



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAŘÍZENÍ PRO MONTÁŽ A SERVIS SEKAČKY SPIDER ILD02

EQUIPMENT FOR INSTALLATION AND SERVICE OF SPIDER ILD02

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Frühbauer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jiří Frühbauer
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Zařízení pro montáž a servis sekačky Spider ILD02

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce pro manipulaci, montáž a servis travních sekaček SPIDER ILD 02.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování technické zprávy, která obsahuje rozvahu alternativ různých konstrukčních řešení.

Zdůvodnění vybraného řešení konstrukce, provedení důležitých technických výpočtů.

Nakreslení 3D modelu a konstrukční dokumentace tohoto montážního a manipulačního zařízení ve vhodném rozsahu.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHEKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír K LAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

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

V Brně, dne 10.4.2020

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
ředitel ústavu děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením a návrhem manipulačního zařízení pro montáž a servis sekačky Spider ILD02. V práci je provedena rozvaha a zhodnocení několika alternativ pro daný problém, na které navazuje zjištění vybraných technických parametrů. Dále je vysvětleno dané řešení konstrukce, ke kterému navazuje výpočet manipulačních sil. V závěru je proveden výpočet zatížení konstrukce a pevnostní kontrola důležitých konstrukčních celků. Práce je složena z technické zprávy a výkresové dokumentace. Výkresová dokumentace je podložena modelovým zpracováním v 3D CAD systému, dále obsahuje výkres sestavy celého zařízení, hřídele točny, hřídele páky, náboje velkého řetězového kola a pouzdra stojanu.

KLÍČOVÁ SLOVA

sekačka, montáž, servis, klopení, točna, stojan

ABSTRACT

This Bachelor's thesis deals with constructional solution and design of handling equipment for assembly and service of Spider ILD02 lawnmower. This thesis presents a discretion and evaluation of several alternatives for given problem, which are followed up by establishment of selected technical parameters. This thesis also consists of selected solution of construction, which is followed up by calculation of handling forces. Conclusion describes calculation of structural load and strength inspection of important construction units. This thesis consists of technical report and drawing documentation. Drawing documentation is supported by model processing in 3D CAD system and also contains assembly drawing of the whole device, turntable shaft, lever shaft, large sprocket hub and housing of the stand.

KEYWORDS

lawnmower, assembly, maintenance, tilting, turntable, stand

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRÜHBAUER, Jiří. *Zařízení pro montáž a servis sekačky Spider ILLD02* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124997>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Jiří Frühbauer

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady, odbornou pomoc a příkladné vedení. Dále bych rád poděkoval firmě Spider, která mi umožnila a pomohla zpracovat tuto práci. Poděkování patří také mé rodině, mým přátelům a mé přítelkyni za podporu a motivaci během celého bakalářského studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rozbor problému a požadavky	11
1.1 Rozbor problému	11
1.2 Požadavky firmy	12
1.3 Požadavky montáže	12
1.4 Požadavky servisu.....	13
1.5 Konečné požadavky	13
1.6 Technické údaje	13
2 Návrh a posouzení konstrukčních řešení.....	16
2.1 Hodnotící kritéria	16
2.2 Varianta A	16
2.3 Varianta B	17
2.4 Varianta C	17
2.5 Výběr varianty	18
3 Konstrukční řešení vybrané varianty	19
3.1 Manipulační dosah	19
3.2 Točna s uložením sekačky	20
3.3 Stojan	21
3.3.1 Uložení točny.....	21
3.3.2 Pohyb zařízení	21
3.4 Převodovka	22
3.5 Bezpečnost při manipulaci a bezpečnostní prvek	22
4 Výpočet manipulačních sil	25
4.1 Klopný odporový moment	25
4.1.1 Vertikální poloha společného těžiště.....	25
4.1.2 Horizontální poloha společného těžiště.....	27
4.1.3 Výpočet klopného odporového momentu.....	28
4.2 Síla potřebná pro otáčení	29
4.3 Maximální zrychlení celého zařízení	30
4.4 Maximální ovládací síla zarážky	31
5 Pevnostní kontrola konstrukčních celků	34
5.1 Točna	34
5.1.1 Rozbor zatížení točny	34
5.1.2 Pevnostní kontrola točny	46
5.2 Stojan	54
5.2.1 Rozbor zatížení stojanu	54
5.2.2 Pevnostní kontrola stojanu	55
Závěr	58
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	61
Seznam příloh	64

ÚVOD

Tato práce se zabývá vývojem a konstrukcí montážního a servisního zařízení pro svahovou sekačku Spider ILD02 firmy Spider.

Hlavním požadavkem zadavatele bylo vytvořit cenově dostupné montážní a servisní zařízení, které je jednoduché na provoz a minimalizuje počet operátorů pro manipulaci se strojem. Další důležitý požadavek byl namířen na ovládání zařízení, které musí být pouze na ruční pohon bez použití hydraulického pohonu a elektropohonu, kvůli ceně a mobilitě v prostorách výrobní haly a servisních poboček.

V bakalářské práci je uveden dosavadní postup montáže a manipulace se strojem, návrh a rozvaha několika alternativ pro daný problém a poté se bude práce zabývat konstrukčním řešením vybrané alternativy. Každý důležitý konstrukční uzel bude obsahovat objasnění konstrukčního řešení a v další kapitole bude podložen důležitými výpočty manipulačních sil. Nakonec bude následovat pevnostní kontrola důležitých konstrukčních celků.



Obr. 1 Sekačka Spider ILD02 [12]

1 ROZBOR PROBLÉMU A POŽADAVKY

Pro vývoj a návrh zařízení bylo důležité analyzovat problematiku a vyvodit z ní závěry, které napomohly návrhu možných variant. Dále byl návrh omezen požadavky od zadavatele, které byly klíčové pro správnou funkčnost zařízení v provozu.

1.1 ROZBOR PROBLÉMU

Běžný postup v montážním procesu sekačky Spider ILD02 obnáší montáž všech dílů na horní část skeletu a montáž portálů s koly. Poté se montují zbývající díly na vnitřní část skeletu převrácením sekačky do servisní polohy, jak lze vidět na obr. 2. V tu chvíli dochází k manipulačnímu problému, při kterém musí asistovat 2 operátoři a vysokozdvizný vozík.



Obr. 2 Převrácení sekačky Spider ILD02 do servisní polohy pomocí vysokozdvizného vozíku

Po montáži všech zbývajících dílů, které lze vidět na obr. 3, se sekačka musí vrátit zpět do pracovní polohy, přičemž asistují 2-3 operátoři. Takový manipulační úkon zpomaluje montážní a servisní proces, jelikož zaměstnává větší počet operátorů, než kolik je zapotřebí.



Obr. 3 Sekačka Spider ILD02 po montáži všech dílů na vnitřní část skeletu

Proto firma Spider požadovala zařízení, které by usnadnilo montáž dílů na vnitřní část skeletu při použití minimálního počtu operátorů.

1.2 POŽADAVKY FIRMY

Firma Spider si kladla hlavní nároky na:

- použití ručního pohonu bez hydrauliky nebo elektroniky
- malé rozměry zařízení
- malou hmotnost zařízení
- nízkou cenu zařízení
- univerzálnost zařízení pro montáž a servis
- mobilitu celého zařízení pro pohyb po pracovišti

1.3 POŽADAVKY MONTÁŽE

Po domluvě s vedoucím montáže se nároky vztahovaly na:

- minimální omezení operátora při výkonu činnosti
- snadné ovládání při manipulaci se zařízením
- možnost zjednodušení montážního postupu sekačky Spider ILD02
- dobrý manipulační dosah
- mobilitu zařízení
- malé rozměry zařízení

1.4 POŽADAVKY SERVISU

Po domluvě s vedoucím servisu byly kladeny obdobné požadavky jako pro montáž. Jako další požadavek bylo třeba zajistit:

- jednoduché naložení a vyložení sekaček ze zařízení
- rychlé a jednoduché upnutí z důvodu časté výměny servisovaných sekaček

1.5 KONEČNÉ POŽADAVKY

Po sjednocení všech požadavků se dospělo k závěru, že u zařízení musí být zajištěno:

- minimální omezení operátora při výkonu činnosti
- univerzálnost zařízení pro montáž a servis
- jednoduché naložení a vyložení sekaček ze zařízení
- rychlé a jednoduché upnutí
- dobrý manipulační dosah
- mobilita zařízení
- malé rozměry zařízení
- použití ručního pohonu bez hydrauliky nebo elektroniky
- malá hmotnost zařízení
- nízká cena zařízení
- snadné ovládání při manipulaci se zařízením

1.6 TECHNICKÉ ÚDAJE

Pro konstrukci vhodného zařízení bylo třeba znát technické údaje. Nejdůležitějšími údaji jsou hmotnost sekačky a její rozměry.

Tab. 1 Technické rozměrové a hmotnostní údaje [1]


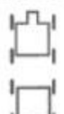


hmotnost sekačky m_s	délka sekačky D_s	šířka sekačky \check{S}_s	výška sekačky V_s
[kg]	[mm]	[mm]	[mm]
387	1640	1430	925

Pro zjištění těžiště plně naložené sekačky byl použit záznam zprávy o zkoušce svahové dostupnosti na obr. 4.

- Účel zkoušky:** zjištění úhlu statické stability a stanovení svahové dostupnosti
- Metoda:** postupným nakláněním na naklápěcí plošině do doby nadlehčení horního kola na plošině. Dolní kola jsou založena lištou o výšce 15 mm zajišťující boční skluz (smykání) z plošiny.
- Použité přístroje :**
- vodní váha s úhloměrem 400 mm
 - svinovací metr 8 m
 - digitální tahový snímač 5kN (v.č. 38175)
 - digit. ústředna Almemo 2390-3
- Podmínky zkoušky:** sekačka umístěna na sklopnou desku a kola v dolní části založena proti smykání lištou. Přední/horní část sekačky tvoří strana, kde je umístěn naviják sekačky. Nádrže na provozní kapaliny byly naplněny na max. povolené hladiny

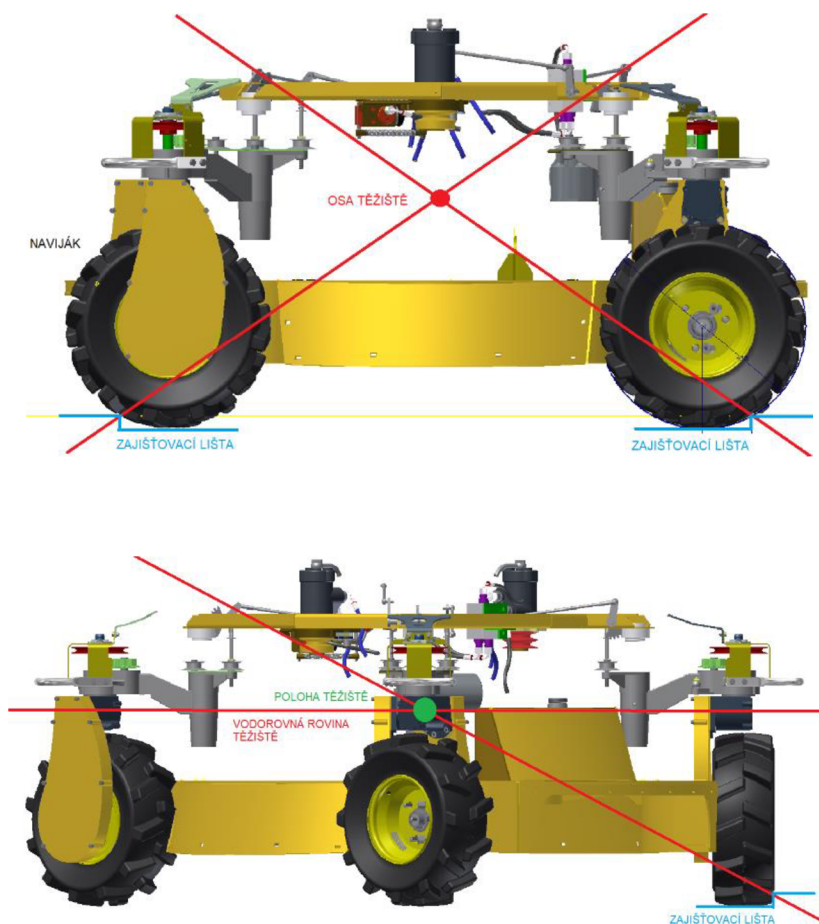
Obr. 4 Popis a podmínky zkoušky svahové dostupnosti sekačky Spider ILD02

Finální data získaná během zkoušky lze vidět na obr. 5.

poloha sekačky		sklon svahu $^{\circ}$ při výšce sečení 14cm
kolmo na svah 	naviják nahoru	53
	naviják dolů	54
podélně na svahu 	naviják nahoru	55
	naviják dolů	56
příčně, kola podélně na svahu 	vpravo nahoře	62
příčně, kola kolmo na svah 	naviják vpravo nahoře	62

Obr. 5 Výsledky testů svahové stability sekačky Spider ILD02

Pomocí zjednodušeného modelu sekačky Spider ILD02 v programu Autodesk Inventor byla zjištěna teoretická poloha těžiště za použití geometrických rovin, při kterých dojde ke ztrátě kontaktu horního kola sekačky se svahem. Roviny jsou rovnoběžné s vektorem tíhového zrychlení při naklopení a protínají hranu zajišťovací lišty, která je vysoká 15 mm. Celý postup metody byl popsán na obr. 6.



Obr. 6 Metoda zjištění polohy těžiště sekačky (zeleně) pomocí skládání geometrických rovin (červeně)

Po zjištění výsledků se za použití modelu sekačky zjistila poloha těžiště pomocí skládání rovin naklonění a zjištění průsečíku, který představuje teoretickou polohu těžiště sekačky. Po provedení metody zjištění polohy těžiště byla změřena poloha těžiště od země a od rovin symetrie skeletu.

Tab. 2 Naměřené hodnoty polohy těžiště

poloha těžiště od země Y_{Tsz}	poloha těžiště od příčné roviny symetrie Z_{Ts}	poloha těžiště od podélné roviny symetrie X_{Ts}
[mm]	[mm]	[mm]
482,334	11,358	21,258

2 NÁVRH A POSOUZENÍ KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Pro realizaci zařízení bylo třeba posoudit návrhy několika variant, jejich posouzení probíhalo metodou vážených hodnot. Hodnotilo se několik významných kritérií, která pomohla vybrat vhodnou variantu.

2.1 HODNOTÍCÍ KRITÉRIA

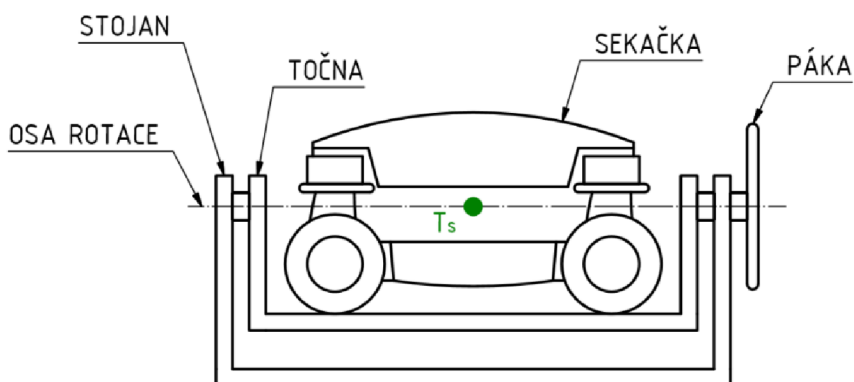
Pro zvolení vhodné varianty bylo potřeba zvolit hodnotící kritéria a přiřadit k nim váhu. Nejdůležitější kritérium má největší váhu a nejméně důležité kritérium má nejmenší váhu. Dále bylo třeba kritériím přiřadit odpovídající hodnocení [2].

Tab. 3 Hodnotící kritéria

Váha kritéria	Kritérium	Hodnocení		
		3 body Dobré	2 body Neutrální	1 bod Špatné
7	Omezení pohybu operátora	Velmi malé	Malé	Velké
6	Víceúčelovost	Velmi dobrá	Dobrá	Špatná
5	Složitost zařízení	Jednoduchá	Složitá	Velmi složitá
4	Upnutí	Velmi snadné	Snadné	Složitě
3	Mobilita	Velmi dobrá	Dobrá	Špatná
2	Rozměrnost	Velmi mála	Malá	Velká
1	Hmotnost	Malá	Velká	Velmi velká

2.2 VARIANTA A

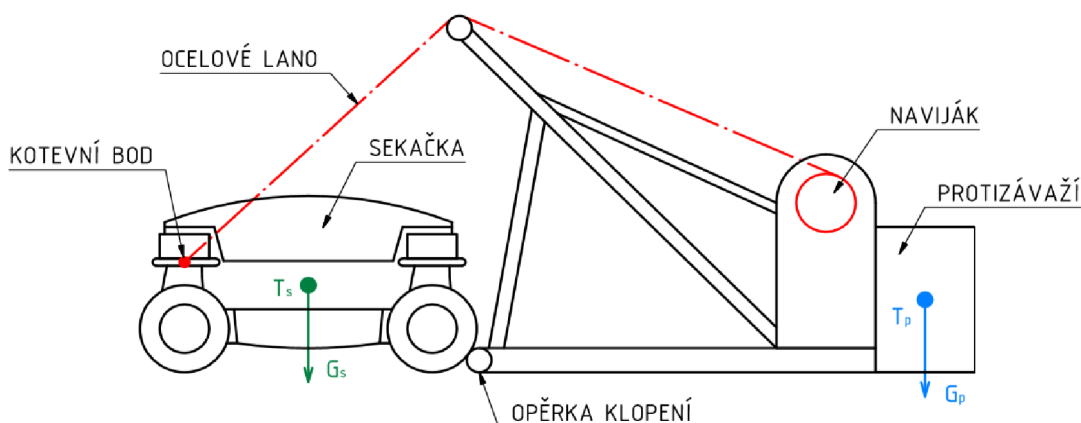
Tuto variantu lze vidět na obr. 7 a je konstrukčně řešena jako točna, na které je umístěna sekačka, která se otáčí na stojanu. U této varianty je velmi důležité, aby společné těžiště sekačky a točny bylo co nejbližší ose otáčení, kvůli minimalizaci klopného momentu. Pro otáčení je užitá převodovka a upnutí je realizováno na skeletu pomocí rychloupínačů.



Obr. 7 Schéma varianty A s označením osy rotace ve společném těžišti sekačky a točny T_s

2.3 VARIANTA B

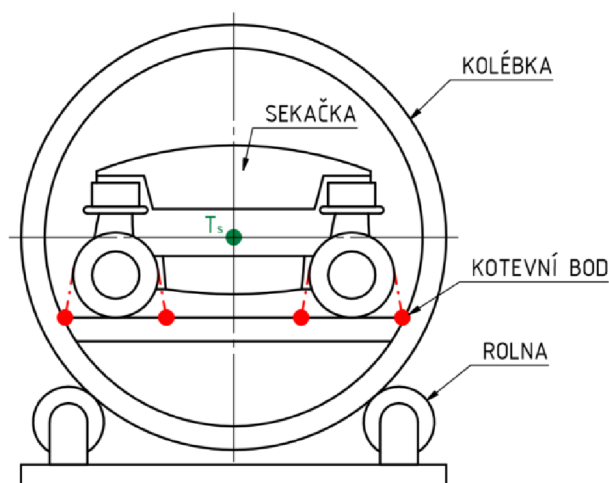
Tuto variantu lze vidět na obr. 8 a využívá konstrukce podobné jeřábu. Vyznačuje se jednoduchým uchycením za madlo na portálu sekačky kotvicím hákem přimontovaným k ocelovému lanu, které je navíjeno navijákem. Celá sekačka se překlápí přes opěrku klopení. U této varianty je třeba klást důraz na stabilitu, proto je nutné společné těžiště přemístit za opěrku klopení směrem vpravo, aby tíha zařízení s protizávažím držela zařízení na zemi. Kvůli velké tíze bude samotný transport tohoto zařízení složitější oproti ostatním variantám.



Obr. 8 Schéma varianty B s označenými místy pro ukotvení a překlopení

2.4 VARIANTA C

Tuto variantu lze vidět na obr. 9 a je konstrukčně řešena jako kolébka, která je podepřena otočnými rolnami, na kterých se otáčí. U této varianty je důležité, aby těžiště sekačky bylo co nejbližší ose otáčení kolébky, z důvodu minimalizace klopného momentu. Uchycení je realizováno na kolech a madlech na portálu sekačky pomocí rychloupínačů. Kvůli zajištění správné výšky sekačky musí mít kolébka velký průměr, což výrazně pomůže k překonání klopného momentu pomocí malých manipulačních sil, ale samotná varianta bude rozměrnější.



Obr. 9 Schéma varianty C s označenými místy pro ukotvení a polohou společného těžiště sekačky a kolébky T_s v ose rotace

2.5 VÝBĚR VARIANTY

Po návrhu variant bylo nutné posoudit jejich hodnocení. K tomu posloužila tab. 4, ve které se porovnaly všechny varianty.

Tab. 4 Srovnání hodnoticích kritérií všech variant

Kritérium	Varianta A			Varianta B			Varianta C		
	Váha kritéria	Známka	Součin	Váha kritéria	Známka	Součin	Váha kritéria	Známka	Součin
Omezení	7	2	14	7	3	21	7	1	7
Víceúčelovost	6	3	18	6	2	12	6	1	6
Složitost	5	3	15	5	2	10	5	1	5
Upnutí	4	2	8	4	1	4	4	3	12
Mobilita	3	3	9	3	2	6	3	1	3
Rozměrnost	2	3	6	2	2	4	2	1	2
Hmotnost	1	3	3	1	2	2	1	1	1
Suma			73			59			36

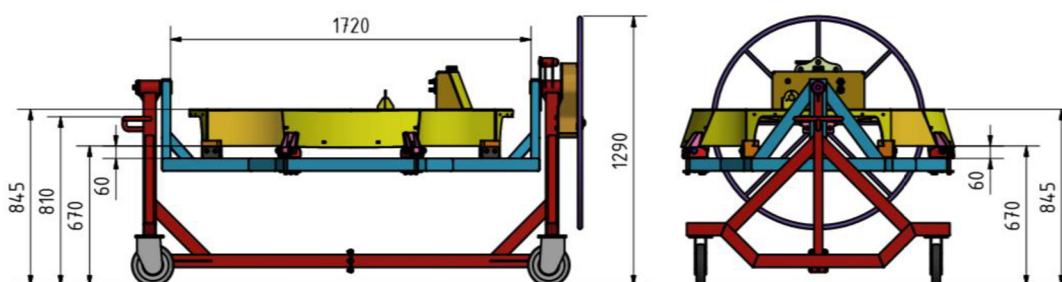
Po zhodnocení variant měla podle výsledků tab. 4 nejlepší výsledky varianta A, která je také finančně nejvýhodnější, proto bylo dále uvažováno s touto variantou.

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VYBRANÉ VARIANTY

Bylo třeba zvážit, jak danou variantu vyřešit nejen z hlediska konstrukce, ale také z hlediska ergonomiky. Proto se návrh řídil podle rozměrů sekačky a koncepčních rozměrů pro maximalizaci manipulačního dosahu.

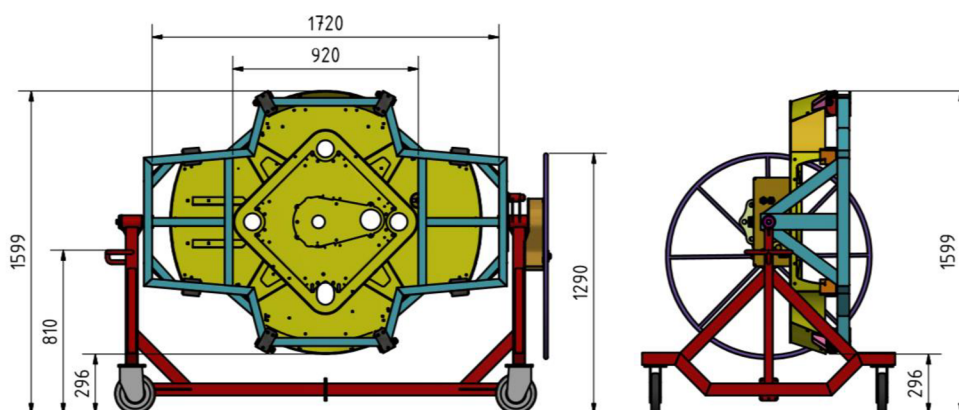
3.1 MANIPULAČNÍ DOSAH

Pro snadnější montáž a servis sekačky musel být pracovní prostor co největší při dané výchylce klopení točny, proto musely být koncepční rozměry voleny v rozumné míře, aby co nejméně omezovaly pohyb operátora. Přibližné koncepční rozměry lze vidět na obr. 10 a obr. 11.



Obr. 10 Koncept manipulačního zařízení s namontovaným skeletem sekačky a rozměry oblasti pohybu a manipulace, výchylka naklopení točny 0 stupňů

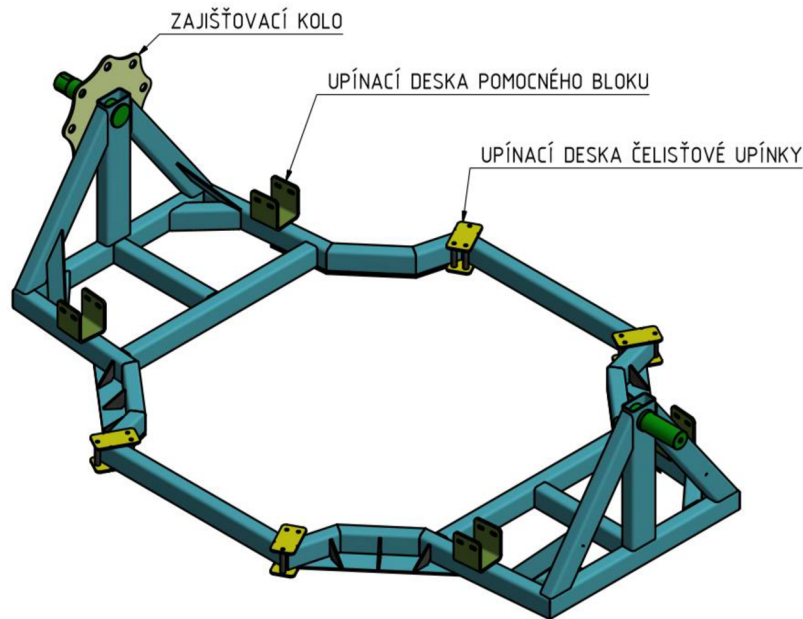
Samotná sekačka by měla být co nejjednodušeji naložena, proto je mezi točnou a skeletem mezera o minimální velikosti 60 mm, aby bylo možné sekačku naložit a vyložit vysokozdvížným vozíkem. Mezera umožňuje zvětšení pracovního prostoru na minimální velikost 230 mm od točny ke dnu skeletu, tudíž je pracovní prostor dostatečně velký pro montáž a výměnu všech dílů spodní části sekačky.



Obr. 11 Koncept manipulačního zařízení s namontovaným skeletem sekačky a rozměry oblasti pohybu a manipulace, výchylka naklopení točny 90 stupňů

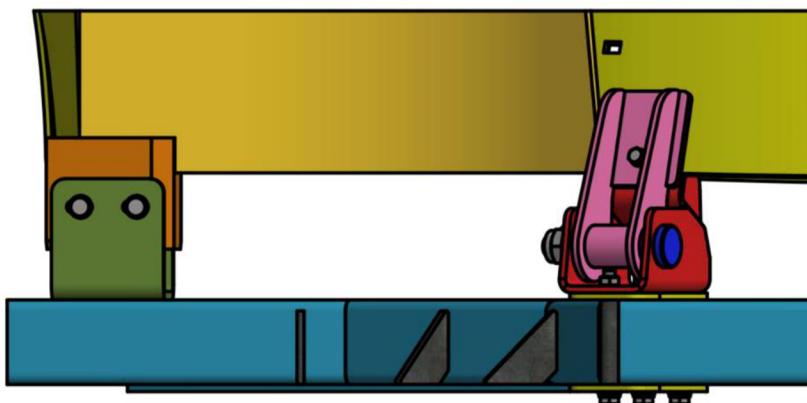
3.2 TOČNA S ULOŽENÍM SEKAČKY

Točna je nejdůležitější část celého zařízení, jelikož musí udržet sekačku připevněnou ve všech polohách. Točna je namáhána proměnlivým zatížením, které se mění podle výchylky klopení, proto je kladen důraz na vyztužení celé konstrukce v kritických místech. Tato místa zároveň nesmí omezit pracovní prostor pro operátora. Je vyrobena převážně z normalizovaných obdélníkových jeklů [14][15].



Obr. 12 Sestava točny

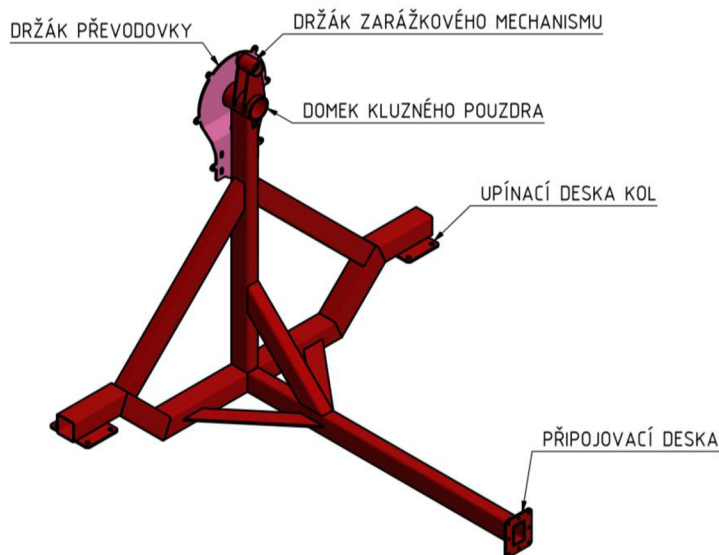
Sekačka je položena na pomocné bloky, které slouží jako podpěry skeletu sekačky před upnutím k točně. Použití vysokozdvíhného vozíku usnadní naložení a vyložení sekačky, ale způsobuje složitější upnutí, proto musí být upínače odmontovatelné, jelikož překážejí vidlicím vysokozdvíhného vozíku. Po naložení sekačky jsou namontovány čelistové upínky, které drží skelet sekačky v čelistech pomocí třecí síly, která je vyvozena z předpětí upínacích šroubu.



Obr. 13 Detail pomocného bloku (oranžová) a čelistové upínky (růžová)

3.3 STOJAN

Sestava stojanu se skládá ze dvou svařenců, které jsou vyrobeny převážně z normalizovaných obdélníkových jeklů [13][16]. K první části jsou přivařeny prvky pro uchycení převodovky, držení pouzder uložení točny a uchycení mechanismu zarážky. K druhé části je přivařeno madlo, které je ve výšce 810 mm, což pro tažnou sílu zvládne utáhnout více než 90 % mužů [3]. Na obr. 14 lze vidět jednu z částí stojanu, která je téměř identická s druhou částí stojanu.



Obr. 14 Sestava první části stojanu

3.3.1 ULOŽENÍ TOČNY

Pro uložení točny byla volena pouzdra z materiálu POM C (kopolymer acetal), kvůli dobrým kluzným vlastnostem [4] a také kvůli tomu, že firma Spider tento materiál odebírá pro své vlastní účely.

3.3.2 POHYB ZAŘÍZENÍ

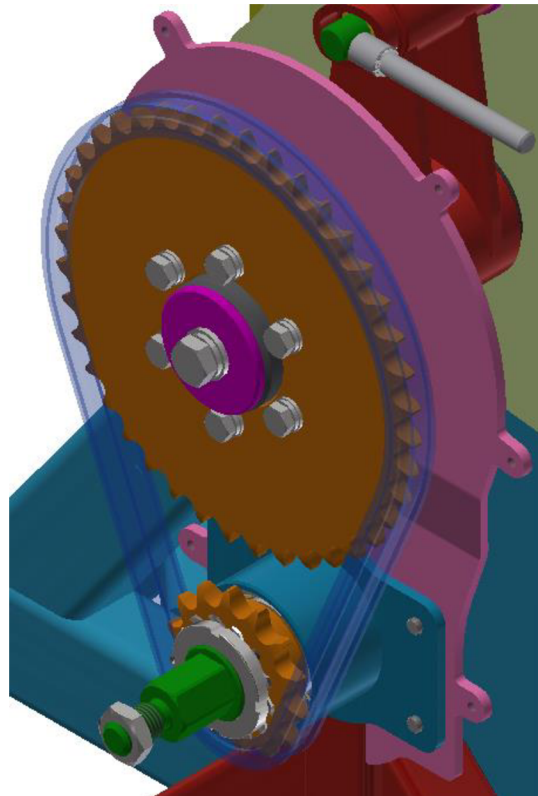
Pohyb zařízení je realizován pomocí vozíkových kol s brzdou od firmy MANUTAN, která jsou svými specifikacemi vhodná pro použité zařízení, jak lze vidět na obr. 15.

Ø (mm)	Šířka běhounu (mm)
200 mm	40 mm
Celková výška (mm)	Nosnost (kg)
237 mm	200 kg
Posun (mm)	Šířka podstavce (mm)
52 mm	110 mm
Délka destičky (mm)	Technické údaje
135 mm	ROZTEČ OTVORŮ (MM): 105 X 80, Ø9
Kola/kolečka nosnost (Rozsah)	
101 - 200 kg	

Obr. 15 Parametry vozíkových kol s brzdou od firmy MANUTAN [5]

3.4 PŘEVODOVKA

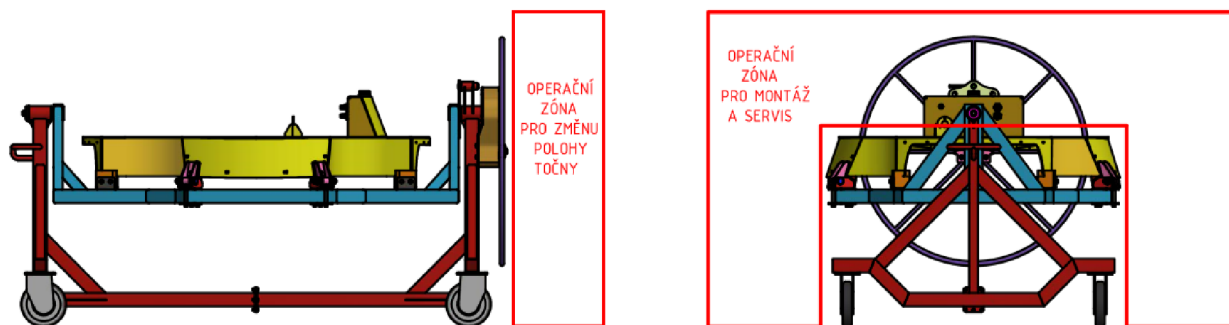
Konstrukce převodovky využívá řetězového převodu, kvůli snadnějšímu otáčení točny, cenové dostupnosti a snadné údržbě [6]. Převodový poměr ku zubům je 40:14, což je výsledných 2,857. Řetěz je napínán natažením segmentu s malým řetězovým kolem směrem dolů na upínači převodovky, ke kterému je segment následně dotažen šrouby. Celá převodovka je přichycena na držák převodovky, který je přivařený ke stojanu. Uchycení velkého řetězového kola na náboj hřídele je realizováno svěrným předepjatým spojem pomocí šroubů. Celý montážní celek převodovky lze vidět na obr. 16.



Obr. 16 Přimontovaný montážní celek převodovky ke stojanu

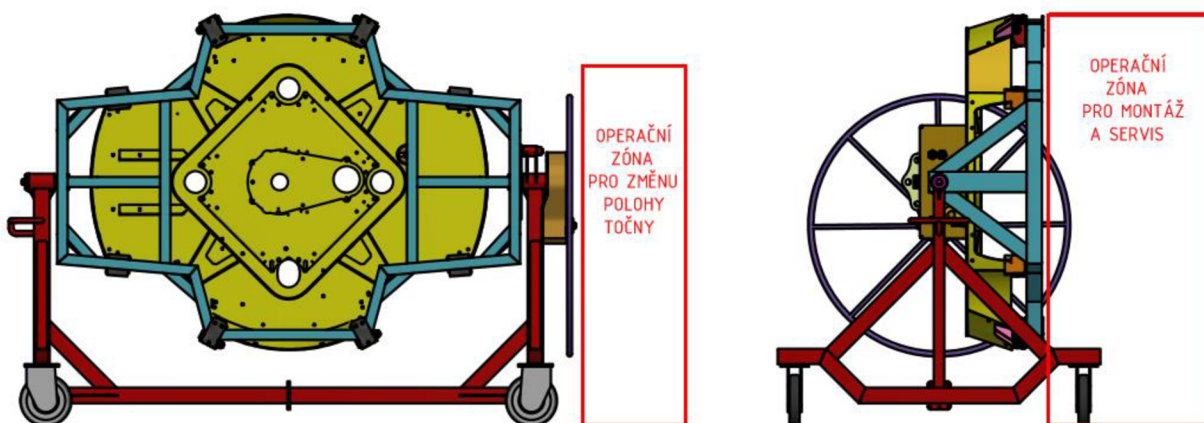
3.5 BEZPEČNOST PŘI MANIPULACI A BEZPEČNOSTNÍ PRVEK

Při montážních a servisních úkonech je potřeba zajistit operátorům dostatečnou bezpečnost při manipulaci, proto je potřeba dodržet předepsaný postup operací a manipulačních úkonů. Při manipulaci celého zařízení je potřeba, aby se operátor pohyboval pouze v operační zóně pro danou výchylku naklopení. V poloze výchylky klopení 0 stupňů, jak lze pozorovat na obr. 17, má operátor takřka neomezený pohyb kromě oblasti pod skeletem, která se bude využívat výjimečně.



Obr. 17 Schéma operačních zón pro operátora, výchylka klopení 0 stupňů

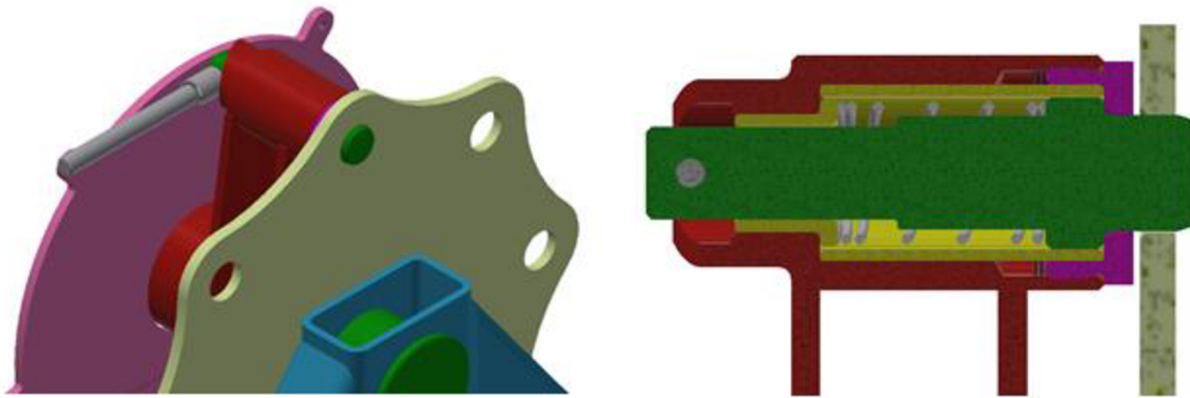
V poloze výchylky klopení 90 stupňů, jak lze pozorovat na obr. 18, má operátor omezený pohyb pouze v oblasti operační zóny pro montáž a servis, protože tato poloha slouží výhradně pro manipulační úkony se spodní částí sekačky. Zóna je omezena výhradně na spodní část sekačky kvůli bezpečnosti operátora. V případě, že by došlo k uvolnění upínače na točném, pak sekačka spadne směrem od operátora, tudíž se předejde zranění operátora.



Obr. 18 Schéma operačních zón pro operátora, výchylka klopení 90 stupňů

Pro změnu výchylky klopení točny je pohyb operátora omezen na oblast v blízkosti páky převodovky mimo operační zónu pro montáž a servis, aby při povolení páky převodovky a zhrounutí točny nedošlo ke zranění operátora.

Jako bezpečnostní prvek zde slouží mechanismus zarážky, který umožňuje zajištění točny proti samovolnému rotačnímu pohybu. Aby čep zarážky zůstal v zajištěné poloze, je zde použita předepjatá tlačná pružina, která omezuje samovolný axiální pohyb čepu. Pro minimalizaci ovládací síly je použita páka s kluzným pouzdem, které se odvaluje po nakloněné rovině, aby byla jednoduše překonána výška potřebná k odjištění rotačního pohybu točny. Celý mechanismus, který lze vidět na obr. 19, je uložen v kluzném vedení z materiálu POM C.



Obr. 19 Zajištěný mechanismus zarážky a detail zajištěného mechanismu zarážky v řezu

Jako pojistka proti vytlačení čepu ze zajištěné polohy je volena pružina o průměru 1,8 mm od firmy Alcomex Spring Works, která je svými vlastnostmi [7] vhodná jako pojistný prvek. Důvodem také bylo, že firma Spider odebírá pružiny na zakázku právě od firmy Alcomex Spring Works.

4 VÝPOČET MANIPULAČNÍCH SIL

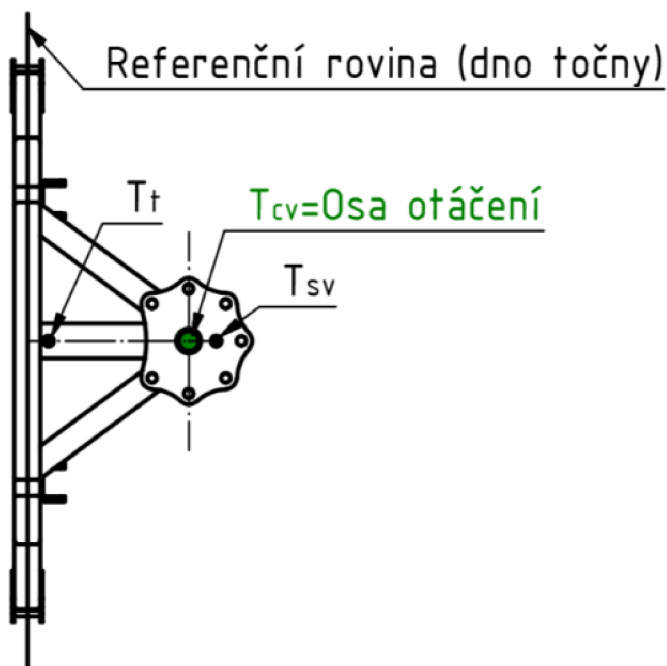
V této kapitole jsou uvedeny výpočty, zabývající se manipulačními silami při obsluze zařízení.

4.1 KLOPNÝ ODPOROVÝ MOMENT

Jelikož je těžiště sekačky posunuté, bylo potřeba uzpůsobit točnu rotačního stojanu tak, aby se poloha jejich společného těžiště blížila k ose otáčení. Předpokládaná poloha společného těžiště musí být navržena tak, aby se minimalizoval klopný moment. Společné těžiště má horizontální a vertikální polohu od osy rotace. Postup výpočtu polohy společného těžiště bude vysvětlen v této kapitole.

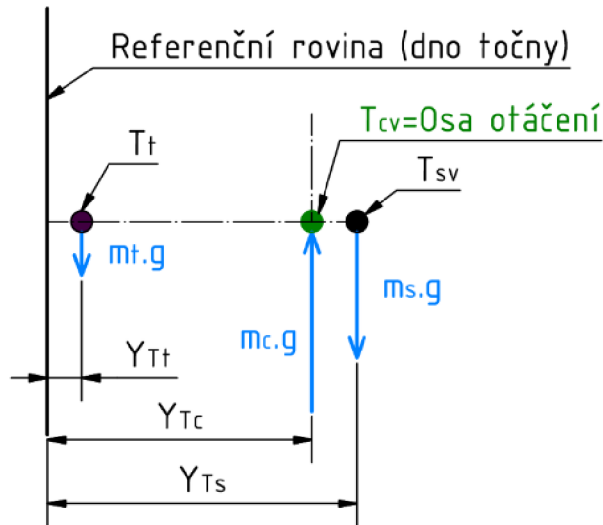
4.1.1 VERTIKÁLNÍ POLOHA SPOLEČNÉHO TĚŽIŠTĚ

Nejdříve byla zjištěna vertikální poloha společného těžiště podle výchylky klopení točny v poloze 90 stupňů, jak lze pozorovat na obr. 20.



Obr. 20 Točna s vertikálními polohami společného těžiště při výchylce klopení 90 stupňů bez upnuté sekačky

Pro zjednodušení převedeno na schéma vertikální polohy společného těžiště na obr. 21:



Obr. 21 Schéma vertikální polohy společného těžiště při výchylce naklonění 90 stupňů

Pro výpočet společného vertikálního těžiště byla aplikována rovnice momentové rovnováhy s referenční rovinou u dna točny z obr. 21:

$$-m_t \cdot g \cdot Y_{Tt} - m_s \cdot g \cdot Y_{Tsv} + m_c \cdot g \cdot Y_{Tc} = 0 \quad (1)$$

Po úpravě rovnice (1) dostaneme vertikální polohu společného těžiště Y_{Tc} :

$$Y_{Tc} = \frac{m_t \cdot g \cdot Y_{Tt} + m_s \cdot g \cdot Y_{Ts}}{m_c \cdot g} \quad (2)$$

$$Y_{Tc} = \frac{76 \cdot 9,81 \cdot 48,304 + 387 \cdot 9,81 \cdot 432,334}{463 \cdot 9,81}$$

$$Y_{Tc} = 369,297 \text{ mm} \approx 370 \text{ mm}$$

Rovnice (2), kde:

$m_t=76 \text{ kg}$ hmotnost točny [kg]

$m_s=387 \text{ kg}$ hmotnost sekačky [kg], z tab. 1

$m_c=463 \text{ kg}$ celková hmotnost točny a sekačky [kg]

$Y_{Tt}=48,304 \text{ mm}$ vertikální poloha těžiště točny od referenční roviny [mm]

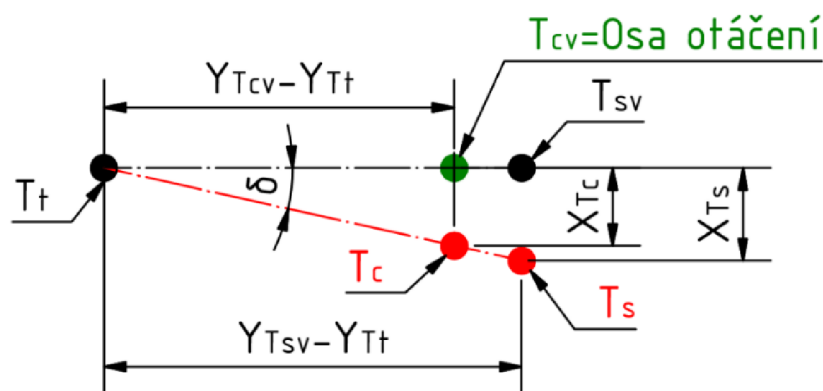
$Y_{Ts}=432,334$ mm vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z tab. 2

$g=9,81$ m.s⁻² tíhové zrychlení [m.s⁻²]

Jedná o iterační výpočet, jelikož se se změnou vertikální polohy osy otáčení mění hmotnost točny a její těžiště. Proto byla zvolena vertikální poloha osy otáčení ve výšce 370 mm od referenční roviny z hlediska výroby.

4.1.2 HORIZONTÁLNÍ POLOHA SPOLEČNÉHO TĚŽIŠTĚ

Po zjištění vertikální polohy těžiště bylo třeba zjistit horizontální polohu těžiště, která navazuje na obr. 21. Jako referenční bod byla použita poloha těžiště točny, protože jeho horizontální poloha leží v rovině symetrie točny, jak lze pozorovat na obr. 22.



Obr. 22 Schéma polohy horizontální polohy společného těžiště

Pro výpočet společného vertikálního těžiště byla aplikována metoda přenášení přes úhel δ :

$$\tan \delta = \frac{X_{Ts}}{Y_{Ts} - Y_{Tt}} \quad (3)$$

$$\tan \delta = \frac{X_{Tc}}{Y_{Tc} - Y_{Tt}} \quad (4)$$

Po úpravě a sloučení rovnic (3) a (4) se zjistí horizontální polohu společného těžiště X_{Tc} :

$$X_{Tc} = \frac{X_{Ts}}{Y_{Ts} - Y_{Tt}} \cdot (Y_{Tc} - Y_{Tt}) \quad (5)$$

$$X_{Tc} = \frac{21,258}{432,334 - 48,304} \cdot (369,297 - 48,304)$$

$$X_{Tc} = 17,769 \text{ mm}$$

Rovnice (5), kde:

$X_{Ts}=21,258$ mm	horizontální poloha těžiště sekačky od roviny symetrie točny [mm], z tab. 2
$Y_{Tt}=48,304$ mm	vertikální poloha těžiště točny od referenční roviny [mm]
$Y_{Ts}=432,334$ mm	vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z tab. 2
$Y_{Tc}=369,297$ mm	celková vertikální poloha těžiště točny a sekačky od referenční roviny [mm], z rovnice (2)

4.1.3 VÝPOČET KLOPNÉHO ODPOROVÉHO MOMENTU

Klopný moment je proměnný podle výchylky naklonění točny, proto byla uvažována hodnota klopného momentu při plném zatížení točny, který byl vypočten podle vztahu:

$$M_{KO} = m_c \cdot g \cdot X_{Tc} \cdot \sin(\varphi) \quad (6)$$

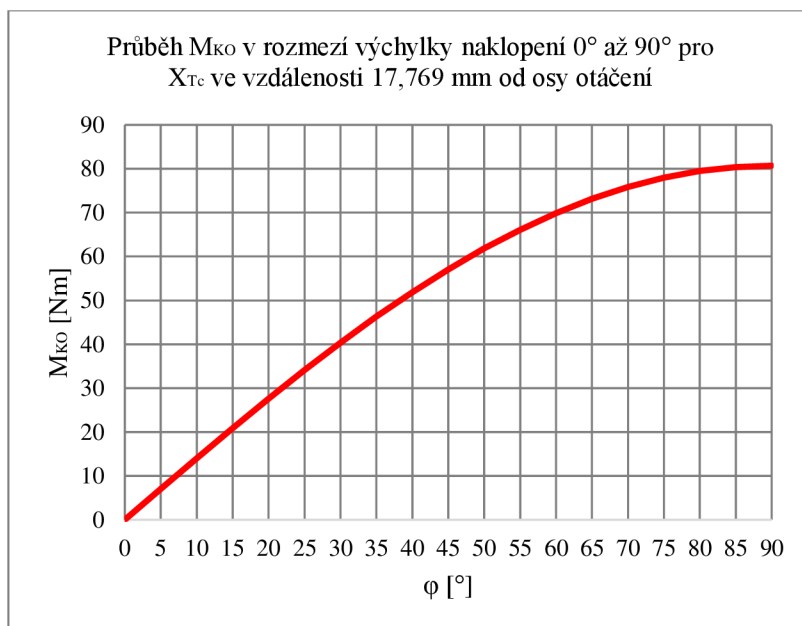
$$M_{KO} = 463 \cdot 9,81 \cdot 17,769 \cdot \sin(90)$$

$$M_{KO} = 80677,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (6), kde:

$m_c=463$ kg	celková hmotnost točny a sekačky [kg]
$g=9,81$ m.s ⁻²	tíhové zrychlení [m.s ⁻²]
$X_{Tc}=17,769$ mm	horizontální poloha těžiště sekačky od roviny symetrie točny [mm], z rovnice (5)
$\varphi=90^\circ$	výchylka naklonění točny [°]

Průběh klopného odporového momentu M_{KO} lze sledovat na obr. 23, kde při plném zatížení točny má moment M_{KO} největší hodnotu ve výchylce naklonění 90 stupňů, což je maximální přípustná výchylka naklonění točny.



Obr. 23 Průběh klopného odporového momentu

4.2 SÍLA POTŘEBNÁ PRO OTÁČENÍ

Aby mohl být realizován ruční pohon pro otáčení sekačky, musela být potřebná síla pro otáčení minimální, proto bylo otáčení sekačky realizováno přes převodovku. Pro výpočet minimální potřebné síly pro otáčení byl použit vztah:

$$F_{PÁKA} = \frac{M_{KO}}{i \cdot R_{PÁKA}} \quad (7)$$

$$F_{PÁKA} = \frac{80677,8}{2,857 \cdot 500}$$

$$F_{PÁKA} = 56,48 \text{ N}$$

Rovnice (7), kde:

$M_{KO}=80677,8 \text{ Nmm}$ odporový klopný moment [Nmm], z rovnice (6)

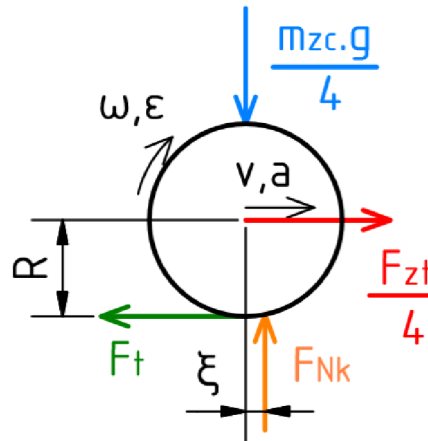
$i=2,857$ převodový poměr [-], z kapitoly 3.4

$R_{PÁKA}=500 \text{ mm}$ poloměr páky převodovky [mm]

Minimální síla potřebná pro otáčení je $F_{PÁKA}=56,48 \text{ N}$, což zvládne překonat více než 90 % mužů [3].

4.3 MAXIMÁLNÍ ZRYCHLENÍ CELÉHO ZAŘÍZENÍ

Pro snadný pohyb zařízení bylo potřeba, aby tažná síla byla přiměřená, pokud má být pohon realizován ručně. Podle zákona č. 361/2007 § 29 je přípustná tažná síla 280 N [8], proto bylo třeba minimalizovat hmotnost zařízení nebo volit vozíková kola s velkým průměrem, aby se minimalizoval valivý odpor a dosáhlo se maximálního zrychlení. Pro výpočet bylo minimální zrychlení vztaženo na vozíkové kolo a poté na celé zařízení, což lze pozorovat na obr. 24.



Obr. 24 Schéma rozložení sil na vozíkové kolo

Pro výpočet maximálního zrychlení a_t se použila následující sada pohybových rovnic z obr. 24:

$$x: \frac{F_{zt}}{4} - F_t = m_{zc} \cdot a_t \quad (8)$$

$$y: F_{Nk} - \frac{m_{zc} \cdot g}{4} = 0 \quad (9)$$

$$RP: F_t \cdot R - F_{Nk} \cdot \xi = I_k \cdot \varepsilon \quad (10)$$

Po úpravě rovnice (9) se získala hodnota normálové síly F_{Nk} :

$$F_{Nk} = \frac{m_{zc} \cdot g}{4} \quad (11)$$

$$F_{Nk} = \frac{546 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{Nk} = 1339,065 \text{ N}$$

Rovnice (11), kde:

$$m_{zc}=546 \text{ kg} \quad \text{maximální hmotnost zařízení v provozu [kg]}$$

$$g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \quad \text{tíhové zrychlení [m}\cdot\text{s}^{-2}]$$

Po úpravě rovnice (10) a (8) se po jejich sloučení pomocí substituce F_t získala velikost maximálního zrychlení a_t :

$$a_t = \frac{\frac{F_{zt}}{4} \cdot R^2 - F_{Nk} \cdot \xi \cdot R}{m_{zc} \cdot R^2 + I_k} \quad (12)$$

$$a_t = \frac{\frac{280}{4} \cdot 0,1^2 - 1358,221 \cdot 0,0025 \cdot 0,1}{546 \cdot 0,1^2 + 0}$$

$$a_t = 0,066 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

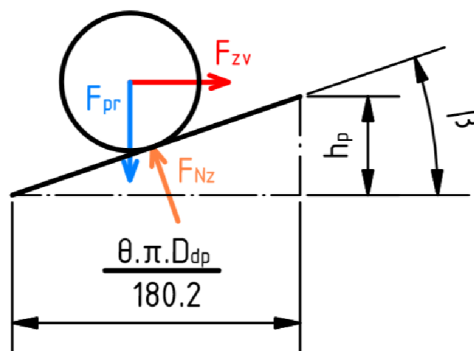
Rovnice (12), kde:

$m_{zc}=546 \text{ kg}$	maximální hmotnost zařízení v provozu [kg]
$F_{zt} = 280 \text{ N}$	přípustná tažná síla [N], podle [8]
$F_{Nk} = 1358,221 \text{ N}$	normálová síla působící na kolo [N], z rovnice (11)
$\xi=0,0025 \text{ m}$	rameno valivého odporu [m], podle [10]
$R=0,1 \text{ m}$	poloměr kola [m], z kapitoly 3.3.2
$I_k=0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	moment setrvačnosti kola, s kterým není počítáno, jelikož výrobce neuvádí váhu kola

Pro výpočet je tažná síla F_{zt} podělena čtyřmi, jelikož se rozloží mezi 4 kola.

4.4 MAXIMÁLNÍ OVLÁDACÍ SÍLA ZARÁŽKY

Zarážka musí být ovládána ručně, proto musela být síla pro ovládání zarážky minimální. Pro výpočet byly použity rovnice pro zvedání břemene na straně 424 [9], které byly upraveny pro pohyb pomocí pouzdra, proto nebude uvažována třecí síla a valivý odpor bude zanedbán.



Obr. 25 Schéma silových poměrů pouzdra páky na zarážce

Pro výpočet síly pružiny F_{pr} byla použita rovnice:

$$F_{pr} = k \cdot (h_{př} + h_p) \quad (13)$$

$$F_{pr} = 2,235 \cdot (18 + 10)$$

$$F_{pr} = 62,58 \text{ N}$$

Rovnice (13), kde:

$$k=2,235 \text{ N/mm} \quad \text{tuhost pružiny [N/mm], podle [7]}$$

$$h_{př}=18 \text{ mm} \quad \text{deformace z předpětí pružiny [mm]}$$

$$h_p=10 \text{ mm} \quad \text{výška potřebná k odjištění [mm]}$$

Pro výpočet úhlu stoupání pouzdra páky β byla použita rovnice:

$$\beta = \arctan\left(\frac{h_p}{\frac{\theta}{180} \cdot \pi \cdot \frac{D_{dp}}{2}}\right) \quad (14)$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{10}{\frac{139,85}{180} \cdot \pi \cdot \frac{24}{2}}\right)$$

$$\beta = 18,851^\circ$$

Rovnice (14), kde:

$$h_p=10 \text{ mm} \quad \text{výška potřebná k odjištění [mm]}$$

$$\theta=139,85^\circ \quad \text{úhel oblouku dráhy [^\circ]}$$

$$D_{dp}=24 \text{ mm} \quad \text{průměr dráhy pouzdra [mm]}$$

Pro výpočet zvedací síly F_{zv} byla použita rovnice (c) [9] na straně 424 [9], která byla upravena:

$$F_{zv} = \frac{F_{pr} \cdot \sin(\beta)}{\cos(\beta)} \quad (15)$$

$$F_{zv} = \frac{62,58 \cdot \sin(18,851)}{\cos(18,851)}$$

$$F_{zv} = 21,366 \text{ N}$$

Rovnice (15), kde:

$$F_{pr} = 62,58 \text{ N} \quad \text{síla pružiny [N], z rovnice (13)}$$

$$\beta = 18,851^\circ \quad \text{úhel stoupání pouzdra páky [°], z rovnice (14)}$$

Pro výpočet maximální ovládací síly na páce zarážky F_{ozmax} byla použita rovnice momentové rovnováhy:

$$F_{ozmax} = \frac{F_{zv} \cdot \frac{D_{dp}}{2}}{L_p} \quad (16)$$

$$F_{ozmax} = \frac{21,366 \cdot \frac{24}{2}}{60}$$

$$F_{ozmax} = 4,273 \text{ N}$$

Rovnice (16), kde:

$$F_{zv} = 21,366 \text{ N} \quad \text{zvedací síla [N], z rovnice (15)}$$

$$D_{dp} = 24 \text{ mm} \quad \text{průměr dráhy pouzdra [mm]}$$

$$L_p = 60 \text{ mm} \quad \text{Délka páky zarážky [mm]}$$

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA KONSTRUKČNÍCH CELKŮ

Tato část se bude zabývat rozbořem zatížení a výpočty jednotlivých konstrukčních celků, bude v ní zahrnuta většina hlavních technických výpočtů.

5.1 TOČNA

V této kapitole byl proveden rozbor zatížení, pevnostní analýza a deformace točny.

5.1.1 ROZBOR ZATÍŽENÍ TOČNY

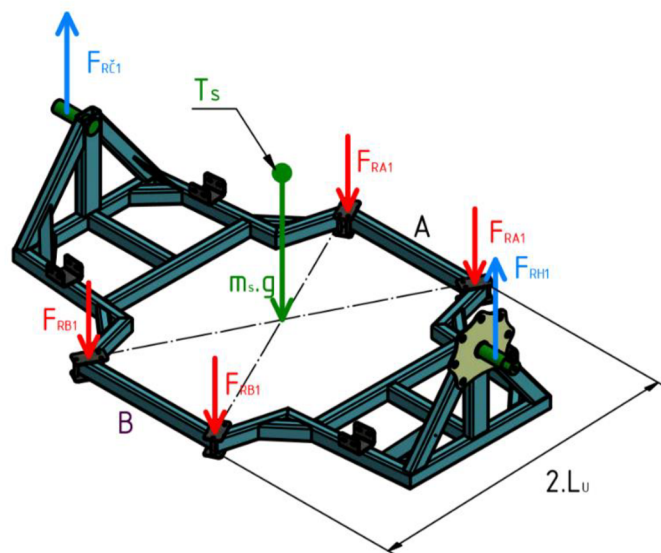
Točna jako celek je vystavena proměnlivému zatížení v závislosti na výchylce naklonění, proto se rozbor zatížení bude řešit v několika stavech.

V prvním stavu, který je vodorovný vůči podlaze, ve druhém stavu, který má výchylku naklonění 45 stupňů vůči podlaze, ve třetím stavu, který nastává při naklonění točny do úhlu zvratu γ , a nakonec ve čtvrtém stavu, kdy je točna nakloněna kolmo vůči podlaze.

Tíha sekačky slouží pro ilustrativní rozložení sil F_{RA} a F_{RB} v závislosti na výchylce naklonění točny.

STAV 1

V tomto stavu je zajištěna horizontální poloha s výchylkou naklonění 0 stupňů, kde je zatížení rozloženo rovnoměrně.



Obr. 26 Silový rozbor zatížení točny ve stavu 1 s tíhou sekačky (zeleně), zatěžujícími silami (červeně) a reakčními silami (modře), výchylka naklonění 0 stupňů

Pro výpočet zátěžných sil ve stavu 1 se použila následující sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (17)$$

$$y: 2 \cdot F_{RA1} - m_s \cdot g + 2 \cdot F_{RB1} = 0 \quad (18)$$

$$M_B: -m_s \cdot g \cdot L_U + 4 \cdot F_{RA1} \cdot L_U = 0 \quad (19)$$

Po úpravě rovnice (19) se zjistila hodnota síly F_{RA1} :

$$F_{RA1} = \frac{m_s \cdot g \cdot L_U}{4 \cdot L_U} \quad (20)$$

$$F_{RA1} = \frac{387 \cdot 9,81 \cdot 594,6}{4 \cdot 594,6}$$

$$F_{RA1} = 948,793 \text{ N}$$

Rovnice (20), kde:

$$m_s = 387 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sekačky [kg], z tab. 1}$$

$$L_U = 594,6 \text{ mm} \quad \text{délka upínače od roviny symetrie točny [mm]}$$

Po úpravě rovnice (15) se zjistila hodnota F_{RB1} :

$$F_{RB1} = \frac{m_s \cdot g - 2 \cdot F_{RA1}}{2} \quad (21)$$

$$F_{RB1} = \frac{387 \cdot 9,81 - 2 \cdot 948,793}{2}$$

$$F_{RB1} = 948,793 \text{ N}$$

Rovnice (21), kde:

$$m_s = 387 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sekačky [kg], z tab. 1}$$

$$F_{RA1} = 948,793 \text{ N} \quad \text{zátěžná síla na profilu s upínači v místě A [N], z rovnice (20)}$$

Pro zjištění reakčních sil na hřídeli a čepu se použila sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (22)$$

$$y: F_{RH1} - m_c \cdot g + F_{R\check{c}1} = 0 \quad (23)$$

$$M_H: -m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2} + F_{R\check{c}1} \cdot L_R = 0 \quad (24)$$

Po úpravě rovnice (24) se zjistila hodnota $F_{R\check{c}1}$:

$$F_{R\check{c}1} = \frac{m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2}}{L_R} \quad (25)$$

$$F_{R\check{c}1} = \frac{463 \cdot 9,81 \cdot \frac{1760}{2}}{1760}$$

$$F_{R\check{c}1} = 2270,239 \text{ N}$$

Rovnice (25), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost sekačky a točny [kg]}$$

$$L_R = 1760 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost mezi opěrnou částí hřídele a čepu točny [mm]}$$

Po úpravě rovnice (23) se zjistila hodnota F_{RH1} :

$$F_{RH1} = m_c \cdot g - F_{R\check{c}1} \quad (26)$$

$$F_{RH1} = 463 \cdot 9,81 - 2270,239$$

$$F_{RH1} = 2270,239 \text{ N}$$

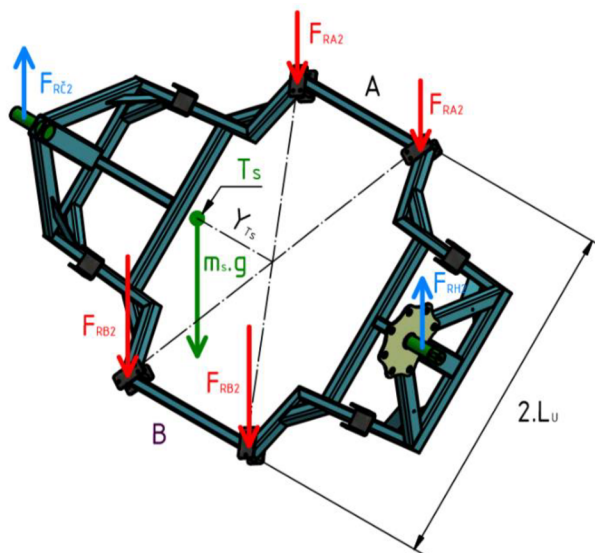
Rovnice (26), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost sekačky a točny [kg]}$$

$$F_{R\check{c}1} = 2270,239 \text{ N} \quad \text{reakční síla na opěrné části čepu točny [N], rovnice (25)}$$

STAV 2

V tomto stavu je zajištěna poloha s výchylkou naklopení 45 stupňů, kde se zatížení na jedné straně zvětší a na druhé straně zmenší.



Obr. 27 Silový rozbor točny ve stavu 2 s tíhou sekačky (zeleně), zatěžujícími silami (červeně) a reakčními silami (modře), výchylnka naklopení 45 stupňů

Pro výpočet zátěžných sil ve stavu 2 se použila následující sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (27)$$

$$y: 2 \cdot F_{RA2} - m_s \cdot g + 2 \cdot F_{RB2} = 0 \quad (28)$$

$$M_B: -m_s \cdot g \cdot R_2 + 4 \cdot F_{RA2} \cdot L_U \cdot \cos(\varphi_2) = 0 \quad (29)$$

Bylo potřeba zjistit velikost ramena tíhy sekačky R_2 , podle trigonometrického sloučení rovnic trojúhelníků:

$$R_2 = [L_U - Y_{Ts} \cdot \tan(\varphi_2)] \cdot \cos(\varphi_2) \quad (30)$$

$$R_2 = [594,6 - 432,334 \cdot \tan(45)] \cdot \cos(45)$$

$$R_2 = 114,739 \text{ mm}$$

Rovnice (30), kde:

$$L_U = 594,6 \text{ mm}$$

délka upínače od roviny symetrie točny [mm]

$Y_{Ts} = 432,334$ mm vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z tab. 2

$\varphi_2 = 45^\circ$ úhel výchylky naklopení ve stavu 2 [°]

Po úpravě rovnice (29) se zjistí hodnota F_{RA2} :

$$F_{RA2} = \frac{m_s \cdot g \cdot R_2}{4 \cdot L_U \cdot \cos(\varphi_2)} \quad (31)$$

$$F_{RA2} = \frac{387 \cdot 9,81 \cdot 114,739}{4 \cdot 594,6 \cdot \cos(45)}$$

$$F_{RA2} = 258,925 \text{ N}$$

Rovnice (31), kde:

$m_s = 387$ kg hmotnost sekačky [kg], z tab. 1

$R_2 = 114,739$ mm délka ramena tíhy sekačky od nosníku s upínači v místě B [mm], z rovnice (30)

$L_U = 594,6$ mm délka upínače od roviny symetrie točny [mm]

$\varphi_2 = 45^\circ$ úhel výchylky naklopení ve stavu 2 [°]

Po úpravě rovnice (28) se zjistí hodnota F_{RB2} :

$$F_{RB2} = \frac{m_s \cdot g - 2 \cdot F_{RA2}}{2} \quad (32)$$

$$F_{RB2} = \frac{387 \cdot 9,81 - 2 \cdot 258,925}{2}$$

$$F_{RB2} = 1638,662 \text{ N}$$

Rovnice (32), kde:

$m_s = 387$ kg hmotnost sekačky [kg], z tab. 1

$F_{RA2} = 258,925$ N zátěžná síla na profilu s upínači v místě A [N], z rovnice (31)

Pro zjištění reakčních sil na hřídeli a čepu se použije sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (33)$$

$$y: F_{RH2} - m_c \cdot g + F_{R\check{C}2} = 0 \quad (34)$$

$$M_H: -m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2} + F_{R\check{C}2} \cdot L_R = 0 \quad (35)$$

Po úpravě rovnice (35) se zjistí hodnota $F_{R\check{C}2}$:

$$F_{R\check{C}2} = \frac{m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2}}{L_R} \quad (36)$$

$$F_{R\check{C}2} = \frac{463 \cdot 9,81 \cdot \frac{1760}{2}}{1760}$$

$$F_{R\check{C}2} = 2270,239 \text{ N}$$

Rovnice (36), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost sekačky a točny [kg]}$$

$$L_R = 1760 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost mezi opěrnou částí hřídele a čepu točny [mm]}$$

Po úpravě rovnice (34) se zjistí hodnota F_{RH2} :

$$F_{RH2} = m_c \cdot g - F_{R\check{C}2} \quad (37)$$

$$F_{RH2} = 463 \cdot 9,81 - 2270,239$$

$$F_{RH2} = 2270,239 \text{ N}$$

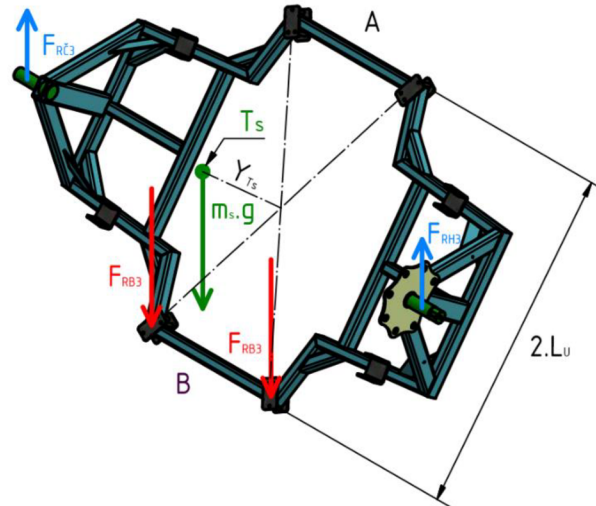
Rovnice (18), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost sekačky a točny [kg]}$$

$$F_{R\check{C}2} = 2270,239 \text{ N} \quad \text{reakční síla na opěrné části čepu točny [N], rovnice (36)}$$

STAV 3

V tomto stavu je zajištěna poloha s výhylkou naklonění úhlu zvratu γ , kde je zatížení rozloženo pouze na 2 upínače.



Obr. 28 Silový rozbor točny ve stavu 3 s tíhou sekačky (zeleně), zatěžujícími silami (červeně) a reakčními silami (modře), výhylka naklonění v úhlu zvratu γ

Výhylka naklonění je v úhlu zvratu γ , který se zjistil z rovnice:

$$\gamma = \arctan \left(\frac{L_U}{Y_{Ts}} \right) \quad (38)$$

$$\gamma = \arctan \left(\frac{594,6}{432,334} \right)$$

$$\gamma = 53,979^\circ$$

Rovnice (38), kde:

$L_U = 594,6$ mm délka upínače od roviny symetrie točny [mm]

$Y_{Tsv} = 432,334$ mm vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z kapitoly

Pro výpočet zátěžných sil ve stavu 3 se použila následující sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (39)$$

$$y: 2 \cdot F_{RA3} - m_s \cdot g + 2 \cdot F_{RB3} = 0 \quad (40)$$

$$M_B: -m_s \cdot g \cdot R_3 + 4 \cdot F_{R3} \cdot L_U \cdot \cos(\gamma) = 0 \quad (41)$$

Bylo potřeba zjistit velikost ramena tíhy sekačky R_3 , podle trigonometrického sloučení rovnic trojúhelníků:

$$R_3 = [L_U - Y_{Ts} \cdot \tan(\gamma)] \cdot \cos(\gamma) \quad (42)$$

$$R_3 = [594,6 - 432,334 \cdot \tan(53,979)] \cdot \cos(53,979)$$

$$R_3 = 0 \text{ mm}$$

Rovnice (42), kde:

$$L_U = 594,6 \text{ mm} \quad \text{délka upínače od roviny symetrie točny [mm]}$$

$$Y_{Ts} = 432,334 \text{ mm} \quad \text{vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z tab. 2}$$

$$\gamma = 53,979^\circ \quad \text{úhel zvratu ve stavu 3 [°], z rovnice (38)}$$

Po úpravě rovnice (41) se zjistila hodnota F_{RA3} :

$$F_{RA3} = \frac{m_s \cdot g \cdot R_3}{4 \cdot L_U \cdot \cos(\gamma)} \quad (43)$$

$$F_{RA3} = \frac{387 \cdot 9,81 \cdot 0}{4 \cdot 594,6 \cdot \cos(53,979)}$$

$$F_{RA3} = 0 \text{ N}$$

Rovnice (40), kde:

$$m_s = 387 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sekačky [kg], z tab. 1}$$

$$R_3 = 0 \text{ mm} \quad \text{délka ramena tíhy sekačky od nosníku s upínači v místě B [mm], z rovnice (42)}$$

$$L_U = 594,6 \text{ mm} \quad \text{délka upínače od roviny symetrie točny [mm]}$$

$$\gamma = 53,979^\circ \quad \text{úhel zvratu ve stavu 3 [°], z rovnice (38)}$$

Po úpravě rovnice (40) se zjistí hodnota F_{RB3} :

$$F_{RB3} = \frac{m_s \cdot g - 2 \cdot F_{RA3}}{2} \quad (44)$$

$$F_{RB3} = \frac{387 \cdot 9,81 - 2 \cdot 0}{2}$$

$$F_{RB3} = 1897,587 \text{ N}$$

Rovnice (41), kde:

$$m_s = 387 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sekačky [kg], z tab. 1}$$

$$F_{RA3} = 0 \text{ N} \quad \text{zátěžná síla na profilu s upínači v místě A [N], z rovnice (43)}$$

Pro zjištění reakčních sil na hřídeli a čepu se použila sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (45)$$

$$y: F_{RH3} - m_c \cdot g + F_{RČ3} = 0 \quad (46)$$

$$M_H: -m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2} + F_{RČ3} \cdot L_R = 0 \quad (47)$$

Po úpravě rovnice (47) se zjistí hodnota $F_{RČ3}$:

$$F_{RČ3} = \frac{m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2}}{L_R} \quad (48)$$

$$F_{RČ3} = \frac{463 \cdot 9,81 \cdot \frac{1760}{2}}{1760}$$

$$F_{RČ3} = 2270,239 \text{ N}$$

Rovnice (48), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{celková hmotnost sekačky a točny [kg]}$$

$$L_R = 1760 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost mezi opěrnou částí hřídele a čepu točny [mm]}$$

Po úpravě rovnice (46) se zjistila hodnota F_{RH3} :

$$F_{RH3} = m_c \cdot g - F_{R\check{C}2} \quad (49)$$

$$F_{RH3} = 463 \cdot 9,81 - 2270,239$$

$$F_{RH3} = 2270,239 \text{ N}$$

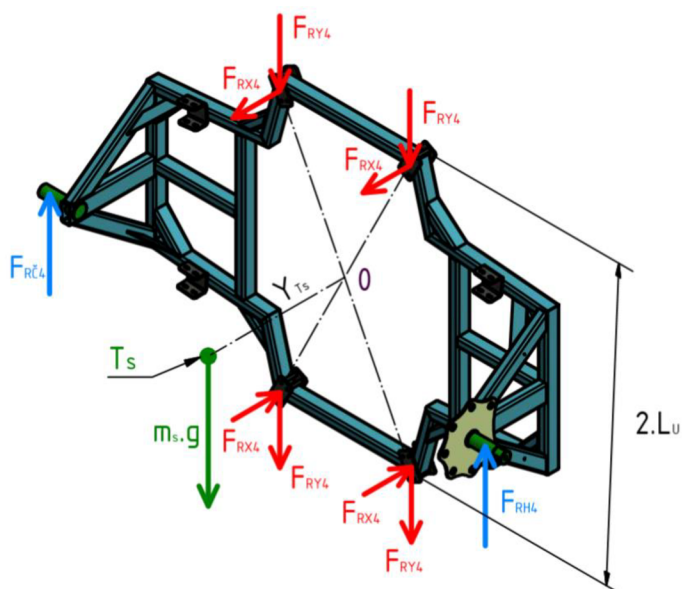
Rovnice (49), kde:

$$m_c = 463 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sekačky [kg], z kapitoly 1.5}$$

$$F_{R\check{C}3} = 2270,239 \text{ N} \quad \text{reakční síla na opěrné části čepu točny [N], z rovnice (48)}$$

STAV 4

V tomto stavu je zajištěna poloha s výchytkou naklonění 90 stupňů.



Obr. 29 Silový rozbor točny ve stavu 4 s tíhou sekačky (zeleně), zatěžujícími silami (červeně) a reakčními silami (modře), výchytkou naklonění 90 stupňů

Pro výpočet zátěžných sil ve stavu 3 se použila následující sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 2 \cdot F_{RX4} - 2 \cdot F_{RX4} = 0 \quad (50)$$

$$y: 4 \cdot F_{RY4} - m_s \cdot g = 0 \quad (51)$$

$$M_0: -m_s \cdot g \cdot Y_{Ts} + 4 \cdot F_{RX4} \cdot L_U = 0 \quad (52)$$

Po úpravě rovnice (52) se zjistí hodnota F_{RX4} :

$$F_{RX4} = \frac{m_s \cdot g \cdot Y_{Ts}}{4 \cdot L_U} \quad (53)$$

$$F_{RX4} = \frac{387 \cdot 9,81 \cdot 432,334}{4 \cdot 594,6}$$

$$F_{RX4} = 689,868 \text{ N}$$

Rovnice (53), kde:

$m_s = 387 \text{ kg}$	hmotnost sekačky [kg], z tab. 1
$Y_{Ts} = 432,334 \text{ mm}$	vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny [mm], z tab. 2
$L_U = 594,6 \text{ mm}$	délka upínače od roviny symetrie točny [mm]

Po úpravě rovnice (51) se zjistí hodnota F_{RY4} :

$$F_{RY4} = \frac{m_s \cdot g}{4} \quad (54)$$

$$F_{RY4} = \frac{387 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{RY4} = 948,793 \text{ N}$$

Rovnice (54), kde:

$m_s = 387 \text{ kg}$	hmotnost sekačky [kg], z tab. 1
$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$	gravitační zrychlení [m.s^{-2}]

Pro zjištění reakčních sil na hřídeli a čepu se použila sada rovnic statické rovnováhy:

$$x: 0 \quad (55)$$

$$y: F_{RH4} - m_c \cdot g + F_{RČ4} = 0 \quad (56)$$

$$M_H: -m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2} + F_{RČ4} \cdot L_R = 0 \quad (57)$$

Po úpravě rovnice (57) se zjistí hodnota $F_{R\check{c}4}$:

$$F_{R\check{c}4} = \frac{m_c \cdot g \cdot \frac{L_R}{2}}{L_R} \quad (58)$$

$$F_{R\check{c}4} = \frac{463 \cdot 9,81 \cdot \frac{1760}{2}}{1760}$$

$$F_{R\check{c}4} = 2270,239 \text{ N}$$

Rovnice (22), kde:

$m_c = 463 \text{ kg}$	celková hmotnost sekačky a točny [kg]
$L_R = 1760 \text{ mm}$	vzdálenost mezi opěrnou částí hřídele a čepu točny [mm]
$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$	gravitační zrychlení [m.s^{-2}]

Po úpravě rovnice (56) se zjistí hodnota F_{RH4} :

$$F_{RH4} = m_c \cdot g - F_{R\check{c}4} \quad (59)$$

$$F_{RH4} = 463 \cdot 9,81 - 2270,239$$

$$F_{RH4} = 2270,239 \text{ N}$$

Rovnice (59), kde:

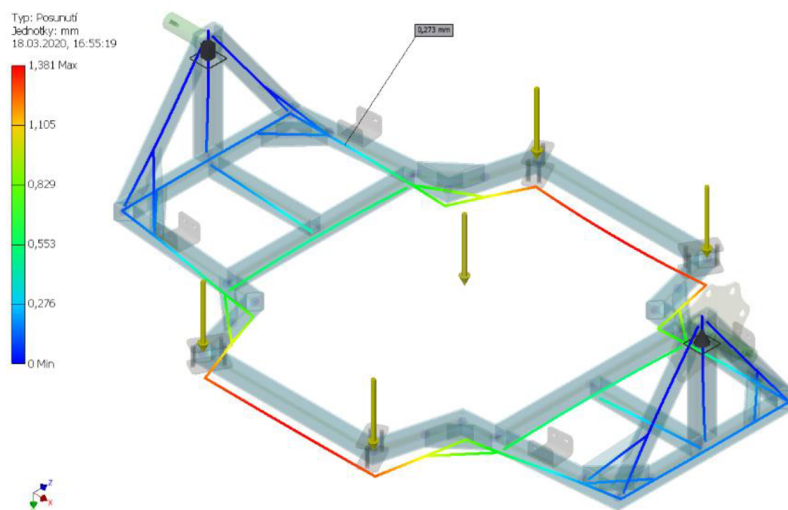
$m_c = 463 \text{ kg}$	celková hmotnost sekačky a točny [kg]
$F_{R\check{c}4} = 2270,239 \text{ N}$	reakční síla na opěrné části čepu točny [N], z rovnice (58)
$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$	gravitační zrychlení [m.s^{-2}]

5.1.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA TOČNY

K výpočtu pevnostní kontroly točny byla použita aplikace Analýza rámových konstrukcí v programu Autodesk Inventor, která po zadání okrajových podmínek vykresluje průběhy sil, momentů, výsledných vnitřních účinků, maximálních normálových napětí a maximálních smykových napětí. Jako vazební podmínka byla volena pevná vazba na jedné straně, kvůli zajištění mechanismu zarážky a uchycení v pouzdře. Jako další vazební podmínka byla na druhé straně volena kloubová vazba, kvůli uchycení v pouzdře. Ve výpočtu bylo také uvažováno s vlastní tíhou točny.

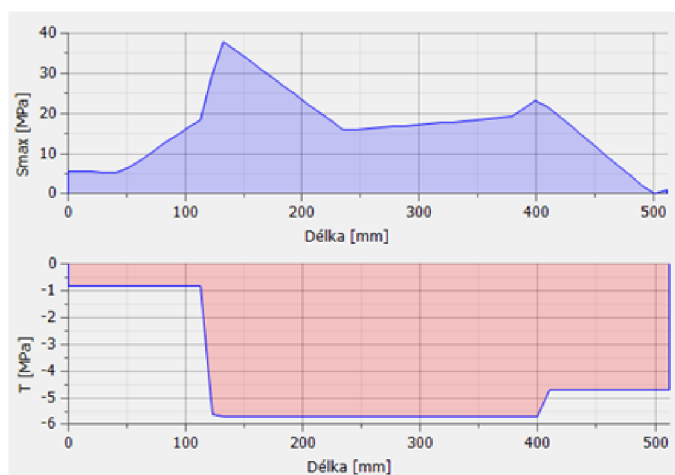
STAV 1

Jako okrajové podmínky byly voleny zatěžující síly vypočtené v kapitole 5.1.1 v sekci Stav 1.



Obr. 30 Numerická simulace deformace točny ve stavu 1 s označením nejvíce zatíženého nosníku

Pomocí analýzy nosníku se zjistil průběh normálového napětí S_{\max} a napětí v smyku T_{\max} nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 1.



Obr. 31 Průběh maximálního normálového a maximálního smykového napětí nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 1

Z průběhu maximálního normálového a maximálního napětí v krutu nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 1 se určilo maximální redukované napětí dle podmínky HMH, které bylo porovnáno s mezí kluzu.

$$\sigma_{REDt1} = \sqrt{S_{maxt1}^2 + 3 \cdot T_{maxt1}^2} \quad (60)$$

$$\sigma_{REDt1} = \sqrt{40,1^2 + 3 \cdot 5,62^2}$$

$$\sigma_{REDt1} = 41,263 \text{ MPa}$$

Rovnice (60), kde:

$$S_{maxt1} = 40,1 \text{ MPa} \quad \text{maximální normálové napětí točny ve stavu 1 [MPa], z obr. 31}$$

$$T_{maxt1} = 5,62 \text{ MPa} \quad \text{maximální napětí v krutu točny ve stavu 1 [MPa], z obr. 31}$$

Z porovnání se zjistila bezpečnost vůči mezi kluzu ve stavu 1.

$$k_{kt1} = \frac{R_e}{\sigma_{REDt1}} \quad (61)$$

$$k_{kt1} = \frac{196}{41,263}$$

$$k_{kt1} = 4,75$$

Rovnice (61), kde:

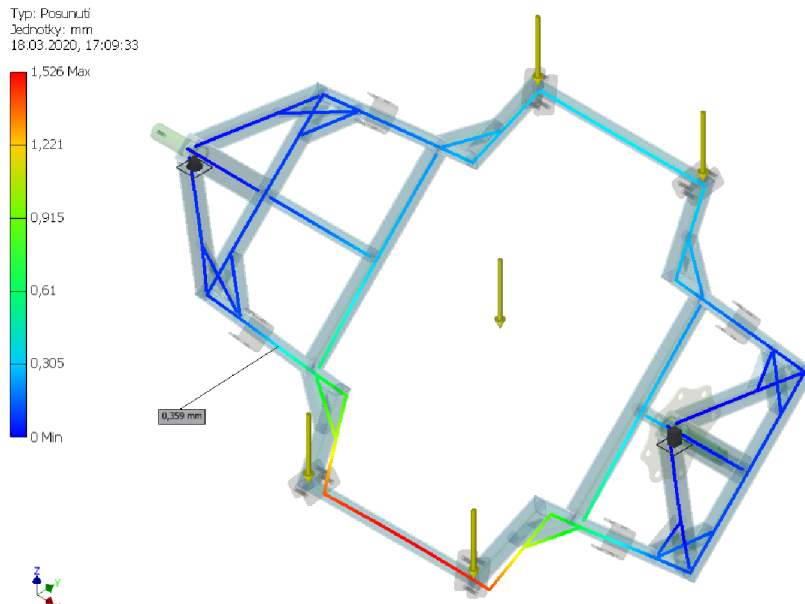
$$R_e = 196 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu oceli 11 375 [MPa], podle [17]}$$

$$\sigma_{REDt1} = 41,263 \text{ MPa} \quad \text{maximální redukované napětí točny ve stavu 1 [MPa], z rovnice (60)}$$

V tomto stavu má točna vysokou bezpečnost a také tuhost, což dovoluje bezpečné používání dané polohy.

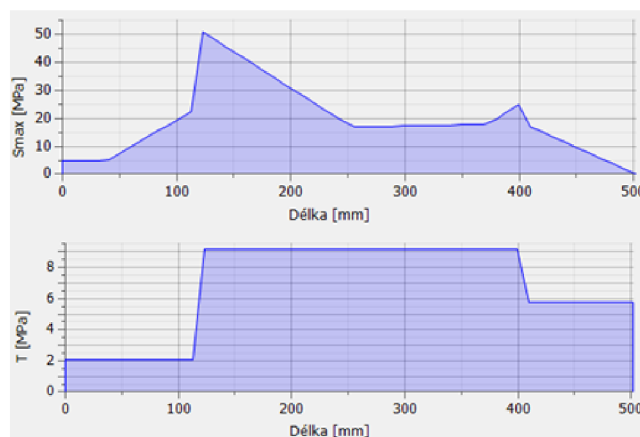
STAV 2

Jako okrajové podmínky byly voleny zatěžující síly vypočtené v kapitole 5.1.1 v sekci Stav 2.



Obr. 32 Numerická simulace deformace točny ve stavu 2 s označením nejvíce zatíženého nosníku

Pomocí analýzy nosníku se zjistí průběh normálového napětí S_{\max} a napětí ve smyku T_{\max} nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 2.



Obr. 33 Průběh maximálního normálového a maximálního smykového napětí nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 2

Z průběhu maximálního normálového a maximálního napětí v krutu nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 2 se určilo maximální redukované napětí dle podmínky HMM, které bylo porovnáno s mezí kluzu.

$$\sigma_{REDt2} = \sqrt{S_{maxt2}^2 + 3 \cdot T_{maxt2}^2} \quad (62)$$

$$\sigma_{REDt2} = \sqrt{50,87^2 + 3 \cdot 9,168^2}$$

$$\sigma_{REDt2} = 53,291 \text{ MPa}$$

Rovnice (62), kde:

$$S_{maxt2} = 50,87 \text{ MPa} \quad \text{maximální normálové napětí točny ve stavu 2 [MPa], z obr. 33}$$

$$T_{maxt2} = 9,168 \text{ MPa} \quad \text{maximální napětí v krutu točny ve stavu 2 [MPa], z obr. 33}$$

Z porovnání se zjistila bezpečnost vůči mezi kluzu ve stavu 2.

$$k_{kt2} = \frac{R_e}{\sigma_{REDt2}} \quad (63)$$

$$k_{kt2} = \frac{196}{53,291}$$

$$k_{kt2} = 3,678$$

Rovnice (63), kde:

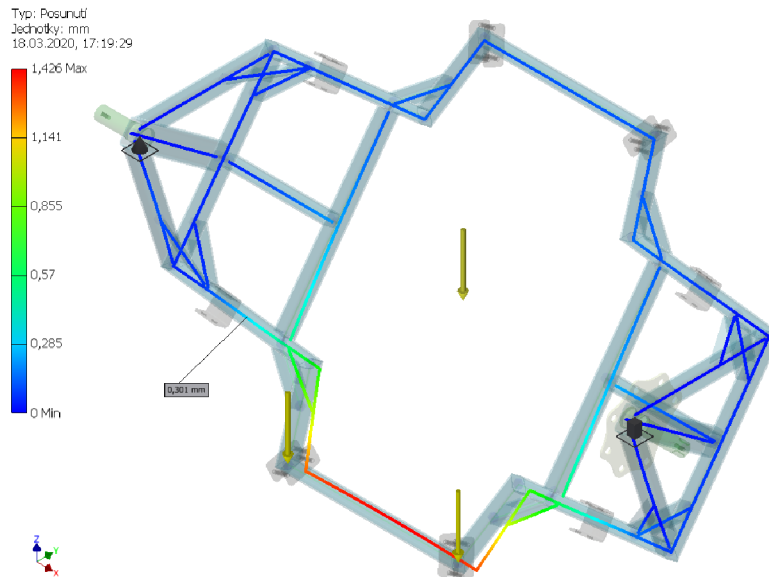
$$R_e = 196 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu oceli 11 375 [MPa], podle [17]}$$

$$\sigma_{REDt2} = 53,291 \text{ MPa} \quad \text{maximální redukované napětí točny ve stavu 2 [MPa], z rovnice (62)}$$

V tomto stavu má točna vysokou bezpečnost a také tuhost, což dovoluje bezpečné používání dané polohy.

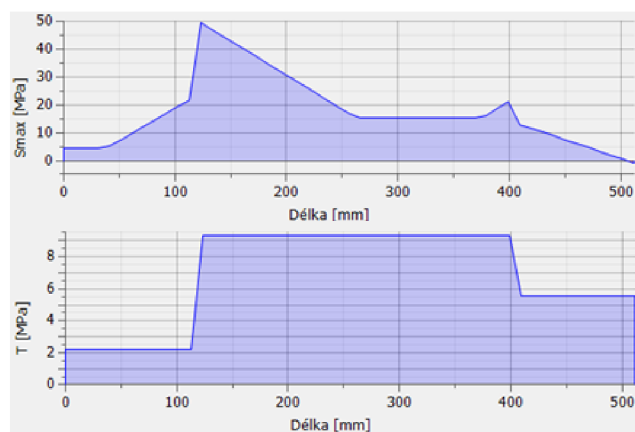
STAV 3

Jako okrajové podmínky byly voleno zatěžující síly vypočtené v kapitole 5.1.1 v sekci Stav 3.



Obr. 34 Numerická simulace deformace točny ve stavu 3 s označením nejvíce zatíženého nosníku

Pomocí analýzy nosníku se zjistil průběh normálového napětí S_{\max} a napětí ve smyku T_{\max} nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 3.



Obr. 35 Průběh maximálního normálového a maximálního smykového napětí nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 3

Z průběhu maximálního normálového a maximálního napětí v krutu nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 3 se určilo maximální redukované napětí dle podmínky HMH, které bylo porovnáno s mezí kluzu.

$$\sigma_{REDt3} = \sqrt{S_{maxt3}^2 + 3 \cdot T_{maxt3}^2} \quad (64)$$

$$\sigma_{REDt3} = \sqrt{49,39^2 + 3 \cdot 9,227^2}$$

$$\sigma_{REDt3} = 51,911 \text{ MPa}$$

Rovnice (64), kde:

$$S_{maxt3} = 49,39 \text{ MPa} \quad \text{maximální normálové napětí točny ve stavu 3 [MPa], z obr. 35}$$

$$T_{maxt3} = 9,227 \text{ MPa} \quad \text{maximální napětí v krutu točny ve stavu 3 [MPa], z obr. 35}$$

Z porovnání se zjistila bezpečnost vůči mezi kluzu ve stavu 3.

$$k_{kt3} = \frac{R_e}{\sigma_{REDt3}} \quad (65)$$

$$k_{kt3} = \frac{196}{51,911}$$

$$k_{kt3} = 3,776$$

Rovnice (65), kde:

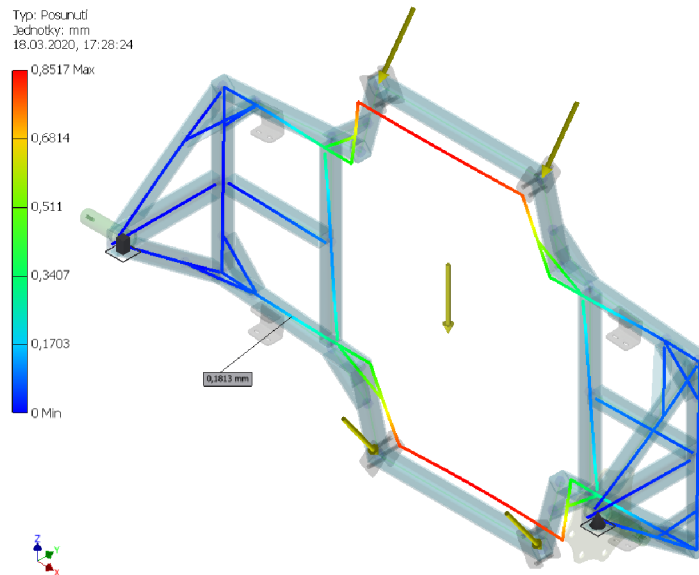
$$R_e = 196 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu oceli 11 375 [MPa], podle [17]}$$

$$\sigma_{REDt3} = 51,911 \text{ MPa} \quad \text{maximální redukované napětí točny ve stavu 3 [MPa], z rovnice (64)}$$

V tomto stavu má točna vysokou bezpečnost a také tuhost, což dovoluje bezpečné používání dané polohy.

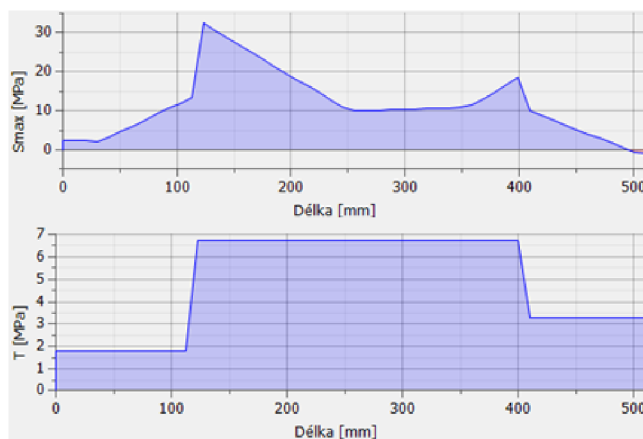
STAV 4

Jako okrajové podmínky byly voleny zatěžující síly vypočtené v kapitole 5.1.1 v sekci Stav 4.



Obr. 36 Numerická simulace deformace točny ve stavu 4 s označením nejvíce zatíženého nosníku

Pomocí analýzy nosníku se zjistil průběh normálového napětí S_{max} a napětí ve smyku T_{max} nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 4.



Obr. 37 Průběh maximálního normálového a maximálního smykového napětí nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 4

Z průběhu maximálního normálového a maximálního napětí v krutu nejvíce namáhaného nosníku ve stavu 4 se určilo maximální redukované napětí dle podmínky HMH, které bylo porovnáno s mezí kluzu.

$$\sigma_{REDt4} = \sqrt{S_{maxt4}^2 + 3 \cdot T_{maxt4}^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{REDt4} = \sqrt{33,4^2 + 3 \cdot 6,74^2}$$

$$\sigma_{REDt4} = 35,381 \text{ MPa}$$

Rovnice (66), kde:

$$S_{maxt4} = 33,4 \text{ MPa} \quad \text{maximální normálové napětí točny ve stavu 4 [MPa], z obr. 37}$$

$$T_{maxt4} = 6,74 \text{ MPa} \quad \text{maximální napětí v krutu točny ve stavu 4 [MPa], z obr. 37}$$

Z porovnání se zjistila bezpečnost vůči mezi kluzu ve stavu 4.

$$k_{kt4} = \frac{R_e}{\sigma_{REDt4}} \quad (67)$$

$$k_{kt4} = \frac{196}{35,381}$$

$$k_{kt4} = 5,54$$

Rovnice (67), kde:

$$R_e = 196 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu oceli 11 375 [MPa], podle [17]}$$

$$\sigma_{REDt4} = 35,381 \text{ MPa} \quad \text{maximální redukované napětí točny ve stavu 4 [MPa], z rovnice (66)}$$

V tomto stavu má točna vysokou bezpečnost a také tuhost, což dovoluje bezpečné používání dané polohy.

5.2 STOJAN

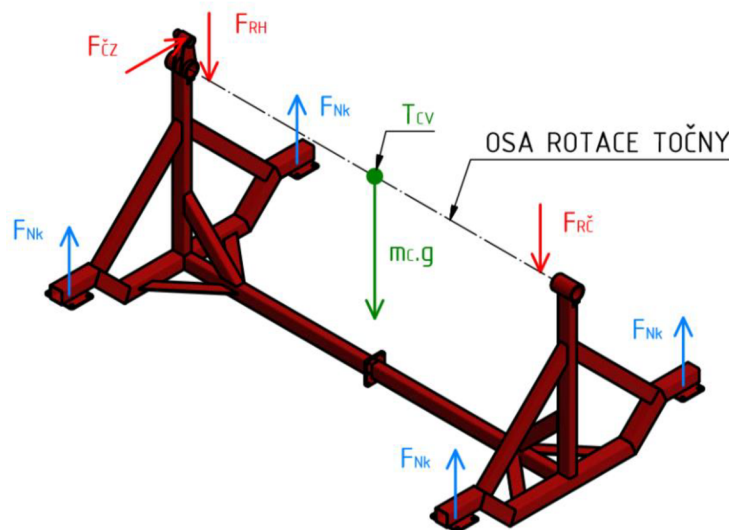
V této kapitole byl proveden rozbor zatížení, pevnostní analýza a deformace stojanu.

5.2.1 ROZBOR ZATÍŽENÍ STOJANU

Stojan je v provozu vystaven takřka konstantnímu zatížení, které má maximální hodnotu při plném naložení točny. Zatěžující síly F_{RH} a $F_{RČ}$ byly vzaty z kapitoly 5.1.1, z které vyplývá, že síly F_{RH} a $F_{RČ}$ jsou ve všech čtyřech stavech stejné.

Pro výpočet bylo uvažováno několik předpokladů. První předpoklad uvažoval vliv posunutí nositelky sil F_{RH} a $F_{RČ}$ od střednice profilu stojanu o vzdálenost L_H , z čehož vznikne ohybový moment M_{ZS} . Druhý předpoklad uvažoval sílu od zarážkového mechanismu $F_{ČZ}$, která vznikne vlivem klopného odporového momentu M_{KO} na rameni $L_Č$, což je vzdálenost osy zarážky od osy otáčení točny.

Celková tíha sekačky a točny slouží pro ilustrativní rozložení sil F_{RH} a $F_{RČ}$. Reakční síly stojanu jsou uvažovány jako síla F_{Nk} , která byla vzata z kapitoly 4.3.



Obr. 38 Silový rozbor zatížení stojanu s celkovou tíhou sekačky a točny (zeleně), zatěžujícími silami (červeně) a reakčními silami (modře)

Pro výpočet zátěžného momentu stojanu od síly F_{RH} a $F_{RČ}$ je použit vztah:

$$M_{ZS} = F_{RH} \cdot L_H \quad (68)$$

$$M_{ZS} = 2270,239 \cdot 80$$

$$M_{ZS} = 181619,12 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovnice (68), kde:

$F_{RH}=2270,239$ N reakční síla na hřídeli točny [N], z rovnice (26), (37), (49) a (59)

$L_H=80$ mm vzdálenost nositelky síly F_{RH} od střednice profilu stojanu [mm]

Pro výpočet zátěžné síly $F_{\check{C}Z}$ je použit vztah:

$$F_{\check{C}Z} = \frac{M_{KO}}{L_{\check{C}}} \quad (69)$$

$$F_{\check{C}Z} = \frac{80677,8}{120}$$

$$F_{\check{C}Z} = 672,315$$
 N

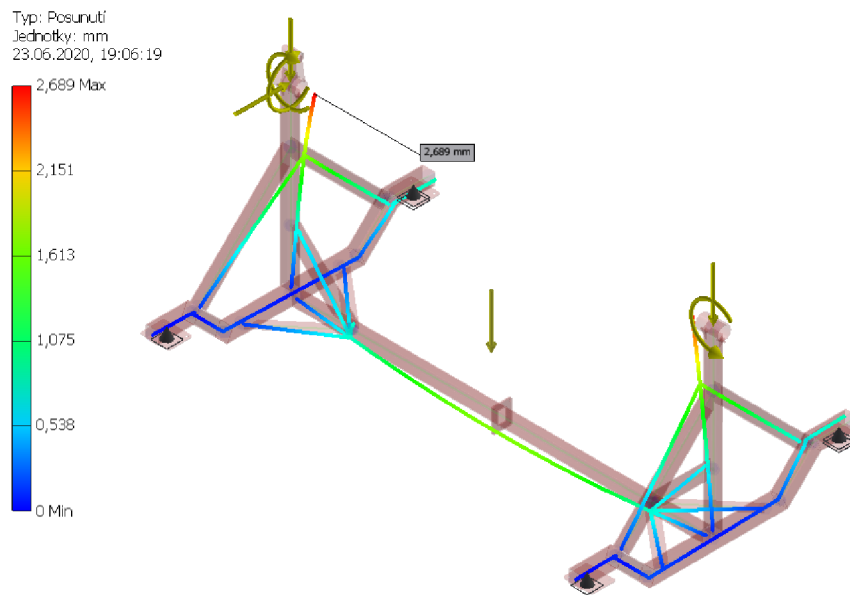
Rovnice (66), kde:

$M_{KO}=80677,8$ N.mm reakční síla na hřídeli točny [N.mm], z rovnice (6)

$L_{\check{C}}=120$ mm vzdálenost nositelky síly $F_{\check{C}Z}$ od osy rotace točny [mm]

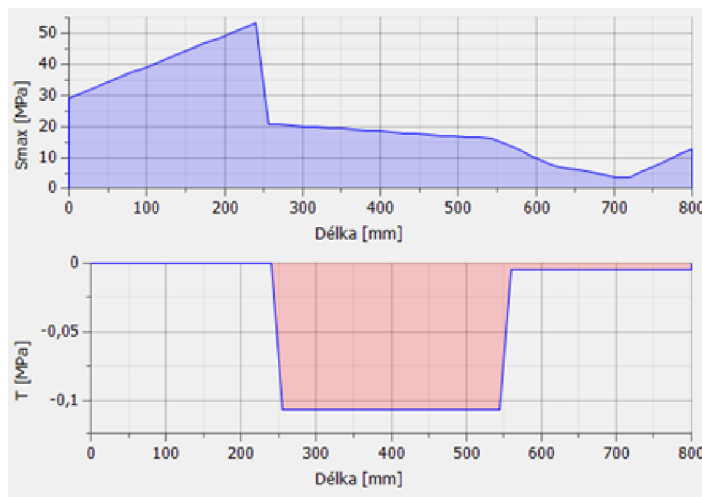
5.2.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA STOJANU

K výpočtu pevnostní kontroly stojanu byla použita aplikace Analýza rámových konstrukcí v programu Autodesk Inventor, která po zadání okrajových podmínek vykreslí průběhy sil, momentů, výsledných vnitřních účinků, maximálních normálových napětí a maximálních smykových napětí. Jako vazební podmínky jsou voleny klouzavé vazby na jedné straně a kloubové vazby na druhé straně. Ve výpočtu je také uvažováno s vlastní tíhou točny a jako okrajové podmínky byly voleny zatěžující síly a momenty z kapitoly 5.2.1. Síly s nositelkou mimo střednici nosníku stojanu nahrazeny silou a momentem.



Obr. 39 Numerická simulace deformace stojanu s označením nejvíce zatíženého nosníku

Pomocí analýzy nosníku se zjistil průběh normálového napětí S_{\max} a napětí ve smyku T_{\max} nejvíce namáhaného nosníku.



Obr. 40 Průběh maximálního normálového a maximálního smykového napětí nejvíce namáhaného nosníku

Z průběhu maximálního normálového a maximálního napětí v krutu nejvíce namáhaného nosníku se určilo maximální redukované napětí dle podmínky HMH, které bylo porovnáno s mezí kluzu.

$$\sigma_{\text{REDst}} = \sqrt{S_{\text{maxst}}^2 + 3 \cdot T_{\text{maxst}}^2} \quad (70)$$

$$\sigma_{\text{REDst}} = \sqrt{53,3^2 + 3 \cdot 0,1^2}$$

$$\sigma_{\text{REDt4}} = 53,3 \text{ MPa}$$

Rovnice (70), kde:

$$S_{\text{maxst}} = 53,3 \text{ MPa} \quad \text{maximální normálové napětí stojanu [MPa], z obr. 40}$$

$$T_{\text{maxst}} = 0,1 \text{ MPa} \quad \text{maximální napětí v krutu stojanu [MPa], z obr. 40}$$

Z porovnání se zjistila bezpečnost vůči mezi kluzu.

$$k_{\text{kst}} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{REDst}}} \quad (71)$$

$$k_{\text{kst}} = \frac{196}{53,3}$$

$$k_{\text{kst}} = 3,677$$

Rovnice (68), kde:

$$R_e = 196 \text{ MPa} \quad \text{mez kluzu oceli 11 375 [MPa], podle [17]}$$

$$\sigma_{\text{REDst}} = 53,3 \text{ MPa} \quad \text{maximální redukované napětí stojanu [MPa], z rovnice (70)}$$

Z výpočtů vyplývá, že stojan má vysokou bezpečnost a také tuhost, což dovoluje bezpečné používání pro podporu točny.

ZÁVĚR

V první kapitole této bakalářské práce byl proveden rozbor manipulačního problému, se kterým se firma Spider potýkala při montáži sekačky Spider ILD02. Poté byly zjištěny technické parametry sekačky, na které navazuje metoda zjištění těžiště sekačky. Ve druhé kapitole bylo vypracováno několik variant, které by byly vhodné pro daný manipulační problém. Tyto varianty byly nadále porovnány mezi sebou pomocí metody vážených hodnot, která pomohla vybrat vhodnou variantu.

Ve třetí kapitole byla vytvořena koncepce, která by z hlediska maximalizace manipulačního dosahu a malých celkových rozměrů měla vyhovovat danému řešení. Z této koncepce bylo vytvořeno manipulační zařízení s několika konstrukčními celky, které byly popsány a zdůvodněny. Na koncepci byl také brán ohled z hlediska bezpečnosti, aby se předešlo možnému zranění operátorů.

Čtvrtá část se zabývala manipulačními silami, kterými jsou ovládány různé prvky stroje. Tyto síly byly poté porovnány z právního hlediska, zda nepřekračují maximální limity daných nařízeních. V poslední kapitole byl proveden rozbor všech sil, které působí na dva hlavní konstrukční celky, kterými jsou točna a stojan. Po provedení silových rozborů se pomocí aplikace Analýza rámových konstrukcí výpočetního softwaru Autodesk Inventor zjistilo, zda jsou obě konstrukce vhodné k provozu.

Cíle práce byly splněny a navržené montážní a servisní zařízení je z hlediska výpočetních kontrol vyhovující. Kompletní návrh tohoto manipulačního zařízení je vytvořen ve výpočetním softwaru Autodesk Inventor, ze kterého vznikly výkresy sestavy celého manipulačního zařízení, hřídele točny, pouzdra stojanu, náboje velkého řetězového kola a hřídele páky.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Vlastnosti sekačky. *Spider ILD02* [online]. Pohled: DVOŘÁK - svahové sekačky, c2004-2020 [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: https://www.spider-cz.com/spider-ild02_p11.html
- [2] Výpočet požadavků. *Logistika dopravy a manipulace* [online]. Brno: VUT, 2017, 1. 12. 2017 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/133910/mod_resource/content/1/DLD-3part.pdf
- [3] Male - Pulling Task Initial Forces. *Liberty Mutual Manual Materials Handling Tables* [online]. Boston: Liberty Mutual Insurance, c2005 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: https://libertymmhtables.libertymutual.com/CM_LMTablesWeb/taskAnalysis.do?action=retrieveTaskAnalysisPercentage
- [4] Součinitel tření POM. *POM-C - polyacetal kopolymer* [online]. Žilina: TechPlasty, c2014-2020 [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.techplasty.cz/material/pom/pom-c-polyacetal-kopolymer#>
- [5] Gumová transportní kola s přírubou. *Manutan* [online]. Ostrava: MANUTAN, c2020 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/gumova-transportni-kola-s-prirubou-prumer-80-200-mm-otocna-s-brzdou-valiva-loziska-mig2619318>
- [6] Vlastnosti řetězového převodu. *Řetězové převody* [online]. Olomouc: MORAVIAN CHAINS, c2009 [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.mch-retezy.cz/retezove-prevody/>
- [7] TLAČNÉ PRUŽINY - Železné, Ø drátu 1.80 mm. *ALCOMEX* [online]. Moravany: Alcomex Spring Works, c2017 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: http://obchod.alcomex.cz/tlacne_pruziny.php?kat=Fe&d=1.80&pag=tl&Vyber=Vyber
- [8] Hodnocení zdravotního rizika, hygienické limity, bližší požadavky na způsob organizace práce a pracovní postupy a informace k ochraně zdraví. *Zákony pro lidi* [online]. Zlín: AION CS, c2010-2020 [cit. 2020-05-22]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2007-361?text=%C2%A7%2029>
- [9] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] Orientační hodnoty koeficientů valivého odporu uváděné v různých zdrojích. *Valivý odpor* [online]. San Francisco: Wikipedia, 2018, 7. 2. 2018 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Valiv%C3%BD_odpor#Valiv.C3.BD_odpor
- [11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [12] SPIDER ILD02 SG s navijákem. *Svahové sekačky SPIDER* [online]. Sokolov: BESTO PRO, c2015 [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <http://www.bestopro.cz/produkty/svahove-sekacky-spider/941-spider-ild01.html>

- [13] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 // rozměr 60x40x3. *Profily ocelové uzavřené (jäckly) obdélníkové* [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28154/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-60x40x3>
- [14] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 // rozměr 60x40x4. *Profily ocelové uzavřené (jäckly) obdélníkové* [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30119/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-60x40x4>
- [15] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 // rozměr 80x40x4. *Profily ocelové uzavřené (jäckly) obdélníkové* [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/34361/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x40x4>
- [16] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219 // rozměr 60x3. *Profily ocelové uzavřené (jäckly) obdélníkové* [online]. Praha: Feron, c2017 [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/30980/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-60x3>
- [17] Nejmenší mez kluzu. *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. Chrudim: T-PROM, c2009-2015, 2009 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [18] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [19] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_t	[m.s ⁻²]	Maximální zrychlení zařízení
D_{dp}	[mm]	Průměr dráhy pouzdra
D_s	[mm]	Délka sekačky
$F_{\check{C}Z}$	[N]	Síla od zarážkového mechanismu
F_{Nk}	[N]	Normálová síla kola
F_{Nz}	[N]	Normálová síla pouzdra
F_{ozmax}	[N]	Maximální ovládací síla na páce zarážky
$F_{PÁKA}$	[N]	Minimální potřebná síla pro otáčení
F_{pr}	[N]	Síla pružiny
F_{RA1}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně A ve stavu 1
F_{RA2}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně A ve stavu 2
F_{RA3}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně A ve stavu 3
F_{RB1}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně B ve stavu 1
F_{RB2}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně B ve stavu 2
F_{RB3}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu na straně B ve stavu 3
$F_{R\check{C}1}$	[N]	Reakční síla na opěrné části čepu točny ve stavu 1
$F_{R\check{C}2}$	[N]	Reakční síla na opěrné části čepu točny ve stavu 2
$F_{R\check{C}3}$	[N]	Reakční síla na opěrné části čepu točny ve stavu 3
$F_{R\check{C}4}$	[N]	Reakční síla na opěrné části čepu točny ve stavu 4
F_{RH1}	[N]	Reakční síla na opěrné části hřídele točny ve stavu 1
F_{RH2}	[N]	Reakční síla na opěrné části hřídele točny ve stavu 2
F_{RH3}	[N]	Reakční síla na opěrné části hřídele točny ve stavu 3
F_{RH4}	[N]	Reakční síla na opěrné části hřídele točny ve stavu 4
F_{RX4}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu ve směru x ve stavu 4
F_{RY4}	[N]	Reakční síla na desce upínacího mechanismu ve směru y ve stavu 4
F_t	[N]	Tečná síla
F_{zt}	[N]	Tažná síla
F_{zv}	[N]	Zvedací síla
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
HMH	[-]	Hypotéza Huber-von Mises-Hencky
h_p	[mm]	Výška potřebná k odjištění
$h_{př}$	[mm]	Deformace z předpětí pružiny

i	[-]	Převodový poměr
I_k	[m.kg ²]	Moment setrvačnosti kola
k	[N/mm]	Tuhost pružiny
k_{kst}	[-]	Bezpečnost stojanu vůči meznímu stavu pružnosti
k_{kt1}	[-]	Bezpečnost točny vůči meznímu stavu pružnosti ve stavu 1
k_{kt2}	[-]	Bezpečnost točny vůči meznímu stavu pružnosti ve stavu 2
k_{kt3}	[-]	Bezpečnost točny vůči meznímu stavu pružnosti ve stavu 3
k_{kt4}	[-]	Bezpečnost točny vůči meznímu stavu pružnosti ve stavu 4
$L_{\check{C}}$	[mm]	Vzdálenost nositelky síly $F_{\check{C}Z}$ od osy rotace točny
L_H	[mm]	Vzdálenost nositelky síly F_{RH} od střednice profilu stojanu
L_p	[mm]	Délka páky zarážky
L_R	[mm]	Vzdálenost mezi opěrnou částí hřídele a čepu točny
L_U	[mm]	Délka upínače od roviny symetrie točny
M_0	[N.mm]	Momentová rovnováha k bodu 0
M_B	[N.mm]	Momentová rovnováha ke straně B
m_c	[kg]	Celková hmotnost točny a sekačky
M_{KO}	[N.mm]	Klopný odporový moment
m_s	[kg]	Hmotnost sekačky
m_t	[kg]	Hmotnost točny
m_{zc}	[kg]	Maximální hmotnost zařízení v provozu
M_{ZS}	[N.mm]	Zátěžný moment stojanu
R	[mm]	Poloměr kola
R_2	[mm]	Rameno tíhy sekačky ve stavu 2
R_3	[mm]	Rameno tíhy sekačky ve stavu 3
R_e	[MPa]	Mez kluzu oceli 11 375
RP	[-]	Rovnice pro rotační pohyb
S_{maxt1}	[MPa]	Maximální normálové napětí točny ve stavu 1
S_{maxt2}	[MPa]	Maximální normálové napětí točny ve stavu 2
S_{maxt3}	[MPa]	Maximální normálové napětí točny ve stavu 3
S_{maxt4}	[MPa]	Maximální normálové napětí točny ve stavu 4
S_{maxtst}	[MPa]	Maximální normálové napětí stojanu
\check{S}_s	[mm]	Šířka sekačky
T_{maxt1}	[MPa]	Maximální napětí v krutu točny ve stavu 1

$T_{\max 2}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu točny ve stavu 2
$T_{\max 3}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu točny ve stavu 3
$T_{\max 4}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu točny ve stavu 4
$T_{\max st}$	[MPa]	Maximální napětí v krutu stojanu
V_s	[mm]	Výška sekačky
x	[-]	Rovnice pro síly ve směru x
X_{Tc}	[mm]	Horizontální polohu společného těžiště
X_{Ts}	[mm]	Horizontální poloha těžiště sekačky od roviny symetrie točny
X_{Tt}	[mm]	Horizontální poloha těžiště točny
y	[-]	Rovnice pro síly ve směru y
Y_{Tc}	[mm]	Vertikální poloha společného těžiště
Y_{Ts}	[mm]	Vertikální poloha těžiště sekačky od referenční roviny
Y_{Tsz}	[mm]	Poloha těžiště sekačky od země
Y_{Tt}	[mm]	Vertikální poloha těžiště točny od referenční roviny
Z_{Ts}	[mm]	Poloha těžiště od příčné roviny symetrie
β	[°]	Úhel stoupání pouzdra páky
γ	[°]	Úhel zvratu
δ	[°]	Úhel mezi přímkami protínajících těžiště
ε	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení kola
θ	[°]	Úhel oblouku dráhy
ξ	[m]	Rameno valivého odporu
σ_{RED1}	[MPa]	Maximální redukované napětí točny ve stavu 1
σ_{RED2}	[MPa]	Maximální redukované napětí točny ve stavu 2
σ_{RED3}	[MPa]	Maximální redukované napětí točny ve stavu 3
σ_{RED4}	[MPa]	Maximální redukované napětí točny ve stavu 4
σ_{REDst}	[MPa]	Maximální redukované napětí stojanu
φ	[°]	Výchylka naklopení točny
φ_2	[°]	Úhel výchylky naklopení ve stavu 2

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy	ROTAČNÍ STOJAN	0-FRUH-1/00
Seznam položek	KUSOVNÍK	4-K-FRUH-1/00 (3 listy)
Výkres svařence	STOJAN 1	1-FRUH-1/01
Výkres součásti	HŘÍDEL PÁKY	3-FRUH-1/03-1
Výkres součásti	HŘÍDEL TOČNY	3-FRUH-1/04-21
Výkres součásti	POUZDRO STOJANU	4-FRUH-1/02
Výkres součásti	NÁBOJ ŘETĚZOVÉHO KOLA	3-FRUH-1/03-2