

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta aplikovaných věd

Katedra mechaniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Úprava sportovní plachetnice a přepravního vozíku s ohledem
na tělesně postižené sportovce

Předkládá: Jakub Pouliček

Obor: Výpočty a design

Vedoucí práce: Ing. Miroslav Horák, Ph.D

Prohlášení

Čestně prohlašuji, že svoji diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pouze s použitím pramenů a literatury uvedených v seznamu citované literatury.

V Plzni dne 30. května 2014

Jakub Pouliček

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Miroslavu Horákovi, Ph.D za cenné rady,
připomínky a vedení práce.

Abstrakt

Cílem práce je úprava přepravního vozíku pro převoz plachetnice třídy 2.4mR a úprava uložení sedačky sportovní plachetnice s ohledem na tělesné postižení kormidelníka.

Model vleku bude posouzen jak z pohledu statického zatížení, tak z pohledu dynamického chování ve vybraných situacích (přejezd překážky, průjezd díry na silnici).

Klíčová slova: kategorie 2.4mR, plachetnice, MSC Adams, MSC Marc, dynamika vázaných soustav, metoda konečných prvků, sedačka, konstrukční návrh

Abstract

The objective of this study is modification of a trailer for transport of sports sailing boat from the category 2.4mR and modification of seat mounting with regard to disability of helmsman.

The model of the trailer will be evaluated in terms of static load and in terms of dynamic behavior in selected situations (crossing obstacles, going through a hole on the road).

Keywords: category 2.4mR, sailing, MSC Adams, MSC Marc, the dynamics of coupled systems, finite element method, seat, design

Obsah

Seznam obrázků	1
Použité značení	3
1. Úvod	4
1.1. Kategorie 2.4mR	4
1.2. Přívěsné vozíky pro převoz lodí.....	5
1.2.1. Legislativa individuální stavby přívěsného vozíku	7
2. Návrh vozíku pro plachetnici 2.4mR.....	8
2.1. Konstrukční návrh	8
2.1.1. Základní rám.....	8
2.1.2. Varianty nakládacího mechanismu	9
2.1.3. Konstrukční návrh	12
2.2. Statická analýza konstrukce	20
2.2.1. Výsledky statických analýz	21
2.2.2. Zhodnocení	28
2.3. Dynamické vlastnosti při přejezdu překážky	29
2.3.1. Tvorba modelu	31
2.3.2. Přejezd příčného prahu	33
2.3.3. Průjezd dírou jedním kolem nápravy	33
3. Sedačka.....	35
3.1. Vliv tvaru sedačky na pohyb jachtaře	37
3.1.1. Maticová formulace pohybu sedačky	37
3.1.2. Kruhový tvar uložení sedačky.....	39
3.1.3. Elipsový tvar uložení sedačky	41
3.1.4. Kloubové uložení	46
3.2. Srovnání výsledků	47
4. Závěr.....	48
Seznam literatury a zdrojů.....	49
Příloha č. 1 Výkresová dokumentace vozíku	50
Příloha č. 2 Sklopná noha vozíku	51
Příloha č. 3 Statické výpočty	52

Seznam obrázků

obr. 1.1 Plachetnice Freedom (12mR).....	4
obr. 1.2 Nákres plachetnice Norlin Marker III.....	5
obr. 1.3 Vozík s kolečky (vlevo) a s ližinami (vpravo).....	6
obr. 1.4 Speciální a standardní vozík	6
obr. 2.1 Nákres základního rámu.....	8
obr. 2.2 Návrh vozíku s jeřábem	9
obr. 2.3 Vozík s výsuvným vykládáním.....	9
obr. 2.4 Vozík s otočným vykládáním	10
obr. 2.5 Vozík s posuvnou bránou.....	10
obr. 2.6 Vozík s výklopnou bránou	11
obr. 2.7 Vozík v přepravní poloze.....	13
obr. 2.8 Brána v pracovní poloze	13
obr. 2.9 Silové účinky na vozík.....	14
obr. 2.10 Silové účinky a rozměry na brance	15
obr. 2.11 Průběh reakcí a síly v pístu v závislosti na úhlu vyklopení α	16
obr. 2.12 Řez čepu.....	17
obr. 2.13 Ilustrační nákres rotační vazby	20
obr. 2.14 Rozložení napětí dle HMH – Vyklopení $\alpha = 120^\circ$	21
obr. 2.15 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 120^\circ$	22
obr. 2.16 Deformace brány (20x zvětšení) - Vyklopení $\alpha = 120^\circ$	22
obr. 2.17 Rozložení napětí dle HMH - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$	23
obr. 2.18 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$	23
obr. 2.19 Deformace - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$	24
obr. 2.20 Rozložení napětí dle HMH - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$	25
obr. 2.21 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$	25
obr. 2.22 Deformace - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$	26
obr. 2.23 Rozložení napětí dle HMH – přepravní poloha při zvětšeném zatížení	27
obr. 2.24 Kinematické schéma	29
obr. 2.25 Model z programu MSC. Adams (naložený, prázdný)	29
obr. 2.26 Schéma pro výpočet tuhosti nápravy	30
obr. 2.27 Aproximace pozitivní překážky [mm]	31

obr. 2.28 Graf funkce STEP5	32
obr. 2.29 Výchylnka při přejezdu naloženého vozíku.....	33
obr. 2.30 Výchylnka při průjezdu dírou prázdného vozíku.....	33
obr. 2.31 Výchylnka při průjezdu dírou naloženého vozíku	34
obr. 2.32 Průjezd dírou vyšší rychlostí.....	34
obr. 3.1 Plachetnice při náklonu	35
obr. 3.2 Sedačka	35
obr. 3.3 Valivé připevnění sedačky k rámu.....	36
obr. 3.4 Nákres uložení.....	37
obr. 3.5 Obecná konfigurace	38
obr. 3.6 Valení sedačky po kruhovém uložení	39
obr. 3.7 Vychýlení hlavy závodníka – kruhová dráha.....	40
obr. 3.8 Elipsa.....	41
obr. 3.9 Zachování plochy	41
obr. 3.10 Natočená elipsa	43
obr. 3.11 Schematický nákres pro parametrické vyjádření	44
obr. 3.12 Nákres valení sedačky.....	45
obr. 3.13 Vychýlení hlavy při pohybu sedačky po elipsovitém uložení	46
obr. 3.14 Vychýlení v případě kloubového uložení	46
obr. 3.15 Poloha hlavy.....	47

Použité značení

P	výkon
F	Síla
V	Rychlost
$F, F_{\check{x}}, F_{\check{y}}$	reakce v uložení čepu
F_p	síla v lineárním motoru
m_L	hmotnost lodi
A	úhel vyklopení brány
P	tlak v lineárním motoru
S	plocha pístnice
M_{omax}	maximální hodnota ohybového momentu
$d_{\check{c}}$	průměr čepu
$l_{\check{c}}$	délka čepu
F_{max}	maximální síla působící na čep
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu
τ_{ds}	dovolené smykové napětí
p_D	dovolené tlakové napětí
E	Youngův modul pružnosti v tahu
Y	Poissonovo číslo
R_e	mez kluzu
K	Bezpečnost
σ_D	dovolené napětí
a_{max}	maximální hodnota zrychlení
F_d	dynamická síla
c_d	součinitel dynamického zatížení
M_k	krouticí moment
${}^L r_a, {}^L r_b$	rozšířené polohové vektor
T_{ab}	transformační matice
${}^L u_a, {}^L u_b, u_{ab}$	polohové vektory
S_{ab}	matice pootočení
R	poloměr kružnice
c, d	nové hodnoty poloos
L	délka oblouku

1. Úvod

Plavba na plachetní lodi je vynález, provozovaný lidmi od pradávna. Po tisíciletí sloužila jako způsob vodní dopravy, v dnešní době spíše jako sport či způsob života pro mnoho nadšenců. První zmínky o soutěžích plachetních lodí pocházejí z Nizozemí v 17. století. Odtud se rozšířilo do Anglie a dále do celého světa. V roce 1851 byla založena tradice pravděpodobně nejstaršího a nejznámějšího jachtařského závodu – Americký pohár.

Jachting resp. tzv. okruhový jachting, je tradičním sportem letních olympijských her a v poslední době, prostřednictvím lodní třídy 2,4mR také letních paralympijských her.

Předkládaná diplomová práce se zabývá úpravou konkrétní lodě tř. 2.4mR a přepravního vozíku určeného pro převoz lodě za osobním automobilem pro našeho dlouholetého paralympionika Daniela Bínu, který je po autonehodě trvale upoutaný na invalidní vozík. Cílem práce je navrhnout vozík, který zjednoduší tělesně postiženému sportovci manipulaci s relativně těžkou lodí a dále úprava sedáku lodě, která umožní kormidelníkovi bezpečnou jízdu a ovládání lodě.

1.1. Kategorie 2.4mR

Třída 2.4mR je lodní třída primárně určena k závodění a především v zahraničí je velmi oblíbená. Jedná se o jednoposádkovou sportovní plachetnici s kýlem. Jelikož tato třída spadá pod mezinárodní soutěže, řídí se pravidly Mezinárodní jachtařské federace (ISAF).

Třída 2.4mR je samostatná konstrukční kategorie, jejíž rozměry byly odvozeny od kategorie 12mR. Jedná se o zmenšeniny plachetnic používaných v soutěži America's Cup (obr. 1.1). Rozměry a přibližný tvar lodě jsou definovány pravidly ISAF. Celková délka lodě je omezena na rozsah od 4,1 do 4,35 metrů a ponor lodě je jeden metr. Hmotnost se pohybuje okolo 250 kilogramů.



obr. 1.1 Plachetnice Freedom (12mR)

Nejedná se o „One Design Class“ (kategorie s jednotným designem), výrobce může navrhnout jakékoliv konstrukční řešení plachetnice, které splňuje předepsané limity. Mohou se provádět různé individuální úpravy, jako například úprava ovládání na míru pro jachtaře, tak aby mohl loď ovládat podle svých potřeb a možností. Zvláště pak pro handicapované závodníky jsou tyto úpravy velmi užitečné.

V mnoha zemích se tato plachetnice využívá pro handicapované sportovce, jelikož se jachtař nemusí po lodi pohybovat a veškeré její ovládání je na dosah ruky. Je zde možné jak ovládání pomocí rukou tak i za pomoci nohou. V roce 2000 se třída 2.4mR dostala na program letních paralympijských her v Sydney. Nick Scandone, který se účastnil v roce 2005 soutěže Open World Championship, se stal prvním handicapovaným mistrem světa, který porazil ve fletu o počtu 115 jachtařů, jak handicapované tak i zdravé soupeře.

Téměř devadesát procent lodí je od švédského designera Petera Norlina a nesou označení Norlin Mark III (obr. 1.2). Zbytek jsou lodě vytvořené amatérskými výrobci ze všech koutů světa. V současné době se objevují nové lodě s označením Stradivari III a Proton.



obr. 1.2 Náčrtes plachetnice Norlin Mark III

1.2. Přívěsné vozíky pro převoz lodí

Mezi závody se lodě přepravují v kontejnerech nebo na speciálních přívěsných vozících. Pro lodě bez kýlu, jsou sériově vyráběny speciální přepravní vozíky, které jsou vybaveny buď kolečky nebo ližinami (obr. 1.3), na které jsou pomocí navijáku lodě vytaženy z vody. Velmi často bývají vozíky vyráběny voděodolné a je možno s nimi zajet až do vody a tam loď vyložit nebo naopak naložit.



obr. 1.3 Vozík s kolečký (vlevo) a s ližinami (vpravo)

Problematika vozíků pro lodě s kýlem je poněkud komplikovanější. Vozíky už nemají tak jednoduchou konstrukci, jelikož je nutné loď dostat do vyšší pozice než v případě lodě bez kýlu. Mohou být využity jak speciální přívěsy, tak i standardní přívěsné vozíky s ložnou plochou a speciální konstrukcí (obr. 1.4), kdy loď stojí na kýlu, do kterého je soustředěna velká část hmotnosti lodě. Speciální podpěry po stranách lodě pouze zajišťují loď ve vzpřímené poloze. Jejich délka je nastavitelná.



obr. 1.4 Speciální a standardní vozík

U kýlových lodí je složitější také manipulace při vykládání a nakládání. S lodí není možné přijet až na mělčinu a tam ji naložit „natažením“ na vozík. Ve většině případů je nutné loď zdvihnout a následně přesunout z vozíku do vody nebo opačným směrem pomocí jeřábu.

Jak bylo na začátku napsáno, jachting v kategorii 2.4mR je i pro handicapované sportovce. Pro některé je obtížné nebo nemožné loď vyložit, spustit na vodu případně do ní nastoupit.

K řešení tohoto problému má dopomoci návrh přívěsného vozíku, kterým se zabývá tato diplomová práce.

1.2.1. Legislativa individuální stavby přívěsného vozíku

V provozu na pozemních komunikacích je potřeba se řídit platnými silničními zákony dané země. Pro řidiče vlastního řidičské oprávnění skupiny B jsou to především tyto předpisy:

1. K osobnímu automobilu smí být připojeno přípojně vozidlo o největší povolené hmotnosti nepřevyšující 750 kg (kat. O₁), pokud největší povolená hmotnost této jízdní soupravy nepřevyšuje 3 500 kg (řidičský průkaz skupiny B) nebo v případě rozšíření rozsahu nepřevyšuje 4 250 kg¹ (řidičský průkaz skupiny BE).
2. Okamžitá hmotnost nebrzděného přípojně vozidla kategorie O₁ nesmí být větší než největší povolená hmotnost nebrzděného přípojně vozidla stanovená pro tažné vozidlo.²

Zároveň legislativa upravuje i povolené rozměry a další parametry přívěsných vozíků. Největší povolená šířka pro přípojně vozidlo kategorie O₁ je 2,55 m a maximální hodnota délky je 8 m. Právně jsou také upraveny požadavky pro celkovou soupravu, kterou tvoří tažné vozidlo a přívěsný vozík. Celková délka soupravy s tímto vozíkem nesmí překročit 18,75 m.³

Před samotnou individuální stavbou přívěsného vozíku je potřeba získat povolení ke stavbě od obecního úřadu, kterému se musí dodat nákres a základní pevnostní výpočty vozíku. Ke stavbě je nutné na vozíku použít homologovanou nápravu, spojovací zařízení a světla. Dále je pak potřeba v případě svařované konstrukce kopie průkazu svářeče a v neposlední řadě projít s vozíkem STK a získat technický průkaz.

Pro výrobu je možné použít různé materiály. V případě, že materiál nepodléhá normě EN 10027-1: 2005, je potřeba v dokumentaci uvést následující parametry:

- popis materiálu
- mez kluzu
- mez pevnosti v tahu
- prodloužení (v %)
- tvrdost materiálu podle Brinella

¹ Úplné znění viz §80 zákona č.361/2000 Sb. „Skupiny vozidel“, v plném znění.

² Úplné znění viz informační dokument Ministerstva dopravy článek 56 odst. 7 verze platná od 1.5.2003 vztahující se k zákonu č.56/2001 Sb.

³ Vyhláška č. 341/2002 Sb. k § 2 odst. 5,6 a 7 zákona č. 56/2001 Sb.

2. Návrh vozíku pro plachetnici 2.4mR

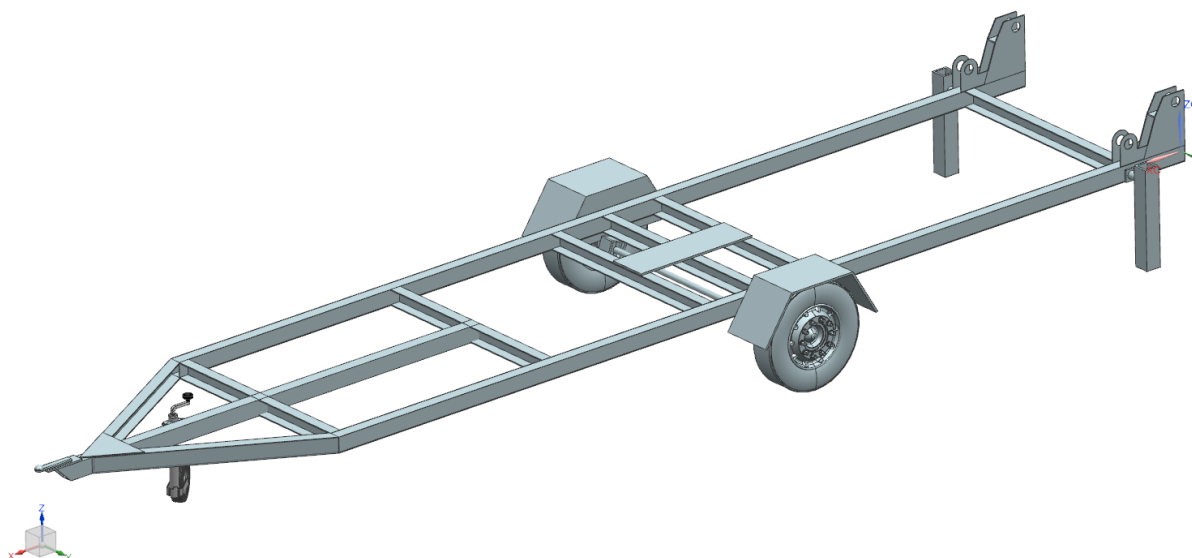
Jelikož se bude jednat o individuální stavbu, případně o velmi malou sérii čítající nejvýše deset kusů, je kladen důraz na co možná nejjednodušší výrobu, kterou je možno provádět se základním dílenským vybavením bez použití složitých technologií.

Důležitým požadavkem na samotný vlek je jednoduchá možnost naložení a vyložení lodě z vozíku, jelikož se jedná o vozík určený pro handicapovaného sportovce, který má omezenou pohyblivost.

2.1. Konstrukční návrh

2.1.1. Základní rám

Při návrhu vykládacího zařízení budeme u jednotlivých variant vždy vycházet ze základního tvaru rámu, který je na obr. 2.1. Jedná se o obdélníkový rám s třemi příčnicí, kde na středu rámu bude postaven kýl lodě.

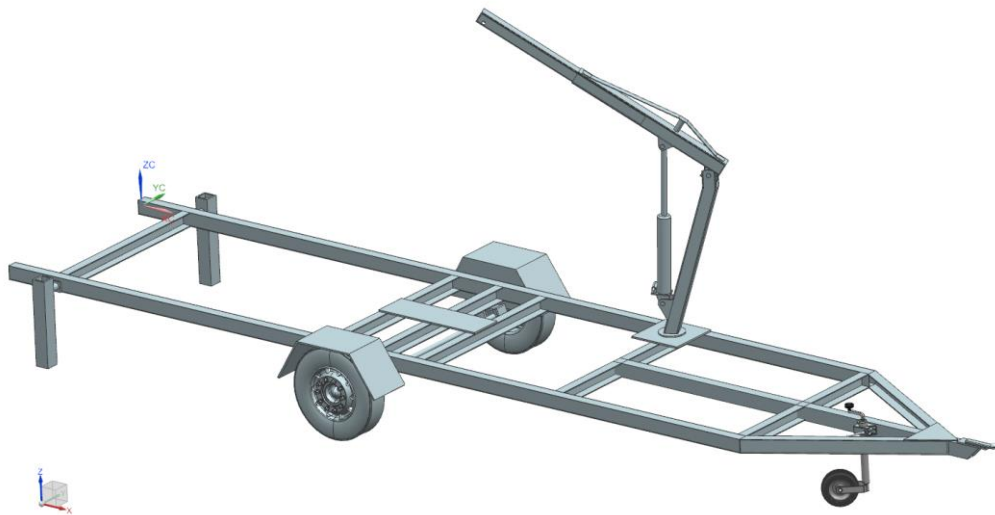


obr. 2.1 Nákres základního rámu

2.1.2. Varianty nakládacího mechanismu

Varianta 1 – vozík s jeřábem

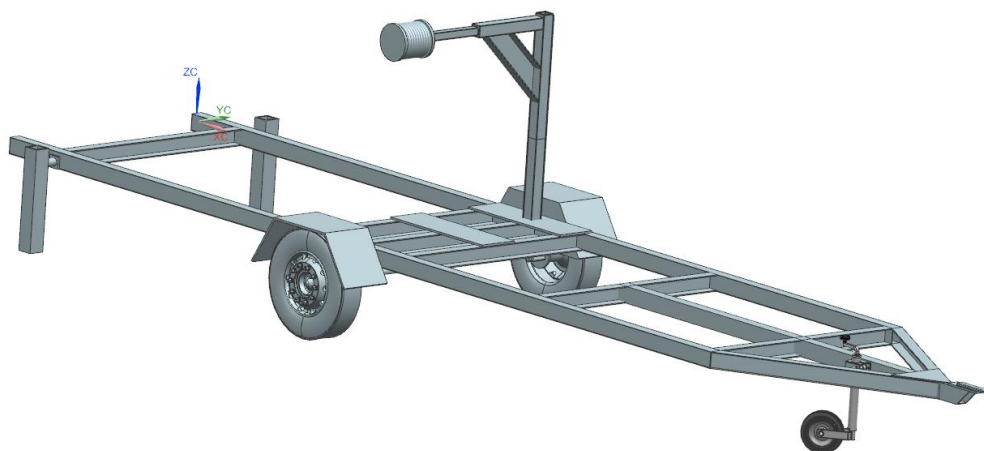
V této variantě je součástí rámu jeřáb, známý například z malých nákladních vozidel, jehož hmotnost se pohybuje kolem 120 kilogramů. Je nutné použít jeřáb s nosností 900 kilogramů, jehož nosnost při maximálním vytažení je 300 kilogramů.



obr. 2.2 Návrh vozíku s jeřábem

Varianta 2 – výsuvný mechanismus

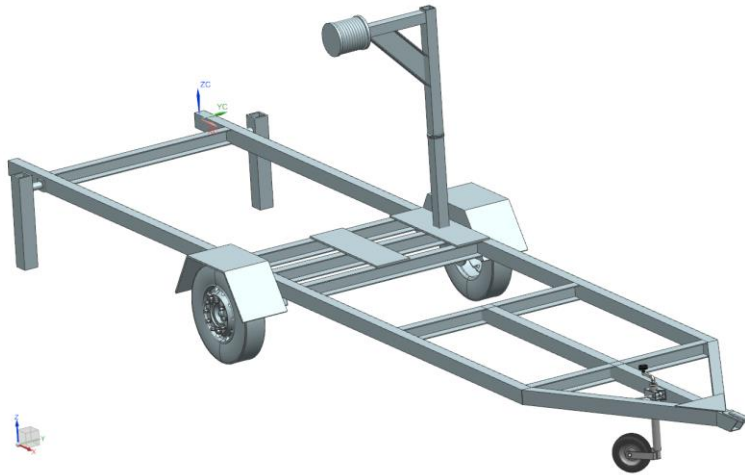
K základnímu rámu je připojena poloviční brána, která má horní část s navijákem výsuvnou tak, aby bylo možné loď po natažení pomocí navijáku vysunout přes druhou stranu nad vodní hladinu a následně ji spustit.



obr. 2.3 Vozík s výsuvným vykládáním

Varianta 3 – otočný mechanismus

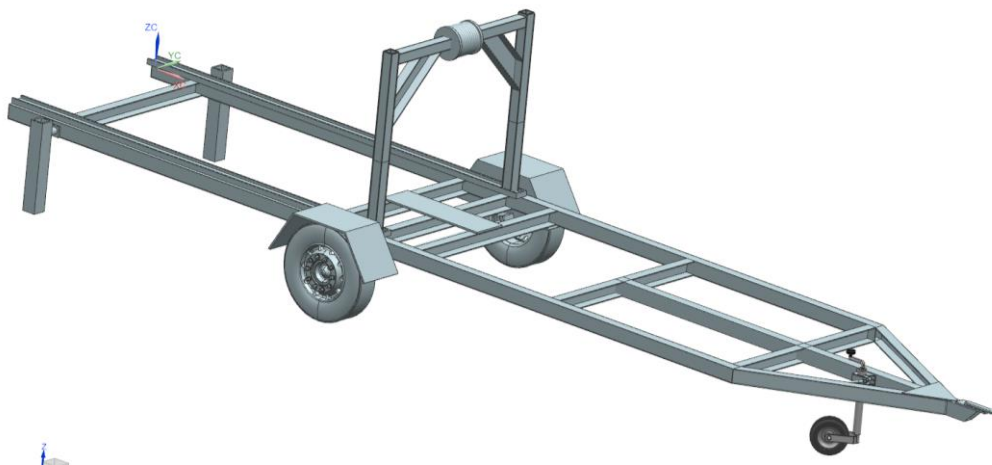
Obdobně jako u varianty 2 je i zde uvažováno s přidáním ramene, které je rotačně upevněné nad nápravou. Na konci ramene je připojen naviják. Vyložení probíhá opět zdvižením lodě pomocí navijáku a následně otočením branky nad vodní hladinu.



obr. 2.4 Vozík s otočným vykládáním

Varianta 4 – posuvná branka

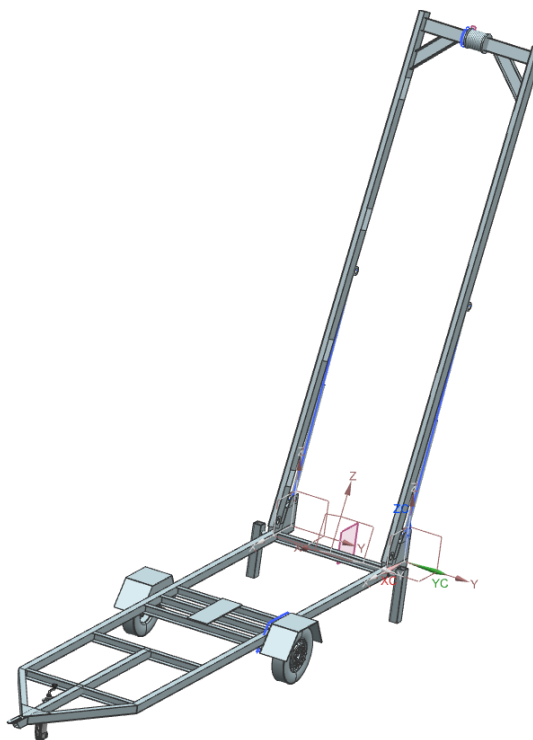
Jak je patrné z obr. 2.5, v tomto případě je k základnímu rámu připevněna „brána“, která se posouvá po rámu vozíku. Brána je stejně jako rám tvořena ocelovými profily. Je opatřena navijákem pro nadzvednutí lodě a její vyložení probíhá pomocí vyklopení brány na konci vozíku. Toto vyklopení je zajištěno pomocí hydraulického zařízení. Obdobně probíhá i naložení lodě zpět na vozík.



obr. 2.5 Vozík s posuvnou bránou

Varianta 5 – výklopná brána

V této variantě je opět součástí vleku „branka“, která je výklopná přes zadní část vozíku. Délka branky je stejná jako délka vozíku, aby ji bylo možné při cestě sklopit přes příď lodě. Vyložení lodě probíhá zvedáním branky nad loď, zdvižením lodě pomocí navijáku a následně překlopením branky přes zadní část vozíku.



obr. 2.6 Vozík s výklopnou bránou

Srovnání variant

I když se má jednat o co nejjednodušší obsluhu, bude nutné, aby handicapovanému člověku, vždy někdo pomohl. V případě porovnání jednotlivých variant, je patrné, že každá vede k odlišnému řešení vyložení lodě z vozíku.

První varianta s jeřábem by měla problém v momentě upevnění lodě na samotný jeřáb a při jeho navádění na dané místo. Je nutné loď připevnit na hák a až poté je možno ji začít vykládat. Varianty dva a tři se od první varianty liší, tím že v první variantě je jeřáb zakoupen v celku a v dalších variantách by byl vyroben z ocelových profilů na zakázku.

U těchto čtyř variant je problém s aerodynamikou za jízdy. Jak je z řešení patrné u každé z variant by výška brány (jeřábu) musela sahat až nad výšku lodě a ještě jí o něco převyšovat, aby bylo možné loď přizvednout pomocí navijáku a tím ji zvednout ze stojanů.

Dále budou mít tato zařízení za jízdy velký odpor a docházelo by k jejich velkému namáhání vlivem působícího proudění větru. Položení bran před jízdou by v těchto případech bylo velmi komplikované a následné zvednutí zpět do pozice by vyžadovalo přidavné zajištění stojící polohy, které by snižovalo možné zatížení.

Varianta pět oproti předchozím variantám skýtá možnost složení brány při převozu do polohy, kdy je položena na základní rám a nenastane tedy problém s aerodynamikou během jízdy. Menší nevýhodou této varianty je výsledná velikost brány, aby ji bylo možné sklopit přes přední lodě.

Vybraná varianta

V textu bude dále popsána varianta číslo pět, tedy řešení s výklopnou bránou. Tato varianta byla vybrána z důvodu jednoduchého ovládní, kdy k vyložení lodě bude potřeba pouze pohon pro naklápění brány a pohon pro navíjecí mechanismus. I handicapovaný sportovec by měl manipulaci s relativně těžkou lodí zvládnout s případnou dopomocí neznalé osoby. Navíc se dokáže do lodě pomocí výklopné brány sám přesunout. Podobně jako u ostatních variant ani zde není možná úplná samostatnost handicapované osoby z důvodu montáže stěžně, odvázení a připojení lodě na naviják.

2.1.3. Konstrukční návrh

Základní rám je složen z podélných a příčných nosníků. Vhodným rozmístěním „příčniců“ získáme jak podporu pro spodní část lodě (balast v kýlu), tak i pro stabilizační „nohy“, které podpírají loď ve vzpřímené poloze. Jak již bylo řečeno, největší část zatížení je soustředěna právě do podpory kýlu.

Vybraná varianta rozšiřuje tento základní rám o „bránu“. Brána bude složena z dalších dvou podélných nosníků, na jejichž konci bude příčný nosník, který bude opatřen navíjecím mechanismem pro zvedání a transport lodě.

V přední části vozíku jsou dva nosníky, které vytvoří trojúhelník a vznikne místo pro připojení závěsného zařízení.

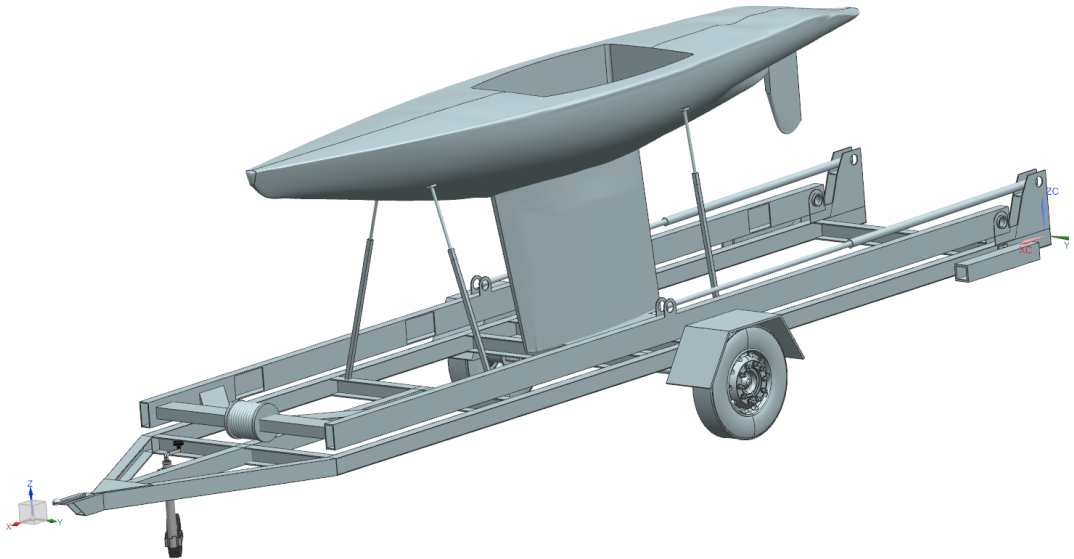
Dále je vozík vybaven podpěrnými sklopnými nohami, které jsou umístěny pod bránou, aby nedošlo ke ztrátě stability a překlopení vozíku při vykládání lodě. Obrázek a výkresová dokumentace nohy je v části Příloha č. 2.

Jednotlivé nosníky jsou obdélníkového průřezu 80x60 mm z konstrukční oceli 11 523. Tento materiál byl zvolen z důvodu jednoduché svařitelnosti a také díky nízkým nákladům

na pořízení. Pro branku byl zvolen rozměr 120x55 mm. Jedná se o normalizovaný nosník U120.

Kompletní výkresová dokumentace vozíku je uvedena v příloze č. 1.

Na obr. 2.7 a obr. 2.8 je zobrazen vozík s lodí s bránou v převozní poloze a následně v poloze, kdy se brána začíná zvedat.



obr. 2.7 Vozík v přepravní poloze



obr. 2.8 Brána v pracovní poloze

Pohon pro vyklápění

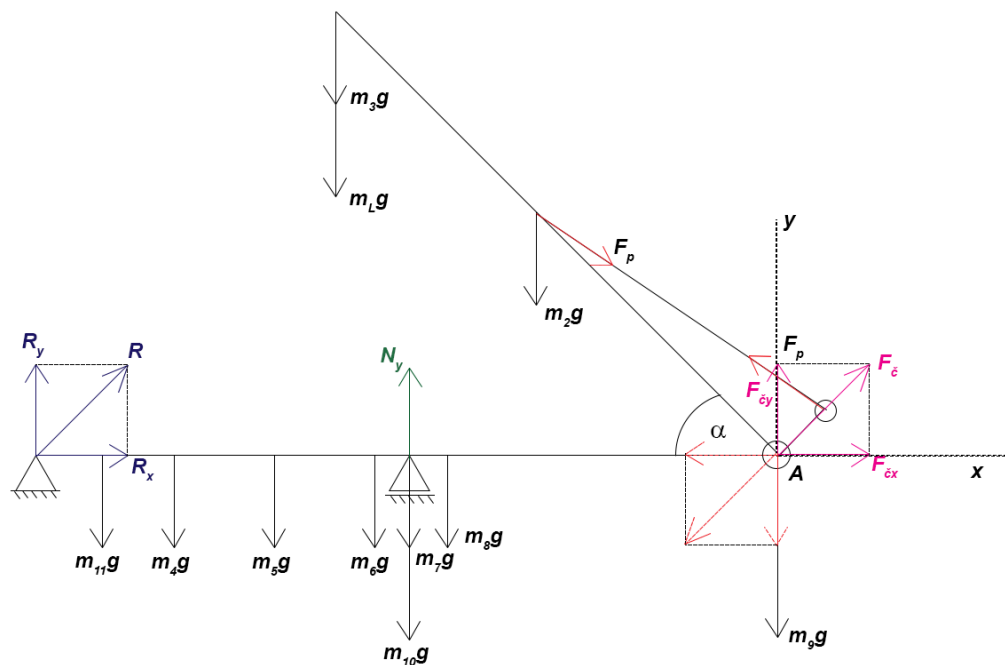
Pohon pro vyklápění brány je zajištěn pomocí hydraulických lineárních motorů. Pro plynulý pohyb celého procesu vykládání a nakládání je potřeba dodávat dostatečný výkon motoru pohánějícího hydraulické zařízení.

Potřebný výkon (P) motoru lze zjistit ze vztahu

$$P = Fv, \quad (1)$$

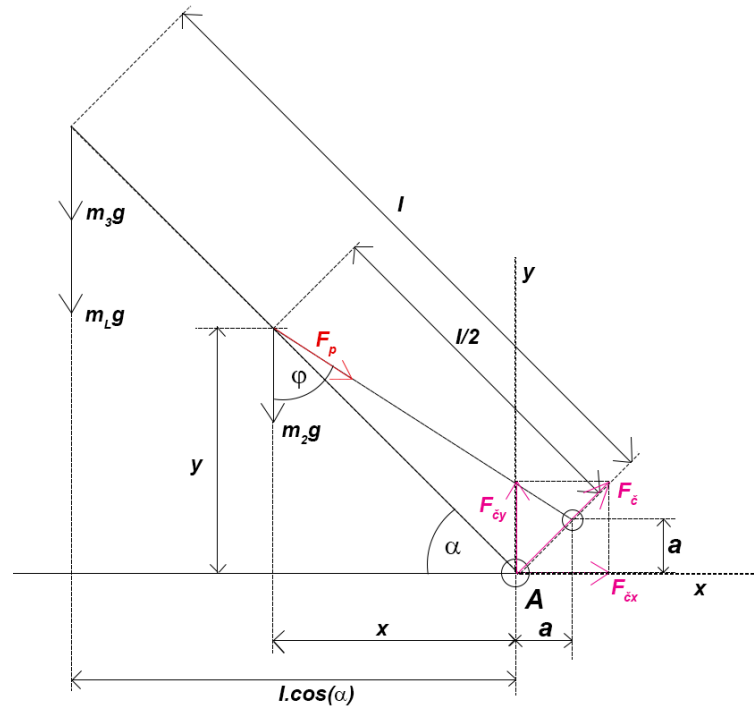
kde F je síla působící na píst a v je rychlost pohybu pístu.

Pro zjištění síly v lineárním pohonu je potřeba sestavit silové podmínky rovnováhy, ze kterých vyjádříme jednotlivé síly působící na jednotlivé části konstrukce.



obr. 2.9 Silové účinky na vozík

Na obr. 2.9 jsou znázorněny jednotlivé síly v konstrukci včetně vlastních tíh nosníků. Hmotnost m_L odpovídá hmotnosti lodi. Reakce R , F_ϵ a N , lze určit z podmínek rovnováhy. Pro zjištění síly F_p stačí uvolnit pouze zdvihací branku a vyřešit silové účinky na této části (obr. 2.10).



obr. 2.10 Silové účinky a rozměry na brance

Silové podmínky rovnováhy jsou dány vztahy

$$\sum F_{ix} = 0 : F_{cx} + F_p \sin \varphi = 0, \quad (2)$$

$$\sum F_{iy} = 0 : F_{cy} - F_p \cos \varphi - m_2 g - (m_3 + m_l) g = 0, \quad (3)$$

kde F_c je síla v čepu, F_p síla v lineárním motoru, m_l je hmotnost lodě a m_2 a m_3 jsou hmotnosti nosníků.

Momentová podmínka rovnováhy k bodu A je dána vztahem

$$\sum M_{iA} = 0 : m_2 g x + (m_3 + m_l) g a + x F_p \cos \varphi - y F_p \sin \varphi = 0, \quad (4)$$

kde

$$x = \frac{l}{2} \cos \alpha, \quad y = \frac{l}{2} \sin \alpha, \quad a = l \cos \alpha. \quad (5)$$

Z rovnice (4) po úpravě plyne vztah pro sílu F_p

$$F_p = \frac{m_2 g x + (m_3 + m_l) g a}{x \cos \varphi - y \sin \varphi}. \quad (6)$$

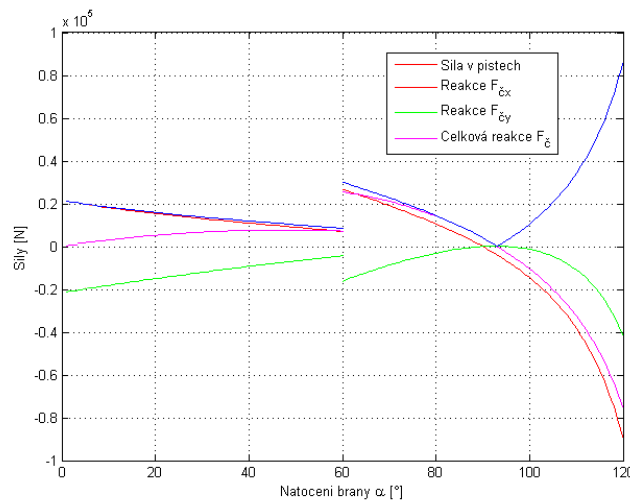
Dosažením F_p do rovnice (3) po úpravě dostaneme

$$F_{\check{c}y} = \frac{m_2gx + (m_3 + m_L)ga}{xcos\varphi - ysin\varphi} cos\varphi + m_2g + (m_3 + m_L)g. \quad (7)$$

Poslední neznámá reakce $F_{\check{c}x}$ je určena vztahem

$$F_{\check{c}x} = -F_p sin\varphi. \quad (8)$$

Pro určení velikostí reakcí v závislosti na úhlu vyklopení byl vytvořen script v programu MATLAB. Průběhy reakcí jsou znázorněny na obr. 2.11.



obr. 2.11 Průběh reakcí a síly v pístu v závislosti na úhlu vyklopení α

Script zohledňuje i naložení lodě v poloze $\alpha = 60^\circ$. V grafu 2.11 se tento stav projeví nespojitostí výsledků v této poloze.

Maximální síla na písty působí v krajní poloze při vykládání lodě a její hodnota je

$$F_{pmax} = 90\,238\text{ N}$$

Jelikož budou na vozíku pístnice dvě, bude tato hodnota na jeden píst poloviční.

Při použití pístnice s vnitřním průměrem 40 milimetrů je tlak na ní působící

$$p = \frac{F}{S} = \frac{45119}{\pi r^2} = 8,976\text{ MPa}. \quad (9)$$

Při uvažování rychlosti vykládání 0,035 rad/s vychází rychlost v lineárním motoru 0,01 m/s. Výkon potřebný pro pohon brány je potom

$$P = Fv = 45119 \cdot 0,009 = 450 \text{ W.} \quad (10)$$

Pro dané parametry je použit dvojčinný přímočarý hydromotor řady EH s označením EH-63/40x660-R od firmy Hydraulics, jehož maximální pracovní tlak je 19 MPa a maximální doporučený zdvih je 660 mm.

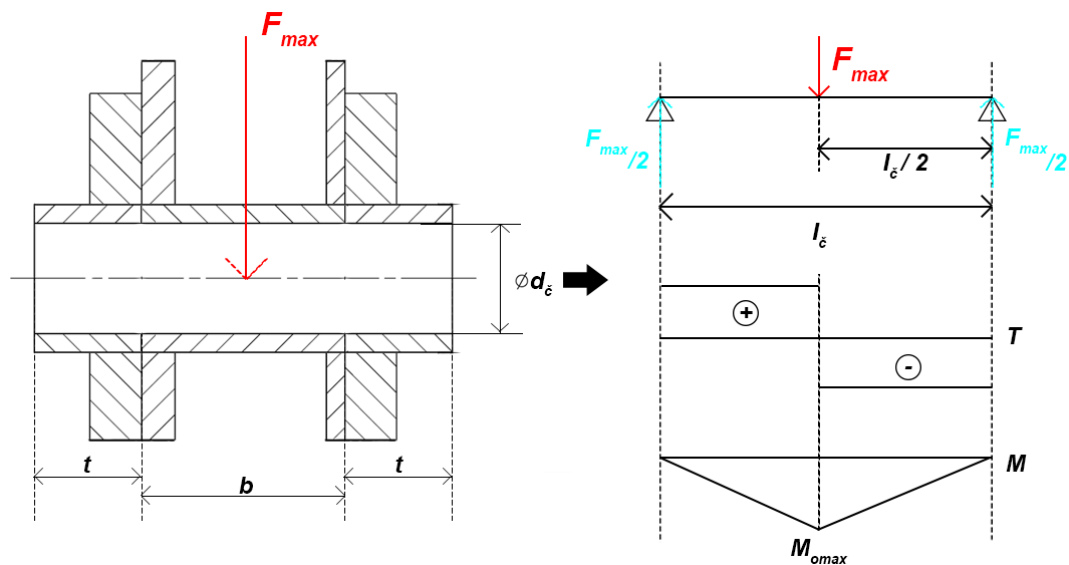
Dimenzování čepu

V místě kloubového spojení brány s rámem je rotační vazba realizována pomocí čepu. Síla působící na jeden čep byla vypočtena pomocí předchozího skriptu a její hodnota je

$$\frac{F_{\check{c}}}{2} = 43330 \text{ N.} \quad (11)$$

Ve srovnání se silou působící na čep u pístu je tato hodnota nižší a čepy budou dimenzovány tedy na hodnotu síly

$$F_{max} = 45200 \text{ N.} \quad (12)$$



obr. 2.12 Řez čepu

Maximální ohybový moment

$$M_{omax} = \frac{F_{max}}{2} \frac{l_{\check{c}}}{2} = \frac{F_{max} l_{\check{c}}}{4} = \frac{45200 \cdot 0,085}{4} = 960,5 \text{ Nm} \quad (13)$$

Dovolené ohybové napětí v čepu

Materiál čepu: ocel 11 500

Pro tento materiál je hodnota dovoleného ohybového napětí $\sigma_{Do} = 100 \text{ MPa}$.

Z podmínky pro napětí v ohybu

$$\sigma_O = \frac{M_{omax}}{W_O} \leq \sigma_{Do}. \quad (14)$$

Z rovnice (14) plyne vztah pro dimenzování průměru čepu

$$\sigma_{Do} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi d_{\check{c}}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{omax}}{\pi \sigma_{Do}}} = 46,1 \text{ mm}. \quad (15)$$

Podle [1] byl zvolen průměr 50 mm.

Kontrola čepu na stříh

Hodnota dovoleného smykového napětí $\tau_{Ds} = 40 \text{ MPa}$.

$$\tau_s = \frac{F_{max}}{2S_{\check{c}}} \leq \tau_{Ds} \quad (16)$$

Hodnota $S_{\check{c}}$ v rovnici (16) je plocha řezu čepu, na který bude síla působit. Dvojnásobek této hodnoty je zde z důvodu, že se jedná o dvou střížný čep.

$$\tau_s = \frac{F_{max}}{2 \left(\frac{\pi d_{\check{c}}^2}{4} \right)} = \frac{2 \cdot 45200}{\pi \cdot 0,05^2} \leq \tau_{Ds} \quad (17)$$

$$\tau_s = 11,489 \text{ MPa} \leq \tau_{Ds} = 40 \text{ MPa} \quad (18)$$

Čep na stříh vyhovuje.

Kontrola čepu na otlak

Dovolené tlakové napětí $p_D = 90 \text{ MPa}$.

Podmínka:

$$p = \frac{F_{max}}{S} \leq p_D \quad (19)$$

Kde hodnota S v tomto případě je plocha obdélníku pod nejtenčí částí, která na čep působí. To je plocha navařené části, která má šířku 15 milimetrů.

$$p = \frac{F_{max}}{2d_{\zeta}t} = \frac{45200}{2 \cdot 0,05 \cdot 0,015} \leq p_D \quad (20)$$

$$p = 30,1 \text{ MPa} \leq p_D = 90 \text{ MPa} \quad (21)$$

Čep vyhovuje i na otlak.

2.2. Statická analýza konstrukce

Pro pevnostní výpočet vybrané varianty byl zvolen program MSC.Marc. Tento program pracuje na základě diskretizace modelu použitím metody konečných prvků pro řešení jednotlivých úloh.

Vozík byl metodou parametrizace vymodelován pomocí kombinace prostorových a 2D prvků. Základní parametry pro ocel 11 523 jsou:

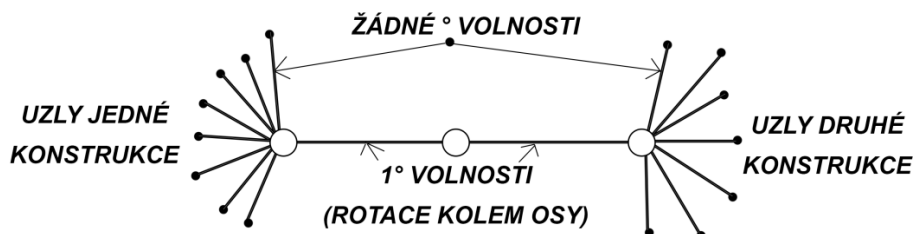
Youngův modul pružnosti v tahu E	211 GPa
Poissonovo číslo ν	0.3
Mez kluzu Re	355 MPa
Bezpečnost k	1,6 – 2
Dovolené napětí σ_D	177 – 221 MPa

tab. 2.1 Základní hodnoty pro ocel 11 523

Jak již bylo řečeno, vozík byl modelován parametricky a to za pomoci *proc* souborů. V těchto souborech je zapsán kód pro vytvoření jednotlivých součástí. Dohromady bylo použito 17 *proc* souborů, ve kterých byly postupně definovány jednotlivé části vozíku.

Součásti jsou poté spojeny do čtyř samostatných celků. Těmi jsou brána, základní rám, patky a čelo vozíku. Patky a čelo vozíku jsou připojeny k rámu pomocí RBE2 prvků, u kterých jsou zakázány všechny stupně volnosti, a je jimi simulováno přivaření dílů k rámu.

Spojení rámu s bránou je provedeno rotační vazbou. Bylo potřeba stáhnout jednotlivé uzly příslušných ploch čepu do dvou uzlů. Jeden uzel svazuje dohromady plochy navařených částí rámu a ke druhému uzlu jsou staženy uzly z trubky v brankové konstrukci. Tyto vazby spojují všechny stupně volnosti mezi daným uzlem a uzly na konstrukci. Pro povolení rotačního pohybu byl vytvořen třetí uzel, který svazuje vytvořené dva uzly a v této vazbě je povolena rotace kolem dané osy.



obr. 2.13 Ilustrační nákres rotační vazby

2.2.1. Výsledky statických analýz

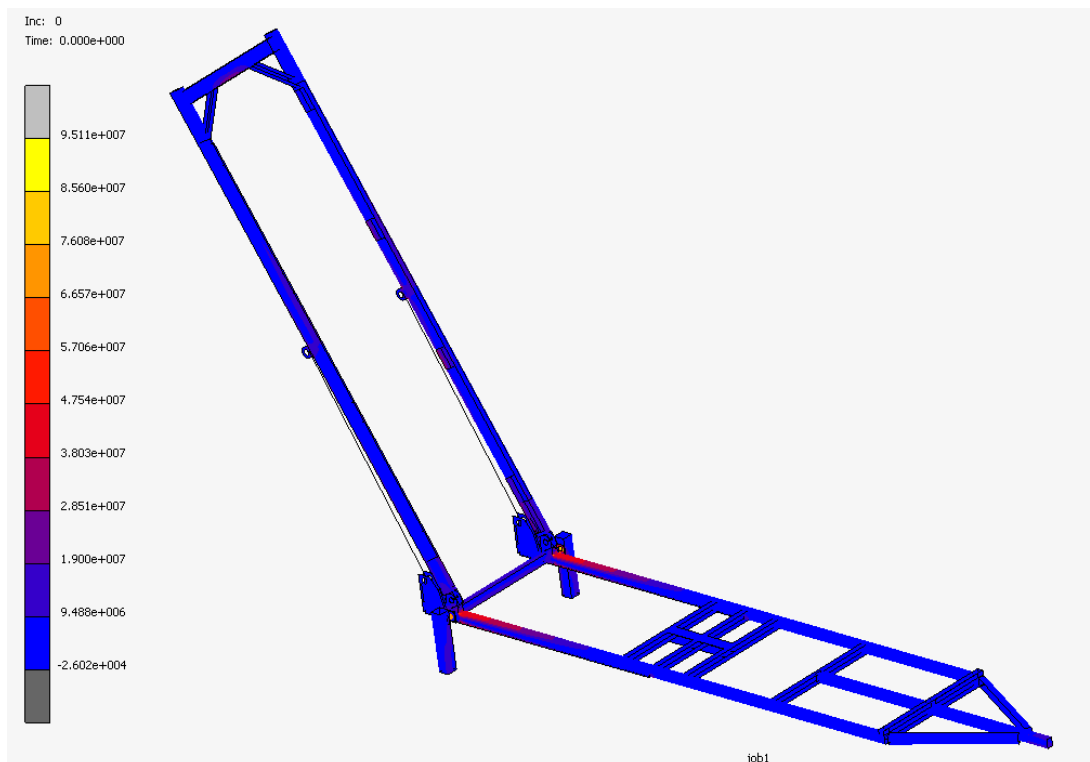
Z grafu 2.11 je evidentní, že kritické při vykládání nebo nakládání lodě jsou pozice brány definované úhlem natočení $\alpha = 60^\circ$ (pozice lodě nad plošinou vleku) a dále úhlem $\alpha = 120^\circ$ (pozice maximálního vyložení brány).

Proto budou uvedeny hlavně tyto stavy:

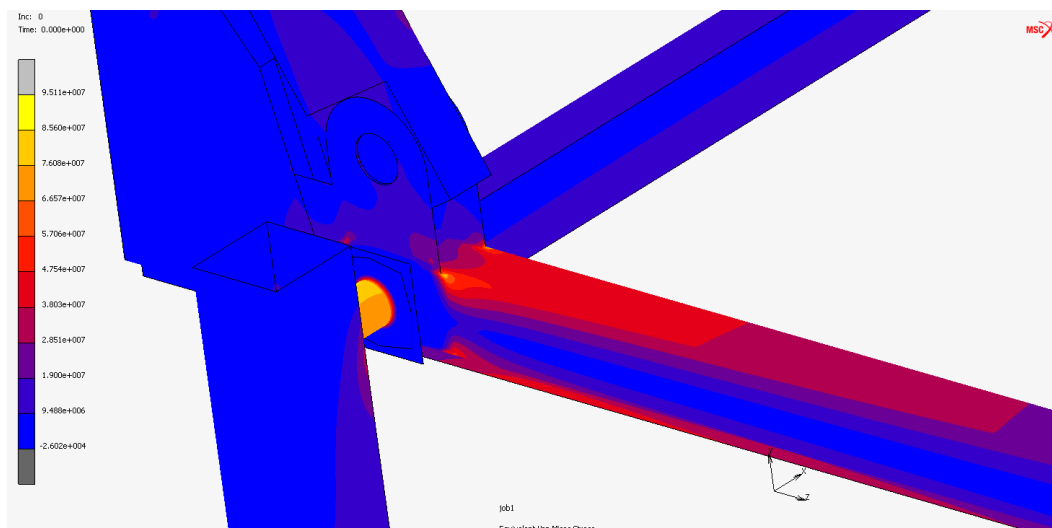
- Složená převozní poloha
- Zatížená brána při vyklopení $\alpha = 60^\circ$
- Zatížená brána při vyklopení $\alpha = 90^\circ$
- Zatížená brána při vyklopení $\alpha = 120^\circ$

Toto jsou hlavní zátěžné stavy, které byly sledovány. Navíc pro lepší představu o průběhu napětí a rozložení deformací ve vozíku byly zjišťovány hodnoty pro stavy po 10° od zmíněné složené polohy do 120° .

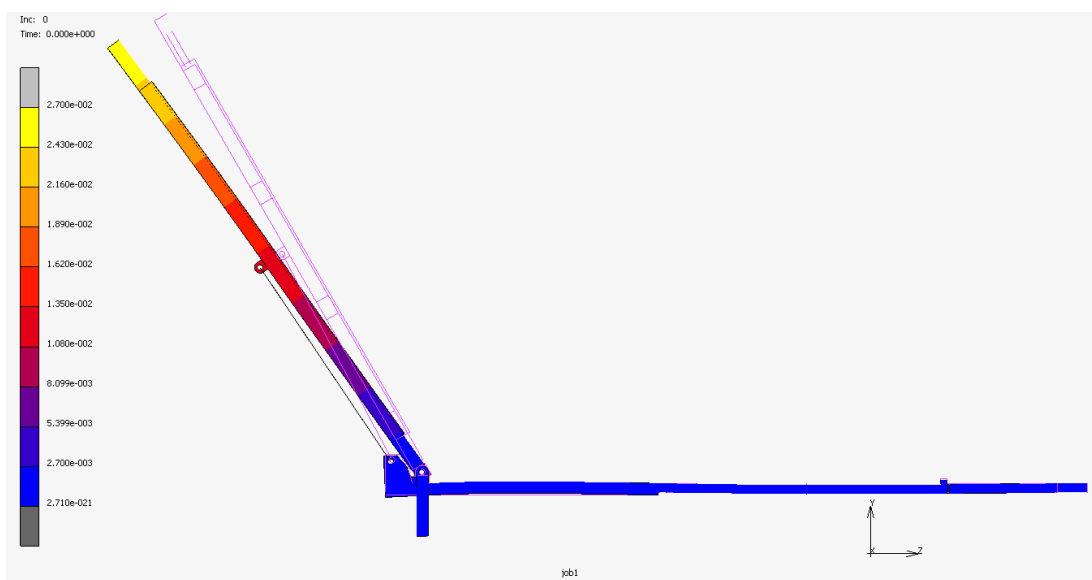
Vyklopení $\alpha = 120^\circ$



obr. 2.14 Rozložení napětí dle HMH – Vyklopení $\alpha = 120^\circ$



obr. 2.15 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 120^\circ$

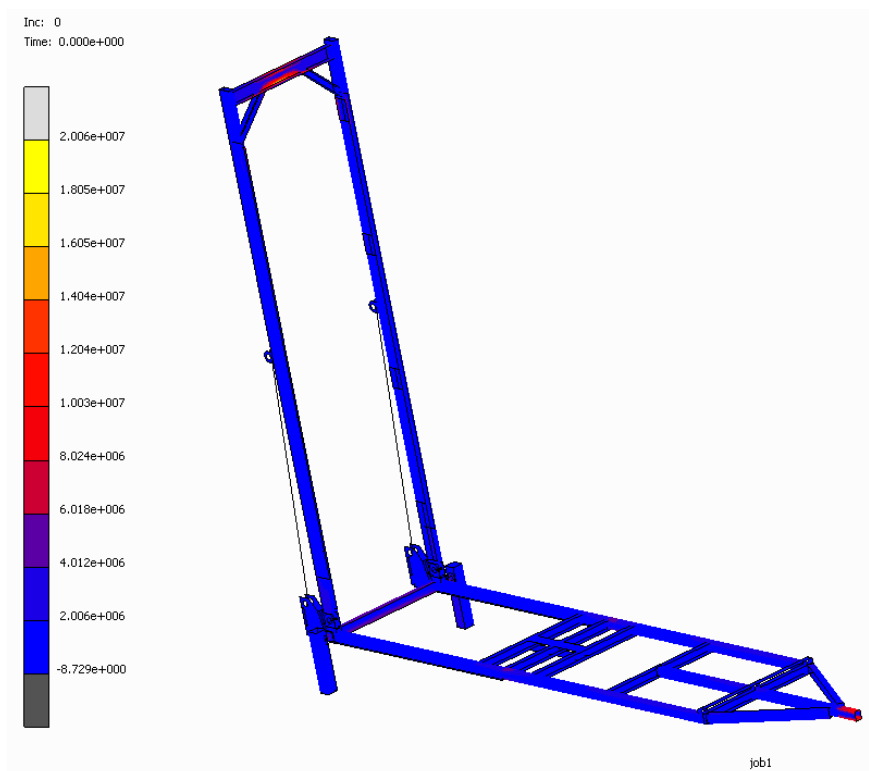


obr. 2.16 Deformace brány (20x zvětšení) - Vyklopení $\alpha = 120^\circ$

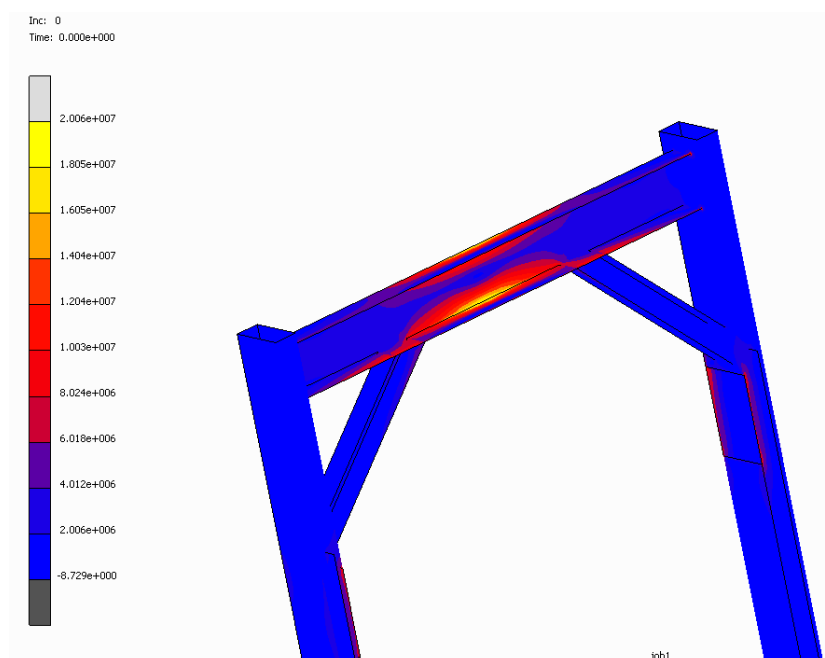
Na obrázcích 2.14 – 2.15 je zobrazené rozložení napětí podle teorie HMH v konstrukci vozíku. Kritické napětí $\sigma = 95 \text{ MPa}$ se nachází v místě, kde je přivařena část pro uchycení méně namáhaného čepu k rámu. Tato hodnota je přibližně dvakrát menší než hodnota zvoleného dovoleného napětí.

Na obr. 2.16 je zobrazena deformace konstrukce od statického zatížení vlastní tíhou a tíhou naložené lodě. Maximální hodnota deformace 27 mm na horním okraji výložné brány odpovídá přibližně 0,6% délky brány a tudíž je zanedbatelná.

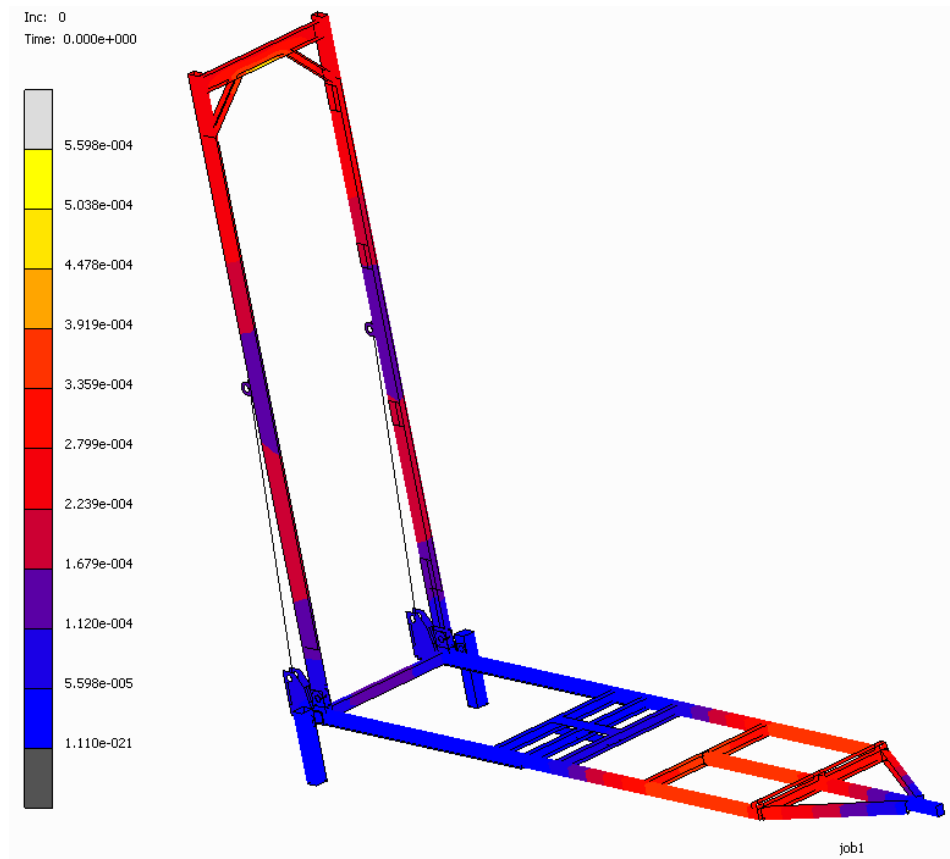
Vyklopení $\alpha = 90^\circ$



obr. 2.17 Rozložení napětí dle HMH - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$



obr. 2.18 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$

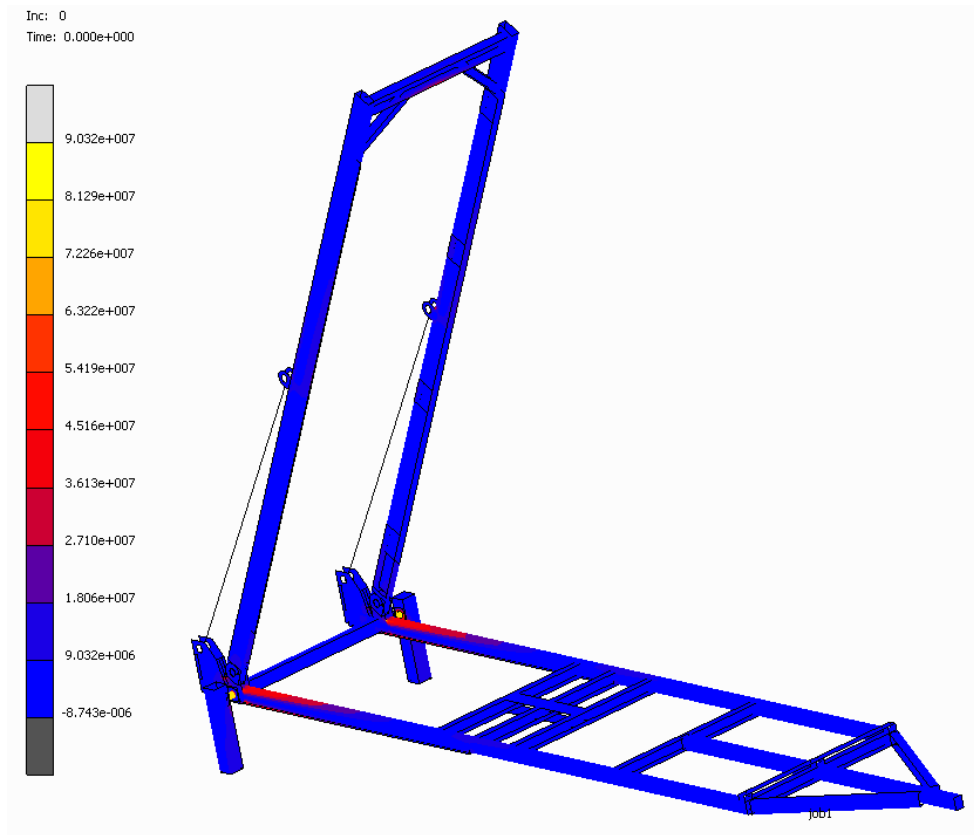


obr. 2.19 Deformace - Vyklopení $\alpha = 90^\circ$

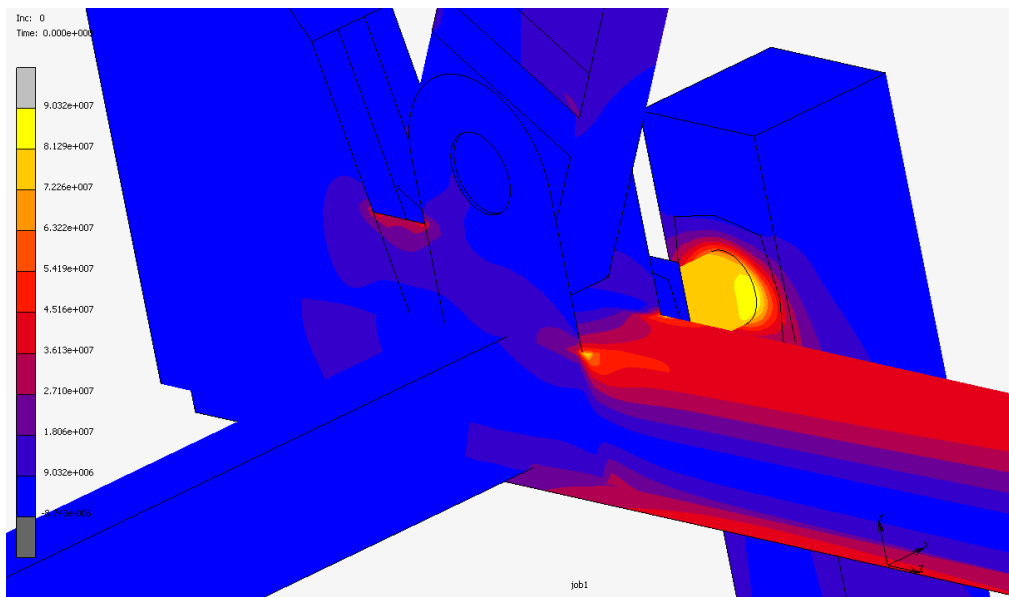
Poloha $\alpha = 90^\circ$ je nejméně namáhanou polohou v průběhu vykládání díky tomu, že dojde k vynesení sil od tíhy lodě přes patky v zadní části vleku. Maximální hodnota napětí je 20 MPa a jak je patrné z obr. 2.18, je na příčnici, který je zatížen tíhou lodě.

Rovněž v tomto případě je maximální hodnota deformace 0,5 mm zanedbatelná.

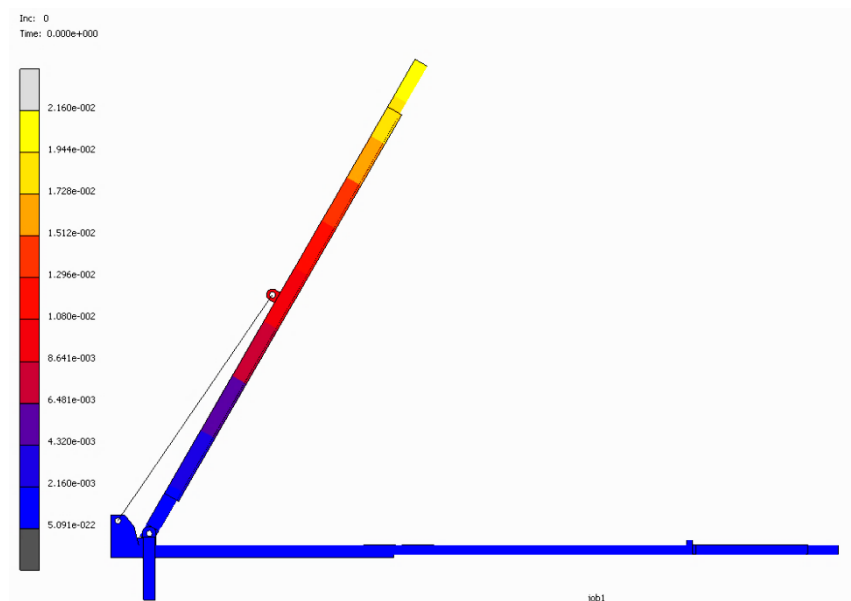
Vyklopení $\alpha = 60^\circ$



obr. 2.20 Rozložení napětí dle HMH - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$



obr. 2.21 Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$



obr. 2.22 Deformace - Vyklopení $\alpha = 60^\circ$

Maximální hodnota napětí v případě, kdy je loď nakládána na „bránu“ je 90 MPa. Tato hodnota je přibližně stejná jako v případě vyložení při 120° .

Maximální deformace nabývá hodnoty 21 mm.

Přepavní poloha

Pro potřeby výpočtu zatížení vozíku v přepravní poloze byla hmotnost lodě (zatížení vozíku) zvětšena započítáním dynamického součinitele c_d . Vzhledem k nedostatku údajů v literatuře byla jeho hodnota stanovena z maximálního vertikálního zrychlení při přejezdu nerovnosti. Maximální hodnota zrychlení byla zjištěna při přejezdu příčného prahu.

$$a_{max} = 12,5 \text{ m/s}^2 \quad (22)$$

Vyjádření dynamické síly od tohoto zrychlení

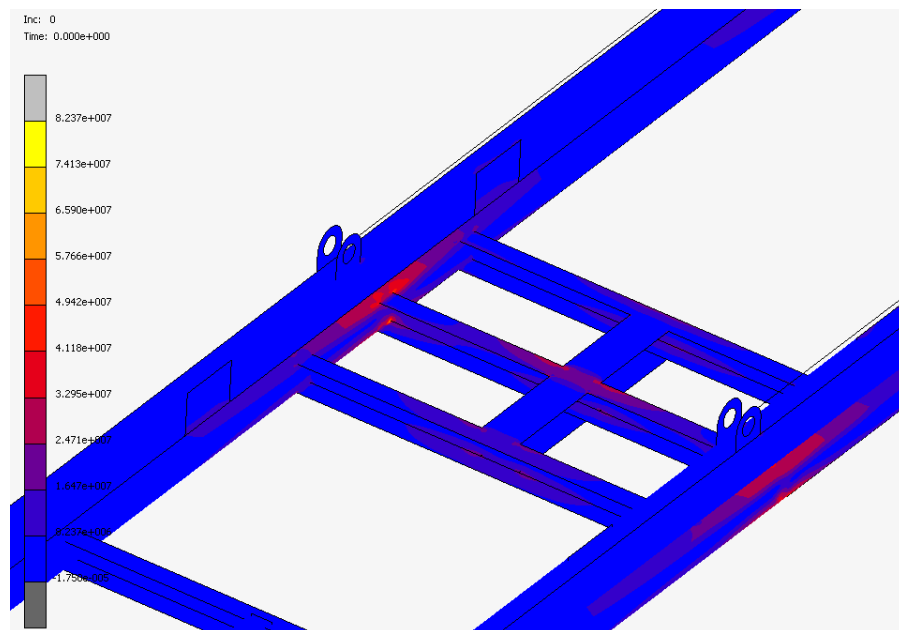
$$F_d = m a = 250 \cdot 12,5 = 3125. \quad (23)$$

Celkové zatížení vozíku bude tedy v tomto případě

$$F = F_d + F_l = 3125 + 2500 = 5625. \quad (24)$$

Dynamický součinitel zatížení

$$c_d = \frac{F}{F_l} = 2.25. \quad (25)$$



obr. 2.23 Rozložení napětí dle HMM – přepravní poloha při zvětšeném zatížení

Jak je vidět z obr. 2.23 na konstrukci v okolí podpěrné desky pod kýlem lodě, se v případě uvažování dynamického zatížení objeví napětí přibližně 82 MPa.

2.2.2. Zhodnocení

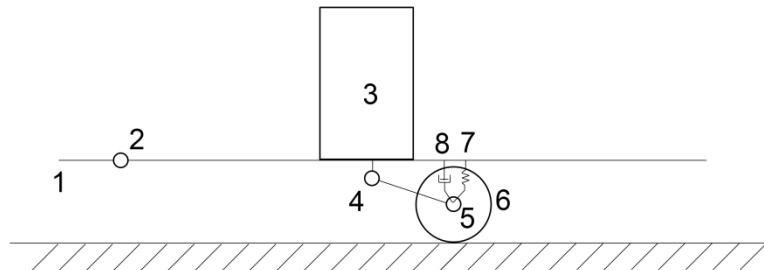
Jak je patrné z předešlých kapitol, na konstrukci se objevuje maximální napětí nepřesahující 100 MPa. Porovnáním s mezí kluzu dostáváme minimální bezpečnost

$$k = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{355}{100} = 3,55. \quad (26)$$

Přičemž pro ocelové konstrukce se doporučuje minimální bezpečnost vůči mezi kluzu 1,6 – 2. Z toho plyne, že konstrukce vyhovuje s vyšší bezpečností i v případě uvažování dynamického zatížení.

2.3. Dynamické vlastnosti při přejezdu překážky

Tato kapitola se zabývá, testováním chování vozíku při jízdě přes překážku. Ke zpracování byl použit program MSC.Adams/View.

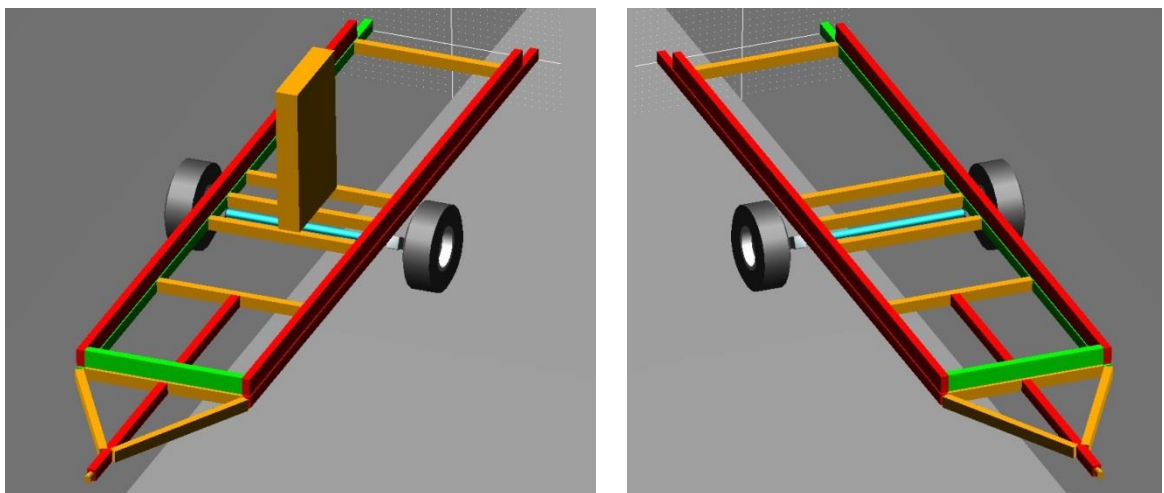


obr. 2.24 Kinematické schéma

Na obr. 2.24 je zobrazeno kinematické schéma vozíku s naloženou lodí, kde (1) je tažné vozidlo připojené posuvnou vazbou k okolí, (2) je sférická vazba, (3) je loď, (4) a (5) jsou rotační vazby, (6) je kolo. Pružina (7) a tlumič (8) nahrazují pružné elementy v nápravě vozíku.

Podle kinematického schématu byl model vozíku zkonstruován pomocí jednoduchých solidových těles, u nichž byly nastaveny hodnoty kvadratických momentů průřezu a hmotnosti. Tyto parametry byly získány z modelu vytvořeného v programu Siemens NX.

Model vozíku pro program MSC. Adams je zobrazen na obr. 2.25. Jak je vidět skládá se z oje, pevného spodního rámu vozíku, ke kterému je připevněna náprava a z výklopné brány.

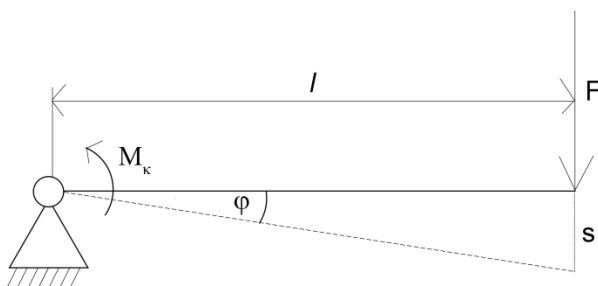


obr. 2.25 Model z programu MSC. Adams (naložený, prázdný)

U většiny individuálně stavěných vleků se v dnešní době používají homologované sériově vyráběné nápravy s vlečenými rameny tlumené torzními pryžovými elementy. Hodnoty torzní tuhosti použité nápravy byly určeny experimentem na konkrétní nápravě. Náprava byla postupně staticky zatěžována a z odměřené deformace byla určena hledaná hodnota tuhosti.

Zatížení [kg]	Snížení [mm]
90	7
170	15

tab. 2.2 Hodnoty měření



obr. 2.26 Schéma pro výpočet tuhosti nápravy

Při uvažování lineárního chování pružiny, je možné z těchto hodnot získat její tuhost. Pro silový moment platí

$$M_k = k\varphi, \quad (27)$$

kde k je tuhost pružiny a φ je úhel zkroucení. Moment M_k je možné určit ze známého zatížení F_z a délky ramene nápravy $l = 14,5 \text{ cm}$.

$$M_k = F_z l. \quad (28)$$

Úhel zkroucení lze vypočítat ze snížení s a délky ramene l

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{s}{l} \rightarrow \varphi = \arctan\left(\frac{s}{l}\right). \quad (29)$$

Tuhost pružiny je poté

$$k = \frac{M_k}{\varphi}. \quad (30)$$

Po dosazení dostaneme přibližnou hodnotu tuhosti $k = 2500 \text{ Nm/rad}$.

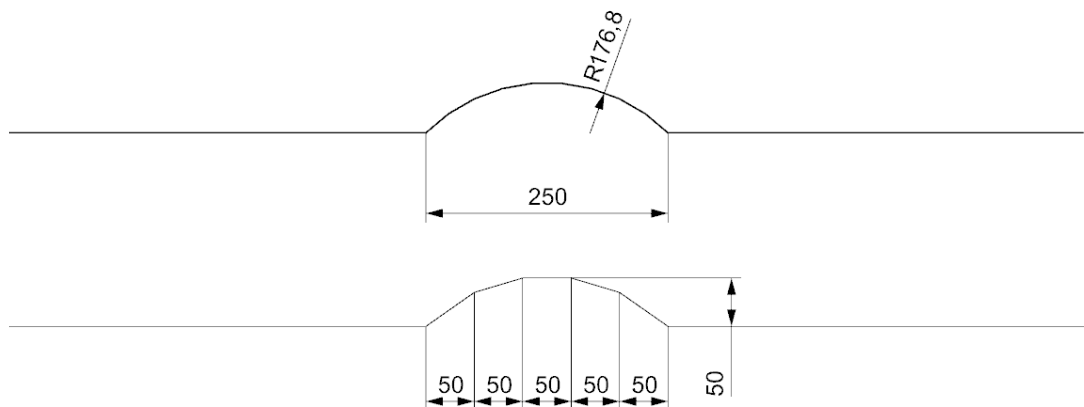
2.3.1. Tvorba modelu

Pro simulaci bylo možné použít některý z předem nadefinovaných modelů pneumatik, které se nacházejí v programu MSC.Adams. Práce [5] se částečně zabývala touto problematikou a jsou zde zmíněny dva modely pneumatik, model pneumatik PAC2002 a model MDI_FIALA. Závěrem práce bylo, že je vhodnější pro pomalejší děje použít model PAC2002 a vzhledem k tomu, že v tomto případě bude uvažována rychlost kolem 10 km/h byl použit model pneumatik s označením pac2002_175_70R13. Jak již název napovídá v defaultní podobě je tento model nastaven pro 13“ kola. S těmito koly se počítá i pro daný vozík takže nebylo nutné měnit zdrojový soubor a parametry v něm.

Při simulacích v programu MSC. Adams je potřeba vytvořit tzv. cestu, po které vozík pojede tažený virtuálním automobilem. Prvním testovaným případem je přejezd vozíku oběma koly současně přes překážku na silnici (např. příčný práh). V druhém případě bylo simulováno chování soustavy vozík – loď při průjezdu dírou jedním kolem nápravy.

Hlavní důraz při simulacích byl kladen na boční rozkývání vozíku, které by vzhledem k vysoko postavenému těžišti celé soustavy mohlo negativně ovlivnit stabilitu naložené lodě.

K vytvoření cesty se v programu Adams/View využívá speciálních *rdf* souborů, které pracují pouze s trojúhelníkovými elementy. Tvar překážky bude obloukový, proto bylo nutné jednotlivé oblouky aproximovat po částech lineárními funkcemi (obr. 2.27).



obr. 2.27 Aproximace pozitivní překážky [mm]

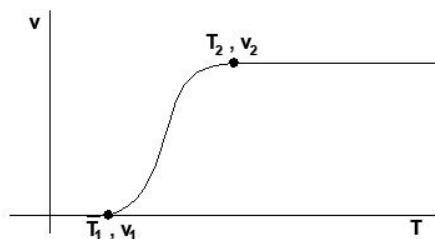
Pro pohon modelu vozíku bylo v programu MSC. Adams definováno těleso (virtuální automobil), které bylo připojeno k závěsnému zařízení vozíku. Na toto těleso se následně aplikovaly okrajové podmínky, které měly zajistit rozjezd modelu. Přidané těleso simuluje vůz, který se z klidu rozjíždí do požadované rychlosti.

Pohyb virtuálního automobilu je popsán funkcí STEP5 (obr. 2.28), jejíž předpis je

$$STEP5(time, t_1, v_1, t_2, v_2), \quad (31)$$

kde jednotlivé členy funkce znamenají:

- $time$ – proměnná, na jejímž základě funkce mění parametry
- v_1 – počáteční rychlost
- v_2 – koncová rychlost
- t_1 – čas, do kterého platí rychlost v_1
- t_2 – čas, kdy musí být dosažena rychlost v_2

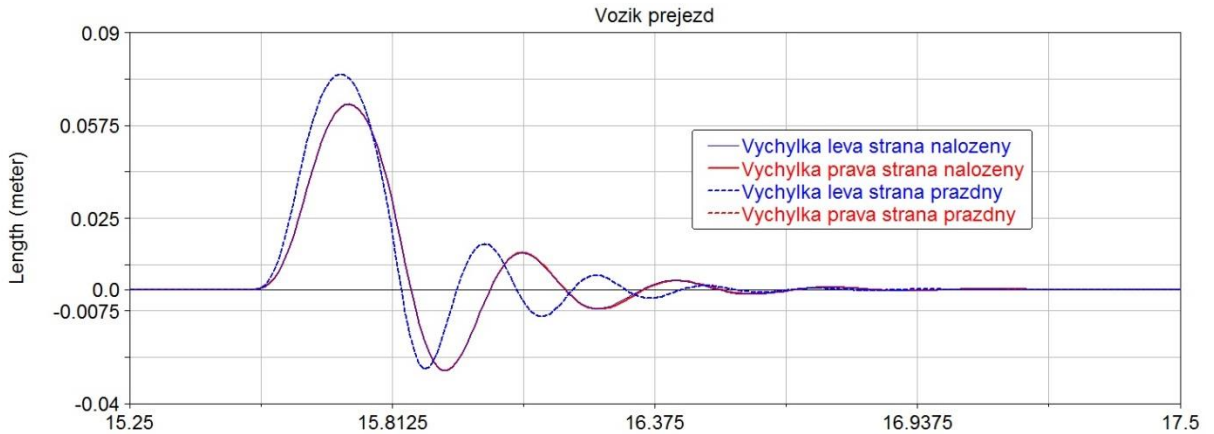


obr. 2.28 Graf funkce STEP5

Tato funkce byla nastavena pro pohyb vozíku v přímém směru.

2.3.2. Přejezd příčného prahu

V této úloze byl sledován rozdíl výchylek na nápravě u naloženého a prázdného modelu vozíku při přejezdu překážky. Rychlost je funkcí STEP5 nastavena na 5 km/h.



obr. 2.29 Výchylka při přejezdu naloženého vozíku

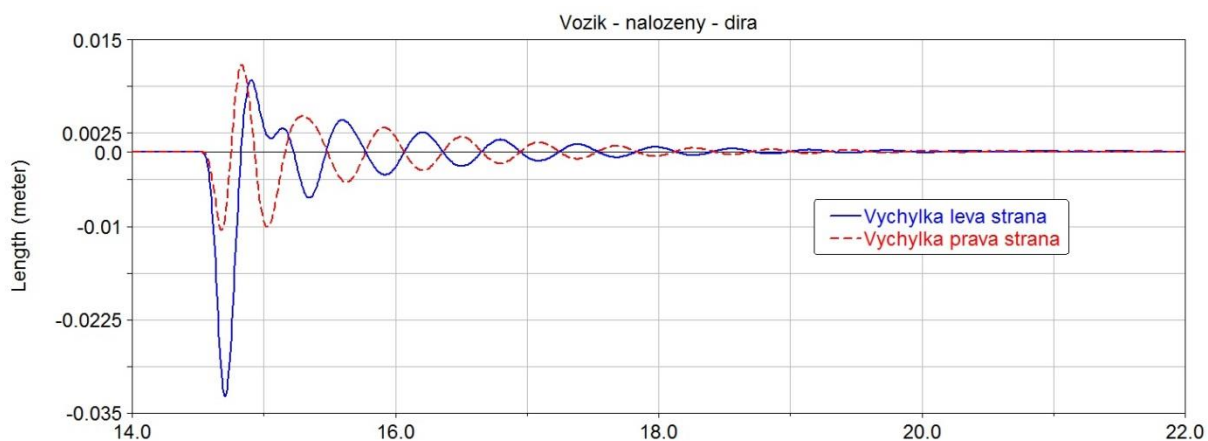
Z grafu je patrné, že při přejezdu naloženého i prázdného vozíku dochází k rozkmitání nápravy, které ale vlivem tlumení brzy vymizí. Při tomto způsobu přejetí překážky nedochází k téměř žádnému příčnému rozkmitání vozíku.

2.3.3. Průjezd dírou jedním kolem nápravy

Tato úloha simuluje na českých silnicích bohužel velmi častý jev – projetí jednoho kola nápravy vozíku dírou v silnici. Rychlost projetí je nastavena na 10 km/h.

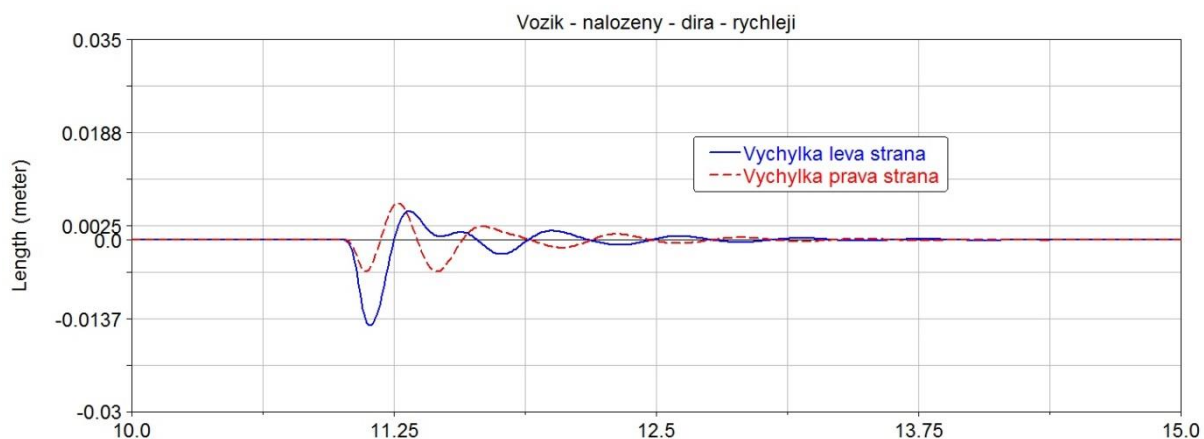


obr. 2.30 Výchylka při průjezdu dírou prázdného vozíku



obr. 2.31 Výchylka při průjezdu dírou naloženého vozíku

Z grafů 4.7 a 4.8 je patrné, že v obou případech (nenaložený i naložený vozík) dojde k významnému příčnému rozkmitání vozíku, které může negativně ovlivnit jízdní vlastnosti soustavy. Rozkmitání ovšem není tak velké, aby hrozil pád lodě z vozíku.



obr. 2.32 Průjezd dírou vyšší rychlostí

Na obr. 2.32 je znázorněna výchylka při rychlosti 20 km/h, tedy při dvojnásobné rychlosti než v předešlém případě. I zde dochází k příčnému rozkmitání vozíku. Natočení ovšem není tak velké, jako v případě rychlosti 10 km/h a dojde také k rychlejšímu „zatlumení“ kmitů.

3. Sedačka

Plachetnice lodní třídy 2.4mR jsou proti většině malých plachetnic známých široké veřejnosti unikátní polohou posádky. Kormidelník sedí uvnitř lodě v kokpitu na sedačce a v lodi se výrazně nepohybuje.

Vlivem bočního působení větru na takeláž dochází k náklonu lodě. Kormidelník se snaží tento náklon kompenzovat přesunutím svého těžiště na návětrnou stranu lodě (viz obr. 3.1). V neposlední řadě je tato poloha výhodná i pro lepší přehled po vodní hladině (hlava je výše než na závětrné straně lodě) a z toho vyplívající lepší ovladatelnost lodě.



obr. 3.1 Plachetnice při náklonu

Moderní lodě kategorie 2.4mR jsou vybavené skořepinovou sedačkou vyrobenou z kompozitu (obr. 3.2).



obr. 3.2 Sedačka

Uchycení sedačky je běžně realizováno buď nepohyblivě, nebo výkyvně na čepu ve spodní části sedačky. Trendem posledních sezón je umístění sedačky na speciální kolébce a přichycení provazovými kotvami. Sedačka se při naklání odvaluje po loži a dochází k většímu bočnímu posunu závodníka. Sedačka je v horní části za opěradlem přichycena pomocí dvou kladkostrojů k bokům kokpitu, pomocí kterých může být naklopena proti náklonu do návětrí lodě.

Na spodní straně se sedačka odvaluje po rámu, ke kterému je důmyslně připojena provazovými kotvami. (viz obr. 3.3).



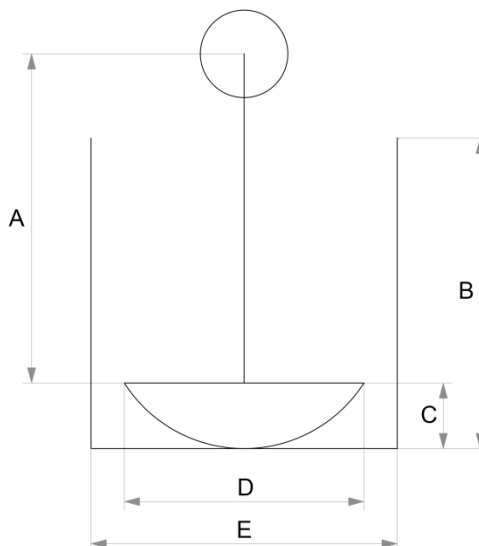
obr. 3.3 Valivé připevnění sedačky k rámu

Cílem této kapitoly je vytvoření kinematického modelu sedačky, který bude simulovat pohyb sedačky v trupu lodi. Tento model může být v budoucnu využit pro optimalizaci tvaru uložení sedačky v lodi.

Cílem je dosáhnout velkého stranového vychýlení s malým vertikálním posunem.

3.1. Vliv tvaru sedačky na pohyb jachtaře

Pro simulaci valivého pohybu sedačky v lodi byl navržen jednoduchý model uložení (obr. 3.4), který obecně popisuje jak kruhový, tak elipsovitý tvar spodní části sedačky.



obr. 3.4 Náskres uložení

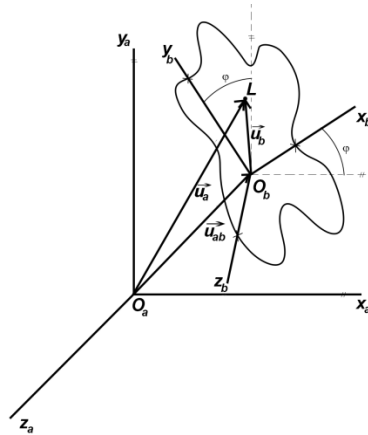
Parametr	Hodnota parametru[mm]
A	774
B	550
C	100
D	450
E	550

tab. 3.1 Hodnoty parametrů

Parametr A je určen pro osobu vysokou 1,8 metru (průměrná výška postavy), a jedná se o hodnotu měřenou od sedací plochy do výše očí. [11]

3.1.1. Maticová formulace pohybu sedačky

Obecný rovinný pohyb sedačky po uložení popíšeme aplikací základního rozkladu a aplikujeme maticové transformace. Mějme na tělese lokální souřadný systém u_b . Jeho poloha je popsána polohovým vektorem u_{ab} a úhlem natočení φ .



obr. 3.5 Obecná konfigurace

Transformace souřadnic mezi souřadnými systémy a a b je popsána obecně vztahem [2]

$${}^L r_a = T_{ab} {}^L r_b, \quad (32)$$

kde, ${}^L r_a$ a ${}^L r_b$ jsou rozšířené polohové vektory bodu L v prostoru a resp. v prostoru b .

$${}^L r_a = \begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} {}^L u_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}; \quad {}^L r_b = \begin{bmatrix} {}^L u_b \\ \bar{1} \end{bmatrix}, \quad (33)$$

kde T_{ab} je transformační matice

$$T_{ab} = \begin{bmatrix} S_{ab} & u_{ab} \\ \mathbf{0} & 1 \end{bmatrix}. \quad (34)$$

Ve vztahu (34) je S_{ab} matice pootočení, která v případě rotace kolem osy z má tvar

$$S_{abz} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (35)$$

Matice rotace kolem osy x má tvar

$$S_{abx} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (36)$$

a okolo osy y má tvar

$$S_{aby} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix}. \quad (37)$$

Polohový vektor \mathbf{u}_{ab} je definován souřadnicemi počátku O_b v souřadném systému (x_a, y_a, z_a)

$$\mathbf{u}_{ab} = \begin{bmatrix} O_{bx} \\ O_{by} \\ O_{bz} \end{bmatrix}. \quad (38)$$

Po dosazení rovnic (33) - (38) do rovnice (32) dostáváme

$$\begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & O_{bx} \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & O_{by} \\ 0 & 0 & 1 & O_{bz} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L. \quad (39)$$

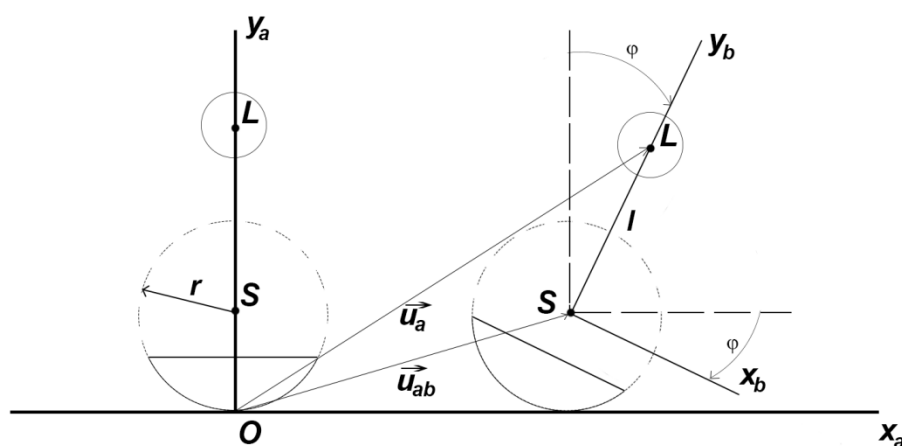
Jelikož se rovná o rovinnou úlohu, můžeme vztah (39) upravit na tvar

$$\begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & O_{bx} \\ \sin\varphi & \cos\varphi & O_{by} \\ \bar{0} & \bar{0} & \bar{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L. \quad (40)$$

Mezní úhly natočení sedačky budou uvažovány $\pm 25^\circ$. Tímto, je vše připravené a můžeme přistoupit k řešení jednotlivých variant.

3.1.2. Kruhový tvar uložení sedačky

Jak již bylo popsáno v úvodu kapitoly sedačka je valivě uchycena ke konzolovému loži a její poloha je zajištěna lankovým úchytem. V následujícím textu budeme předpokládat, že spodní část sedačky má kruhový tvar viz obr. 3.6.



obr. 3.6 Valení sedačky po kruhovém uložení

Poloha počátku lokálního souřadného systému v rovnici (34) je definována vztahem

$$\mathbf{u}_{ab} = \begin{bmatrix} r\varphi \\ r \end{bmatrix}, \quad (41)$$

poloměr r , určíme z rovnice kružnice, tak aby byly rozměry zachovány dle tab. 3.1

$$(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 = r^2. \quad (42)$$

Kružnice uložení je posunutá o poloměr r ve směru y . Po dosazení a úpravě postupně dostaneme

$$x^2 + (y - r)^2 = r^2, \quad (43)$$

$$r = \frac{x^2 + y^2}{2y}. \quad (44)$$

Po dosazení z tab. 3.1.

$$r = \frac{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + C^2}{2C} = 0,303 \text{ m}. \quad (45)$$

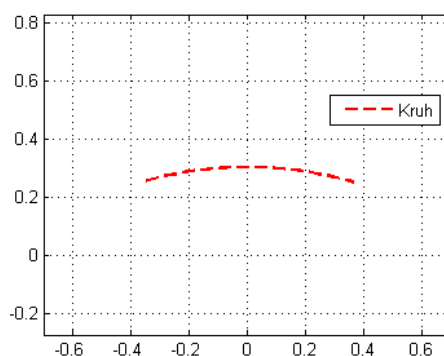
Vektor \mathbf{u}_b , který definuje polohu bodu L v lokálním souřadném systému b je dán vztahem

$${}^L\mathbf{u}_b = \begin{bmatrix} 0 \\ (A + C) - r \end{bmatrix}. \quad (46)$$

Po dosazení do rovnice (40) a po úpravě dostaneme

$$\begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & r\varphi \\ \sin\varphi & \cos\varphi & r \\ \bar{0} & \bar{0} & \bar{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ (A + C) - r \\ \bar{1} \end{bmatrix}. \quad (47)$$

Výsledky simulace (pohyb hlavy závodníka na naklonění sedačky) jsou zobrazeny na grafu 3.7.

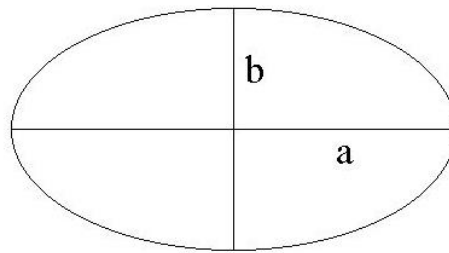


obr. 3.7 Vychýlení hlavy závodníka – kruhová dráha

3.1.3. Elipsový tvar uložení sedačky

Zobecněním případu z části 5.1.2. je předpoklad odvalu sedačky po elipsovitém uložení. Princip uložení sedačky je stejný jako v předchozím případě a pro možnost porovnání předpokládejme, že uložení splňuje stejné parametry (viz tab. 3.1).

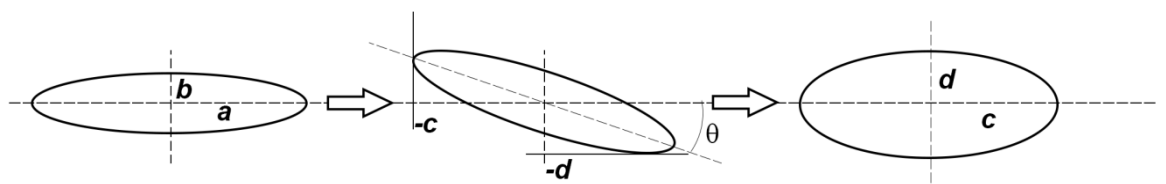
U elipsy není popis pohybu středu tak jednoduchý, jako tomu bylo u kruhového uložení. Je to způsobeno nepravidelným zakřivením elipsy (viz obr. 3.8), kde u hlavní poloosy a dochází k většímu zakřivení než u vedlejší poloosy b .



obr. 3.8 Elipsa

Pro simulaci pohybu sedačky po eliptickém uložení je potřeba určit bod valení v závislosti na úhlu natočen. Tento bod hledáme jako nejnižší bod elipsy ve směry osy y (viz obr. 3.9) Poté určíme příslušnou x -ovou souřadnici tohoto bodu.

Pro určení y -ové souřadnice využijeme princip podobnosti. Vycházíme z nenatočené elipsy s poloosami a a b . Po pootočení o úhel θ , označíme hodnoty minima (příp. maxima) na jednotlivých osách (na ose $x - c$, na ose $y - d$). Poté tyto hodnoty zavedeme jako poloosy nové elipsy. (obr. 3.9).



obr. 3.9 Zachování plochy

Pro transformaci (deformaci) smykem platí, že plocha původní elipsy je totožná s plochou transformované elipsy. Tedy platí vztah

$$\pi ab = \pi cd. \quad (48)$$

Ze vztahu (48) plyne

$$d = \frac{ab}{c}. \quad (49)$$

Rovnice pootočení elipsy je dána vztahem.

$$\frac{(x \cos(\theta) - y \sin(\theta))^2}{a^2} + \frac{(x \sin(\theta) + y \cos(\theta))^2}{b^2} = 1. \quad (50)$$

Pro získání průsečíku s osou x dosadíme $x = c$ a $y = 0$ a po úpravě dostaneme

$$\frac{c^2 \cos^2 \theta}{a^2} + \frac{c^2 \sin^2 \theta}{b^2} = 1, \quad (51)$$

$$\frac{c^2}{a^2 b^2} (b^2 \cos^2 \theta + a^2 \sin^2 \theta) = 1, \quad (52)$$

$$\frac{a^2 b^2}{c^2} = (b^2 \cos^2 \theta + a^2 \sin^2 \theta). \quad (53)$$

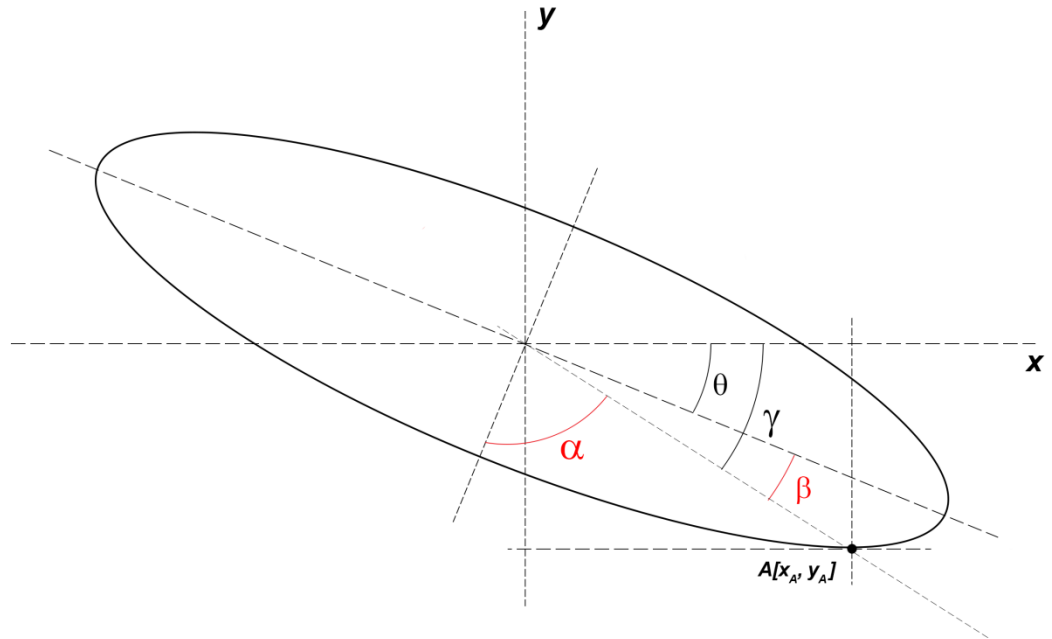
Porovnáním (49) a (53) dostaneme

$$d = \sqrt{(b^2 \cos^2 \theta + a^2 \sin^2 \theta)}. \quad (54)$$

Tento vztah vyjadřuje hodnotu posunutí ve směru osy y při natočení o úhel θ . Pro získání parametru c je postup stejný s tím rozdílem, že do rovnice (50) dosadíme hodnoty $x = 0$ a $y = d$. Po úpravě dostaneme

$$c = \sqrt{(a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta)}. \quad (55)$$

Je-li známa hodnota y u natočené elipsy, je možné z rovnice (50) získat hodnotu x , pro určení pohybu středu elipsy ve směru osy x .



obr. 3.10 Natočená elipsa

Stejně jako u kruhového tvaru sedačky i zde se využije délky oblouku. K tomu je zapotřebí znát úhel α (viz obr. 3.10). Úhel α určíme po vyjádření úhlů γ a β , k jejichž určení využijeme souřadnice bodu A získané z předešlých kroků. Platí

$$\tan \gamma = \frac{y_A}{x_A} \rightarrow \gamma = \tan^{-1} \left(\frac{y_A}{x_A} \right), \quad (56)$$

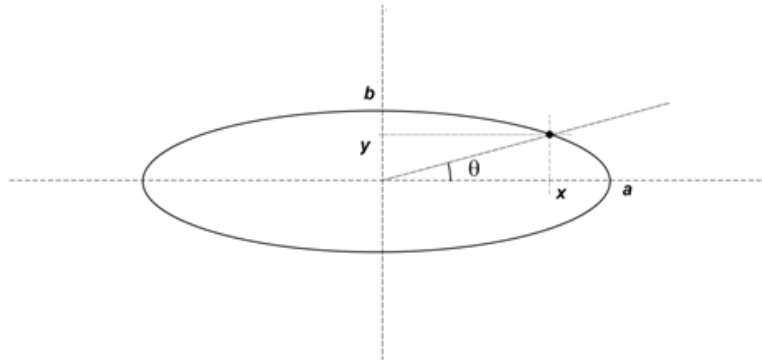
$$\beta = \gamma - \theta, \quad (57)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta. \quad (58)$$

Je-li znám úhel α k vyjádření pohybu středu S zbývá už jen určit délku oblouku, která odpovídá tomuto úhlu.

Pro vyjádření délky oblouku využijeme parametrické vyjádření elipsy.

$$x = a \cos(t); \quad y = b \sin(t), \quad \text{kde } t \in \langle 0, 2\pi \rangle \quad (59)$$



obr. 3.11 Schematický nákras pro parametrické vyjádření

Pro úhel θ platí

$$tg\theta = \frac{y}{x}. \quad (60)$$

Po dosazení vztahu (59) do (60) dostaneme

$$\frac{y}{x} = \frac{b \sin(t)}{a \cos(t)} = \frac{b}{a} tg(t). \quad (61)$$

Hodnotu parametru t potom dostaneme porovnáním rovnic (60) a (61)

$$tg\theta = \frac{b}{a} tg(t), \quad (62)$$

$$t = t_1 = atan\left(\frac{a}{b} tg(\theta)\right) \quad (63)$$

Délku oblouku vyjádříme integrálem [12]

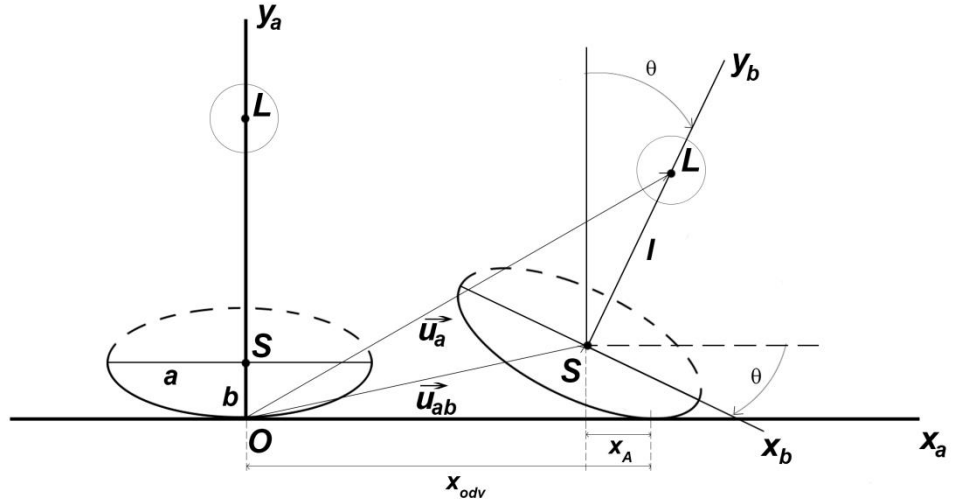
$$L = \int_t^{t_1} \sqrt{x'^2 + y'^2} \quad (64)$$

Po dosazení a úpravě

$$L = \int_t^{t_1} \sqrt{a^2 \sin^2 t + b^2 \cos^2 t} \quad (65)$$

Z obr. 3.10 jsou patrné meze integrálu

$$t = \frac{3\pi}{2}; \quad t_1 = \frac{3\pi}{2} + \alpha \quad (66)$$



obr. 3.12 Nákres valení sedačky

Tímto je popis pohybu středu popsán a je možné sestrojít vektor \mathbf{u}_{ab}

$$\mathbf{u}_{ab} = \begin{bmatrix} L - x_A \\ d \end{bmatrix}, \quad (67)$$

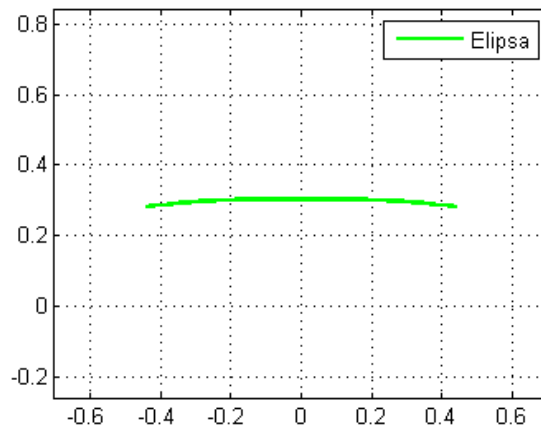
kde L délka oblouku (65) a x_A x-ová souřadnice bodu dotyku (obr. 3.10).

Vektor \mathbf{u}_b má tvar

$${}^L\mathbf{u}_b = \begin{bmatrix} 0 \\ A \end{bmatrix}. \quad (68)$$

Všechny rovnice a parametry pro popsání pohybu sedačky jsou známy a je možné je využít při výpočtech. Po dosazení a úpravě dostaneme

$$\begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & L - x_A \\ \sin\varphi & \cos\varphi & d \\ \bar{0} & \bar{0} & \bar{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ A \\ \bar{1} \end{bmatrix}. \quad (69)$$



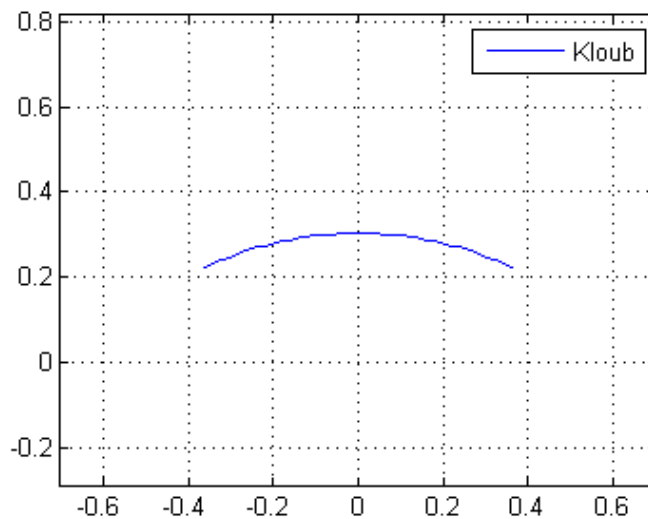
obr. 3.13 Vychýlení hlavy při pohybu sedačky po elipsovitém uložení

3.1.4. Kloubové uložení

Pro porovnání s předchozími variantami byl ještě uvažován případ kloubového uložení sedačky. Popis tohoto pohybu je jednodušší díky tomu, že jde v rovinném případě prakticky o rotační pohyb kolem pevného uložení. Tento pevný bod odpovídá středu rotace a tedy vektor \mathbf{u}_{ab} je nulový. Poloha bodu L vůči středu rotace je

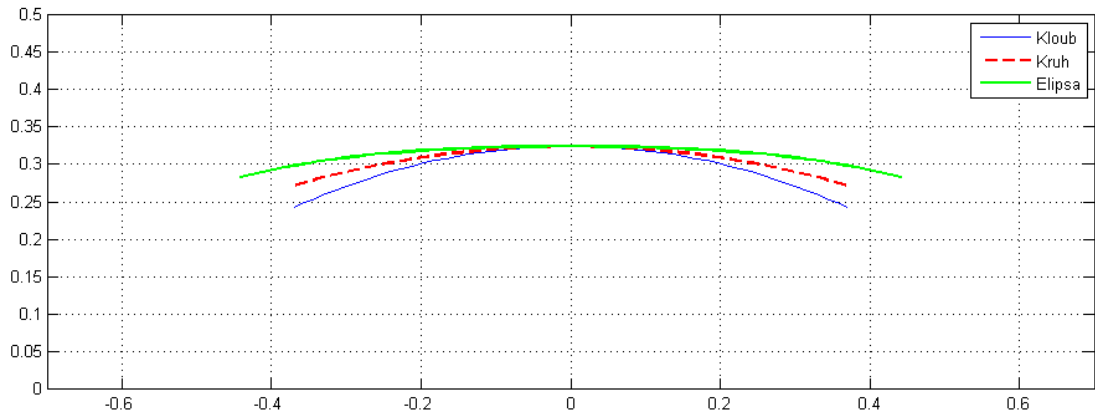
$${}^L\mathbf{u}_b = \begin{bmatrix} 0 \\ A + C \end{bmatrix} \quad (70)$$

$$\begin{bmatrix} x_a \\ y_a \\ \bar{1} \end{bmatrix}^L = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ \bar{0} & \bar{0} & \bar{1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ A + C \\ \bar{1} \end{bmatrix}. \quad (71)$$



obr. 3.14 Vychýlení v případě kloubového uložení

3.2. Srovnání výsledků



obr. 3.15 Poloha hlavy

V grafu na obr. 3.15 jsou zobrazeny polohy hlavy kormidelníka, vzhledem k trupu lodi. Zde hodnota 0 na ose y znamená hranu paluby. Na osu x jsou vynesena vychýlení hlavy odpovídající polohám v rozmezí $\pm 25^\circ$ natočení sedačky. Y-ové souřadnice bodů odpovídají výšce očí závodníka.

Z grafu je patrné, že z hlediska vertikálního posunu je kloubové uložení nejméně vhodné. U kruhového tvarování spodní části sedačky dojde oproti kloubovému uchycení ke zvýšení polohy jachtaře v krajních polohách.

V případě eliptického uložení sedáku dochází k ještě menším změnám ve vertikální poloze hlavy vůči lodi. Proti předchozím dvěma případům je viditelné markantní posunutí v horizontálním směru. Toto posunutí je výhodné pro tzv. „vyvažování“ – posun závodníka proti působení sil v takeláži lodě.

4. Závěr

Cílem práce bylo navržení nakládacího mechanismu pro vlek pod sportovní plachetnici třídy 2.4mR s ohledem na obsluhu tělesně postiženým jachtařem. Dále pak úprava uložení sedačky pro umožnění bezpečného plachtění a ovládání lodě kormidelníkem s nepohyblivými dolními končetinami.

V kapitole 2 diplomové práce je diskutováno několik variant nakládacího mechanismu. S ohledem na obsluhu, snadnou manipulaci, aerodynamiku při provozu a v neposlední řadě snadnou výrobu je vybrána konkrétní varianta, která je dále rozpracována do podoby konstrukčních návrhů. V dalších kapitolách je potom provedena statická simulace pro účely kontroly pevnosti a deformace konstrukce ve vybraných polohách. Na závěr je zde simulace dynamických vlastností vozíku při přejezdu překážky a projetí dírou na silnici.

V kapitole 5 je diskutována úprava uložení sedáku kormidelníka s ohledem na jeho tělesné postižení. Požadavkem je co nejmenší vertikální a naopak co největší horizontální posunutí sedačky pouhým nakloněním proti ose lodi. Pro popis kinematických poměrů byla použita maticová metoda. Z hlediska požadavků se jeví jako výhodné upevnění sedačky na elipsově dráze. Konkrétní parametry dráhy mohou být určeny optimalizačním procesem pro daného kormidelníka. Tato partie není součástí práce a měla by být předmětem dalších výpočtů.

Seznam literatury a zdrojů

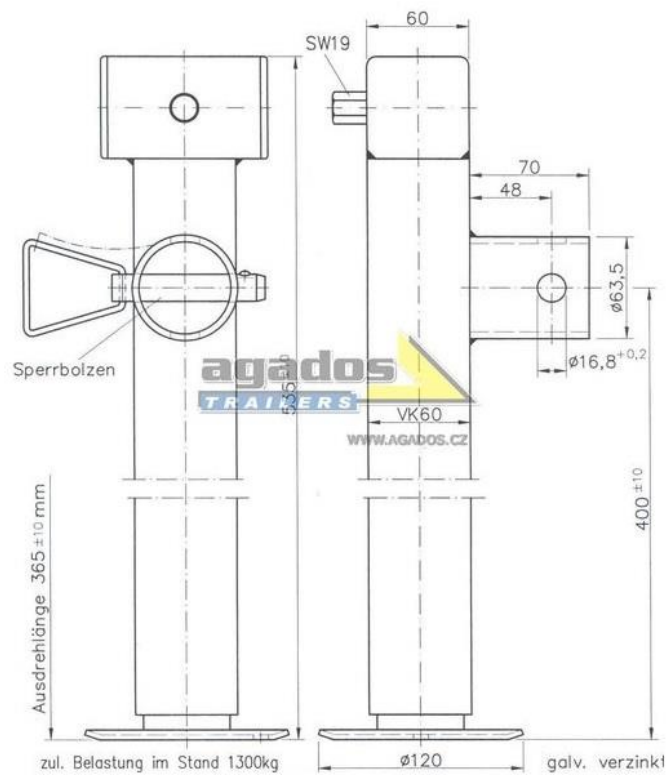
- [1] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, Praha: ALBRA, 2003.
- [2] ROSENBERG, J.: Teoretická mechanika. ZČU v Plzni, 2003, ISBN 80-7082-938-9
- [3] SHABANA A. A.: Computational Dynamics, John Wiley & Sons, Inc., New York, First Edition, 1994; Second Edition, 2001; Third Edition, 2010.
- [4] HORÁK, M.: Rekurzivní metody v analýze vázaných mechanických soustav. Diplomová práce, ZČU v Plzni, 1997.
- [5] POULÍČEK, J.: Model podvozku R/C modelu. Bakalářská práce, ZČU v Plzni, 2012.
- [6] KŘEN, J.: Záznam přednášek z předmětu Dynamika mechanismů a strojů.
- [7] Zákon č. 56/2001 Sb., O podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích
- [8] Manuál MSC.Adams
- [9] Manuál MSC.Marc
- [10] Internetové stránky obchodu Agados Trailers,
<http://www.agados.cz/>
- [11] <http://www.wikiarch.cz/wiki/vysky-sedici-osoby/>
- [12] http://en.wikipedia.org/wiki/Arc_length#Finding_arc_lengths_by_integrating

Příloha č. 1 Výkresová dokumentace vozíku

Přiloženo na výkresech A3.

Příloha č. 2 Sklopná noha vozíku

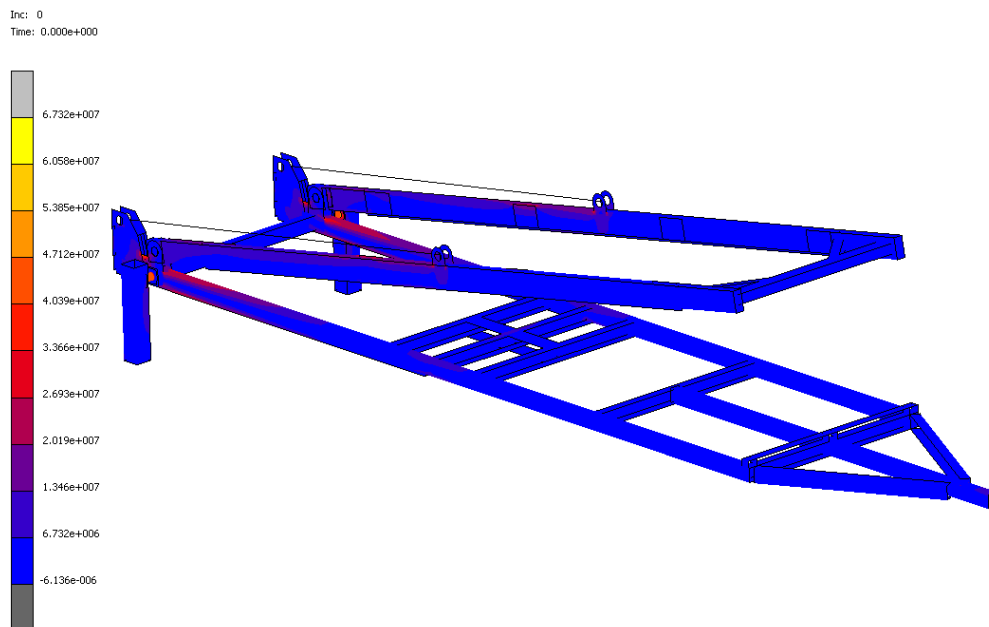
Přebráno z [10].



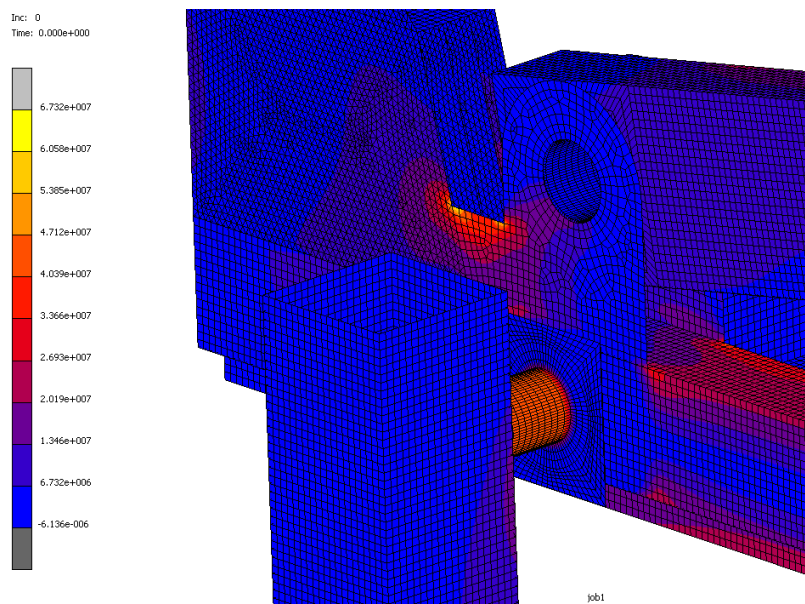
Příloha č. 3 Statické výpočty

Další zpracované výsledky pevnostních výpočtů.

Vyklopení $\alpha = 10^\circ$



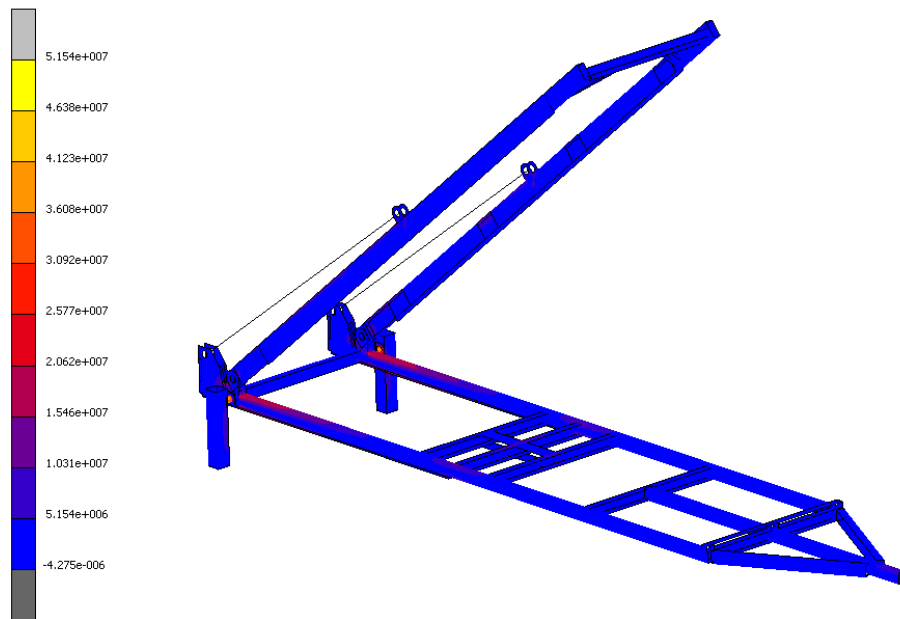
Rozložení napětí podle HMM - Vyklopení $\alpha = 10^\circ$



Detail kritického místa

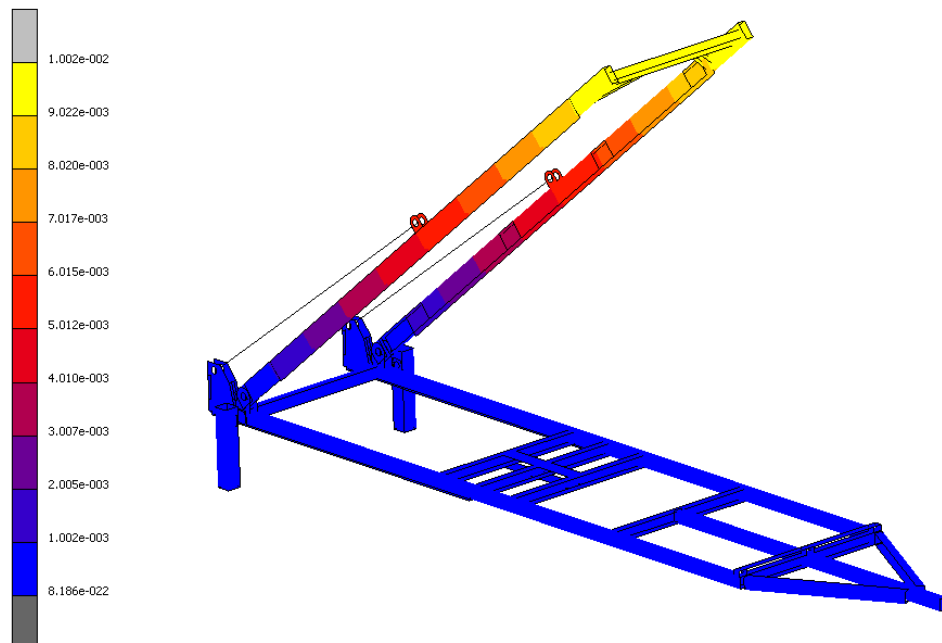
Vyklopení $\alpha = 40^\circ$

Inc: 0
Time: 0.000e+000



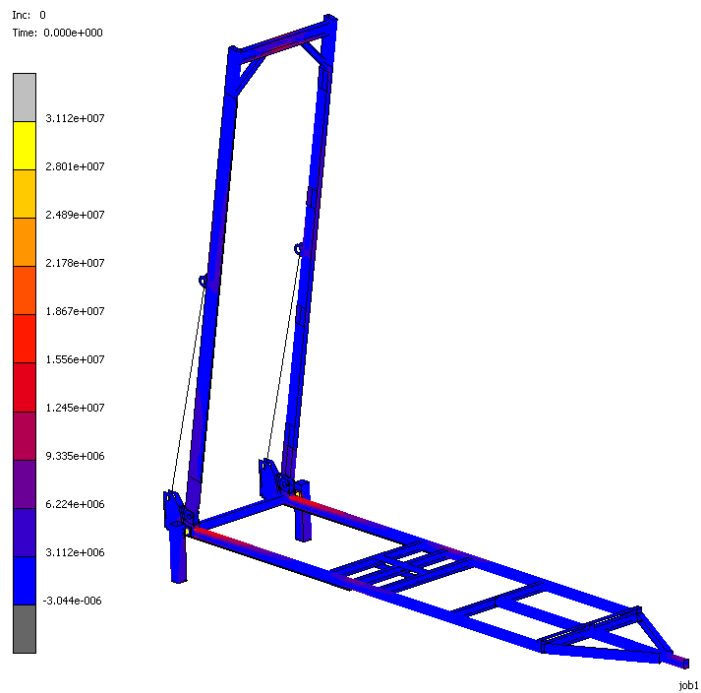
Rozložení napětí podle HMM - Vyklopení $\alpha = 40^\circ$

Inc: 0
Time: 0.000e+000

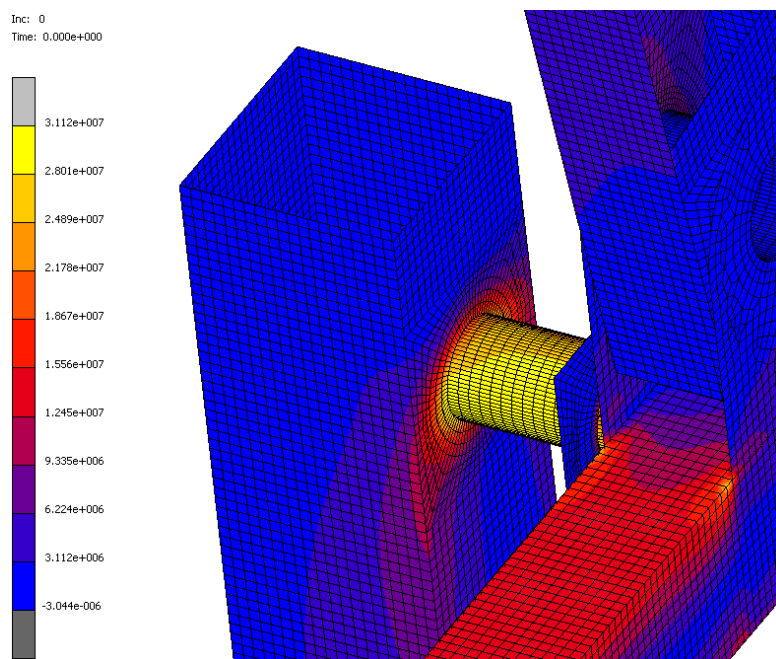


Deformace - Vyklopení $\alpha = 40^\circ$

Vyklopení $\alpha = 80^\circ$

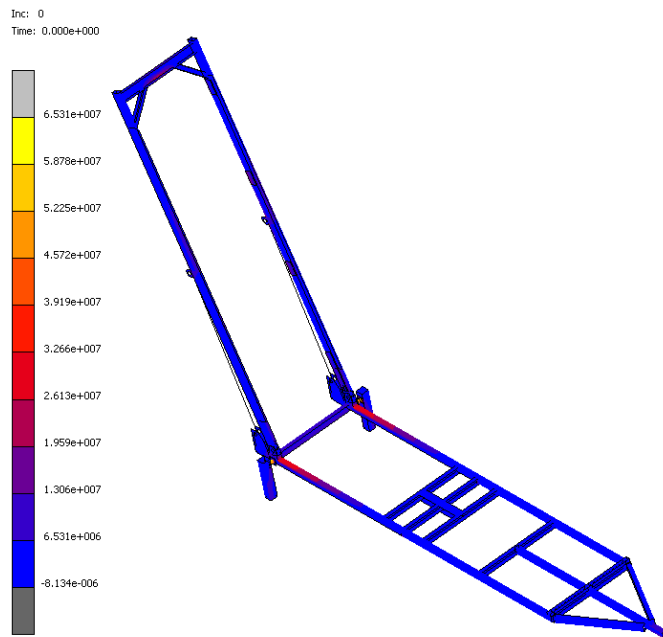


Rozložení napětí podle HMM – Vyklopení $\alpha = 80^\circ$

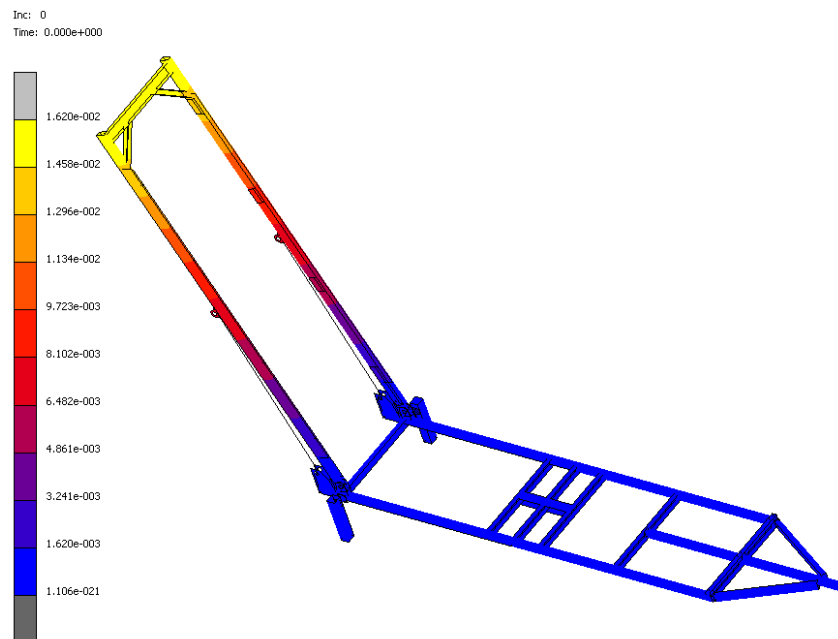


Detail kritického místa - Vyklopení $\alpha = 80^\circ$

Vyklopení $\alpha = 110^\circ$



Rozložení napětí podle HMM - Vyklopení $\alpha = 110^\circ$



Deformace - Vyklopení $\alpha = 110^\circ$

1 2 3 4 5 6 7 8

F

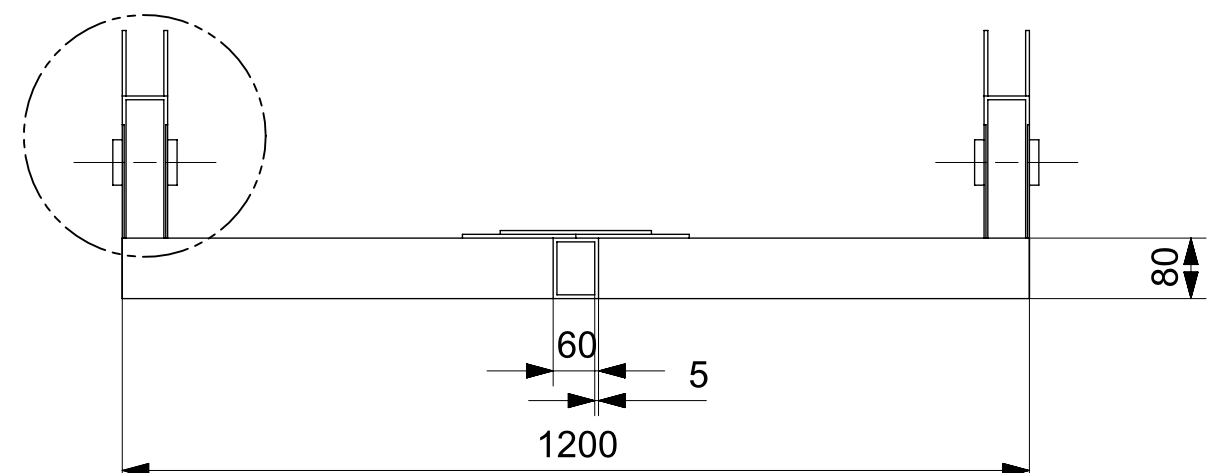
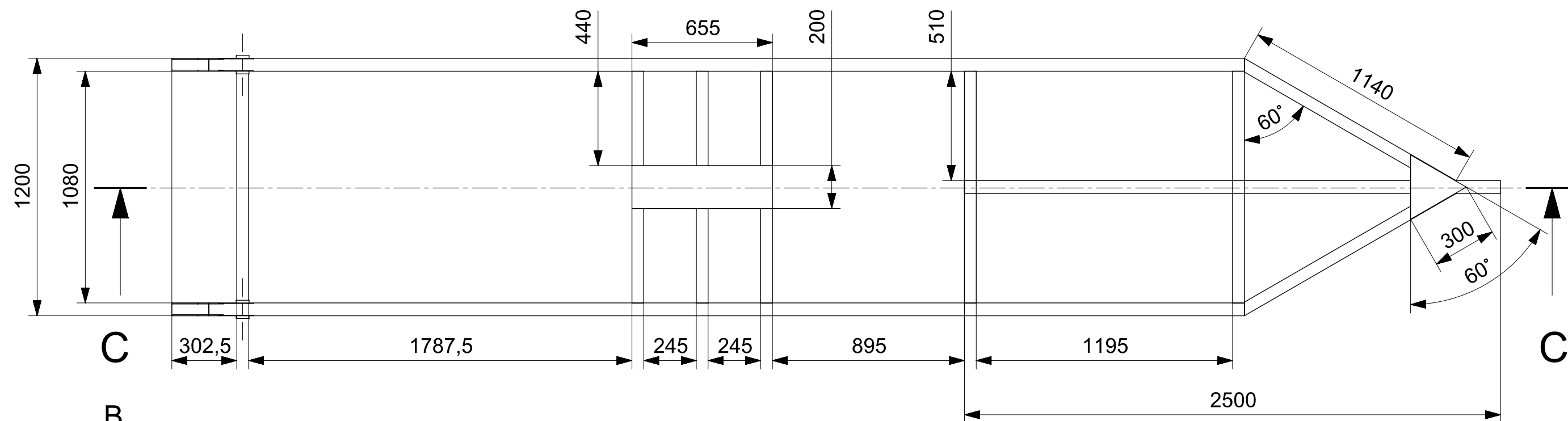
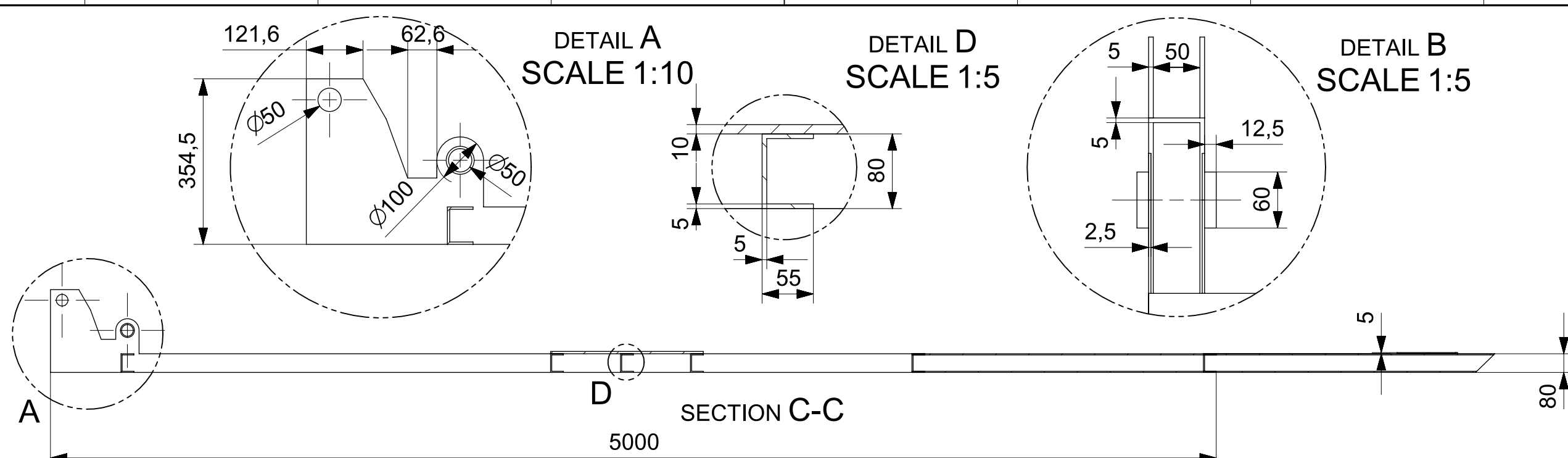
E


D

C

B

A

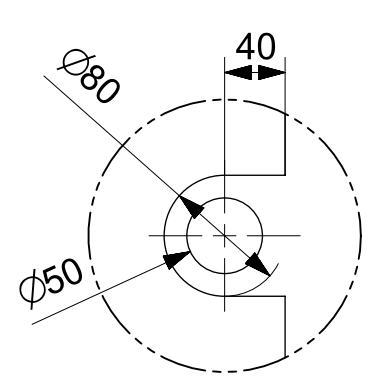
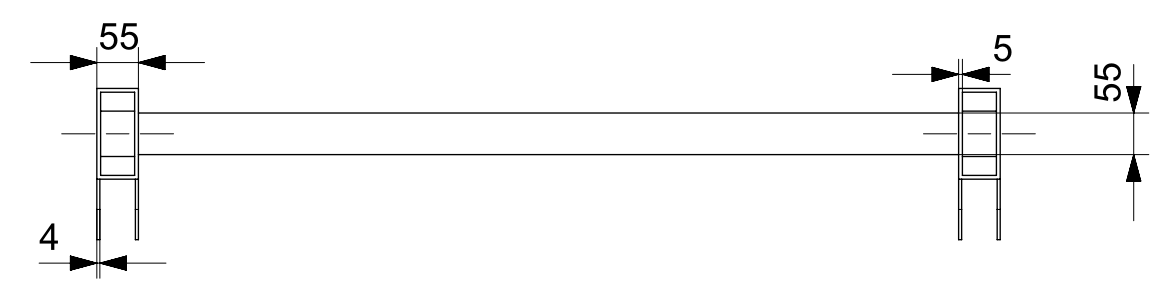
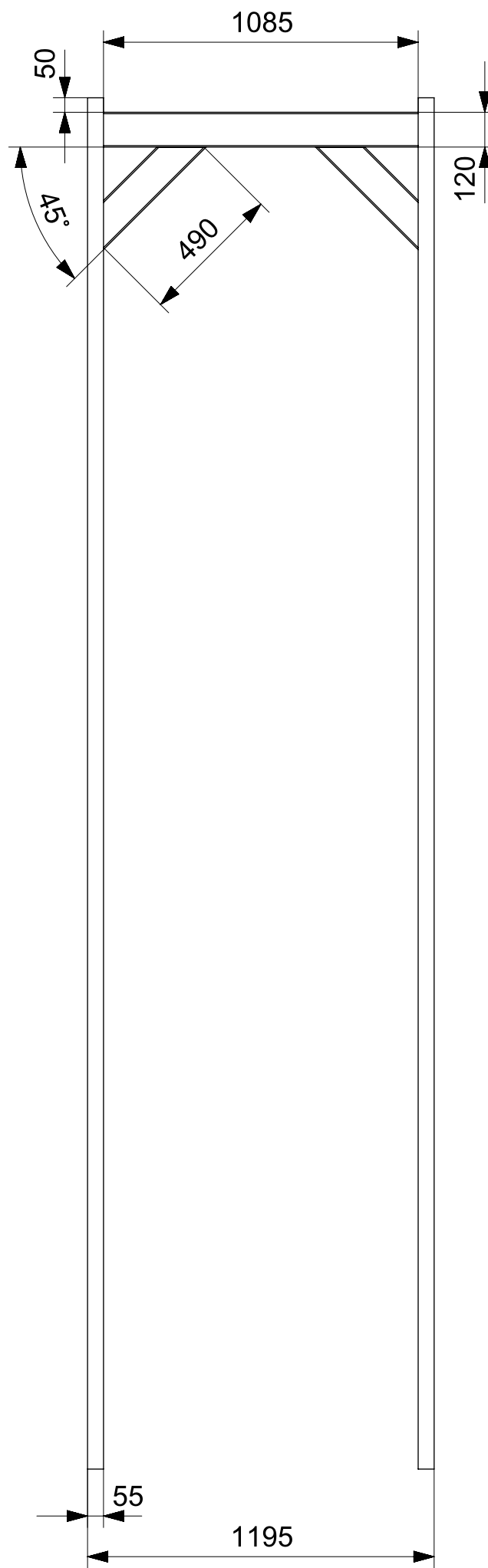
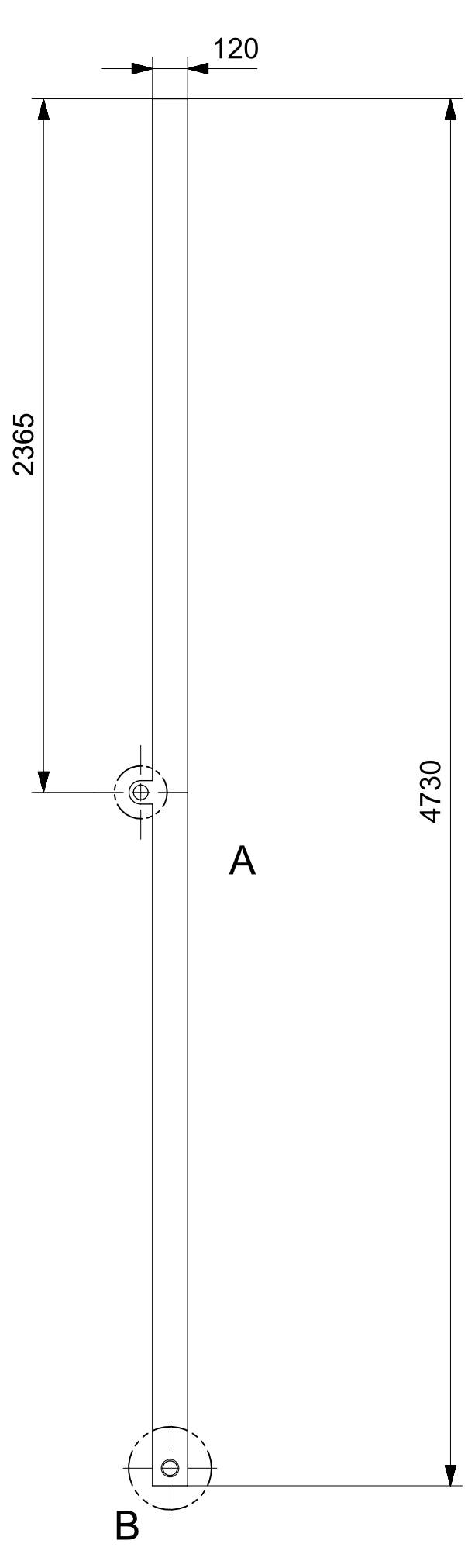


Promítaní			
Navrhl	Jakub	Pouliček	Polotovar
Kreslil			Sestava
Schválil			Kusovník
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost
Diplomova prace			
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	Nazev Vykres ramu privesneho voziku		Meritko Ruzne
	Cislo vykresu 1		cis. listu: 1 poc. listu: 1

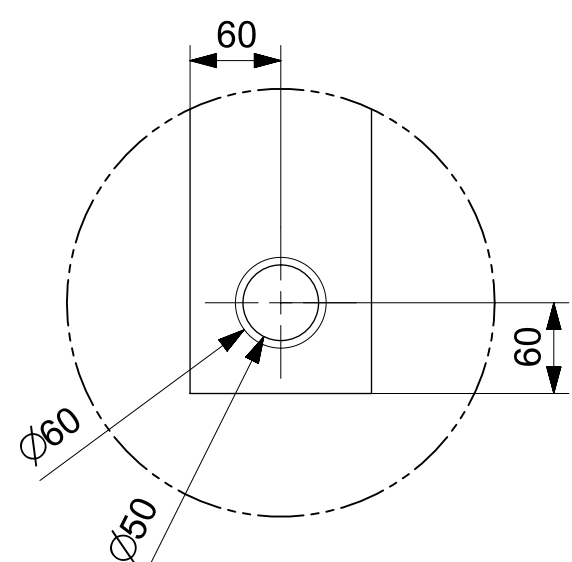
1 2 3 4 5 6 7 8

1 2 3 4 5 6 7 8

F
E
D
C
B
A



DETAIL A
SCALE 1:5



DETAIL B
SCALE 1:5

Promítaní			
Navrhl	Jakub	Pouliček	Polotovar
Kreslil			Sestava
Schválil			Kusovník
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost
Diplomová práce			
<p>ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI</p>	Název	Meritko	
	Vykres brány přivesného vozíku		Ruzne
Císlo vykresu		cís. listu	A3
2		poc. listu	

1 2 3 4 5 6 7 8