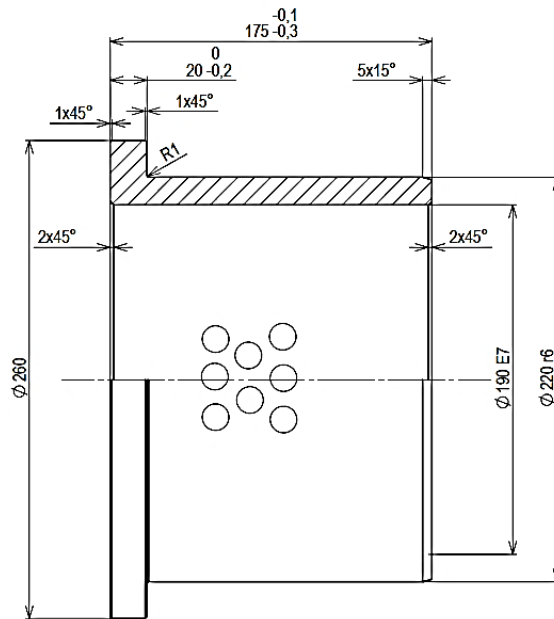
- Max. redukované napětí (mimo špičky): $\sigma_{red} = 200 \text{ MPa}$
- Reakce $RCy = 496 \text{ kN}$
- Reakce $RCz = 58,5 \text{ kN}$
- Reakce $RC = 500 \text{ kN}$
- Reakce $RBy = 629 \text{ kN}$
- Reakce $RBz = 58,5 \text{ kN}$
- Reakce $RB = 632 \text{ kN}$
- Max. průhyb $y = 1,6 \text{ mm}$

● **Zhodnocení hřídele:**

Výsledky reakcí a průhybů získané oběma metodami se plně shodují. Hodnoty napětí se liší vlivem špiček napětí. Přesnější výsledky poskytuje MKP výpočet. Hřídel po statické stránce plně vyhovuje. Větší část hřídele má statickou bezpečnost k mezi kluzu nad hodnotou 3. Oblasti s ostrými přechody s malými rádiusy způsobují vysoké špičky napětí. Při prvním plném zatížení se miniaturní část kritické oblasti zplastizuje. Tím se dosáhne plastického vytvrzení, které při dalším cyklu plného zatížení dále neplastizuje. Tato skutečnost potvrzuje, že při dodržení maximálních zatížení nehrozí cyklická únava při opakovaném namáhání. Charakteristika uvažovaného zatížení je na straně bezpečnosti, protože jsou vybrány maximální dílčí hodnoty zatížení od souvisejících součástí bez ohledu na skutečnost, zda taková kombinace zatížení může reálně nastat. Hřídel tedy vyhovuje. Pro další vývoj by bylo vhodné, pokud možno, vylepšit geometrii přechodů na hřídeli.

6.11. Návrh kluzných ložisek

Kluzná ložiska umožňují kluzné rotační vedení hřídele v tělese stojanu. Kluzná ložiska jsou navržena jako bezúdržbová samomazná. Mazání zajišťují grafitové mazací body zalité do bronzového pouzdra. Ložiska jsou vyrobena z materiálu CuZn25Al6Mn4+ grafit. Dovolенý tlak $p_{DOV} = 100 \text{ MPa}$. Ložiska jsou nalisována do tělesa stojanu s přesahem. Hřídel je uložen uvnitř ložisek volně s vůlí. Ložiska jsou opatřena čelními nákržky, které slouží jako kluzné plochy pro axiální vedení.



Obrázek 87.: Kluzné ložisko

- **Výpočet ložisek** [13, 14, 15, 16]

Vzhledem k velice pomalému otáčení kývavého rozsahu v ložiskách se ložiska kontrolují pouze na statický tlak, který vyvozuje hřídel. Do výpočtu jsou tedy převzaty hodnoty zatížení dle reakcí působících na hřídel.

- Zatížení ložiska B: Reakce $RB = 632 \text{ kN}$
- Styková délka ložiska B: $lB = 170 \text{ mm}$
- Průměr ložiska B: $DB = 190 \text{ mm}$
- Tlak v ložisku B pb :

$$pB = \frac{RB}{DB \cdot lB} = \frac{632000}{190 \cdot 170} = 19,6 \text{ MPa} \quad (120)$$

- Kontrola tlaku ložiska B:
 $pB \leq p_{DOV} \rightarrow 19,6 \leq 100$

$$pB \leq p_{DOV} \rightarrow 19,6 \leq 100 \quad (121)$$

- Vyhodnocení ložiska B: **VYHOVUJE**

- Zatížení ložiska C: Reakce $RC = 500 \text{ kN}$
- Styková délka ložiska C: $lC = 170 \text{ mm}$
- Průměr ložiska C: $DC = 150 \text{ mm}$
- Tlak v ložisku C pC :

$$pC = \frac{RC}{DC \cdot lC} = \frac{500\,000}{150 \cdot 170} = 19,5 \text{ MPa} \quad (122)$$

- Kontrola tlaku ložiska C:

$$pC \leq p_{DOV} \rightarrow 19,6 \leq 100 \quad (123)$$

- Vyhodnocení ložiska C: **VYHOVUJE**

- **Zhodnocení ložisek**

Ložiska plně vyhovují dané konfiguraci zatížení s patřičnou rezervou, která pokrývá případné nepřesnosti výpočtu, zejména zanedbání tuhosti uložení ve výpočtu hřídele.

6.12. Návrh stojanu manipulátoru

Stojan manipulátoru slouží jako nosný prvek k vynesení a uložení konstrukce otočného stolu. Ve stojanu je uložen celý pohonný mechanismus a aretační čep.

Konstrukce stojanu je zvolena jako plechová skořepina. Jedná se o svařenec, který má obrobena hlavní funkční plochy pro uložení ložisek, čepů atd.

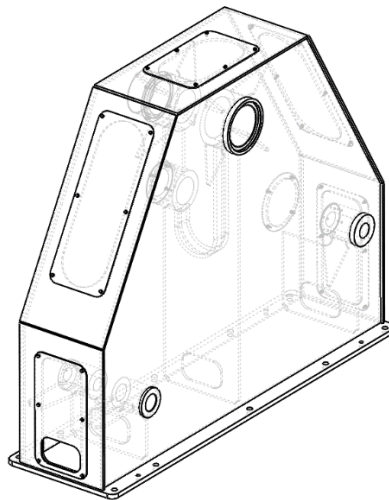
V konstrukci stojanu je chytře ukryt celý pohonný mechanismus. Nehrozí tak nebezpečí případného poranění osob. Je to vhodné i pro ukrytí pístnice a jiných hydraulických komponent a náklonových čidel před nečistotami a vnějším poškozením. V konstrukci stojanu jsou po obvodu vytvořeny rozměrné průřezy, které jsou opatřeny přišroubovanými kryty. Tyto otvory slouží pro technologické, montážní a servisní účely.

Po několika MKP výpočtech se podařilo optimalizovat využití materiálu na co největší možnou mez. Došlo tak oproti prvotním návrhům k významné redukci spotřeby materiálu.

Vnější rozměr stojanu je uzpůsoben pro umožnění snadné přepravy celého manipulátoru v běžném kamionu.

Stojan je kotvený do betonového základu pomocí svorníků na patě stojanu.

Pro konstrukci byl zvolen materiál S355J2. Jedná se o svařitelnou konstrukční ocel s mezí kluzu 355 MPa (pro tl. ≤ 16 mm). [22]

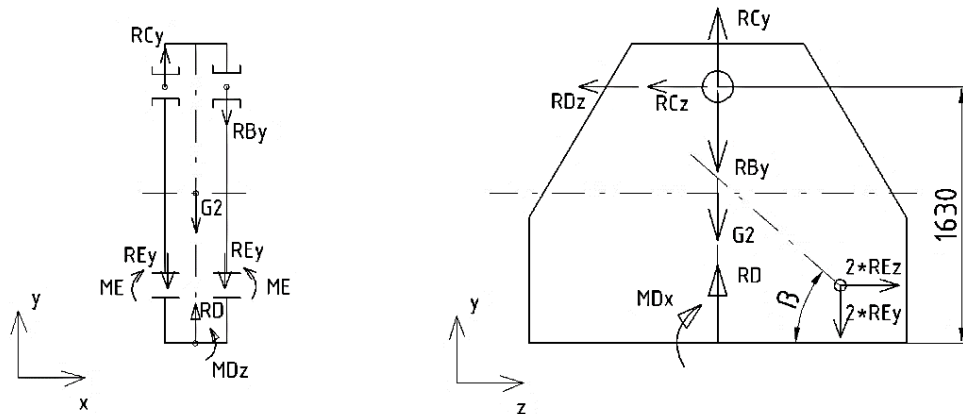


Obrázek 88.: Model stojanu

- **Statický rozbor stojanu**

Stojan je zatížen silovými reakcemi od hřídele a páky, respektive od pohonu. Dále je stojan zatížen silovými a momentovými reakcemi od uložení čepu hydraulického válce. Pro výpočty je uvažováno též s vlastní hmotností. (Obrázek 89)

Boční stojan manipulátoru



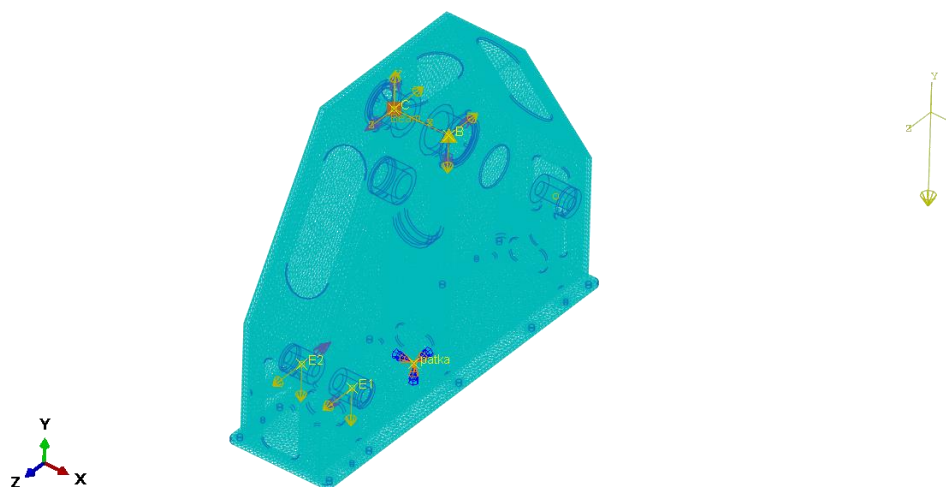
Obrázek 89.: Stojan manipulátoru – statický rozbor

- **Zatížení stojanu**

- $RBy = 629 \text{ kN}$
- $RBz = 58,5 \text{ kN}$
- $RCy = 496 \text{ kN}$
- $RCz = 58,5 \text{ kN}$
- $REy = RFy/2 = 117/2 = 58,5 \text{ kN}$
- $Rez = RFz/2 = 117/2 = 58,5 \text{ kN}$
- $ME = 7,1 \text{ kN}$
- $G2 = (\text{dle modelu cca } 1,5t) = \text{cca } 15 \text{ kN}$

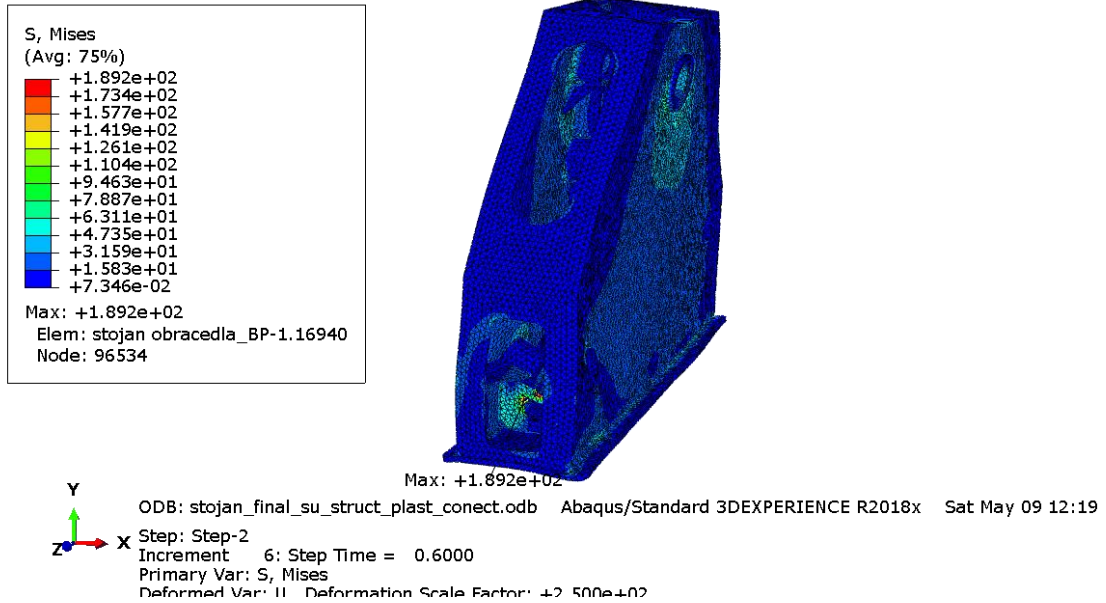
- **MKP výpočet stojanu manipulátoru**

Hotový 3D model byl upraven a lehce zjednodušen pro vytvoření sítě konečných prvků o optimální hustotě. Následovalo nastavení materiálových charakteristik, přiřazení okrajových podmínek ukotvení, interakcí zatěžovaných ploch a zadání zatížení vč. zatížení gravitačním zrychlením.

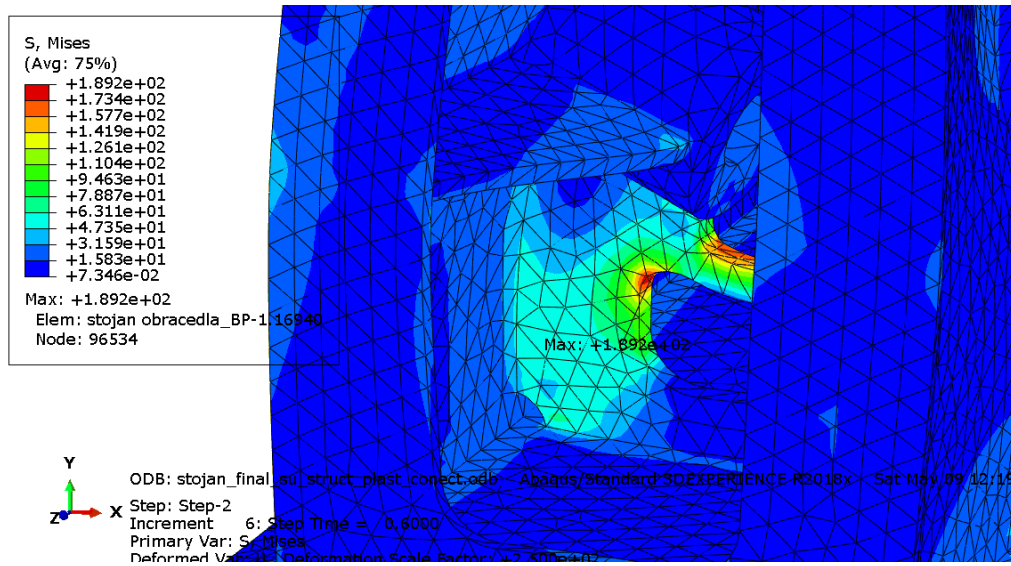


Obrázek 90.: Příprava stojanu pro MKP výpočet

Pro vyhodnocení MKP výpočtu bylo nastaveno měřítko deformací 250:1. Barevná škála je nastavena na červenou pro maximální hodnoty.

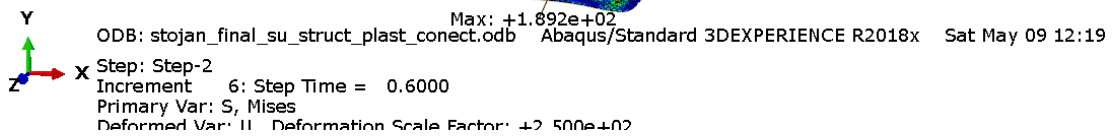
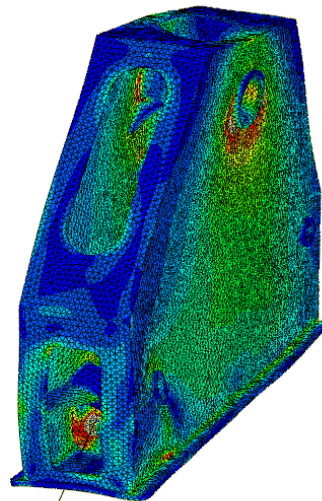
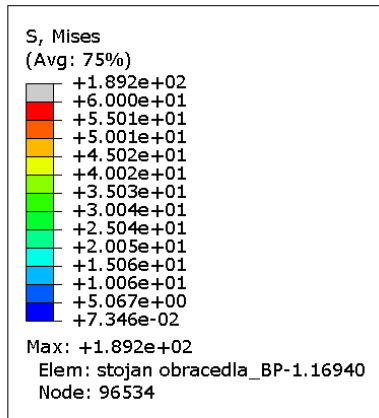


Obrázek 91.: MKP výpočet stojanu – zobrazení napětí

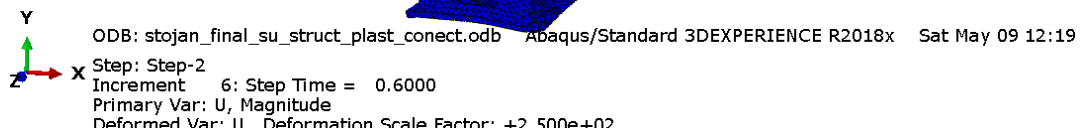
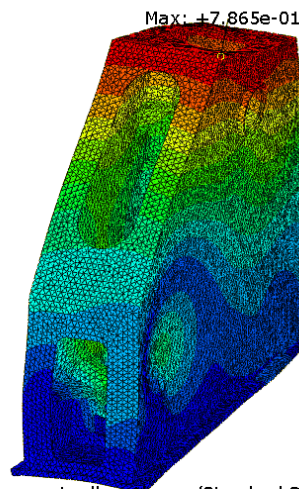
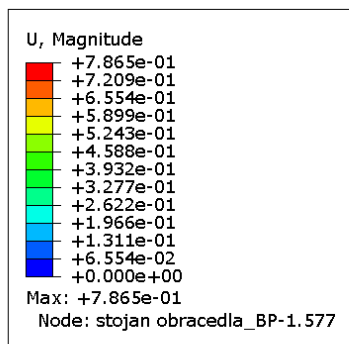


Obrázek 92.: MKP výpočet stojanu – zobrazení špičky napětí

Na následujícím obrázku je lepší představa o průběhu napětí. Barevná škála napětí je nastavena na červenou pro hodnotu 60 MPa, což odpovídá bezpečnosti k mezi kluzu $k=6$. Hodnoty napětí nad touto hodnotou jsou vykresleny šedě.

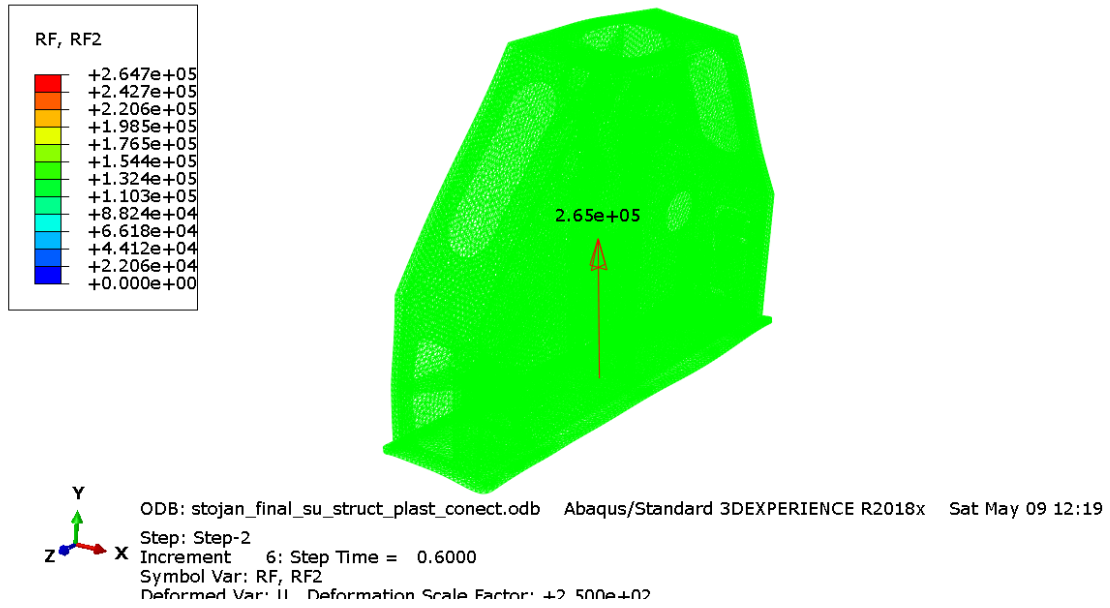


Obrázek 93.: MKP výpočet stojanu – zobrazení napětí pro bezpečnost $k=6$

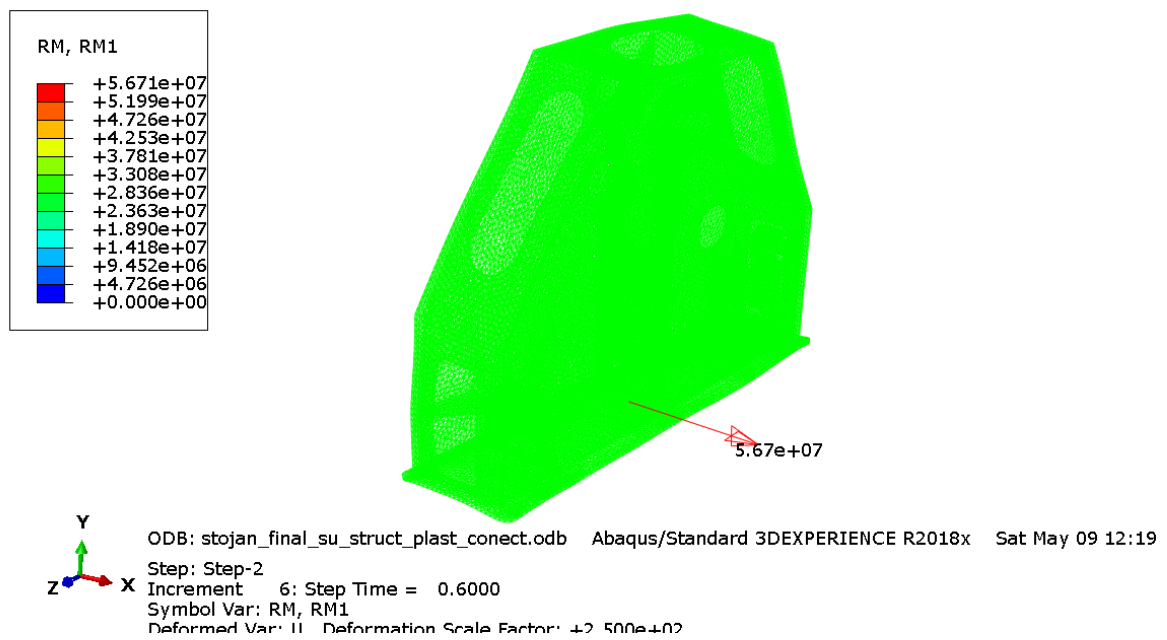


Obrázek 94.: MKP výpočet stojanu – zobrazení deformací

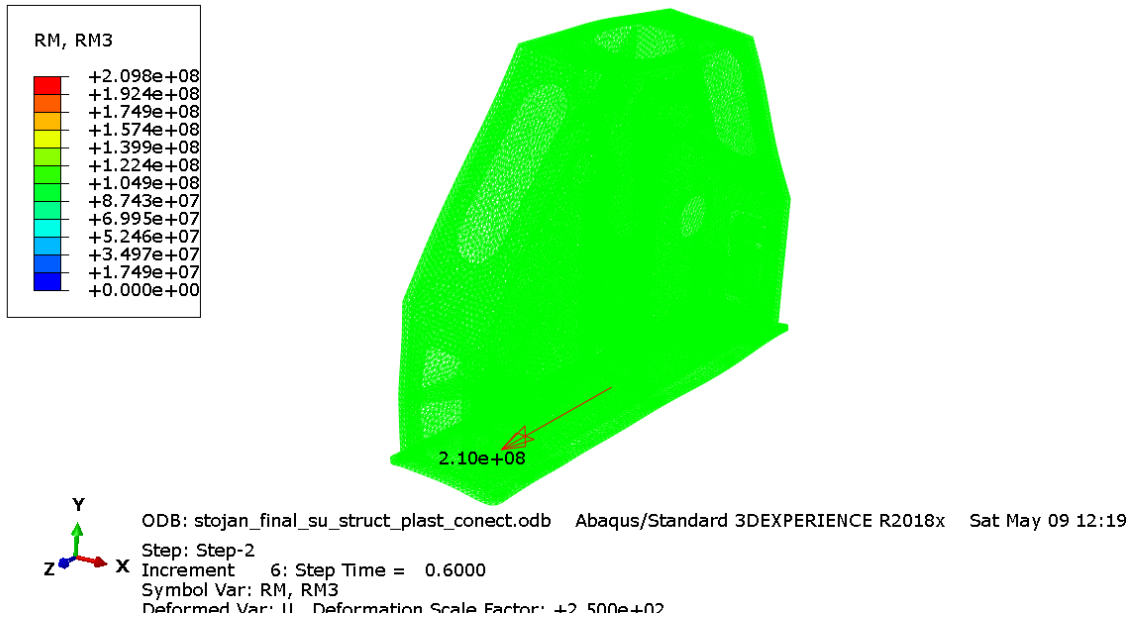
Zobrazením reakčních sil (Obrázek 95) a momentů (Obrázek 96 a Obrázek 97) přenášených na kotvení do betonového základu se ověřila správnost zadaných zatížení. Součtová hmotnost manipulátoru spolu s nejtěžší upnutou formou činí cca 52 t. To odpovídá přibližně 260 kN svislého zatížení na oba základy.



Obrázek 95.: MKP výpočet stojanu – zobrazení silové reakce RD



Obrázek 96.: MKP výpočet stojanu – zobrazení momentové reakce MDx



Obrázek 97.: MKP výpočet stojanu – zobrazení momentové reakce MDz

- **Výsledné reakce**

- $RD = 265 \text{ kN}$
- $MDx = 56,7 \text{ kNm}$
- $MDz = 210 \text{ kNm}$

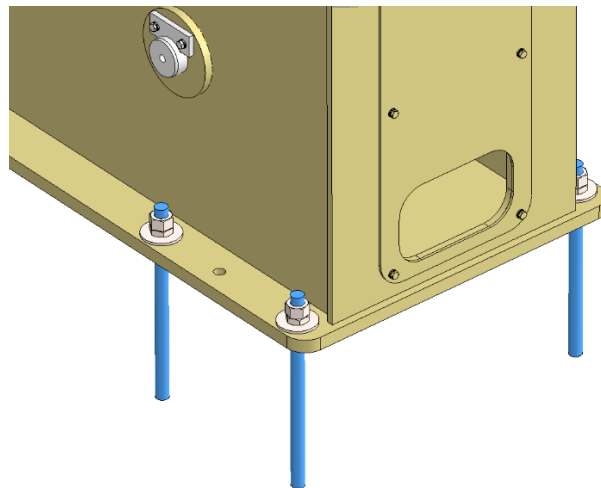
- **Zhodnocení stojanu manipulátoru**

Výsledky MKP výpočtu ukazují příznivé max. hodnoty napětí 189 MPa ve špičce. Tyto špičky jsou mírně způsobeny i nevhodnou hustotou sítě, nezahrnutím geometrie svarů či nezahrnutím tuhosti čepu uchycení hydraulického válce. I tak je celková statická bezpečnost k mezi kluzu cca $k=1,9$. Hodnoty napětí mimo špičky jsou však daleko nižší a pohybují se v hodnotách s bezpečností $k>6$. Deformace stojanu jsou také velice uspokojivé. Max. hodnota posuvu je 0,8 mm. Stojan manipulátoru je dostatečně únosný i tuhý a plně tedy vyhovuje danému zatížení.

6.13. Návrh ukotvení manipulátoru

Manipulátor je kotven v oblasti pat bočních stojanů pomocí svorníků, které jsou montážně kotveny do nově vybudovaného nosného základu. Tyto svorníky jsou montážně svrtány a kotveny chemickou kotvou. Na patách stojanů se nachází také závitové otvory pro odtlačovací nastavování správné polohy před ukotvením.

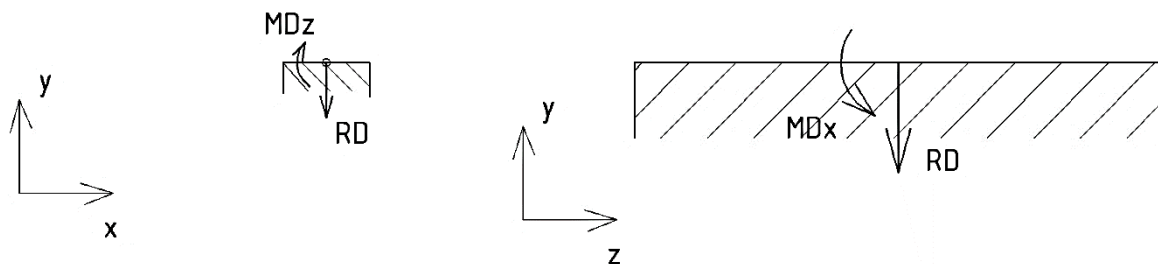
Kotvy jsou tvořeny závitovými tyčemi M24 z materiálu třídy 8.8. Tento materiál disponuje mezí kluzu 640 MPa. [13, 14, 15, 16]



Obrázek 98.: Detail kotvení manipulátoru

- **Statický rozbor zatížení základu, kotvení**

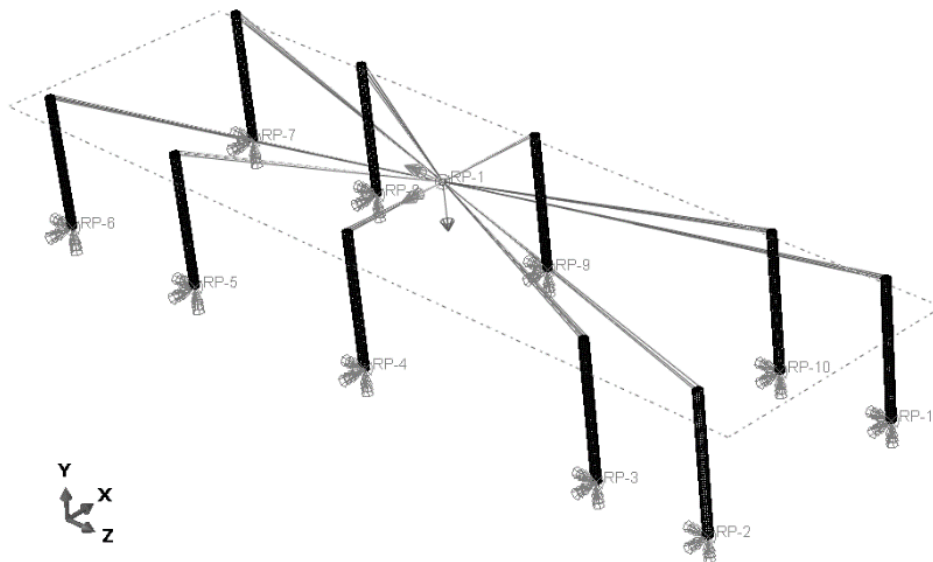
Betonový základ



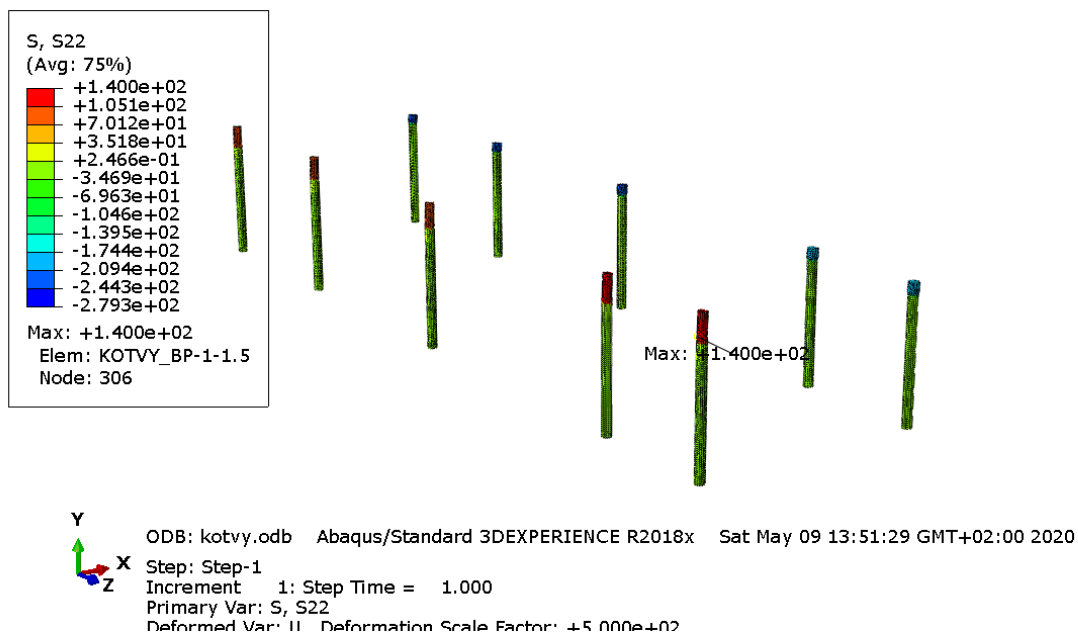
- **Zatížení základu, kotvení**
 - $RD = 265 \text{ kN}$
 - $MDx = 56,7 \text{ kNm}$
 - $MDz = 210 \text{ kNm}$

- **MKP výpočet kotev pomocí softwaru ABAQUS**

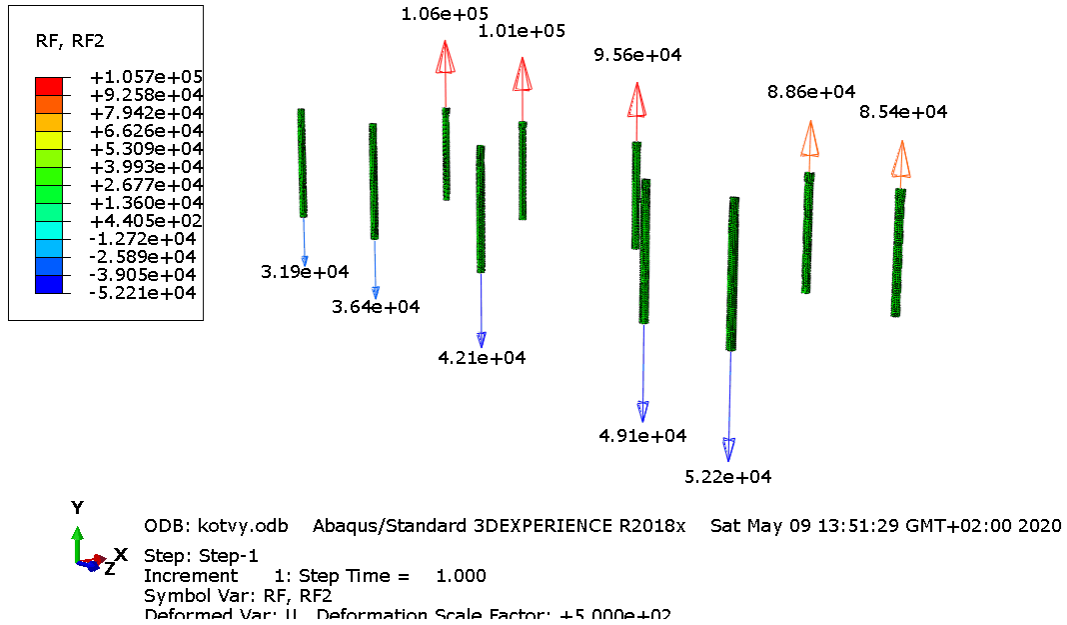
Výpočet byl proveden pomocí MKP výpočtu. Mnohem jednodušeji je dosaženo přesnějších výsledků oproti analytickému výpočtu, u kterého by bylo složité postihnout správné přerozdělení reakčních sil do jednotlivých kotev pod zatížením prostorových momentů.



Obrázek 99.: Nastavení kotev pro MKP výpočet



Obrázek 100.: Maximální tahové napětí kotev



Obrázek 101.: Silové reakce na jednotlivé kotvy

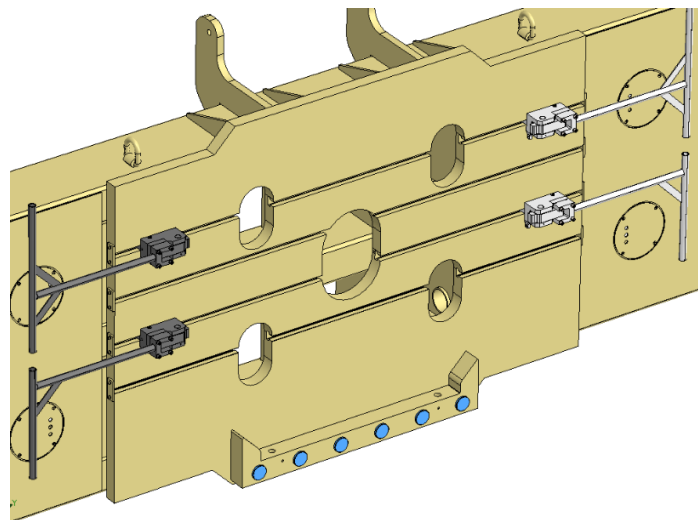
- **Zhodnocení kotev**

Pro vyhodnocení kotev jsou brány v úvahu výsledky, které jsou vyvozeny zatížením tahového charakteru. Tlakové síly se přenášejí přes stykovou plochu paty stojanu s betonovým základem. Tahem je namáhána vnější řada kotev. Maximální tahová síla je 52,2 kN u krajní rohové kotvy. Toto zatížení vyvolává maximální tahové napětí v kotvě 140 MPa, což odpovídá bezpečnosti k mezi kluzu cca $k=4,5$. Tato rezerva bezpečně pokrývá případné vnesení nežádoucího přídavného ohybového momentu. Navržené kotvení plně vyhovuje. [13, 14, 15, 16]

6.14. Návrh upínání formy

Licí forma je upevněna k otočnému stolu uložením na upínací desku, opřením o dorazovou lištu, zasunutím hydraulických upínačů do drážek na formě a jejich hydraulickým upnutím.

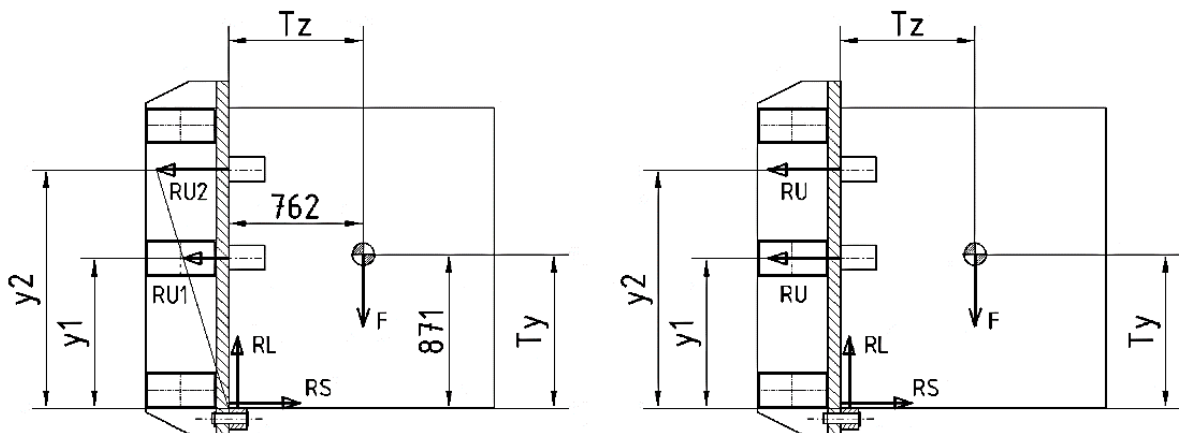
Nejprve je řešen statický rozbor na základě silové a statické rovnováhy a zjištění reakčních sil. Návrh upínání formy se skládá z volby vhodných hydraulických upínačů, které jsou schopny vyvinout požadované upínací síly a dále z návrhu a výpočtu čepů uchycení dorazové lišty.



Obrázek 102.: Detail upínání formy

- **Statický rozbor upínání formy**

Řešena je nejnepříznivější situace, kdy je otočný stůl naklopen do svislé polohy. Ze statického rozboru vyplývá, že nejvíce zatěžované hydraulické upínače jsou ty, které jsou nejvíce vzdálené od dorazové lišty (Obrázek 103- vlevo). Použity však budou upínače shodné velikosti o shodných upínacích silách (Obrázek 103- vpravo).



Obrázek 103.: Statický rozbor upínání formy

- **Výpočtové parametry**

Vzhledem k upínání rozdílných typů forem, které mají rozdílné hmotnosti s jinou polohou těžiště a jsou upínány pomocí vložených vypodložujících dorazových lišt, jsou veškeré výpočtové parametry proměnné dle druhu upínané formy. Z výpočtů vyplývá největší zatížení při upnuté formě 1,5I EVO – kompletní. Hmotnost formy je uvažována v rámci rezervy s navýšením na 40 t a zaokrouhlením tíhové síly na 400 kN.

- Tíhová síla od hmotnosti formy: $F \approx 400 \text{ kN}$
- Vzdálenost těžiště formy $Ty = 871 \text{ mm}$
- Vzdálenost těžiště formy $Tz = 762 \text{ mm}$
- Vzdálenost prvního upínače $y1 = 850 \text{ mm}$
- Vzdálenost prvního upínače $y2 = 1350 \text{ mm}$

- **Výpočet reakcí**

Reakce jsou určeny z rovnic silové a momentové rovnováhy.

$$\sum F_x = -2 \cdot RU + RS = 0 \quad (124)$$

$$\sum F_y = RL - F = 0 \quad (125)$$

$$\sum M = RU \cdot y2 + RU \cdot y1 - F \cdot Tz \quad (126)$$

$$RL = F = 400 \text{ kN}$$

$$RU = \frac{F \cdot Tz}{y2 + y1} = \frac{400 \cdot 0,762}{1,35 + 0,85} = 138,5 \text{ kN}$$

$$RS = 2 \cdot RU = 2 \cdot 138,5 = 277 \text{ kN}$$

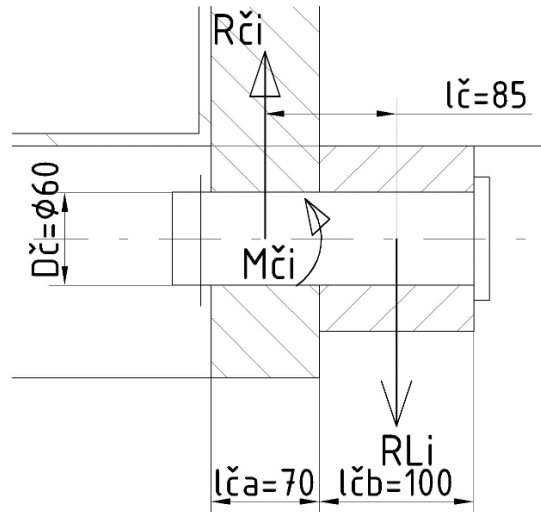
Vzhledem k použití celkem 4ks upínačů jsou hodnoty reakce RU poloviční.

- Výsledné zatížení 1ks upínače $RU1 = \frac{RU}{2} = \frac{138,5}{2} = 69,3 \text{ kN}$
- Výsledné zatížení dorazové lišty $RL = 400 \text{ kN}$
- Reakce RS pohltí plocha upínací desky $RS = 277 \text{ kN}$

- Výpočet čepů pro uchycení dorazové lišty [13, 14, 15, 16]

Dorazová lišta je uchycena k upínací desce pomocí šesti čepů. Čepy jsou opatřeny hlavami a jsou axiálně zajištěny podložkou a závlačkou. Materiál čepu je zvolen E335 s mezí kluzu 305 MPa (pro průměry 63 až 80 mm). [22]

- Silové zatížení čepů



Obrázek 104.: Zatížení čepu uchycení dorazové lišty

Nerovnoměrné rozložení zatížení vlivem výrobních nepřesností a neideálního průběhu napětí je do výpočtů vystiženo součinitelem nerovnoměrného zatížení. $\mu = 1,5$.

- Počet čepů: $i = 6$
- Zatížení 1 čepu:

$$RLi = \frac{RL \cdot \mu}{i} = \frac{400 \cdot 1,5}{6} = 100 \text{ kN} \quad (127)$$

- Střížná plocha:

$$A_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 60^2}{4} = 2827 \text{ mm}^2 \quad (128)$$

- Menší otláčovaná plocha:

$$S_{\check{c}a} = D_{\check{c}} \cdot l_{\check{c}a} = 60 \cdot 70 = 4200 \text{ mm}^2 \quad (129)$$

- Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{RLi}{A_{\check{c}}} = \frac{100000}{2827} = 35,4 \text{ MPa} \quad (130)$$

- Dovolené smykové napětí: $\tau_{sDOV} = 80 \text{ MPa}$

- Bezpečnost:

$$k = \frac{\tau_{sDOV}}{\tau_s} = \frac{80}{35,4} = 2,3 \quad (131)$$

- Kontaktní tlak:

$$pa = \frac{RLi}{s\check{c}a} = \frac{100\ 000}{4\ 200} = 23,8\ MPa \quad (132)$$

- Dovolенý tlak (upínací deska – S355J2): $p_{dov} = 90\ MPa$
- Kontrola otláčení:

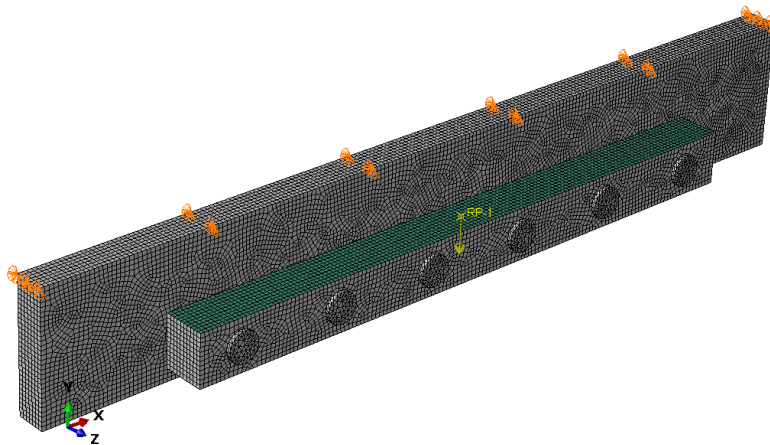
$$pa \leq p_{dov} \quad (133)$$

$$23,8 \leq 90\ MPa$$

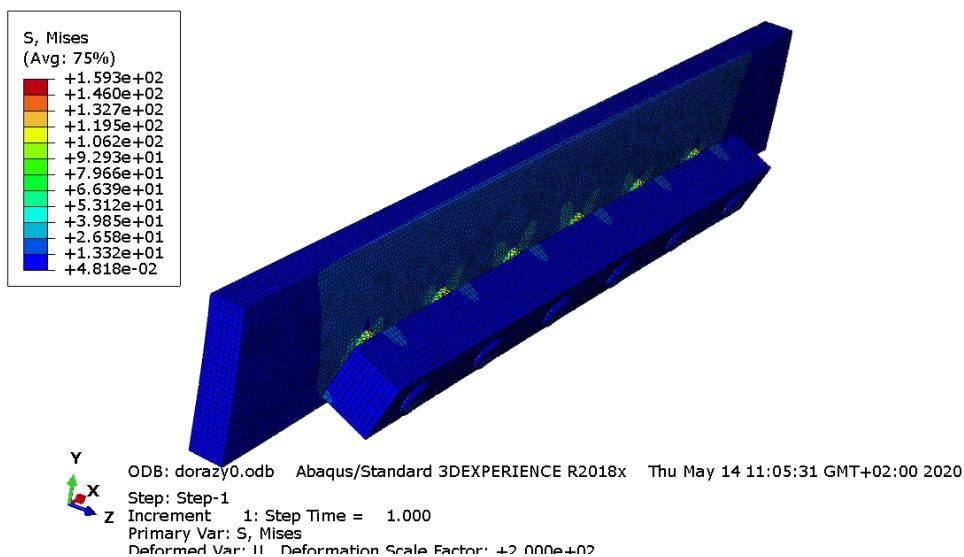
VYHOVUJE

- **MKP výpočet čepů a jejich uložení**

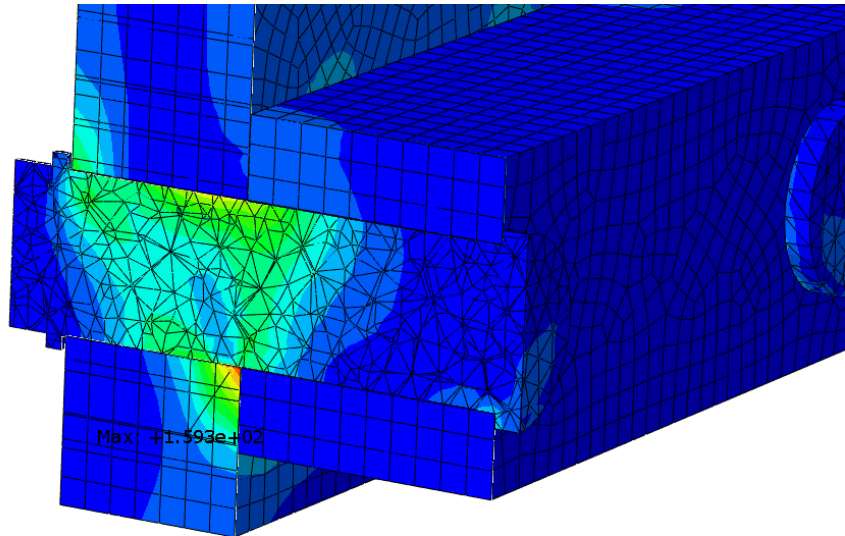
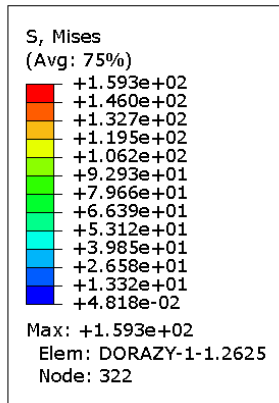
Protože na čepy působí také ohybový moment, jehož velikost silně závisí na poddajnosti dílů, v kterých jsou čepy uloženy, je z hlediska bezpečnosti vhodné detailněji zkontrolovat napjatost čepů. Při analytickém výpočtu samotného čepu na ohyb by docházelo k nepřiměřeně vysokým nepravdivým hodnotám napětí.




Obrázek 105.: Příprava uchycení dorazové lišty pro MKP

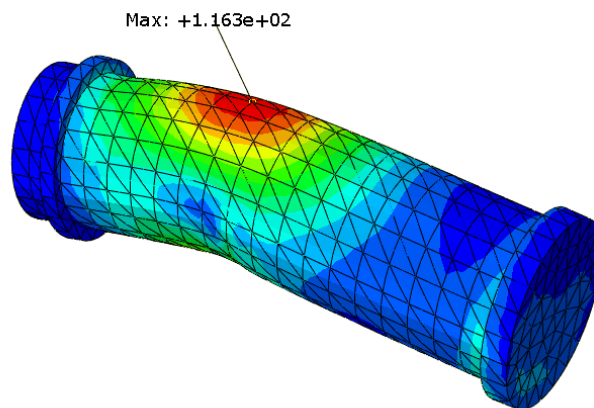
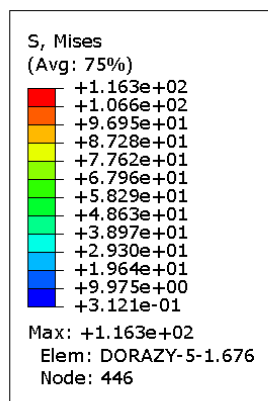



Obrázek 106.: Uchycení dorazové lišty – zobrazení napětí




 ODB: dorazy0.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Thu May 14 11:05:31 GMT+02:00 2020
 Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: II Deformation Scale Factor: +1.000e+00

Obrázek 107.: Uchytení dorazové lišty – zobrazení napětí v řezu

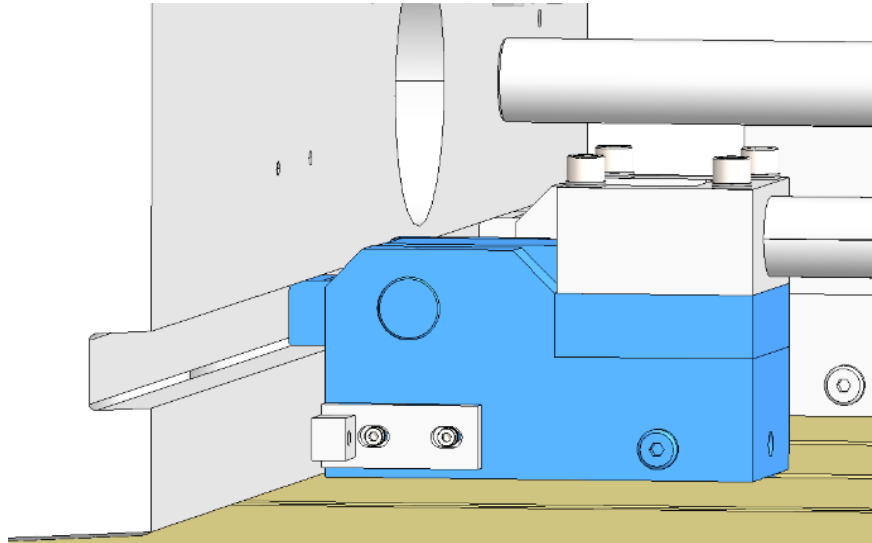



 ODB: dorazy0.odb Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2018x Thu May 14 11:05:31 GMT+02:00 2020
 Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: II Deformation Scale Factor: +2.500e+02

Obrázek 108.: Uchytení dorazové lišty – napjatost čepu

- **Volba hydraulických upínačů**

Zvolené hydraulické upínače mají max. upínací sílu RU_{max} 100 kN při upínacím tlaku oleje 200 bar.



Obrázek 109.: Detail hydraulického upínače

- **Výpočet silové rezervy upínačů**

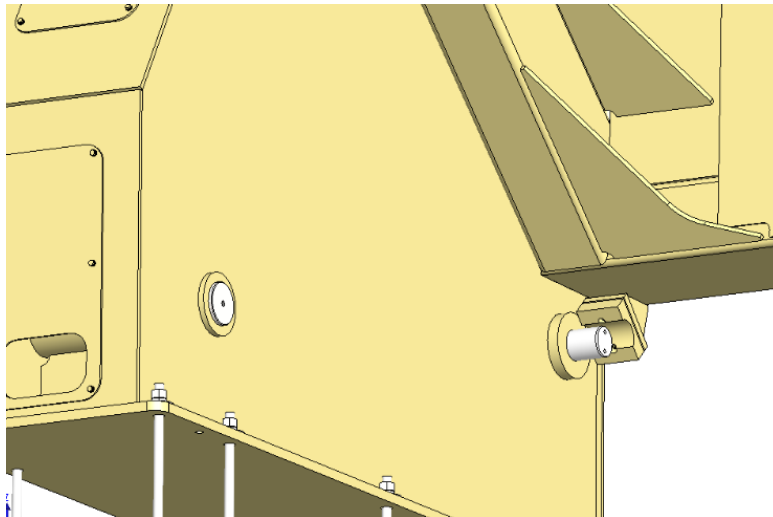
$$k = \frac{RU_{max}}{RU1} = \frac{100}{69,3} = 1,44 \quad (134)$$

- **Zhodnocení upínání forem**

Čepy vyhovují danému zatížení. Hydraulické upínače vyhovují s rezervou 44 % a rezervou zahrnutou při uvažování vyšší hmotnosti formy. Tato rezerva je potřebná z důvodu, že se jedná o velmi kritickou součást. V těsné blízkosti upínačů je přiřazen hydraulický zámek, který nedovolí nežádoucí povolení upínače v případě výpadku hydraulického agregátu. Správná poloha upínačů je kontrolována snímači polohy, kterými disponuje každý upínač. Řídící systém v logických funkcích hlídá, zda jsou všechny upínače ve správné poloze. Poté je možno bezpečně hydraulicky upnout. Dále se monitoruje neustále upínací tlak. Forma je navíc jištěna řetězy.

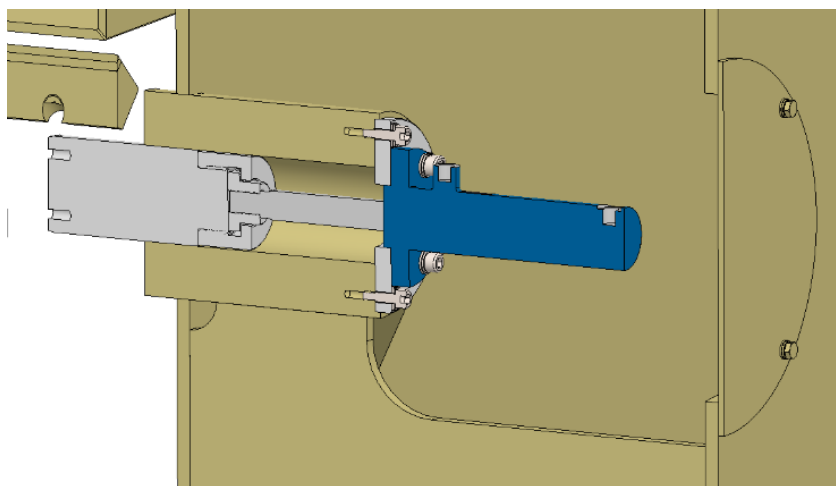
6.15. Návrh aretování polohy a dorazů

Svislou či vodorovnou polohu otočného stolu je nutné bezpečně zaaretovat (zablokovat) tak, aby byl stůl zajištěn i pro havarijní případ výpadku agregátu a ztráty tlaku v systému (Obrázek 110). Dále opření o doraz zredukuje případné vysoké dynamické rázy od ukládání licí formy, a sníží tak jejich přenos do součástí pohonného mechanismu. Aretací je zajištěna bezpečnost pro obsluhu vstupující do pracoviště. Kontrola správné polohy aretací je nedílnou součástí bezpečnostních funkcí v řídicím systému.



Obrázek 110.: Detail aretace polohy

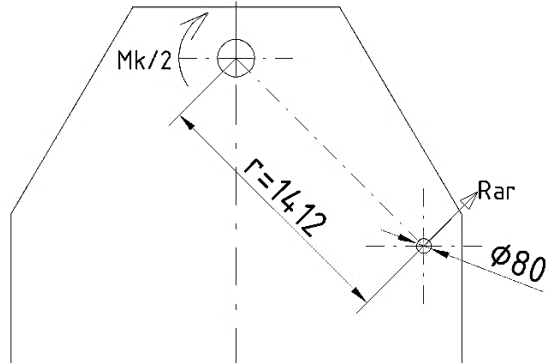
Sestava aretace (Obrázek 111) se skládá z aretačního čepu, který je veden v tělese stojanu manipulátoru, z hydraulického motoru a spojovacích dílů. Sestava je konstrukčně navržena tak, aby byly eliminovány veškeré jiné než osové síly působící na hydraulický motor, které by ho mohly poškodit. Aretační čep se po vysunutí může opřít o doraz na otočném stole. Tento doraz je stavitelný vkládáním plechových podložek. Lze tak nastavit potřebnou vůli v aretování. Před odaretováním se v automatickém režimu dotlačí stůl manipulátoru na dorazy uvnitř hlavních pohonných hydraulických motorů. Aretační čep je tak vždy odlehčen a k jeho vysunutí, respektive zasunutí je zapotřebí jen velmi malé síly.



Obrázek 111.: Řez sestavou aretace polohy

- **Statický rozbor zatížení aretace**

Aretační čep je zatížen reakční silou, která musí být v rovnováze s maximálním působícím momentem od nakloněného otočného stolu.



Obrázek 112.: Statický rozbor aretace

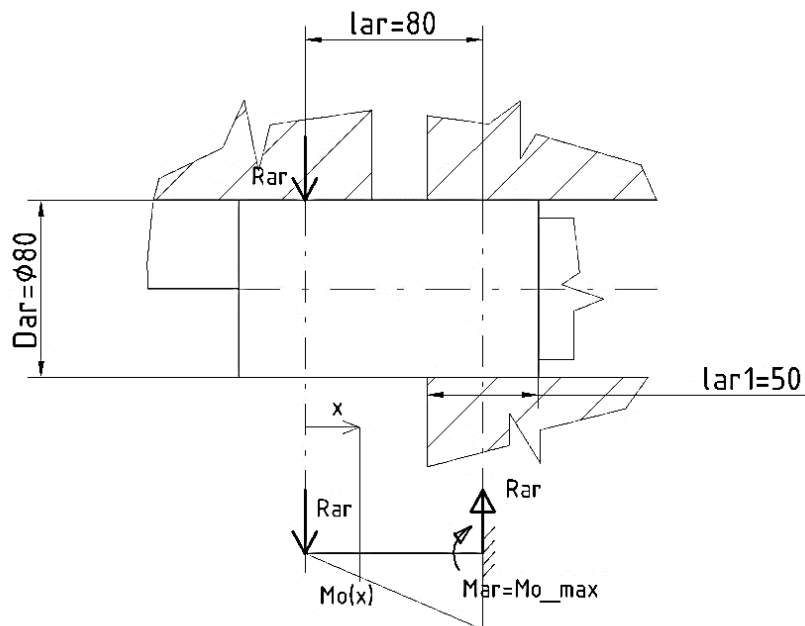
- **Výpočet reakční síly R_{ar} :**

- Moment od stolu působící na 1 aretaci: $M_{k/2} = 57 \text{ kNm}$
- Rameno reakční síly aretace: $r = 1412 \text{ mm}$
- Reakční síla aretace:

$$R_{ar} = \frac{M_{k/2}}{r} = \frac{57\,000\,000}{1412} = 40\,370 \text{ N} \quad (135)$$

- **Výpočet aretačního čepu [13, 14, 15, 16]**

Aretační čep je ve vysunuté poloze zatížen hlavně ohybovým momentem, dále posouvající smykovou silou a je otláčován kontaktním tlakem. (Obrázek 113)



Obrázek 113.: Výpočetní model aretačního čepu

○ **Výpočtové parametry:**

- Průměr aretačního čepu: $Dar = 80 \text{ mm}$
- Výpočtová délka aretačního čepu: $lar = 80 \text{ mm}$
- Menší z otláčovaných délek čepu: $lar1 = 50 \text{ mm}$
- Zatížení: $Rar = 40\,370 \text{ N}$
- Materiál čepu: 42CrMo4+QT
 $Rp_{0.2} = 650 \text{ MPa}$ (pro průměry 40 až 100 mm) [22]
 $p_{dov} = 125 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]
- Materiál obou uložení: S355J2
 $p_{dov} = 90 \text{ MPa}$ [13, 14, 15, 16]

○ **Výpočet ohybového napětí:**

- Max. ohybový moment:

$$Mar = Rar \cdot lar = 40\,370 \cdot 80 = 3\,230\,000 \text{ Nmm} \quad (136)$$

- Modul průřezu v ohybu:

$$Wo = \frac{\pi \cdot Dar^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,265 \text{ mm}^3 \quad (137)$$

- Max. ohybové napětí:

$$\sigma_{o_max} = \frac{Mar}{Wo} = \frac{3\,230\,000}{50\,265} = 64,3 \text{ MPa} \quad (138)$$

○ **Výpočet smykového napětí:**

- Max. smyková posouvající síla: $Rar = 40\,370 \text{ N}$
- Průřez čepu:

$$Aar = \frac{\pi \cdot Dar^2}{4} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5\,027 \text{ mm}^2 \quad (139)$$

- Smykové napětí:

$$\tau_s = \frac{Rar}{Aar} = \frac{40\,370}{5\,027} = 8 \text{ MPa} \quad (140)$$

○ **Redukované napětí dle teorie τ max:**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o_max}^2 + 4 \cdot \tau_{s_max}^2} = \sqrt{64,3^2 + 4 \cdot 8^2} = 66,3 \text{ MPa} \quad (141)$$

○ **Bezpečnost k mezi kluzu:**

$$k = \frac{Rp_{0.2}}{\sigma_{red}} = \frac{650}{66,3} = 9,8 \quad (142)$$

○ **Kontrola otláčení:**

- Max. kontaktní tlak:

$$p_{ar} = \frac{R_{ar}}{D_{ar} \cdot l_{ar1}} = \frac{40\,370}{80 \cdot 50} = 10 \text{ MPa} \quad (143)$$

- Kontrola otláčení:

$$p_{ar} \leq p_{dov}(S355J2) \quad (144)$$

$$10 \leq 90$$

VYHOVUJE

- **Zhodnocení výpočtu aretačního čepu:**

Aretační čep plně vyhovuje danému zatížení s vysokou statickou bezpečností, která zajišťuje bezpečnost i pro dynamické účinky od ukládání břemena či pro nepřesné rozložení zatížení na aretační čepy na obou stranách manipulátoru. Výpočet je též na straně bezpečnosti v rámci volby výpočetního zjednodušeného modelu nezahrnujícího tuhost uložení čepu uvnitř stojanu.

6.16. Návrh prvků pro řízení

Pro umožnění bezpečného řízení chodu manipulátoru je třeba, aby měl řídicí systém dostatečné množství signálů o aktuálním stavu.

- **Prvky pro řízení manipulátoru:**

- **Náklonová čidla**

Čidla jsou upevněna na pákách pohonných mechanismů. Dávají informaci řídicímu systému o aktuálním stavu naklopení obou stran manipulátoru a průběžně vyhodnocují případné křížení manipulátoru.

- **Snímače správné polohy hydraulických upínačů**

Tyto snímače kontrolují, zda jsou upínače řádně dotlačeny k upínané formě a jsou tak připraveny pro upnutí.

- **Optický snímač přítomnosti formy**

Slouží k nastavení logických funkcí možnosti upínat či polohovat.

- **Snímače tlaku v hydraulickém systému**

Regulují plynulý a souměrný chod hydraulických motorů na obou stranách a kontrolují upínací tlak v hydraulických upínačích.

- **Snímače polohy zasunutí a vysunutí aretačních čepů**

- **Snímač uzavřené branky bezpečnostního oplocení**

Slouží k blokaci manipulátoru v případě vstupu osob do pracoviště.

6.17. Návrh mazání

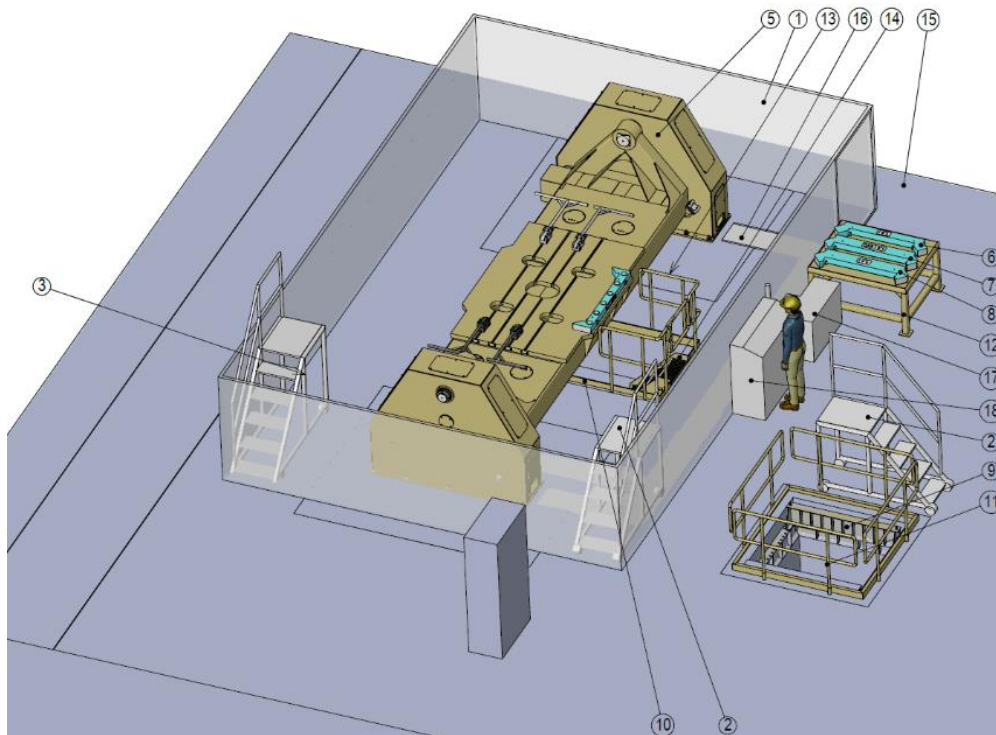
Mazání pohyblivých částí bylo navrženo jako téměř bezúdržbové. Hlavní kluzná ložiska jsou samomazná pomocí grafitu. Ostatní mazání, např. oka hydraulických motorů, je řešeno pomocí automatických dávkovačů maziva LAGD od výrobce SKF našroubovaných přímo na maznice. Tyto dávkovače pracují na principu pomalé řízené chemické reakce, která tvoří v nádobce s mazivem malý přetlak a mazivo z nádoby dávkovače je dodáváno do místa mazání. Dávkovače umožňují bezobslužné mazání po dobu 1 roku, poté je třeba dávkovače vyměnit. Tato skutečnost je uvedena v seznamu pravidelných úkonů údržby manipulátoru. [12]



Obrázek 114.: Automatický dávkovač maziva SKF [12]

7. Návrh pracoviště

Pracoviště bylo navrhováno s ohledem na požadavky zákazníka tak, aby zajistilo plynulý pracovní režim, dostatečnou přístupnost obsluhy k lící formě a ergonomii práce. Důraz byl kladen především na bezpečnost pracoviště. Zákazník dle našich požadavků zajistil stavební úpravy a vybudování základů.



Obrázek 115.: Pracoviště manipulátoru

Tabulka 8.: Kusovník pracoviště

18		Ovládací pult						1
17		Hydraulický agregát						1
16	2019085-702	poklopy žlabů- sestava				217.51		1
15	2019085-700	Stavební připravenost- Hala H3- lod D						1
14	2019085-600	schody				69.31		1
13	2019085-500	zábradlí pevné s brankou- sestava				41.81		1
12	2019085-300	stojan na dorazové lišty				281.804		1
11	2019085-210	zábradlí stojanu na formy				32.93		4
10	2019085-701	okopové plechy				48.24		1
9	2019085-200	stojan na formy- sestava				712.36		1
8	2019085-110-053	dorazová lišta 1,4 l- sestava				211.24		1
7	2019085-110-052	dorazová lišta 1,0 l EVO- sestava				189.61		1
6	2019085-110-051	dorazová lišta 1,0 l- sestava				157.608		1
5	2019085-100	Obracedlo forem 40t- sestava				11076.16		1
4		energořetěz Hennlich E.4.32.20.100.0 (41čl-2,3m)				10		1
3		mobilní podesta jednostranná se zábradlím 6 stupňů (1,45m) JKK Professional s.r.o. 820167+820433				45		1
2		mobilní podesta jednostranná se zábradlím 5 stupňů (1,2m) JKK Professional s.r.o. 820150+820433				40		2
1		oplocení s brankou Schmachtl-SATECH-S2215-DEO-141119						1
POZ	ČÍSLO VÝKRESU	NÁZEV/ ROZMĚR	POLOTOVAR	DĚLKA	MATERIÁL	HMOTNOST	POZNÁMKA	KS

Pracoviště manipulátoru je oploceno bezpečnostním modulárním oplocením s brankou, která je opatřena snímači bezpečného uzavření polohy.

Uvnitř oploceného pracoviště se nachází kompletní sestava manipulátoru ukotvená do nově vybudovaného železobetonového základu. Tento základ je rozčleněn na základové nosné patky a podlahovou plochu. Pod středem manipulátoru je snížena úroveň podlahy pro umožnění protočení tahačů licích forem. Proti volnému pádu do prohlubně slouží částečné překrytí samotným stolem manipulátoru s licí formou a částečně zábradlí s brankou. Branka a ocelové schodiště je zde pro přístup do prohlubně v případě servisu či pro přístup k upuštěnému náradí. Prohlubeň je po obvodu chráněna proti pádu tzv. okopovou lištou.

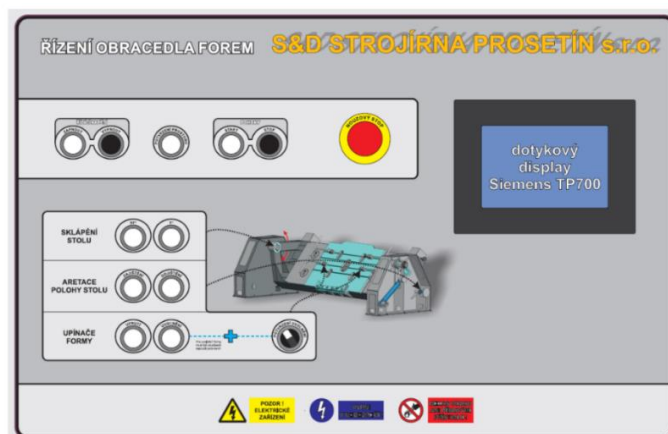
V podlaze jsou vytvořeny podúrovňové žlaby, které jsou určeny pro hydraulické, elektrické a datové vedení mezi stojany manipulátoru, otočným stolem a hydraulickým agregátem, respektive ovládacím pultem. Žlaby jsou zakryty plechovými protiskluzovými plechy v úrovni podlahy.

Hydraulické, elektrické a datové přívody na otočný stůl k hydraulickým upínačům jsou zrealizovány pomocí ohebného zakrytého kloubového energetického řetězu. Samotné rozvody jsou pak taženy zespod stolu a prostupují k upínačům až v jejich blízkosti. Veškeré rozvody jsou tak po celé délce trasy kryté proti poškození.

Uvnitř oploceného pracoviště se nachází 2 mobilní podesty, které slouží pro snadný přístup k požadovaným místům licí formy při pracích obsluhy pracoviště.

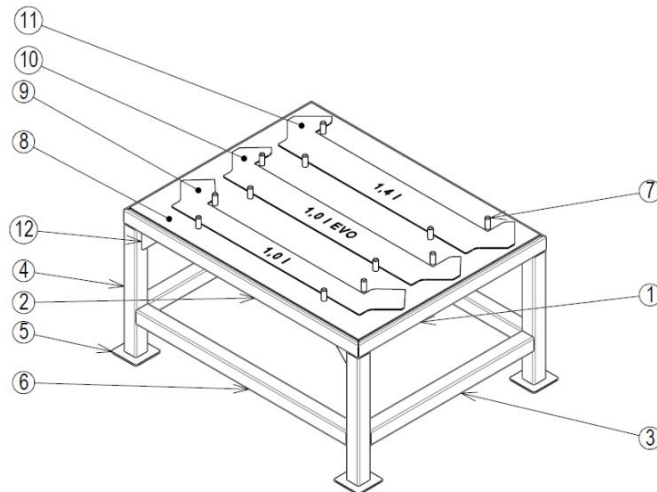
Vně oplocení je umístěn hydraulický agregát a ovládací pult. Je tak zajištěna bezpečnost obsluhy a bezpečný servis hydraulického agregátu. Oba prvky jsou umístěny v ose manipulátoru. Obsluha tak má dobrý výhled do celého pracoviště. I pro hydraulický agregát je tato poloha výhodná ve smyslu rovnoměrného rozdělení tlakových ztrát v hydraulickém vedení na obě strany manipulátoru.

Ovládací panel disponuje elektrickým rozvaděčem a pultem s ovládacími tlačítky a PLC programovatelným logickým automatem s dotykovou obrazovkou, na které je vizualizace všech potřebných informací o stavu manipulátoru.



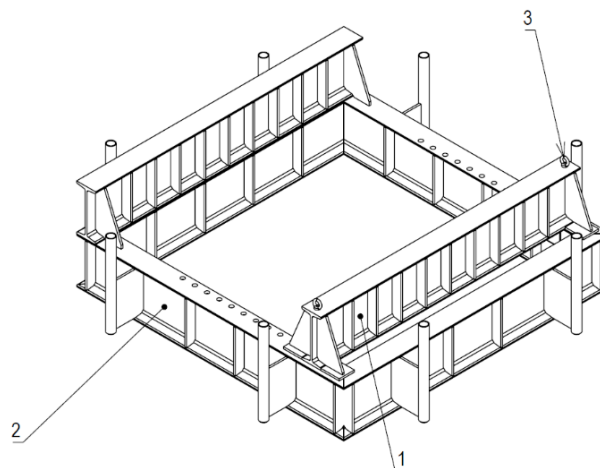
Obrázek 116.: Ovládací panel manipulátoru

Před vstupem do oploceného pracoviště je umístěn stojan na dorazové lišty. Na něm jsou položeny podložné dorazové lišty, které slouží ke správnému navedení a fixaci licí formy při upínání a ke správnému nastavení polohy těžiště otáčených hmot. Dorazové lišty jsou přemísťovány ze stojanu na upínací desku za pomoci jeřábu a našroubovaných závitových ok, jež jsou našroubovány pro snadnou manipulaci v těžišti dorazové lišty. Dorazové lišty jsou upevněny na hlavní doraz upínací desky pomocí 2 šroubů.



Obrázek 117.: Stojan na dorazové lišty

Vně oploceného pracoviště se dále nachází odkládací stojan na svisle zpolohované licí formy. Tento stojan je částečně zabetonován. Skládá se z hlavního rámu s fixním příčným a s přestavitelným příčným. Stavitelný příčník se nechá přestavit na požadovanou rozteč dle odkládané licí formy. Pod rámem je prohlubeň určená pro tahače licích forem. Celý tento odkládací stojan je po obvodu zahrazen odnímatelným zábradlím s okopovými lištami pro zabránění volného pádu do prohlubně v případě, že se ve stojanu nenachází žádná forma. Zábradlí se nasouvá pomocí trnů do zabetonovaných trubek. Poblíž odkládacího stojanu je k dispozici jedna mobilní podesta pro usnadnění potřebných úkonů na licí formě ve stojanu umístěné.



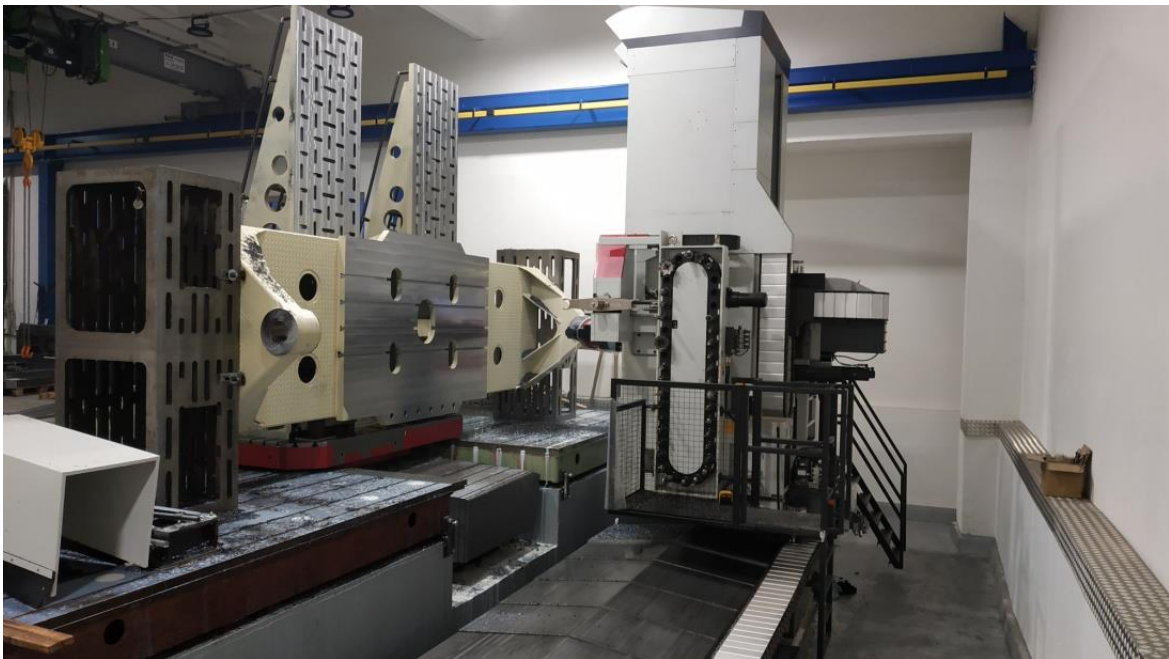
Obrázek 118.: Odkládací stojan na formy

8. Realizace

Kompletní výroba manipulátoru byla zajištěna ve firmě S&D STROJÍRNA PROSETÍN s.r.o., která má bohaté zkušenosti s výrobou těžkých a rozměrných ocelových svařenců včetně jejich obrábění. Z mé pozice konstruktéra, technologa v této firmě bylo možné být neustále v kontaktu s výrobou a přizpůsobovat konstrukční řešení výrobním možnostem této firmy.

Svařence hlavních nosných dílů byly ručně svařovány metodou MAG. Polotovarem svařenců byly plechové výpalky vypalované na pálcím routeru a válcované profily řezané na strojní pásové pile. Velké svařence byly obráběny na horizontální vyvrtávače. Menší díly byly opracovány na konvenčních či CNC frézkách a soustruzích. Otvory, které nevyžadovaly přesnost a souvztažnost k obrobeným plochám, byly zhotoveny na sloupové vrtače. Nakonec byly díly nalakovány a smontovány. Posléze byly namontovány hydraulické a řídicí prvky. Manipulátor byl navržen i s ohledem na transport k zákazníkovi. Manipulátor bylo tedy možné v kompletně sestaveném stavu naložit do standardního kamionu a odvést k zákazníkovi. To výrazně zjednodušilo i konečnou montáž u zákazníka.

Následuje několik fotografií z výroby:



Obrázek 119.: Obrábění na CNC horizontální vyvrtávače



Obrázek 120.: Obrobené páky



Obrázek 121.: Nalakované boční stojany manipulátoru



Obrázek 122.: Sestavený manipulátor při testování funkčnosti



Obrázek 123.: Naložený manipulátor před expedicí



Obrázek 124.: Kompletně zprovozněné pracoviště manipulátoru

9. Závěr

Navržený manipulátor plně splňuje zadané požadavky. Manipulátor vyhovuje jak po pevnostní stránce, tak po stránce přípustných deformací, životnosti, použitelnosti, ekonomičnosti a především bezpečnosti.

Na manipulátoru se budou polohovat formy s hmotností do 40 t. Při manipulaci s takto těžkými břemeny hrozí vždy nějaká rizika, která byla potlačena použitím různých bezpečnostních prvků a opatření na nejnižší možnou mez. Provoz tohoto zařízení vyžaduje řádně proškolenou obsluhu.

Zařízení bylo navrženo i s ohledem na finanční možnosti investora, což znemožnilo návrh plně automatizovaného manipulátoru. Po ekonomické stránce toto zařízení vyniká poměrně nízkými výrobními náklady, a tedy i pořizovací cenou. Další nespornou výhodou jsou především velmi nízké provozní náklady, náklady na údržbu a servis. Uzpůsobení rozměrů zařízení pro přepravu jedním kamionem a jednoduchost montážních prací pro uvedení do provozu také přispívají k nízké ceně zařízení. Zhotovený výrobek je tak po ekonomické stránce velice příznivý a plně konkurenceschopný pro výrobu dalších obdobných zařízení v budoucnosti.

V současnosti je již manipulátor uváděn do provozu. Zkušební provoz proběhl, až na úvodní drobné nedostatky v řízení, bezproblémově. Návrhy a výpočty tak jsou nyní v praxi ověřeny.

Tento projekt byl mnou zpracován samostatně v plném rozsahu, včetně návrhu kompletního vybavení pracoviště a koordinace externích firem, které zajišťovaly návrh hydraulického a řídicího systému. Při řešení se objevilo mnoho problémů, kterým projektant musí čelit a vyřešit je. Mnohdy nebylo lehké stanovit konstrukční řešení taková, aby splňovala pevnostní podmínky, deformační podmínky, ale i technologické výrobní možnosti, snadnou montáž a údržbu, trvanlivost, bezpečnost, ergonomii, ekonomičnost, přepravní možnosti, zástavbové možnosti, požadavky na řízení atd. To vše navíc ve velmi omezeném čase. Výsledkem je však jedinečné strojní zařízení, které předčilo veškerá očekávání. Tento projekt pro mne byl velice přínosným a při jeho zpracovávání jsem nabyl bohatých zkušeností v projektování a konstruování.

SEZNAM ZKRATEK

Zkratky jsou vysvětleny v textu

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HYNEK, Martin, Miroslav GRACH a Jiří BENDA. *Tlakové lití hliníku* [online]. Západočeská univerzita v Plzni, 2014 [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: https://kks.zcu.cz/export/sites/kks/projekty-ver-fin/OPVK_PU/KA_01_publicace/KA01-Tlakove-liti-hliniku.pdf
- [2] AV ENGINEERING, A.S., *Tlaková licí forma pro odlitek bloku motoru* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <http://old.aveng.cz/galerie/awards-2008/konstrukce-nastroju-a-vyrobnihozarizeni/6.aspx>
- [3] Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: *Jeřáby*. SNTL Praha 1974
- [4] K-TECHNIK S.R.O., *Sloupové jeřáby* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <https://www.k-technik.cz/cz/produkty/jeraby/sloupove-jeraby/>
- [5] KUKA AG., *Industrierobotik_Schwere Traglast katalog* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/9cb8e311bfd744b4b0eab25ca883f6d3/kuka_pb_schwere_tl_de.pdf
- [6] NOPO s.r.o., *Manipulátory a polohovadla* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <https://www.nopo.eu/cz/manipulatory-a-polohovadla/>
- [7] Tinker Omega Manufacturing LLC, *MOLD MANIPULATORS* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <http://tinkeromega.com/category/mold-manipulators>
- [8] Clansman Dynamics Limited, *20 t Manipulator* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <https://www.clansmandynamics.com/portfolio/20tmanipulator/>
- [9] Prestar, s.r.o., *Zařízení pro otáčení a rozebírání slévárenských forem* [online]. [cit. 16.5.2020]. Dostupné z: <http://prestar.cz/obchod/zvedaci-technika/zarizeni-pro-otaceni-a-rozebirani-slevarenskych-forem/>
- [10] Bosch Rexroth AG, *Hydraulic cylinder Mill type – katalog* [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=17326&search_action=submit&edition_enum=re17326
- [11] Bosch Rexroth AG, *Cytopac small power unit – katalog* [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/>

index.jsp?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=51055&search_action=submit&edition_enum=re51055

- [12] SKF, *Gas driven single point automatic lubricators* [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/lubrication-management/lubricators/gas-driven-single-point-automatic-lubricators>
- [13] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008
- [14] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: ČVUT, 2003.
- [15] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů. 1. svazek. 5. vyd.* Praha: SNTL, 1989.
- [16] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů. 2. svazek. 5. vyd.* Praha: SNTL, 1990.
- [17] ŘEZNÍČEK, Jan: *Pružnost a pevnost II – Přednášky*, Podklady pro studenty FS ČVUT v Praze [online]. [cit. 18.5.2020] dostupné z: <http://pruznost.unas.cz>, Praha 2019
- [18] ŘEZNÍČEK, Jan: *Pružnost a pevnost IIA – Příklady*, Podklady pro studenty FS ČVUT v Praze [online]. [cit. 18.5.2020] dostupné z: <http://pruznost.unas.cz>, Praha 2019
- [19] ŘEZNÍČEK, Jan: *Pružnost a pevnost IIA – Příklady*, Podklady pro studenty FS ČVUT v Praze [online]. [cit. 18.5.2020] dostupné z: <http://pruznost.unas.cz>, Praha 2019
- [20] MICHALEC, Jiří, a kol.: *Pružnost a pevnost II*, Vydavatelství ČVUT, Praha 2006.
- [21] Feron, a.s., *Online sortiment* [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [22] Bohdan Bolzano, s.r.o., *Technická příručka* [online]. [cit. 18.5.2020]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-pirucka>
- [23] ANDRLÍK, Vladimír: *Tekutinnové mechanismy a pohony*, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2014

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.: Postup tlakového lití [1].....	4
Obrázek 2.: Licí forma pro tlakové lití bloků spalovacích motorů [2].....	5
Obrázek 3.: Mostový jeřáb s podvěsnou kočkou	6
Obrázek 4.: Sloupový jeřáb s manuálně otočným ramenem [4].....	7
Obrázek 5.: Průmyslové robotické rameno Kuka KR 1000 Titan [5].....	8
Obrázek 6.: Překlápěcí manipulátor [6].....	9
Obrázek 7.: Otočný manipulátor závěsný za jeřáb [7].....	9
Obrázek 8.: 20t manipulátor s uchopovacím ramenem [8].....	10
Obrázek 9.: Manipulátor prstencové konstrukce [9]	10
Obrázek 10.: Koncept č. 1.....	11
Obrázek 11.: Koncept č. 2- vodorovná poloha.....	12
Obrázek 12.: Koncept č. 2- svislá poloha	13
Obrázek 13.: Koncept č. 3- vodorovná poloha.....	14
Obrázek 14.: Koncept č. 3- svislá poloha.....	14
Obrázek 15.: Vývoj pracoviště v. 1	16
Obrázek 16.: Vývoj pracoviště v. 2	17
Obrázek 17.: Vývoj pracoviště v. 3	17
Obrázek 18.: Vývoj pracoviště v. 4- vodorovná poloha	18
Obrázek 19.: Vývoj pracoviště v. 4- svislá poloha	18
Obrázek 20.: Sestava manipulátoru	19
Obrázek 21.: Statika manipulátoru	20
Obrázek 22.: Hmotová charakteristika licí formy 1,5l EVO.....	21
Obrázek 23.: Zjednodušené schéma otočného stolu	22
Obrázek 24.: Schéma výpočtu nosníku	23
Obrázek 25.: Návrh průřezu otočného stolu	26
Obrázek 26.: Délka křivého prutu	27
Obrázek 27.: Zatížení manipulátoru v závislosti na naklopení.....	29
Obrázek 28.: Analýza otáčených hmot.....	30
Obrázek 29.: Statický rozbor manipulátoru – boční rovina	32
Obrázek 30.: Statický rozbor manipulátoru – čelní rovina	33
Obrázek 31.: Silový rozbor otočného stolu.....	34
Obrázek 32.: Výpočetní schéma křivého prutu.....	35
Obrázek 33.: Průběh ohybového momentu na křivém prutu.....	36
Obrázek 34.: Schéma průhybu křivého prutu	36
Obrázek 35.: Nakloněný průřez otočného stolu	38
Obrázek 36.: Kroucení otočného stolu.....	39
Obrázek 37.: MKP výpočet křivého prutu.....	41
Obrázek 38.: 3D model otočného stolu – pohled shora	42
Obrázek 39.: 3D model otočného stolu – pohled zdola	43
Obrázek 40.: Připravený 3D model pro MKP	43
Obrázek 41.: Síť konečných prvků.....	43
Obrázek 42.: Nastavené interakce	44
Obrázek 43.: Nastavené okrajové podmínky.....	44
Obrázek 44.: Reakční momenty otočného stolu z MKP výpočtu- vodorovná poloha	45
Obrázek 45.: Reakční momenty otočného stolu z MKP výpočtu – svislá poloha.....	45
Obrázek 46.: Deformace stolu – vodorovná poloha	46
Obrázek 47.: Maximální deformace stolu – poloha naklopení 30°	46
Obrázek 48.: Napětí v poloze 0°.....	47
Obrázek 49.: Napětí v poloze 15°.....	47
Obrázek 50.: Napětí v poloze 30°.....	48
Obrázek 51.: Napětí v poloze 45°	48

Obrázek 52.: Napětí v poloze 60°	49
Obrázek 53.: Napětí v poloze 75°	49
Obrázek 54.: Napětí v poloze 90°	50
Obrázek 55.: Zobrazení max. napětí (poloha 0°).....	50
Obrázek 56.: 3D model páky.....	52
Obrázek 57.: Silový rozbor páky.....	52
Obrázek 58.: Pevnostní výpočet páky	54
Obrázek 59.: MKP analýza napětí na páce.....	55
Obrázek 60.: MKP analýza deformací na páce.....	56
Obrázek 61.: Polygonový spoj.....	57
Obrázek 62.: Výpočet čepu.....	59
Obrázek 63.: Zatížení hydraulického motoru.....	61
Obrázek 64.: Hydraulický motor [10]	62
Obrázek 65.: Kontrola vzpěrné stability [10]	63
Obrázek 66.: Hydraulický agregát [11]	64
Obrázek 67.: Spoj hydraulického válce s tělesem stojanu.....	66
Obrázek 68.: Model hlavního hřídele.....	70
Obrázek 69.: Atest materiálu 42CrMo4+QT – rozměr 250 mm	70
Obrázek 70.: Výpočetní schéma hřídele.....	71
Obrázek 71.: Zatížení hřídele	71
Obrázek 72.: Výsledky výpočtu hřídele v programu MITCalc	72
Obrázek 73.: Připravený hřídel pro MKP výpočet.....	73
Obrázek 74.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí.....	74
Obrázek 75.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí, detail 1	74
Obrázek 76.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení napětí, detail špičky napětí	75
Obrázek 77.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení deformací.....	75
Obrázek 78.: MKP výpočet hřídele- 1. cyklus zatížení, zobrazení zplastizované oblasti po 1. cyklu	76
Obrázek 79.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí.....	76
Obrázek 80.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí – detail	77
Obrázek 81.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení napětí – detail špičky	77
Obrázek 82.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zobrazení deformací.....	78
Obrázek 83.: MKP výpočet hřídele- 3. cyklus zatížení, zplastizovaná oblast po 3. cyklu	78
Obrázek 84.: Hřídel – silové reakce ve směru y (prohozeny osy).....	79
Obrázek 85.: Hřídel – silové reakce ve směru z (prohozeny osy)	79
Obrázek 86.: Hřídel – silové reakce součty (prohozeny osy)	79
Obrázek 87.: Kluzné ložisko	81
Obrázek 88.: Model stojanu	83
Obrázek 89.: Stojan manipulátoru – statický rozbor.....	84
Obrázek 90.: Příprava stojanu pro MKP výpočet	84
Obrázek 91.: MKP výpočet stojanu – zobrazení napětí.....	85
Obrázek 92.: MKP výpočet stojanu – zobrazení špičky napětí.....	85
Obrázek 93.: MKP výpočet stojanu – zobrazení napětí pro bezpečnost $k=6$	86
Obrázek 94.: MKP výpočet stojanu – zobrazení deformací	86
Obrázek 95.: MKP výpočet stojanu – zobrazení silové reakce RD.....	87
Obrázek 96.: MKP výpočet stojanu – zobrazení momentové reakce MDx.....	87
Obrázek 97.: MKP výpočet stojanu – zobrazení momentové reakce MDz.....	88
Obrázek 98.: Detail kotvení manipulátoru	89
Obrázek 99.: Nastavení kotev pro MKP výpočet.....	90
Obrázek 100.: Maximální tahové napětí kotev	90
Obrázek 101.: Silové reakce na jednotlivé kotvy	91
Obrázek 102.: Detail upínání formy	92
Obrázek 103.: Statický rozbor upínání formy	92

Obrázek 104.: Zatížení čepu uchycení dorazové lišty.....	94
Obrázek 105.: Příprava uchycení dorazové lišty pro MKP	95
Obrázek 106.: Uchycení dorazové lišty – zobrazení napětí	95
Obrázek 107.: Uchycení dorazové lišty – zobrazení napětí v řezu	96
Obrázek 108.: Uchycení dorazové lišty – napjatost čepu	96
Obrázek 109.: Detail hydraulického upínače	97
Obrázek 110.: Detail aretace polohy.....	98
Obrázek 111.: Řez sestavou aretace polohy.....	98
Obrázek 112.: Statický rozbor aretace	99
Obrázek 113.: Výpočetní model aretačního čepu.....	99
Obrázek 114.: Automatický dávkovač maziva SKF [12]	103
Obrázek 115.: Pracoviště manipulátoru	104
Obrázek 116.: Ovládací panel manipulátoru	105
Obrázek 117.: Stojan na dorazové lišty	106
Obrázek 118.: Odkládací stojan na formy	106
Obrázek 119.: Obrábění na CNC horizontální vyvrtávače	107
Obrázek 120.: Obrobené páky.....	108
Obrázek 121.: Nalakované boční stojany manipulátoru	108
Obrázek 122.: Sestavený manipulátor při testování funkčnosti	108
Obrázek 123.: Naložený manipulátor před expedicí	109
Obrázek 124.: Kompletně zprovozněné pracoviště manipulátoru.....	109

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.: Charakteristiky břemen	21
Tabulka 2.: Konfigurace možných kombinací zatížení.....	31
Tabulka 3.: Vypočtené hodnoty při polohované licí formě 1,5l EVO – kompletní	40
Tabulka 4.: Vypočtené hodnoty při polohované licí formě 1,5l EVO – pevný díl	40
Tabulka 5.: Vypočtené hodnoty při polohované licí formě 1,5l EVO – pohyblivý díl.....	41
Tabulka 6.: Hodnoty rozloženého vektoru gravitačního zrychlení.....	44
Tabulka 7.: Reakce páky	53
Tabulka 8.: Kusovník pracoviště.....	104

SEZNAM PŘÍLOH

- **Výkres sestavy manipulátoru**