



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh konstrukce spojovacího mostu
s kolejnicí vozíku pro přesun
kontejnerů**

**Design of Connecting Bridge with a
Rail of Cross Carriage for Container
Displacement**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Jakub STĚHULE

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „Návrh konstrukce spojovacího mostu s kolejnicí vozíku pro přesun kontejnerů“ vypracoval sám s pomocí vedoucího práce. K vypracování jsem používal pouze literaturu uvedenou v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

Jakub Stěhule

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu, panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D., za vedení, rady a vstřícnost při tvorbě bakalářské práce. Dále děkuji rodině a blízkým za jejich podporu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jakub Stěhule
Název BP:	Návrh konstrukce spojovacího mostu s kolejnicí vozíku pro přesun kontejnerů
Anglický název:	Design of Connecting Bridge with a Rail of Cross Carriage for Container Displacement
Rok:	2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Konzultanti:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D. Ing. František Lopot, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 52 počet obrázků 54 počet tabulek 2 počet příloh 3
Klíčová slova:	přesun kontejneru, spojovací most, svařovaná konstrukce, pojezdové rolny, elektromotor, šneková převodovka, válečkový řetěz
Keywords:	container displacement, connecting bridge, welded structure, track rollers, electric motor, screw gearbox, roller chain
Anotace:	Tato bakalářská práce je zaměřena na vytvoření koncepčního řešení spojovacího mostu, který je součástí manipulačního vozíku pro přesun kontejneru. Součástí práce je koncepční řešení, základní návrhové výpočty a vytvoření 3D modelu.
Abstract:	This bachelor thesis is focused on design of a conceptual solution of connecting bridge, which is part of a machine for container displacement. The thesis includes conceptual solution, basic design calculations and creation of a 3D model.

OBSAH

Čestné prohlášení.....	III
Poděkování.....	IV
Anotační list.....	V
seznam zkratk a symbolů	VIII
1. Úvod	- 1 -
2. Rešerše	- 2 -
2.1. Konstrukce výsuvného mostu	- 2 -
2.2. Lineární vedení	- 2 -
2.2.1. Pojezdové rolny	- 3 -
2.2.2. Valivá vedení	- 4 -
2.2.3. Kluzná vedení	- 4 -
3. Praktická část.....	- 5 -
3.1. Způsob překladi kontejneru	- 5 -
3.2. Návrh konstrukce spojovacího mostu a jeho pohonu	- 6 -
3.2.1. Koncepce spojovacího mostu.....	- 7 -
3.2.2. Vymezení rozměrů pro spojovací most.....	- 9 -
3.2.3. Hrubý návrh tvaru spojovacího mostu	- 10 -
3.2.4. Návrh lineárního vedení spojovacího mostu.....	- 11 -
3.2.5. Dimenzování rolen	- 13 -
3.2.5.1. Návrhové výpočty rolen.....	- 13 -
3.2.5.2. Výpočty trvanlivosti ložisek rolen [2].....	- 15 -
3.2.6. Návrh způsobu uložení rolen.....	- 17 -
3.2.6.1. Pojezdové rolny	- 17 -
3.2.6.2. Vodící rolny	- 19 -
3.2.7. Návrh pohonu spojovacího mostu	- 19 -
3.2.7.1. Volba řetězu a řetězových kol.....	- 21 -
3.2.7.2. Volba převodového motoru [2]	- 22 -
3.2.7.3. Kontrolní výpočty řetězu [11]	- 24 -
3.2.7.4. Návrh synchronizační hřídele motorů	- 25 -
3.2.7.5. Návrh unašeče řetězu	- 26 -
3.2.8. Návrh implementace pohonu mostu do konstrukce manipulačního vozíku	- 28 -
3.2.8.1. Přichycení motoru a hnacího řetězového kola	- 29 -
3.2.8.2. Přichycení ostatních řetězových kol a pevné kladky	- 29 -
3.2.8.3. Přichycení posuvné kladky.....	- 30 -
3.2.8.4. Přichycení vedení řetězu.....	- 31 -
3.2.8.5. Výsledné začlenění pohonu do konstrukce	- 32 -
3.2.9. Návrh kolejnic spojovacího mostu	- 33 -
3.2.9.1. Tvar kolejnice	- 33 -
3.2.9.2. Implementace kolejnice do konstrukce.....	- 33 -
3.2.10. Návrh nosného profilu spojovacího mostu	- 34 -
3.2.10.1. Rozbor zatížení nosného profilu.....	- 34 -
3.2.10.2. Materiál nosného profilu, dovolené napětí a průhyb	- 35 -
3.2.10.3. Analytický výpočet	- 35 -

3.2.11.	Výsledná konstrukce spojovacího mostu	- 38 -
3.2.11.1.	Pevnostní kontrola metodou konečných prvků	- 40 -
3.2.11.2.	Kontrolní výpočty čepu pojezdové rolny [1]	- 42 -
3.3.	Vymezení prostoru pro pohon příčného vozíku.....	- 44 -
4.	Závěr	- 46 -
	Seznam použité literatury	- 48 -
	Seznam obrázků	- 49 -
	Seznam tabulek	- 50 -
	Seznam příloh.....	- 50 -
	Přílohy	- 51 -

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

statické zatížení	F_S	[N]
vertikální dynamické zatížení	F_{DV}	[N]
horizontální dynamické zatížení	F_{DH}	[N]
rychlost výsuvu mostu	v	[m/s]
čas	t	[s]
bezpečnost	k	[-]
statické zatížení rolny	F_{RO}	[N]
dovolené statické zatížení rolny	F_{ROmax}	[N]
dynamické zatížení rolny	F_R	[N]
dovolené dynamické zatížení	F_{Rmax}	[N]
trvanlivost ložiska	L_h	[h]
dynamická únosnost ložiska	C	[N]
ekvivalentní síla	F_e	[N]
exponent rovnice trvanlivosti	m	[-]
otáčky ložiska	n_L	[min ⁻¹]
rotační součinitel	V	[-]
dynamický součinitel radiálního zatížení	X	[-]
dynamický součinitel axiálního zatížení	Y	[-]
dynamické radiální zatížení ložiska	F_{DR}	[N]
dynamické axiální zatížení ložiska	F_{DA}	[N]
odhadovaná hmotnost konstrukce	m	[kg]
maximální sklon	φ	[°]
koeficient valení rolen	k_V	[-]
gravitační konstanta	g	[m/s ²]
tíha	G	[N]
tažná síla	F'	[N]
předpokládaný výkon	P'	[kW]
rozteč řetězu	p	[mm]
celková síla v jednom řetězu	$F_{\dot{r}}$	[N]
hmotnost řetězu na 1 metr délky	Q	[kg/m]
předpokládaná délka řetězu	l'	[m]
počet řetězů	$n_{\dot{r}}$	[-]
účinnost dvojice řetězových kol	$\eta_{\dot{r}}$	[-]

počet dvojic kol	n_d	[-]
požadovaný výkon elektromotoru	P_P	[kW]
požadovaná rychlost výsuvu mostu	v'	[m/s]
průměr řetězového kola	d_r	[mm]
počet zubů řetězového kola	Z	[-]
minimální otáčky hnacího řetězového kola	n_{min}	[min ⁻¹]
statická bezpečnost	k_s	[-]
minimální síla potřebná k přetržení řetězu	F_{Pt}	[N]
součinitel rázů	Z	[-]
měrný tlak na váleček	p_v	[MPa]
délka otvoru válečku	b_v	[mm]
průměr otvoru válečku	d_3	[mm]
měrný tlak na čep	$p_č$	[MPa]
délka pouzdra	b_p	[mm]
průměr čepu	$d_č$	[mm]
mez kluzu	σ_K	[N/mm ²]
modul pružnosti v tahu	E	[N/mm ²]
kvadratický moment k ose z	J_z	[mm ⁴]
průřezový modul v ohybu	W_O	[mm ³]
dovolené napětí	σ_D	[N/mm ²]
dovolený průhyb	ν_D	[mm]
síla působící na konstrukci	F	[N]
reakce v podpoře A	R_A	[N]
reakce v podpoře B	R_B	[N]
ohybový moment v oblasti I	M_{OI}	[Nmm]
ohybový moment v oblasti II	M_{OII}	[Nmm]
maximální ohybový moment	M_{Omax}	[Nmm]
maximální ohybové napětí	σ_{Omax}	[N/mm ²]
maximální průhyb	ν_{max}	[mm]
smykové napětí	τ	[N/mm ²]
maximální smykové napětí	τ_{max}	[N/mm ²]
redukované napětí	σ_o	[N/mm ²]
maximální napětí	σ_{max}	[N/mm ²]
dovolené napětí v ohybu	σ_{OD}	[N/mm ²]

dovolené napětí ve střihu	τ_{StD}	[N/mm ²]
dovolený tlak	p_D	[MPa]
vnější průměr čepu	D	[mm]
vnitřní průměr čepu	d	[mm]
střihové napětí	τ_{St}	[N/mm ²]
tlak v oblasti podpory A	p_A	[MPa]
otlačená plocha v oblasti A	S_A	[mm ²]
tlak v oblasti podpory B	p_B	[MPa]
otlačená plocha v oblasti B	S_B	[mm ²]
tlak v oblasti zatížení od síly F	p_F	[MPa]
otlačená plocha v oblasti zatížení od síly F	S_F	[mm ²]

1. Úvod

Svoz a zpracování komunálního odpadu ve městech vždy bylo a pravděpodobně ještě dlouho bude podstatné téma, které je potřeba řešit. Podle zákona z roku 2014, který pojednává o nakládání fyzických i právnických osob s komunálním odpadem, nesmí být od roku 2024 na skládky ukládán směsný komunální odpad a zákonem stanovené recyklovatelné nebo využitelné odpady. V současné době je svoz Prahy zajištěn pomocí nákladních automobilů, které ale zatěžují dopravu i životní prostředí.

Tento fakt je příčinou vzniku projektu SKOTRANS, který se zabývá svozem směsného komunálního odpadu z Prahy do spalovny v Malešicích s využitím tramvajové dopravy. Tramvaje by odpad převážely v průběhu noci a znatelně by tak bylo odlehčeno dopravě ve dne, kdy je provoz podstatně intenzivnější. Pro vytvoření nákladní tramvaje na kontejnery je v plánu využít přímo starých modelů tramvají Dopravního podniku hlavního města Prahy, nebo alespoň jejich částí. Pro zmíněné nákladní tramvaje je rovněž potřeba navrhnout jim uzpůsobený kontejner, ve kterém se bude odpad převážet, protože standardní normalizované kontejnery rozměrově neodpovídají tramvaji Tatra T3, ze které koncept původně vychází. Dalšími součástmi projektu jsou také návrhy automatizovaného skladiště kontejnerů, lisování odpadu, a rovněž překlady a dopravy kontejnerů mezi jednotlivými stanovišti. Podle zmíněných bodů se náš tým dělí na jednotlivé skupiny.

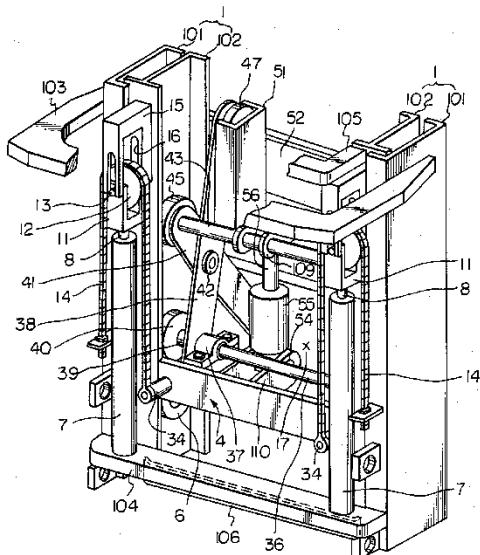
Úkolem naší skupiny je zkonstruovat kolejový vozík, který bude zajišťovat manipulaci s kontejnery mezi tramvají nebo železničním vagónem, místem, kde bude docházet k násypu lisování odpadu a automatizovaným skladištěm. Samotný překlad kontejneru bylo původně jediné téma, ale vzhledem k tomu, že se jednalo o příliš rozsáhlou oblast, došlo k rozdělení tématu na tři části: vertikální manipulaci s kontejnerem, horizontální přesuv kontejneru za využití příčného vozíku a konstrukci mostu, po kterém bude příčný vozík přejíždět. Poslední zmíněná část je mým úkolem, a kromě již zmíněné konstrukce svařence mostu obsahuje rovněž návrh způsobů pojezdu a pohonu mostu a přípravu prostoru pro pohon příčného vozíku.

2. Rešerše

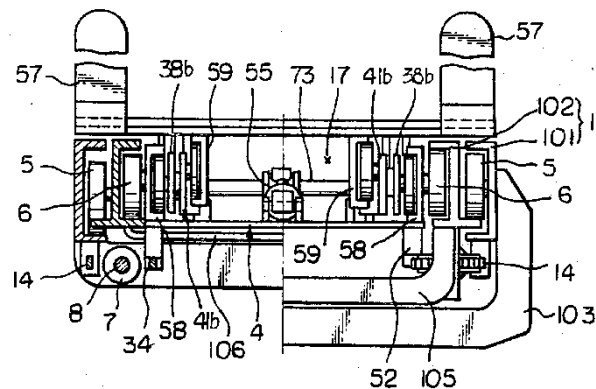
V této části práce se zabývám zkoumáním a vyhodnocením dostupných poznatků, které mohou být užitečné při řešení zadaných problémů.

2.1. Konstrukce výsuvného mostu

Ačkoliv v případě mostu byla teleskopická varianta řešení z důvodů popsaných v koncepční části práce zavržena, do jisté míry se výsuvnému mostu podobá zdvihačí mechanismus vysokozdvizného vozíku (obr. 1, obr. 2). Jedná se o teleskopickou konstrukci, kde do sebe jednotlivé části mechanismu zajíždějí. Jejich pojezd je zajištěn pomocí pojezdových, letmo uložených rolen, zdvih realizují dva hydraulické válce. [3]



Obr. 1.: Zdvihný mechanismus vysokozdvizného vozíku [3]



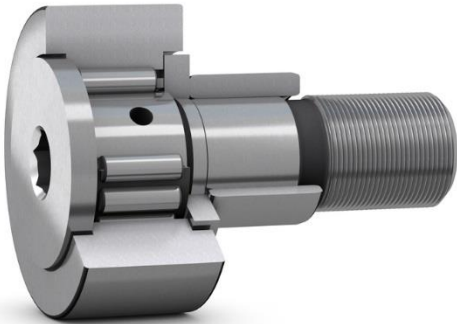
Obr.2.: Řez zdvižným mechanismem [3]

2.2. Lineární vedení

Lineární vedení umožňují přímkový pohyb způsobem, že po kolejnici, která vytyčuje dráhu vedení, jsou odvalovány nebo posouvány elementy, zajišťující přenos lineárního pohybu. Na trhu je dostupná celá škála různých typů lineárních vedení. Pro mou aplikaci je nutné, aby vedení dokázalo přenést vysoké statické i dynamické zatížení a nebylo příliš citlivé na znečištěné pracovní prostředí.

2.2.1. Pojezdové rolny

Jak již bylo zmíněno v rešerši o způsobu konstrukce mostu, jednou z možností lineárního vedení mostu jsou pojezdové rolny. Fungují na principu ložiska, po jehož vnějším kroužku se rolna odvaluje. Vyrábějí se různá provedení, která umožňují více variant řešení konstrukčních problémů. Například rolny letmo uložené (obr. 3) a rolny s průchozím čepem, umožňující přenášení vysokých zatížení (obr. 4).



Obr.3.: Letmo uložená rolna [4]



Obr.4.: Rolna s průchozím čepem [4]

Dále je možné pomocí tohoto způsobu vedení zajistit i určení polohy v dalších směrech. V kombinovaném provedení (obr. 5) se rolna odvaluje ve speciálním U-profilu a zamezuje tak pohybu nahoru i do boku. Polohu je rovněž možno zajistit pomocí různých tvarových prvků. Ty nabízejí rolny s nákolky, nebo vodící rolny se speciálně tvarovanými kolejnicemi (obr. 6). Díky těsněním nedojde k znečištění a zadření ložiska v kladce, tudíž je umožněno i požití v náročnějších provozních podmínkách. Další podstatnou výhodou je vyměnitelnost rolny i kolejnice, po které se rolna odvaluje. [4][5]



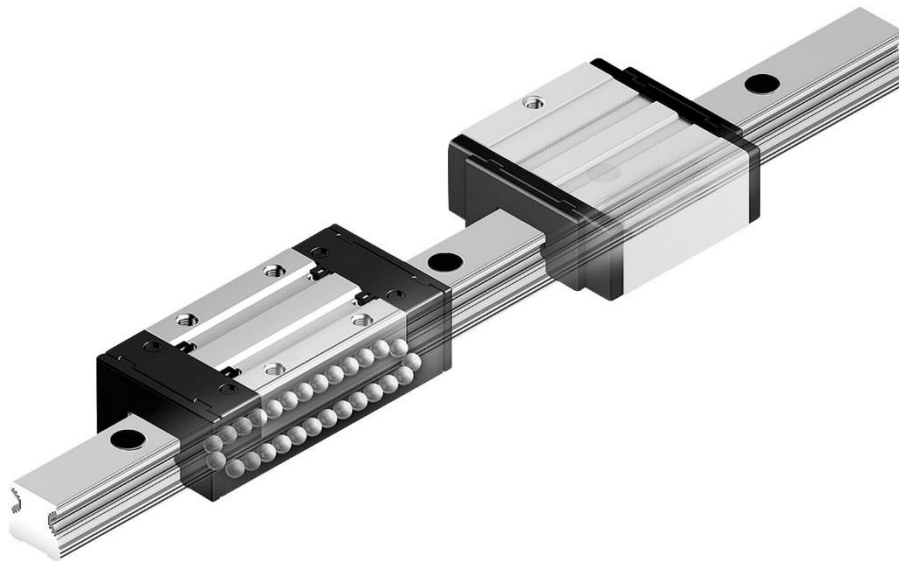
Obr.5.: Kombinovaná rolna [5]



Obr.6.: Vodící rolna [5]

2.2.2. Valivá vedení

Princip valivého vedení spočívá v odvalování valivých elementů, které jsou uloženy v blocích, po přesné kolejnici vyrobené zpravidla z tvrzené oceli. Mezi hlavní výhody tohoto typu vedení patří vysoká tuhost konstrukce, vysoká maximální rychlost (přes 10 m/s) i zrychlení (přes 450 m/s²) a velmi dobrá dosahovaná přesnost. Rovněž je možno chránit vedení proti prachu a jiným nečistotám pomocí těsnění. Valivá vedení lze dále dělit podle odvalujících se částí. Existují například vedení kuličková (obr. 7), rolničková nebo válečková. [5][6]



Obr.7.: Lineární kuličkové vedení [7]

2.2.3. Kluzná vedení

Kluzná vedení jsou konstrukcí i vlastnostmi do značné míry podobná valivým. Po liště vysoké rozměrové i povrchové přesnosti vykonává posuvný pohyb kluzný element. Tento proces vyžaduje zajištění mazání, aby bylo sníženo tření kluzného prvku o lištu. Jak jsem již zmínil výše, kluzné vedení s malými rozdíly nabízí stejné výhody, jako valivé vedení. Oproti němu dokáže kluzné vedení díky větší stykové ploše přenášet vyšší zatížení. Na druhou stranu neumožňuje tak vysoké rychlosti vedení a pohyb je méně plynulý než při využití valivých elementů. [8]

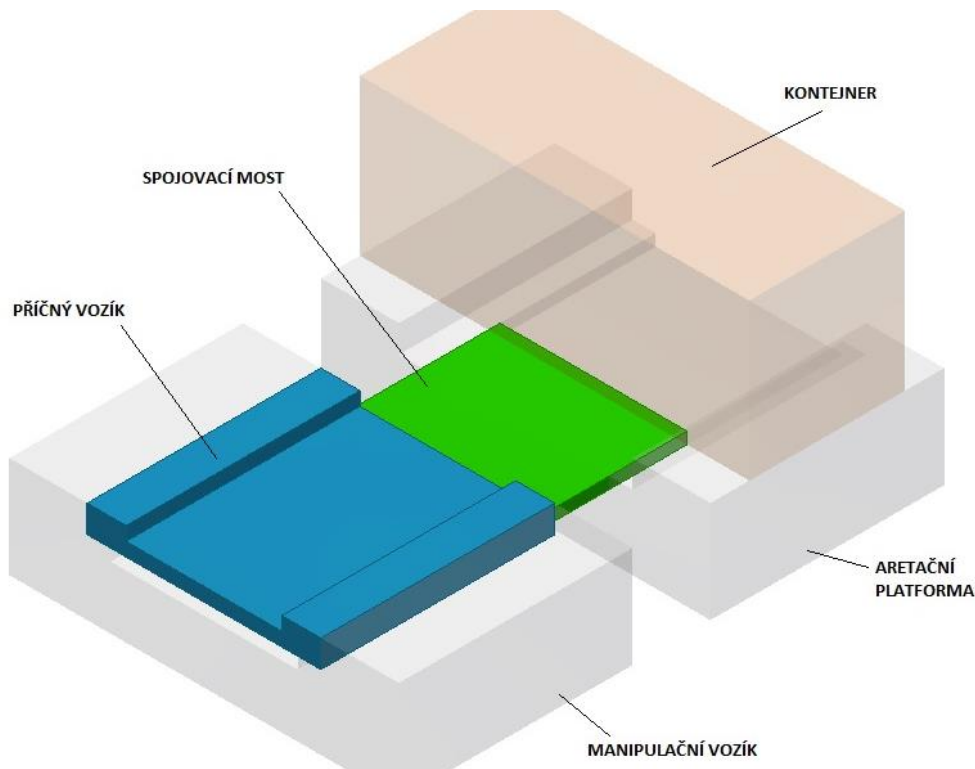
3. Praktická část

V praktické části se věnuji koncepčnímu řešení konstrukce výsuvného mostu a výpočetnímu ověření mnou navržených parametrů.

3.1. Způsob překládky kontejneru

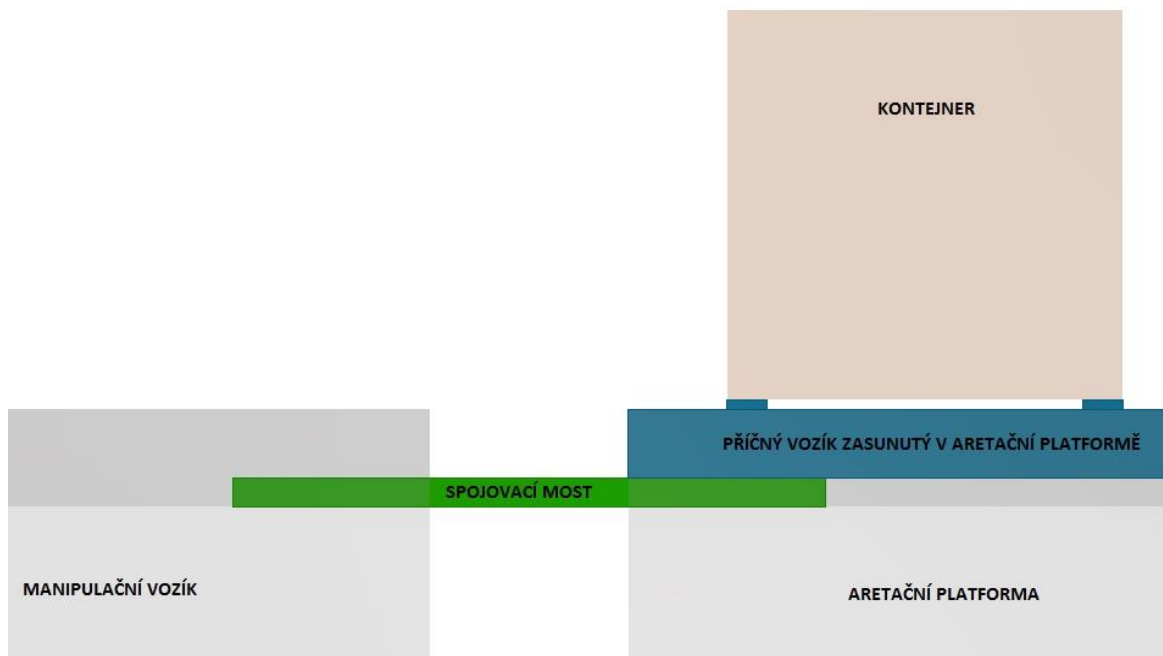
Otázka, jakým způsobem kontejner překládat, byla řešena již od počátku projektu, který začal již v letním semestru akademického roku 2016/17 v rámci předmětu Strojírenské konstruování IV. Postupným zkoumáním výhod a nevýhod různých variant bylo dospěno k následujícímu konceptu, kdy kontejner bude překládán za využití manipulačního vozíku, který pomocí spojovacího mostu a příčného vozíku umožňujícím zdvih, přesune kontejner v horizontálním směru z aretační platformy vagónu nebo skladiště na svůj rám a naopak. Také je nutné zajistit, aby manipulační vozík byl schopný překládat kontejner do obou příčných směrů.

Manipulační vozík přijede na místo, kde je přistavěn kontejner uchycený na aretační platformě. Poloha manipulačního vozíku je rovnoběžná s aretační platformou. Ve směru kolmém na tuto polohu se začne vysouvat spojovací most, který se opře o aretační platformu a vytvoří tak dráhu pro přejezd příčného vozíku (obr. 8).



Obr.8.: Schéma vysunutí spojovacího mostu

Příčný vozík najede pod kontejner, který zdvihne pomocí integrovaného zdvižného mechanismu (obr 9.) a po stejné trase jej převezde zpět na manipulační vozík. Zdvižný mechanismus spustí kontejner směrem dolu a ten potom svou vahou leží na konstrukci manipulačního vozíku. Následuje zasunutí spojovacího mostu zpět do manipulačního vozíku. Po dokončení tohoto sledu operací je možné transport kontejneru na jiné stanoviště. Vykládání kontejneru z manipulačního vozíku probíhá stejným způsobem s rozdílem, že zdvižný mechanismus bude zdvihnut již před prvním přejezdem příčného vozíku (tj. kontejner je naložen na příčný vozík) a jeho uvedení do spodní polohy následuje po přejezdu příčného vozíku na aretační platformu.



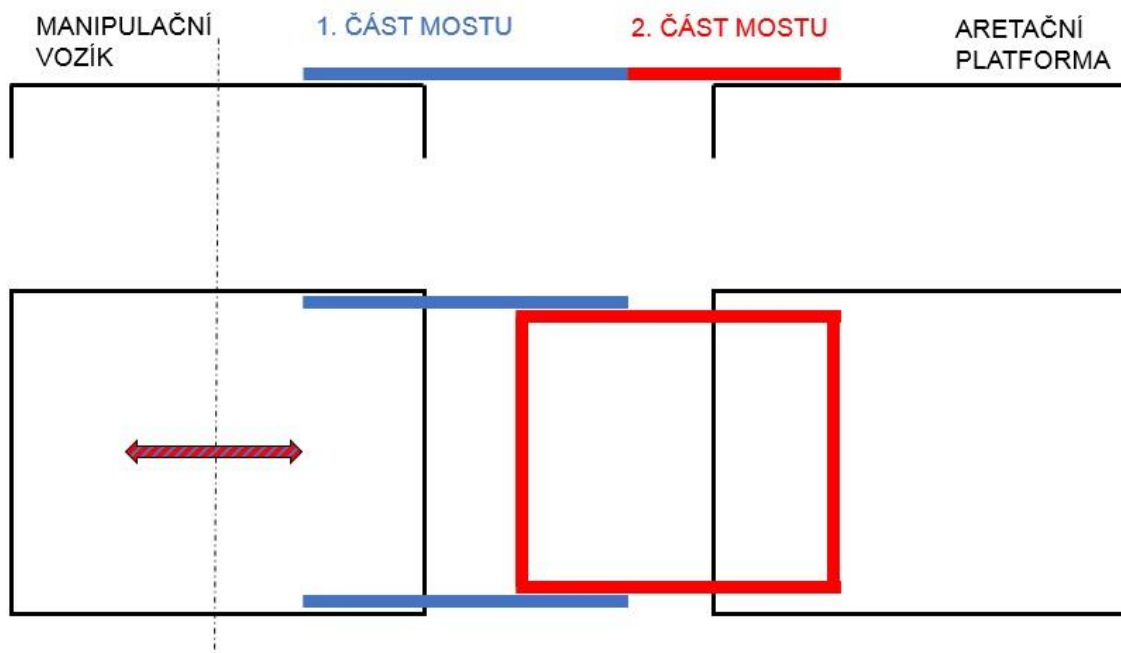
Obr.9.: Schéma zdvihnutí kontejneru

3.2. Návrh konstrukce spojovacího mostu a jeho pohonu

Z výše uvedeného taktu procesu překládky kontejneru vyplývá, že konstrukce spojovacího mostu musí vydržet zatížení od plně naloženého kontejneru a hmotnosti příčného vozíku. Dalšími požadavky jsou zahrnutí kolejnice pro přejezd příčného vozíku a vymezení prostoru pro jeho pohon, který bude k mostu uchycen.

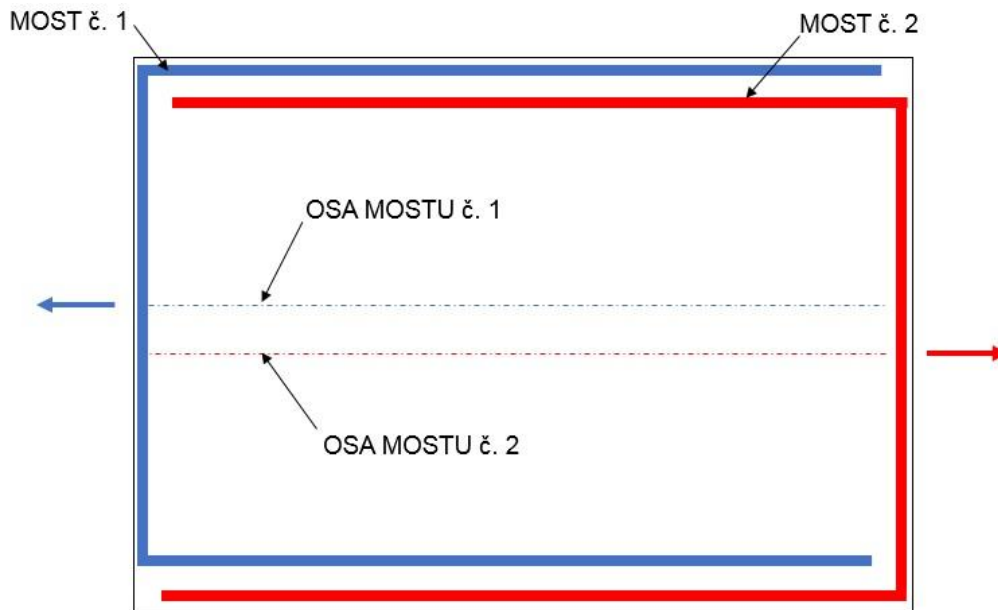
3.2.1. Koncepce spojovacího mostu

Při vymýšlení provedení spojovacího mostu bylo uvažováno několik variant. Jednou z nich bylo teleskopické provedení, kdy by se most skládal z více do sebe zasouvajících se částí (obr. 10). Tato varianta ovšem skýtala hned několik nevýhod, zejména složitější a prostorově náročnější provedení a komplikovaný přejezd příčného vozíku, a proto byla zavrhnuta.



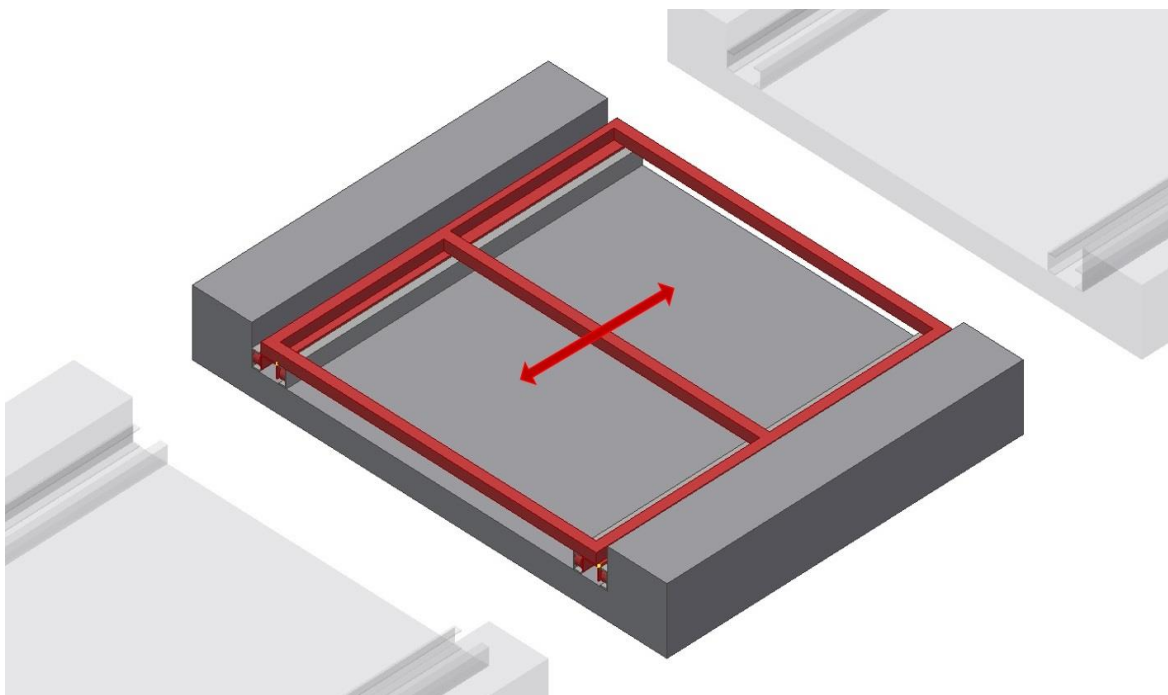
Obr.10.: Schéma teleskopického provedení mostu

Další verzí uspořádání, znázorněnou na obrázku č. 11, byly dva jednoduché mosty, přičemž každý z nich by se vysouval na jednu stranu. Výhodou toho řešení by bylo snadné zajištění polohy na manipulačním vozíku. Na druhou stranu dva mosty by zabíraly více prostoru. Rovněž v důsledku rozdílných os obou částí by polohování vozíku vůči aretační platformě pro kontejner bylo pro obě strany odlišné. Z uvedených důvodů jsem se dalšímu rozvoji této koncepce dále nevěnoval.



Obr.11.: Schéma konceptu s dvěma jednoduchými mosty

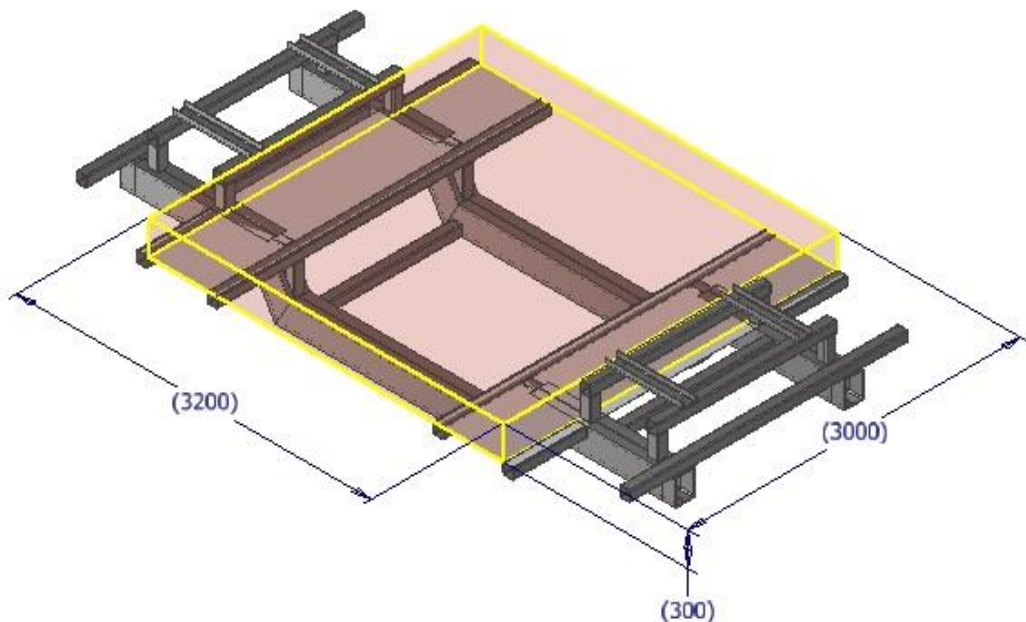
Finální z uvažovaných variant je jednoduchá konstrukce mostu, která se vysouvá do obou stran manipulačního vozíku. Rozhodl jsem se ji použít z důvodu jednoduchosti její konstrukce v porovnání s ostatními možnostmi a úspory prostoru, jehož v manipulačním vozíku není příliš.



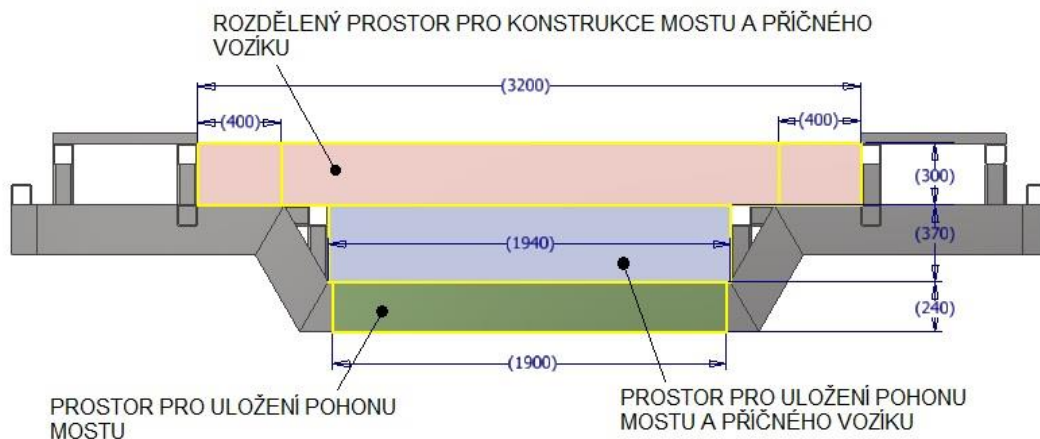
Obr.12.: Schéma konceptu jednoduchého mostu výsuvného na obě strany

3.2.2. Vymezení rozměrů pro spojovací most

V průběhu společného řešení projektu byl v rámci manipulačního vozíku a aretační platformy vymezen prostor o rozměrech 3200x300x3000 mm, do kterého se musí vejít konstrukce mostu i příčného vozíku s integrovaným zdvihacím zařízením. Tyto mezní rozměry obecně platí pro všechny části, které se budou z manipulačního vozíku vysouvat do aretační platformy kontejneru. Dále z navazující práce kolegy Buzka vyplívají rozměry, do kterých mohou zasahovat pohony příčného vozíku a spojovacího mostu. Pohon příčného vozíku bude uchycen ke konstrukci spojovacího mostu, tudíž se bude společně s ním pohybovat z konstrukce manipulačního vozíku a nesmí tedy zasahovat do rámu manipulačního vozíku. Naopak pohon spojovacího mostu bude napevno spojen s rámem manipulačního vozíku a může tedy zasahovat do prostoru mezi jeho nosnými profily. Výše zmíněné prostory a jejich rozměry jsou znázorněny na obrázcích č. 13 a 14. Na obrázku č. 14 je rovněž zobrazen prostor vyčleněný pro konstrukci mostu o rozměrech 2400x220x3000 mm. Zbytek původního prostoru 3200x300x3000 mm náleží konstrukci příčného vozíku a zdvihacího zařízení.



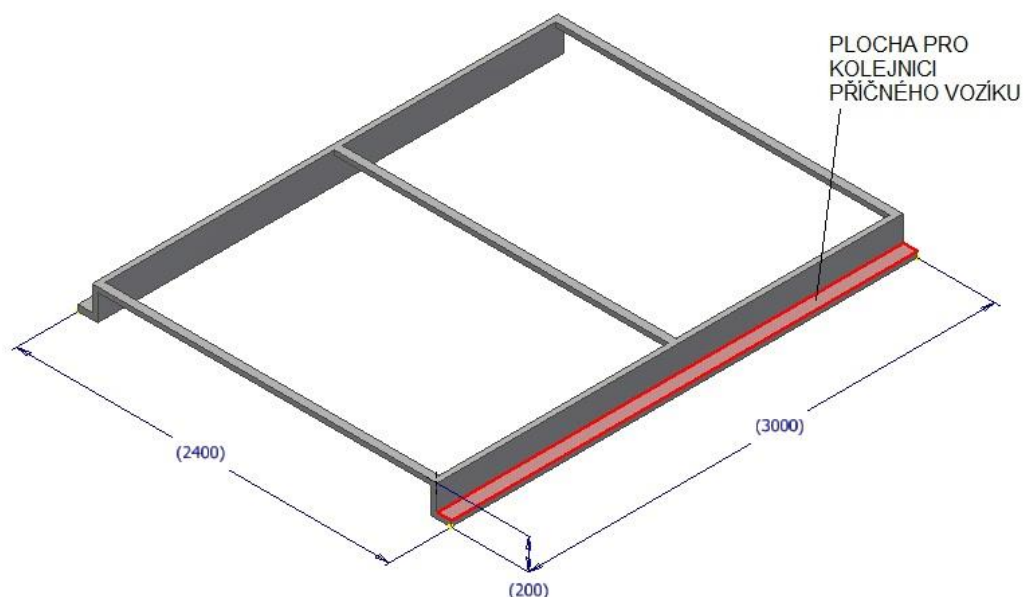
Obr.13.: Prostor pro konstrukce příčného vozíku a spojovacího mostu



Obr. 14.: Dostupné prostory při pohledu z boku manipulačního vozíku

3.2.3. Hrubý návrh tvaru spojovacího mostu

Podle vymezeného prostoru pro konstrukci mostu a z kladených požadavků jsem vytvořil předběžný návrh tvaru spojovacího mostu znázorněný na obrázku č. 15. Jedná se o svařovaný rám složený z dvou nosných profilů průřezu L a spojovacích příček rámu. Tloušťky profilů jsou v této fázi pouze ilustrativní a neodpovídají požadavkům na pevnost a tuhost konstrukce. Na horní ploše spodní části nosného profilu je vyhrazen prostor pro kolejnici příčného vozíku. Do prostoru mezi nosnými profily bude umístěno lineární vedení mostu, prvky pro zvýšení tuhosti konstrukce mostu a prvky pro uchycení pohonu příčného vozíku. Tento tvar je výchozí pro úpravy dle problémů řešených v dalších částech práce, například lineární vedení mostu nebo jeho pevnostní kontrola.

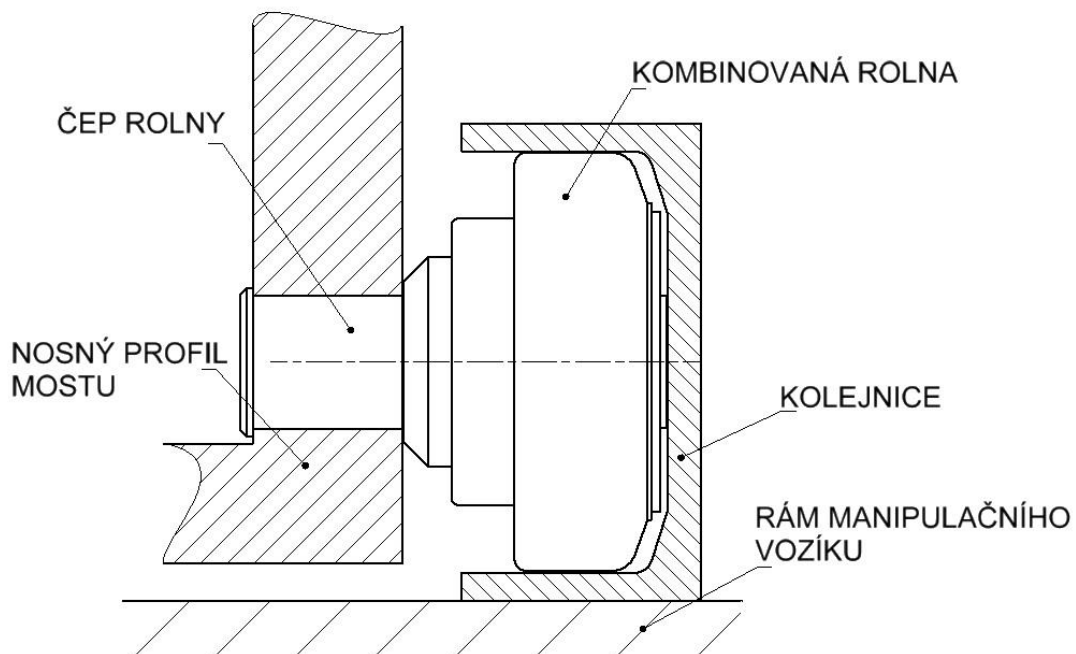


Obr. 15.: Hrubý návrh tvaru spojovacího mostu

3.2.4. Návrh lineárního vedení spojovacího mostu

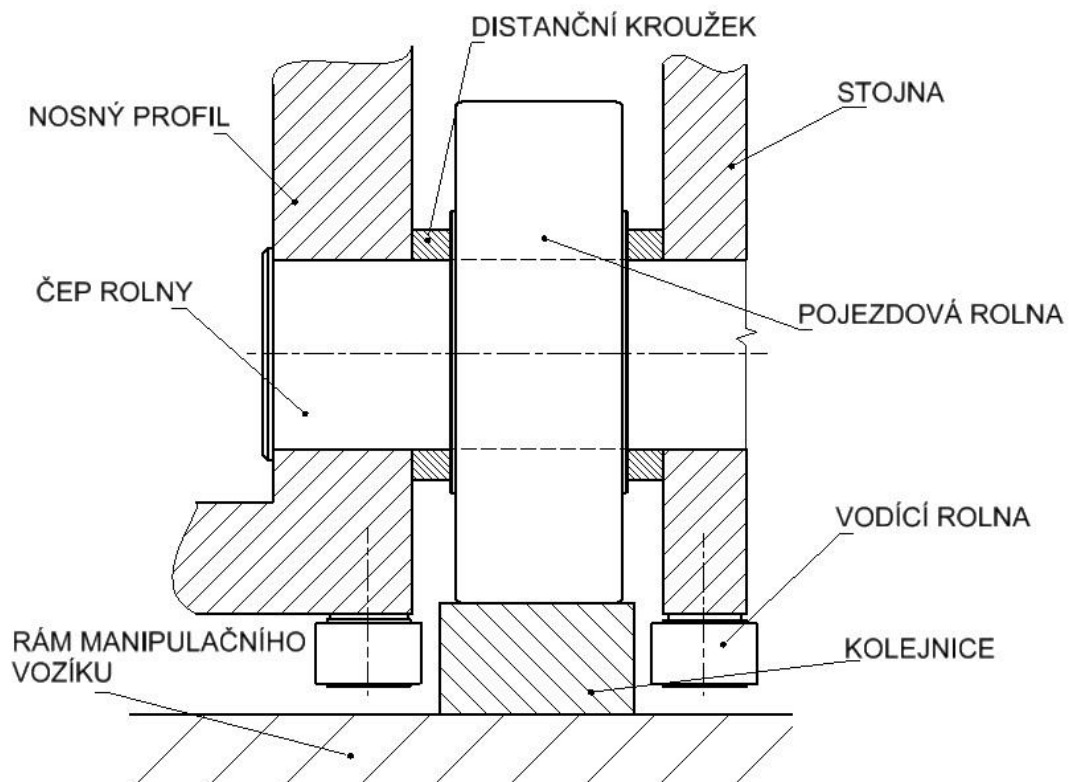
Lineární vedení mostu musí zaručit dostatečnou statickou únosnost pro přejezd příčného vozíku s naloženým kontejnerem, dynamickou únosnost pro výsuv spojovacího mostu s uchyceným pohonem příčného vozíku a zároveň co nejvyšší přesnost výsuvu. Dále vzhledem k odpadem znečištěnému prostředí musí být vedení odolné vůči znečištěným pracovním podmínkám. Rovněž je vhodné zajistit vyměnitelnost jeho částí nebo celku.

Z poznatků nashromážděných v rešeršní části jsem se rozhodl zvolit využití pojezdových rolen, které jsou pro danou aplikaci dle mého názoru nejvhodnější. První variantou, nad níž jsem uvažoval, byla realizace lineárního vedení pomocí kombinovaných rolen letmo uložených v nosném profilu spojovacího mostu. Rolny by se odvalovaly v kolejničí průřezu U přichycené k rámu manipulačního vozíku, která by zajistila pohyb mostu ve všech směrech (obr. č. 15). Nevýhodou tohoto způsobu řešení představuje vyjíždění rolny z profilu a najíždění rolny do profilu, u kterého je vysoké riziko, že rolna do profilu kolejnice najede nesprávně. Rovněž letmé uložení by při plném zatížení vnášelo do konstrukce spojovacího mostu vysoký ohybový moment.



Obr. 16.: Lineární vedení kombinovanou rolnou

Z tohoto důvodu jsem řešil problém za použití pojezdových roln s průchozím čepem pro vysoká zatížení. Rolny jsou uchyceny opět k vnitřním stranám nosného profilu mostu, jako při využití kombinované rolny, z druhé strany je potom čep rolny uložen ve stojně navařené na příčník spojující nosné profily mostu. Kolejnicí v tomto případě představuje profil obdélníkového průřezu. Kompenzace nepřesného nájezdu je realizována pomocí zaoblení na koncích kolejnice (blíže specifikováno v části „Návrh pojezdové kolejnice mostu“). Tato varianta řešení ovšem zajišťuje pohyb mostu pouze ve vertikálním směru, proto je nutné řešit i zajištění proti pohybu v horizontálním směru. To jsem se rozhodl řešit použitím dvojice pomocných letmo uložených roln (dále pouze vodící rolny), které se v případě vychýlení mostu opřou o boční stranu profilu kolejnice. Princip a uspořádání jsou zobrazeny na obrázku č. 16. Vodící rolny se nacházejí pouze na jedné straně mostu, na druhé je jen pojezdová rolna.



Obr. 17.: Uspořádání pojezdové rolny a vodících roln

3.2.5. Dimenzování rolen

Z rozboru procesu překládání a odhadovaných hmotností a zatížení jsem stanovil následující hodnoty, ze kterých vycházím při dimenzování rolen:

- statické zatížení: $F_S = 165000 \text{ N}$
- vertikální dynamické zatížení: $F_{DV} = 15000 \text{ N}$
- horizontální dynamické zatížení: $F_{DH} = 5000 \text{ N}$
- předpokládaná rychlost výsuvu mostu: $v = 0,1 \text{ m/s}$
- čas pohybu mostu během 3 let provozu: $t = 805,33 \text{ h}$
- stanovená bezpečnost: $k=2$

Předpokládám, že při maximálním zatížení nastane ve fázi, kdy je most vysunut a příčný vozík s naloženým kontejnerem bude celou svou tíhou podepřen konstrukcí spojovacího mostu. Celkové zatížení bude tedy rovnoměrně distribuováno mezi 4 pojezdové rolny mostu.

Maximální dynamické zatížení nastává při přejezdu spojovacího mostu mezi aretační platformou a manipulačním vozíkem. V tuto chvíli most není nijak zatížen od příčného vozíku nebo kontejneru a jedná se tedy pouze o tíhu konstrukce mostu a tíhu zavěšeného pohonu mostu.

Pro dimenzování vodících rolen předpokládám nejhorší možný případ takový, kdy při přejezdu mostu dojde k opření 2 rolen o profil kolejnice.

3.2.5.1. Návrhové výpočty rolen

▪ Pojezdové rolny

Rolnu volím na základě statického zatížení F_S dle vztahu:

$$k \cdot F_{R0} \leq F_{R0max} \quad (1)$$

kde:

$F_{R0} [N]$... statické zatížení na jednu rolnu

$F_{R0max} [N]$... dovolené statické zatížení (viz. příloha č.1)

$k [-]$... bezpečnost

$$F_{R0} = \frac{F_S}{4} = \frac{165000}{4} = 41250 \text{ N} \quad (2)$$

$$k \cdot F_{R0} = 2 \cdot 41250 = 82500 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{R0max} = 90000 \text{ N}$$

$$k \cdot F_{R0} \leq F_{R0max} \dots \text{vyhovuje} \quad (4)$$

Volím rolnu SKF NUTR 90 A.

Ověření dynamické únosnosti rolny:

$$k \cdot F_R \leq F_{Rmax} \quad (5)$$

kde:

- $F_R [N]$... dynamické zatížení na jednu rolnu
 $F_{Rmax} [N]$... dovolené dynamické zatížení (viz. příloha č.1)
 $k [-]$... bezpečnost

$$F_R = \frac{F_{Dv}}{4} = \frac{15000}{4} = 3750 \text{ N} \quad (6)$$

$$k \cdot F_R = 2 \cdot 3750 = 7500 \text{ N} \quad (7)$$

$$F_{Rmax} = 63000 \text{ N}$$

$$k \cdot F_R \leq F_{Rmax} \dots \text{vyhovuje} \quad (8)$$

▪ **Vodící rolny**

Rolnu volím na základě dynamického zatížení F_s dle vztahu:

$$k \cdot F_R \leq F_{Rmax} \quad (9)$$

kde:

- $F_R [N]$... dynamické zatížení na jednu rolnu
 $F_{Rmax} [N]$... dovolené dynamické zatížení (viz. příloha č.2)
 $k [-]$... bezpečnost

$$F_R = \frac{F_{Dh}}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ N} \quad (10)$$

$$k \cdot F_R = 2 \cdot 2500 = 5000 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{Rmax} = 5280 \text{ N}$$

$$k \cdot F_R \leq F_{Rmax} \dots \text{vyhovuje} \quad (12)$$

Volím rolnu SKF KRV 19.

Jelikož vodící rolna nebude ve stacionárním stavu mostu nijak zatížená, není nutné kontrolovat statickou únosnost rolny.

3.2.5.2. Výpočty trvanlivosti ložisek roln [2]

▪ Pojezdové rolny

Vztah pro výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} \quad (13)$$

kde:

$L_h [h]$... trvanlivost ložiska
$C [N]$... dynamická únosnost ložiska (viz. příloha č.1)
$F_e [N]$... ekvivalentní síla působící na ložisko
$m [-]$... exponent rovnice trvanlivosti
$n_L [min^{-1}]$... otáčky ložiska

Výpočet otáček ložiska

$$n_L = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,09} = 21,22 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

kde:

$D [m]$...vnější průměr pojezdové rolny (viz. příloha č.1)
---------	---

Výpočet ekvivalentní síly

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{DR} + Y \cdot F_{DA} = 1 \cdot 1 \cdot 3750 + 0 \cdot 0 = 3750 \text{ N} \quad (15)$$

kde:

$V [-]$... rotační součinitel
$X [-]$... dynamický součinitel radiálního zatížení
$Y [-]$... dynamický součinitel axiálního zatížení
$F_{DR} [N]$... dynamické radiální zatížení ložiska
$F_{DA} [N]$... dynamické axiální zatížení ložiska

Výpočet trvanlivosti ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} = \left(\frac{68200}{3750}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 21,22} = 12\,304\,606 \text{ h} \quad (16)$$

$$L_h \geq t = 805,33 \text{ h} \dots \text{vyhovuje} \quad (17)$$

▪ Vodící rolny

Vztah pro výpočet trvanlivosti ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} \quad (18)$$

kde:

L_h [h]	... trvanlivost ložiska
C [N]	... dynamická únosnost ložiska (viz. příloha č.2)
F_e [N]	... ekvivalentní síla působící na ložisko
m [-]	... exponent rovnice trvanlivosti
n_L [min ⁻¹]	... otáčky ložiska

Výpočet otáček ložiska

$$n_L = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,019} = 21,22 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

kde:

D [m]	...vnější průměr pojezdové rolny (viz. příloha č.2)
---------	---

Výpočet ekvivalentní síly

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{DR} + Y \cdot F_{DA} = 1 \cdot 1 \cdot 2500 + 0 \cdot 0 = 2500 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

V [-]	... rotační součinitel
X [-]	... dynamický součinitel radiálního zatížení
Y [-]	... dynamický součinitel axiálního zatížení
F_{DR} [N]	... dynamické radiální zatížení ložiska
F_{DA} [N]	... dynamické axiální zatížení ložiska

Výpočet trvanlivosti ložiska

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} = \left(\frac{5280}{2500}\right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 100,52} = 1999 \text{ h} \quad (21)$$

$$L_h \geq t = 805,33 \text{ h} \dots \text{vyhovuje} \quad (22)$$

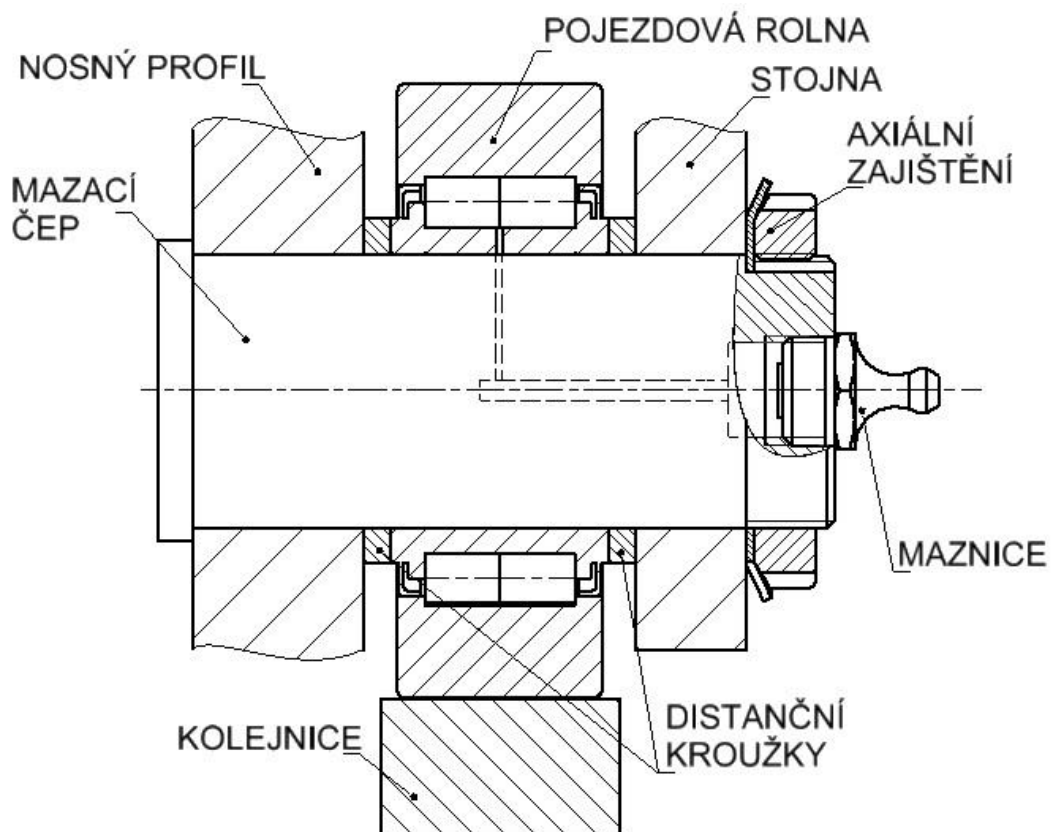
3.2.6. Návrh způsobu uložení roln

V této kapitole se věnuji implementaci pojezdových a vodících roln do konstrukce mostu.

3.2.6.1. Pojezdové rolny

Pojezdové rolny jsou spojeny s konstrukcí mostu pomocí čepu. Je třeba zajistit axiální pojištění čepu a mazání ložiska rolny. Uvažoval jsem nad následujícími dvěma variantami.

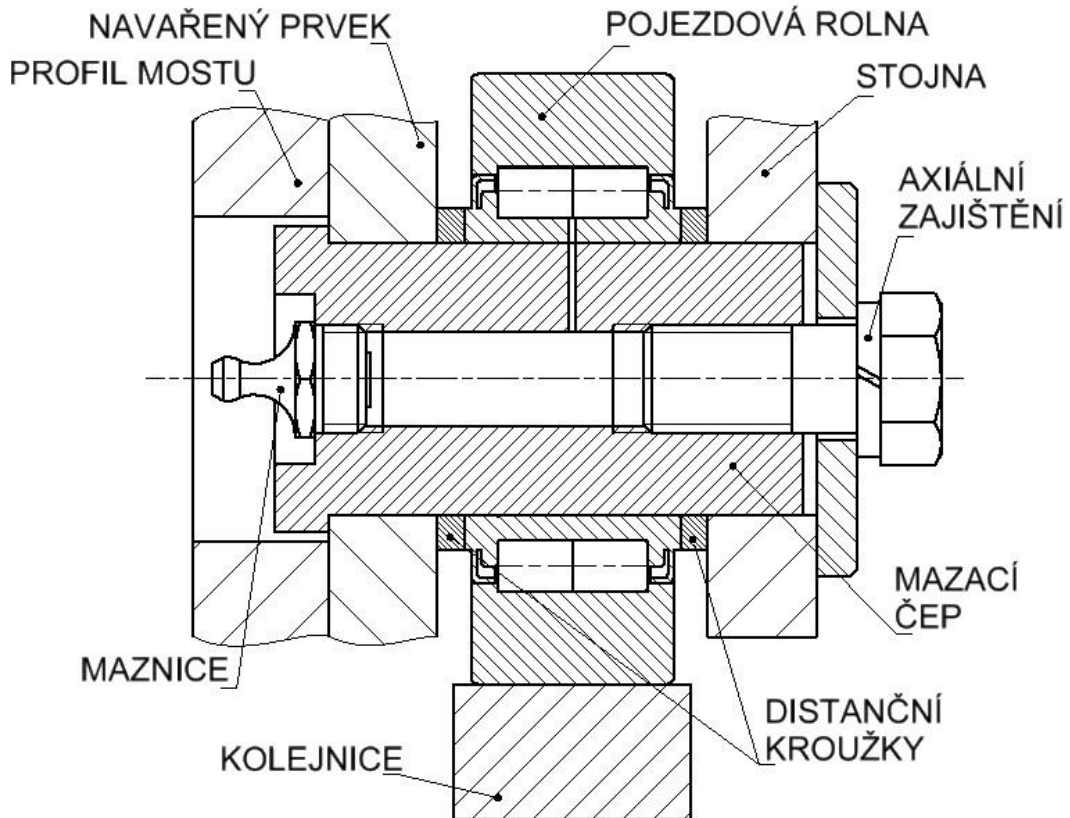
V první variantě, zobrazené na obrázku č. 17, je mazací čep zachycen o vnější stěnu nosného profilu mostu, poloha přírubových kroužků rolny je vymezena pomocí distančních kroužků opřených o vnitřní stranu nosného profilu mostu a stojnu. Čep je axiálně zajištěn pomocí KM matice a MB podložky dle normy ČSN 02 3630, na jeho straně směřující ke středu mostu je potom umístěna maznice.



Obr.18.: První varianta uložení pojezdové rolny

V druhé variantě, zobrazené na obrázku č. 18, je na vnitřní stěnu nosného profilu navařen průchozí prvek, ve kterém je uložen mazací čep. Poloha rolny je stejně jako

v prvním případě vymezena pomocí dvojice distančních kroužků, první mezi navařeným prvkem a rolnou, druhý mezi rolnou a stojnou. Čep je axiálně zajištěn pomocí šroubu, pružné podložky a pojistné desky dle normy ČSN 02 2703. Maznice je umístěna na druhé straně čepu, kde je v nosném profilu otvor. Maznice je tak kryta konstrukcí mostu.

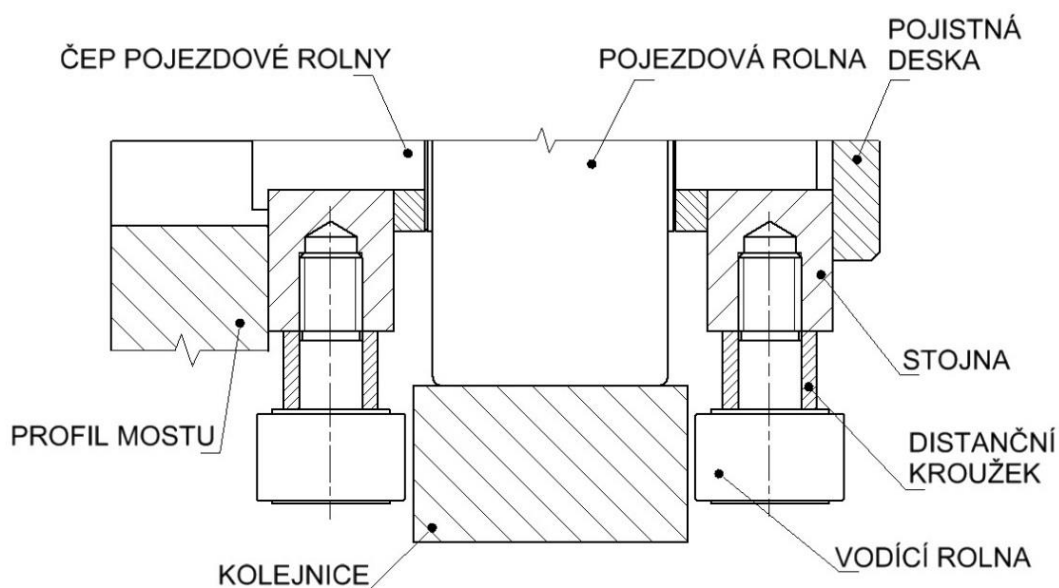


Obr. 19.: Druhá varianta uložení pojezdové rolny

Při porovnání obou variant je zřejmé, že první varianta je méně prostorově náročná a její realizace je jednodušší. Oproti tomu druhá varianta umožňuje zúžení nosného profilu mostu a navyšuje tuhost konstrukce. Dále v případě vysokého kontaktního tlaku od čepu je možné do navařeného prvku umístit vložku z odolnějšího materiálu. Drobnou výhodou je také fakt, že maznice je zapařena v konstrukci a nedojde tak k jejímu mechanickému poškození. Z těchto důvodů jsem se rozhodl použít druhou variantu.

3.2.6.2. Vodící rolny

Využití navařeného prvku pro uchycení pojezdové rolny umožňuje zapuštění vodící rolny nad spodní plochu nosného profilu mostu. V důsledku toho není nutné zvyšovat výšku celkové konstrukce mostu o šířku vodící rolny. Čepy vodících roln jsou připevněny pomocí závitů k navařenému prvku a mostu. Jejich poloha je opět vymezena pomocí distančních kroužků. Mezi vodící rolnou a kolejnicí je vůle o velikosti 1 mm. Způsob uložení vodících roln je zobrazen na obrázku č. 20.

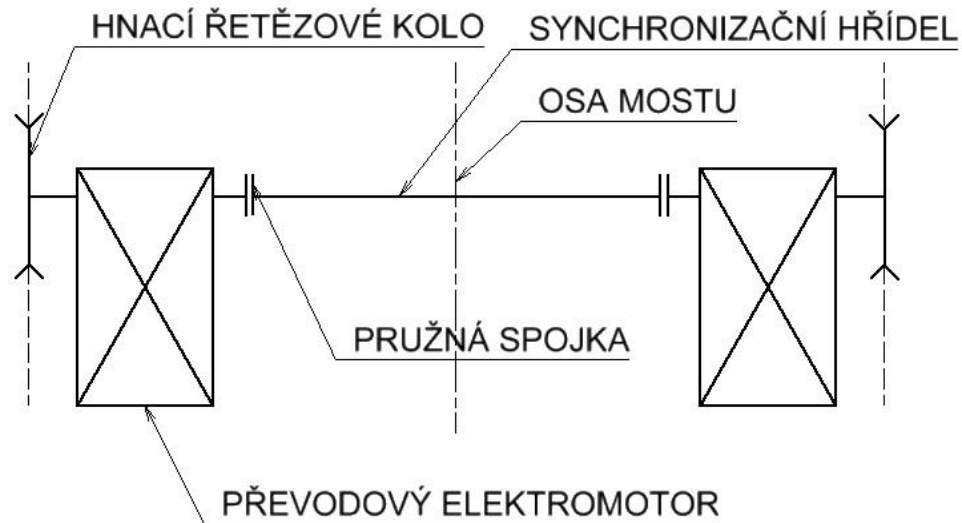


Obr.20.: Uložení vodících roln

3.2.7. Návrh pohonu spojovacího mostu

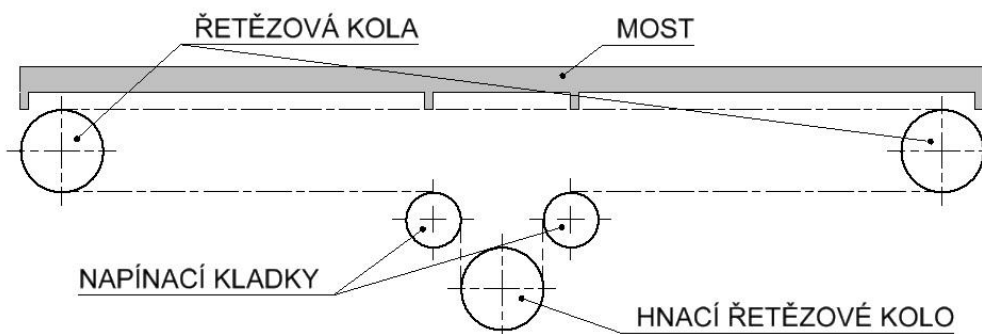
Vzhledem k tomu, že samotný manipulační vozík bude poháněn elektrickou energií, bylo rozhodnuto, že i pohon spojovacího mostu bude realizován pomocí převodových elektromotorů řízených pomocí frekvenčního měniče. Kvůli nízkým předpokládaným výstupním otáčkám a úspoře prostoru je volen převodový motor se šnekovou převodovkou. Přenos kroutícího momentu motorů a unášení spojovacího mostu je potom nejvhodnější pomocí válečkového řetězu se sérií unašečů. Pohon a všechny jeho součásti jsou pevně uloženy v manipulačním vozíku, tj. nepohybují se z jeho konstrukce ven. Most bude unášen dvěma větvemi pohonu symetricky umístěnými podle schématu na obrázku č. 21. Shodné unášení oběma větvemi naráz je zajištěno pomocí synchronizační hřídele spojující výstupní hřídele obou elektromotorů. Hnací řetězové kolo může být

připevněno přímo na výstupní hřídeli převodového elektromotoru, neboť není překročeno přípustné radiální zatížení výstupní hřídele.



Obr.21.: Schéma pohonu mostu

Unášivá síla je přenášena na konstrukci mostu pomocí soustavy řetězových kol a napínacích kladek zobrazených na obrázku č. 22. Toto rozmístění je voleno z důvodu symetrického zatížení řetězových kol a zajištění požadavku, aby horní větev řetězu, která unáší spojovací most, byla větví tažnou při otáčení hnacího kola v obou směrech. Napínání řetězu je zajištěno pomocí horizontálního posuvu jedné z napínacích kladek. Horní větev řetězu je zajištěna pomocí polyethylenového vedení. Naopak části mezi napínacími kládkami a řetězovými koly nemohou být podepřeny vedením kvůli unašečům, které budou v dané poloze na spodní straně řetězu.



Obr.22.: Schéma rozmístění řetězových kol a napínacích kladek

3.2.7.1. Volba řetězu a řetězových kol

Provedl jsem předběžný odhad potřebného výkonu pro následující parametry, kde maximální sklon byl vyhodnocen v rámci navazující práce.

- odhadovaná hmotnost konstrukce ... $m = 1000 \text{ kg}$
- maximální sklon ... $\varphi = 3,4^\circ$
- požadovaná rychlost výsuvu ... $v = 0,1 \text{ m/s}$
- koeficient valení rolen ... $k_v = 0,1$
- gravitační konstanta ... $g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$

Výpočet tíhy konstrukce G [N] a její rozklad do složek G_x [N] a G_y [N] podle maximálního sklonu:

$$G = m \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} \quad (23)$$

$$G_x = G \cdot \sin \varphi = 9810 \cdot \sin(3,4^\circ) = 581,8 \text{ N} \quad (24)$$

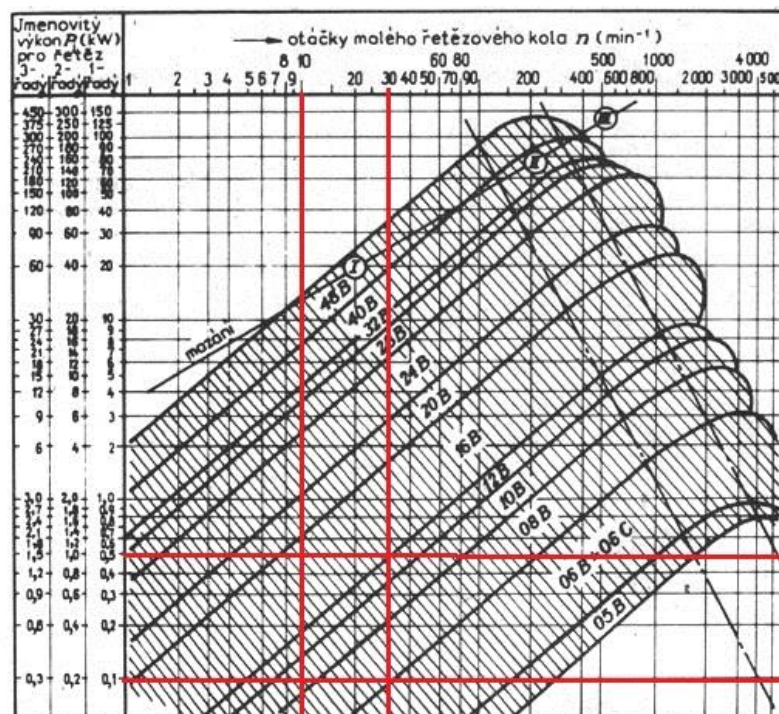
$$G_y = G \cdot \cos \varphi = 9810 \cdot \cos(3,4^\circ) = 9792,7 \text{ N} \quad (25)$$

Stanovení potřebné tažné síly F' [N] a předpokládaného výkonu P' [kW]:

$$F' = G_x + G_y \cdot k_v = 581,8 + 9792,7 \cdot 0,1 = 1561,1 \text{ N} \quad (26)$$

$$P' = \frac{F' \cdot v'}{10^3} = \frac{1561,1 \cdot 0,1}{10^3} = 0,156 \text{ kW} \quad (27)$$

Typ řetězu volím podle diagramu na obrázku č. 23 s ohledem na navýšení minimálního výkonu a předpokládané otáčky řetězového kola v rozmezí $n = (10 \div 30) \text{ min}^{-1}$.

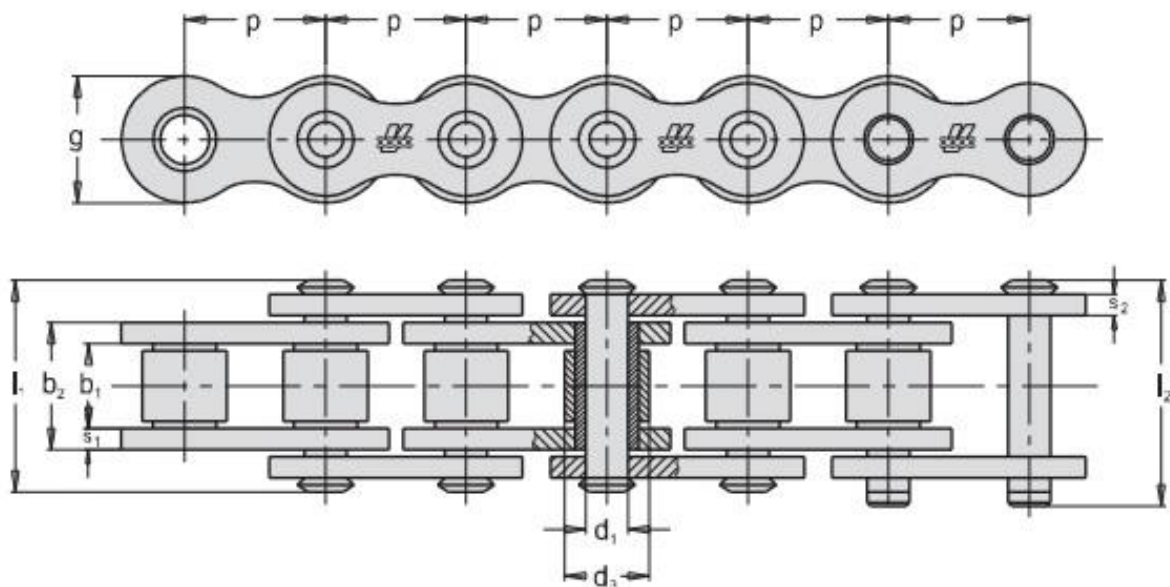


Obr.23.: Diagram pro určení typu řetězu [9]

Kvůli úspoře prostoru pro pohon příčného vozíku volím řetěz 16B-1 ČSN 02 3311. Jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce. K tabulce je doplněn také obrázek č. 24, znázorňující uvedené rozměry.

Tabulka 1: Parametry válečkového řetězu 16B-1 ČSN 02 3311 [10]

p [mm]	b ₁ [mm]	b ₂ [mm]	d ₁ [mm]	d ₃ [mm]	l ₁ [mm]	s ₁ [mm]	F _{pt} [kN]	Q [kg/m]
25,40	17,02	25,45	8,28	15,88	36,10	4,00	60	2,71



Obr.24.: Znázornění rozměrů válečkového řetězu [10]

Řetězová kola pro daný řetěz volím s počtem zubů 13, aby mělo co nejmenší rozměry a zároveň aby nedocházelo k nerovnoměrnosti chodu řetězu.

3.2.7.2. Volba převodového motoru [2]

Převodový motor volím na základě výkonu na jeden motor a minimálních otáček hnacího řetězového kola. Pro stanovení těchto hodnot je nutné dále dopočítat sílu v jednom řetězu a roztečný průměr hnacího řetězového kola.

Výpočet celkové síly v jednom řetězu:

$$F_{\check{r}} = \frac{F' + Q \cdot l' \cdot g}{n_{\check{r}} \cdot \eta_{\check{r}}^{n_d}} \quad (28)$$

- kde:
- F_ř [N] ...celková síla v jednom řetězu
 - F' [N] ...tažná síla
 - Q [kg/m] ...hmotnost řetězu na 1 metr
 - l' [m] ...předpokládaná délka řetězu; l' = 6,5 m

- g [m²/s] ...gravitační konstanta
 n_r [-] ...počet řetězů; $n_r = 2$
 η_r [-] ...účinnost dvojice řetězových kol; $\eta_r = 0,95$
 n_d [-] ...počet dvojic kol; $n_d = 5$

$$F_{\check{r}} = \frac{1561,1 + 2,71 \cdot 6,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,95^5} = 1031,4 \text{ N} \quad (29)$$

Výpočet požadovaného výkonu jednoho elektromotoru:

$$P_P = \frac{F_{\check{r}} \cdot v'}{10^3} = \frac{1031,4 \cdot 0,1}{10^3} = 0,103 \text{ kW} \quad (30)$$

- kde: P_P [kW] ...požadovaný výkon elektromotoru
 $F_{\check{r}}$ [N] ...celková síla v jednom řetězu
 v' [m/s] ...požadovaná rychlost výsuvu mostu; $v' = 0,1$ m/s

Výpočet roztečného průměru hnacího řetězového kola:

$$d_{\check{r}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = 106,14 \text{ mm} \quad (31)$$

- kde: $d_{\check{r}}$ [mm] ...průměr řetězového kola
 p [mm] ...rozteč řetězu
 z [-] ...počet zubů řetězového kola

Výpočet minimálních otáček hnacího řetězového kola n_{\min} [min⁻¹]:

$$n_{\min} = \frac{v' \cdot 60}{d_{\check{r}} \cdot 10^{-3} \cdot \pi} = \frac{0,1 \cdot 60}{106,14 \cdot 10^{-3} \cdot \pi} = 17,99 \text{ min}^{-1} \quad (32)$$

S ohledem na vypočtený výkon a jeho navýšení při rozjezdu a vypočítané otáčky potřebné k dosažení dané minimální rychlosti unášení volím třífázový čtyřpólový asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou S57DRS71S4 od firmy SEW. Vzhledem k navrženému schématu a snadnému ukotvení motoru volím patkové provedení s průchozí hřídelí. Jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka č. 2: Parametry převodového elektromotoru S57DRS71S4

P_N [kW]	i [-]	M_N [Nm]	n_N [min ⁻¹]	$\varnothing d_v$ [mm]
0,37	69,39	139	20	30

Skutečná rychlost výsuvu mostu bude v důsledku zvolených otáček navýšena na následující hodnotu:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{\check{r}} \cdot 10^{-3} \cdot n_N}{60} = \frac{\pi \cdot 106,14 \cdot 10^{-3} \cdot 20}{60} = 1,11 \text{ m/s} \quad (33)$$

Navýšením rychlosti výsuvu vznikne časová rezerva přibližně 2 sekundy z plánovaných 20 sekund pro výsuv mostu.

3.2.7.3. Kontrolní výpočty řetězu [11]

Pro zvolený řetěz 16B-1 ČSN 02 3311 jsem provedl kontrolu proti přetržení a kontroly měrných tlaků na válečku a čepu řetězu.

Pevnostní kontrola řetězu:

- kontrola statické bezpečnosti:

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_{\check{r}}} = \frac{60000}{1031,4} = 58,2 \geq 7 \quad (34)$$

kde: k_s [-] ...statická bezpečnost
 F_{Pt} [N] ...minimální síla potřebná k přetržení řetězu
 $F_{\check{r}}$ [N] ...celková síla v řetězu

- kontrola dynamické bezpečnosti:

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{Z \cdot F_{\check{r}}} = \frac{60000}{2 \cdot 1031,4} = 29,1 \geq 5 \quad (35)$$

kde: k_s [-] ...statická bezpečnost
 F_{Pt} [N] ...minimální síla potřebná k přetržení řetězu
 $F_{\check{r}}$ [N] ...celková síla v řetězu
 Z [-] ...součinitel rázů

Kontrola měrných tlaků:

- váleček řetězu:

$$p_v = \frac{F_{\check{r}}}{b_v \cdot d_3} = \frac{1031,1}{16,42 \cdot 15,88} = 3,96 \geq 10 \text{ MPa} \quad (36)$$

kde: p_v [MPa] ...měrný tlak na váleček
 b_v [mm] ...délka otvoru válečku
 d_3 [mm] ...průměr otvoru válečku

- čep řetězu:

$$p_v = \frac{F_{\dot{\gamma}}}{b_p \cdot d_3} = \frac{1031,4}{25,45 \cdot 8,28} = 4,89 \geq 25 \text{ MPa} \quad (37)$$

kde: $p_{\dot{\gamma}}$ [MPa] ...měrný tlak na čep
 b_p [mm] ...délka pouzdra
 d_3 [mm] ...průměr čepu

Obě kontroly vyhovují výpočtům daným výrobcem pro volbu kontaktních materiálů z cementované oceli. [11]

3.2.7.4. Návrh synchronizační hřídele motorů

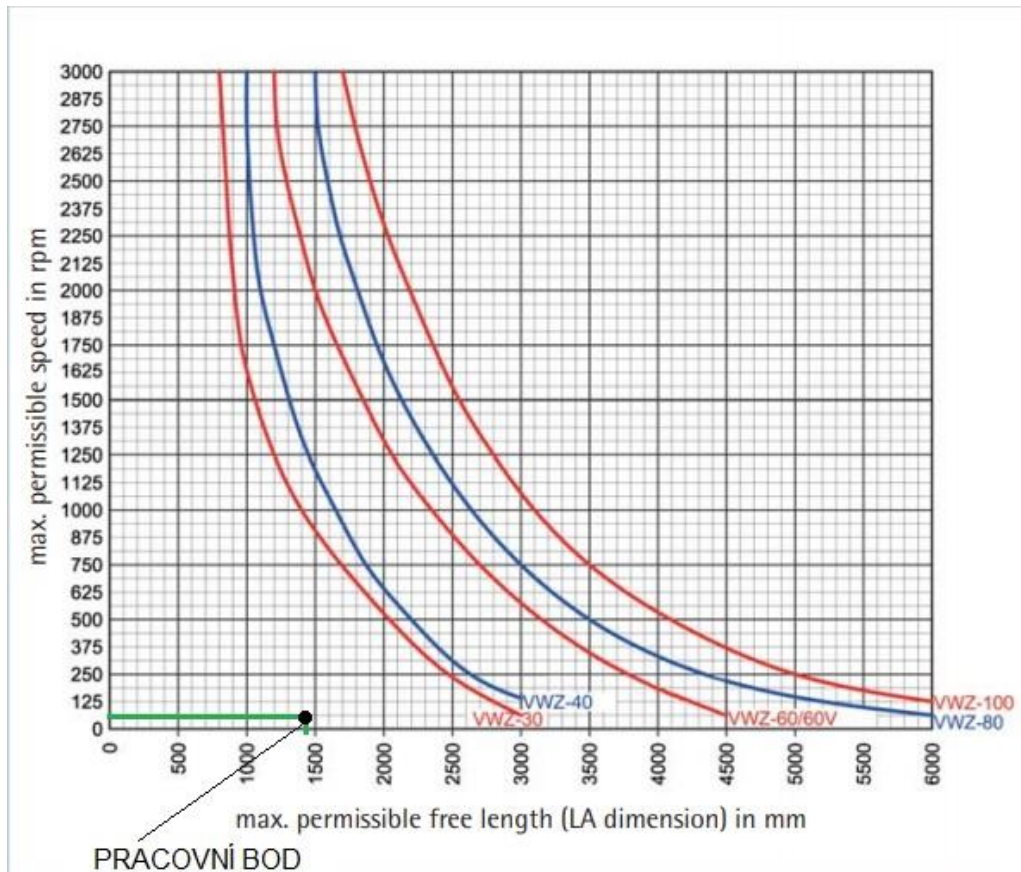
Jak jsem již zmínil, hřídel spojující elektromotory má za účel mechanickou synchronizaci obou větví pohonu. Tím je zaručen přímý směr výsuvu mostu. Vzhledem k shodnému provozu motorů by hřídel teoreticky neměla přenášet téměř žádný moment.

Pro spojení elektromotorů jsem se rozhodl zvolit hliníkovou spojovací hřídel VWZ-60 od firmy Zimm. Na každém z konců hřídele je umístěna pružná spojka, spojení s hřídelí je zajištěno pomocí svěrného spoje (viz. obr. č. 25). Svěrný spoj je schopný při daném průměru výstupních hřídelí elektromotorů přenést kroutící moment o velikosti až 164 Nm. V tomto případě je maximální přenášený moment limitován pružnou spojkou, která je schopna přenést kroutící moment až 120 Nm. Hřídel je rovněž schopná kompenzovat axiální, radiální u úhlovou úchytku polohy spojovaných hřídelů.



Obr.25.: Spojení pomocí hřídele VWZ [12]

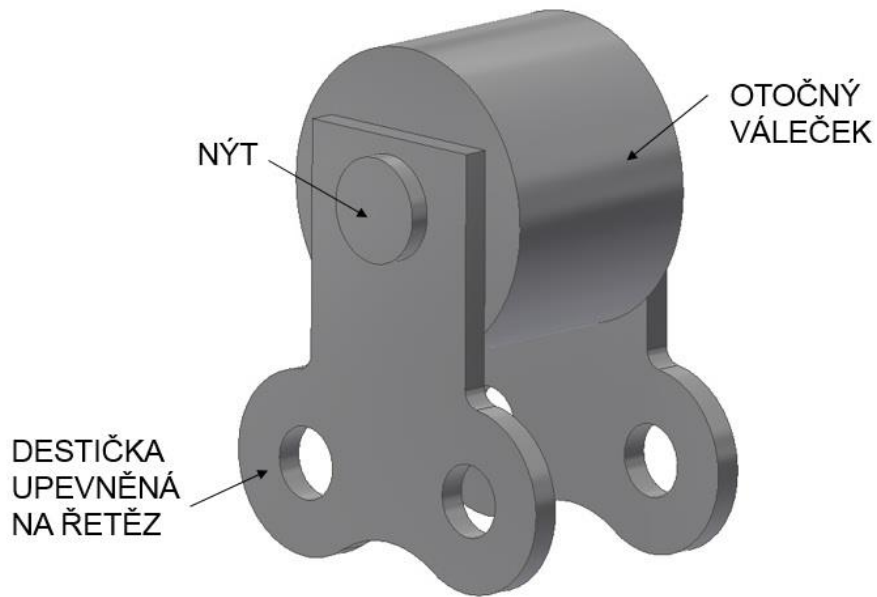
Pro mou aplikaci je potřeba hřídel o délce 1438 mm. Podle diagramu na obrázku č. 26 jsem ověřil, jestli je možné při daných otáčkách možné použít takto dlouhou spojovací hřídel. [12]



Obr.26.: Diagram závislosti maximálních otáček hřídele VWZ na její délce [12]

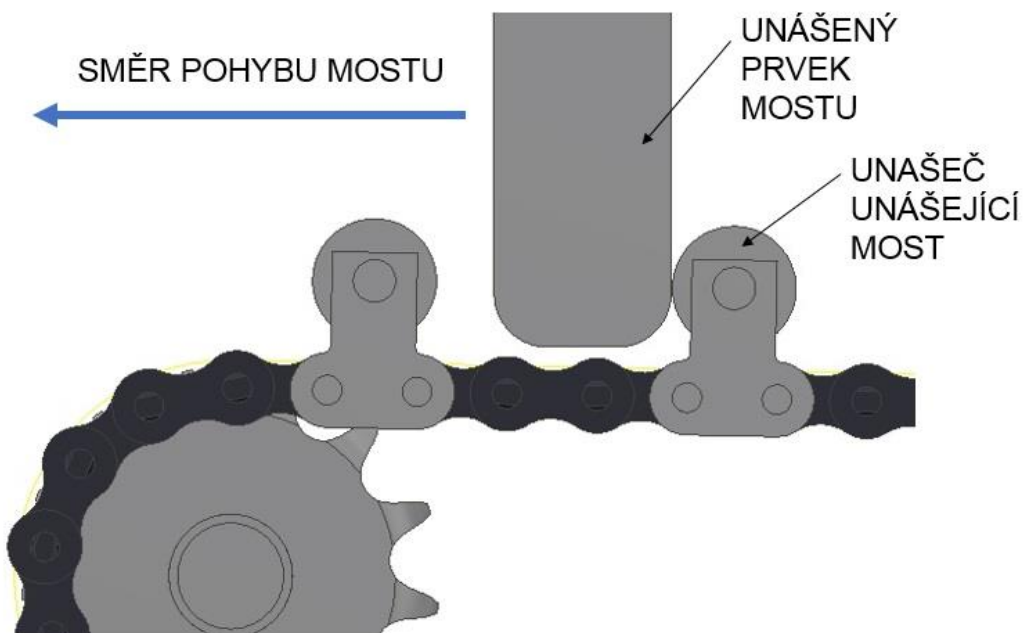
3.2.7.5. Návrh unašeče řetězu

Výrobci řetězů nabízejí nejrůznější provedení unašečů, rovněž i možnost nechat zhotovit unašeče i jejich rozmístění na dle volby zákazníka. Po doporučení odborníka volím na míru vyrobený unašeč znázorněný na obrázku č. 27. Jeho konstrukce vychází z typu unašeče nabízeného v katalogu firmy Řetězy Vamberk. Ten je doplněn o otočný váleček, který je k destičce unašeče přichycen pomocí nýtu. Kontakt mezi unašečem a unášeným prvkem mostu je realizován na ploše válečku.



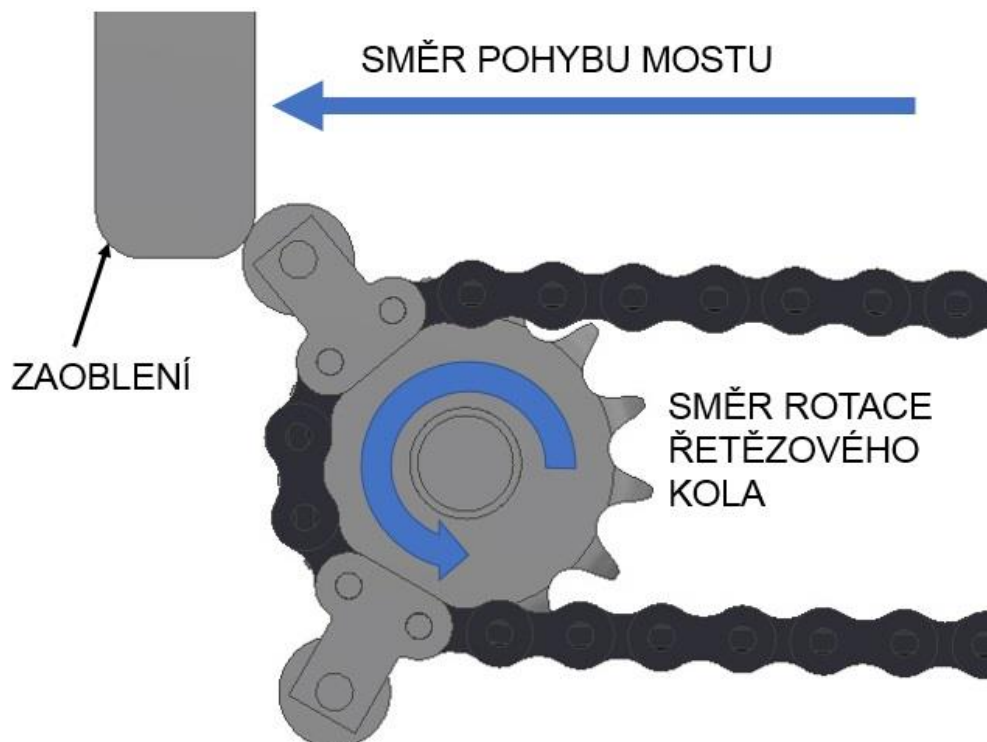
Obr.27.: Model navrženého unašeče

Unášení mostu musí být zajištěno do obou směrů, z čehož vyplývá, že unašeče musí být umístěny z obou stran unášeného prvku mostu. Mezi unašečem a unášeným prvkem je vůle, při unášení mostu je tedy v kontaktu s jeho konstrukcí pouze jeden unašeč z příslušné dvojice. Na jednom řetězu budou umístěny celkem 2 páry unašečů tak, aby nedošlo ke kontaktu unašeče s napínací kladkou.



Obr.28.: Unášení mostu pomocí unašeče

Při výsuvu mostu o délce 2 metry se budou všechny unášedče pohybovat přes řetězové kolo do spodní větve řetězu. Důvodem použití tohoto provedení je, že při výsuvu unášeného prvku mimo polohu řetězu, se bude unášedč naklápět (viz obr. č.29). Váleček, se při tomto procesu může odvalovat po ploše unášeného prvku. Naopak při využití obyčejné destičky by docházelo ke tření o její hranu. Dále hrany unášeného prvku budou zaobleny tak, aby výjezd i zpětný nájezd unášedče byly plynulé a nedošlo ke zkřížení.



Obr.29.: Naklápění unášedče

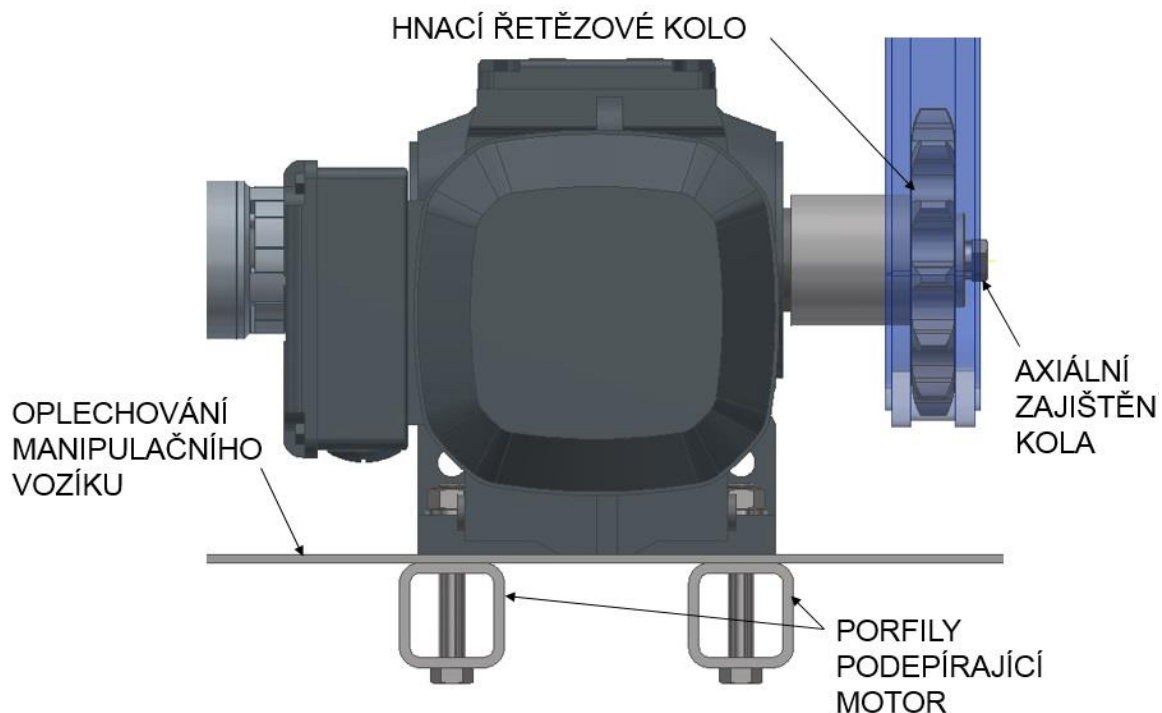
3.2.8. Návrh implementace pohonu mostu do konstrukce manipulačního vozíku

Při návrhu uchycení pohonu spojovacího mostu jsem se snažil zejména o maximální úsporu místa pro pohon příčného vozíku. Dalším cílem je co nejjednodušší realizovatelnost vybraného řešení. Vycházím jsem z mezních rozměrů, které představuje prostor daný rámem manipulačního vozíku. Podmínkou je rovněž, aby horní část řetězu, která unáší most, zasahovala nad hranu prostoru vymezeného pro konstrukci spojovacího mostu (viz. obr. č. 14). Tím je zajištěno, že konstrukci mostu bude možno vysunout do prostoru vymezeném v aretační platformě kontejneru.

3.2.8.1. Přichycení motoru a hnacího řetězového kola

Připevnění převodového elektromotoru k rámu manipulačního vozíku znázorňuje obrázek č. 30. Patky motoru jsou ukotveny pomocí čtveřice šroubů a matic. Šrouby procházejí skrze profily navařeny na rám manipulačního vozíku. Tyto profily slouží pouze jako podpora motorů.

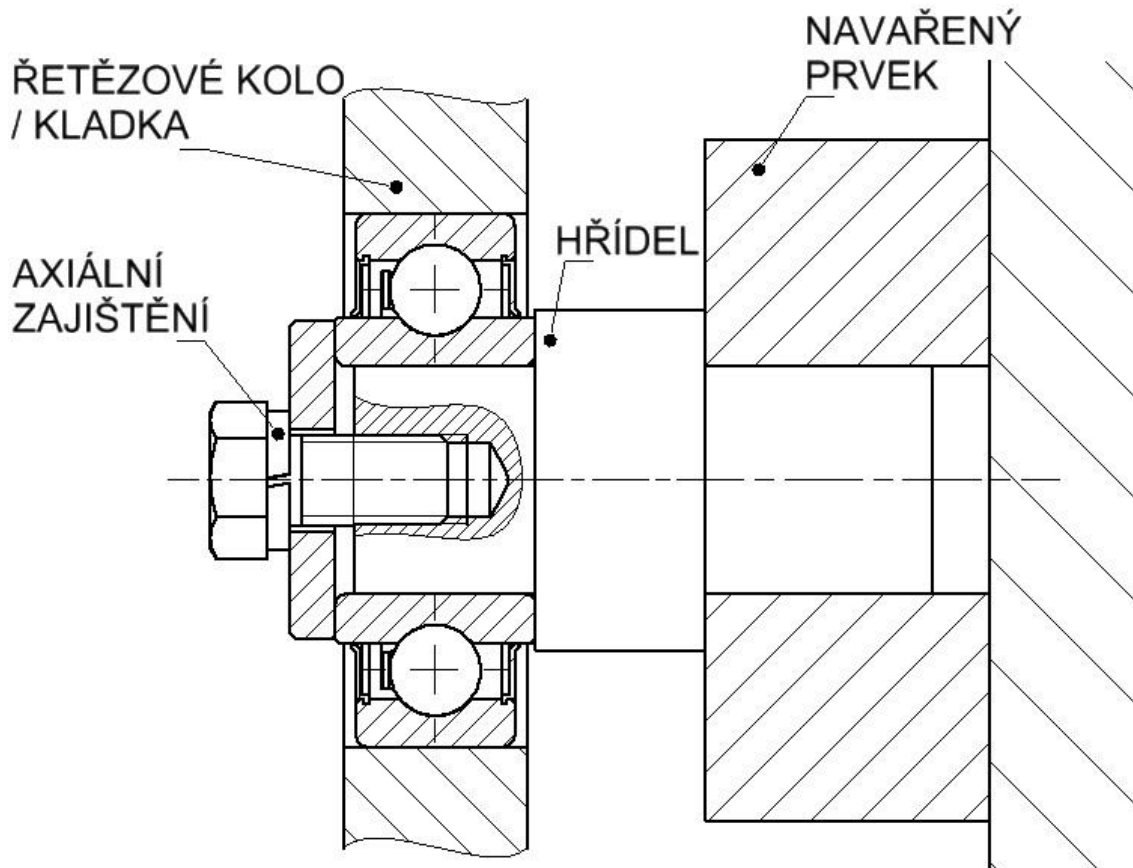
Hnací řetězové kolo je umístěno přímo na výstupní hřídeli převodového elektromotoru. Jeho axiální je zajištěno pomocí pojistné desky, pružné podložky a šroubu dle normy ČSN 02 2703.



Obr.30.: Ukotvení převodového elektromotoru a hnacího řetězového kola

3.2.8.2. Přichycení ostatních řetězových kol a pevné kladky

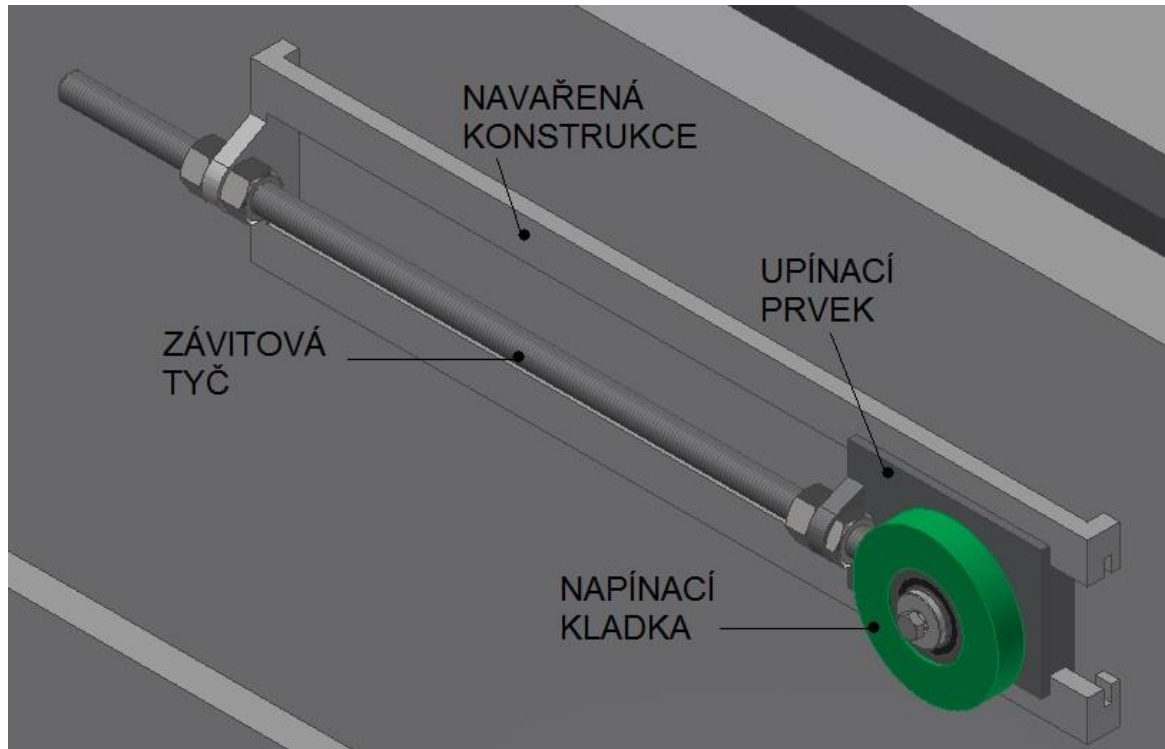
Hnaná řetězová kola a jedna z napínacích kladek jsou pevně přichyceny ke konstrukci manipulačního vozíku. Nejprve jsem uvažoval nad ukotvením pomocí ložiskových domků, ale jelikož toto řešení je relativně prostorově náročné, rozhodl jsem se hledat jiné řešení. Nakonec jsem dospěl k řešení zobrazenému na obrázku č. 31. Na konstrukci manipulačního vozíku je navařen prvek, ve kterém je nalisována hřídel s osazením. Na hřídeli je umístěno řetězové kolo nebo napínací kladka s vetknutým ložiskem. Axiální zajištění je opět provedeno pomocí pojistné desky, pružné podložky a šroubu dle normy ČSN 02 2703.



Obr.31.: Přichycení řetězového kola a pevné kladky ke konstrukci manipulačního vozíku

3.2.8.3. Přichycení posuvné kladky

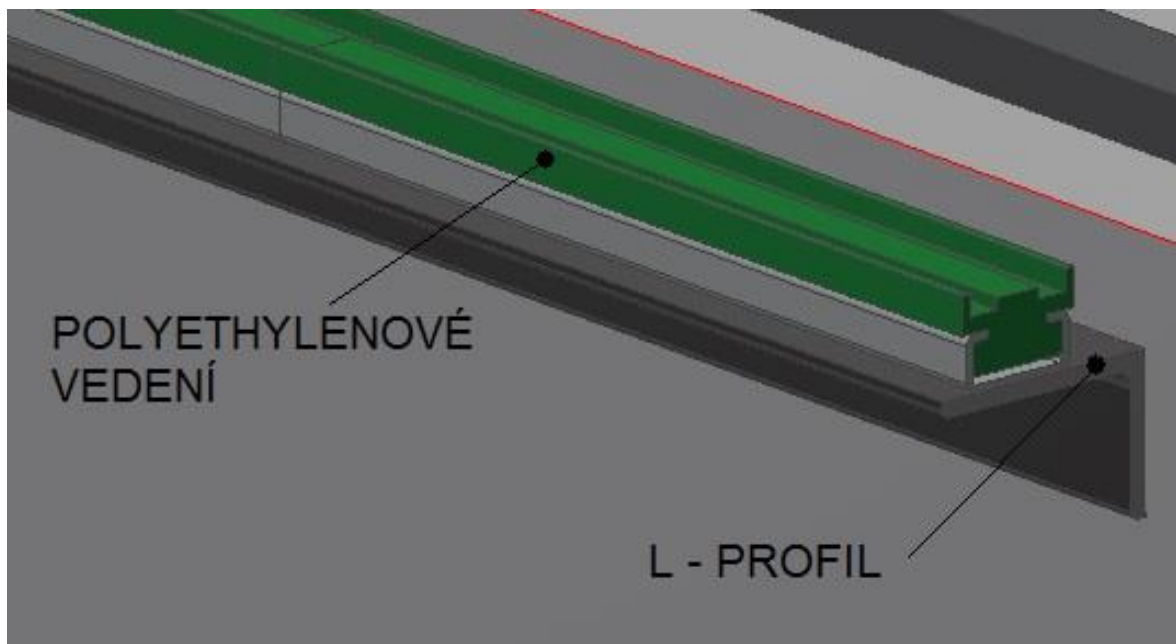
Posuvná kladka, jak již bylo zmíněno, má za účel napínání řetězu při jeho vytahání vlivem používání. Stejně jako hnaná řetězová kola nebo pevná kladka obsahuje ložisko a je upevněna pomocí nalisované hřídele a pojistné desky se šroubem a pružnou podložkou. Rozdíl spočívá v prvku, do kterého je nalisován čep kladky. Ten není navařen na konstrukci manipulačního vozíku, ale obsahuje dvě drážky na své spodní a horní straně. Za tyto drážky je upevněn ke konstrukci navařené na stěnu manipulačního vozíku. V rámci této konstrukce je umožněn horizontální posuv upínacího prvku, přičemž jeho poloha je nastavitelná pomocí závitové tyče. Celý princip je zobrazen na obrázku č. 32.



Obr.32.: Upnutí a princip napínání posuvné kladky

3.2.8.4. Přichycení vedení řetězu

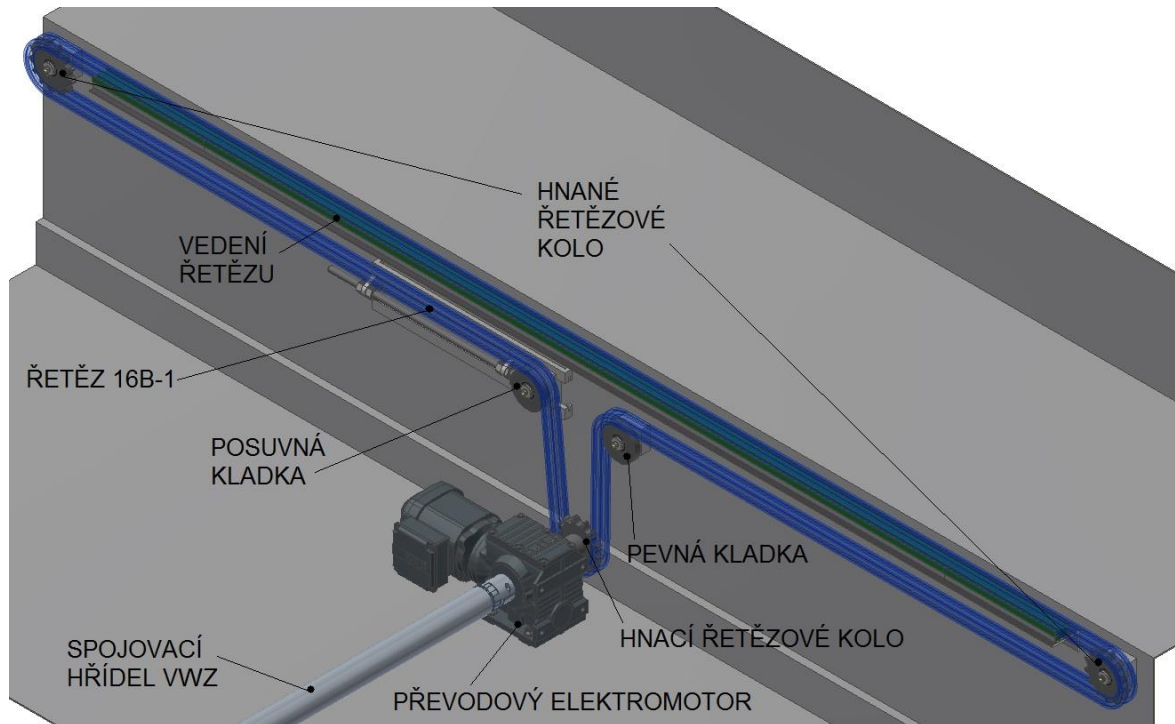
Polyethylenové vedení v řetězu je upevněno na normalizovaném profilu průřezu nerovnoramenného L dle normy ČSN 42 5545 navařeném na stěně manipulačního vozíku (viz. obr. 33).



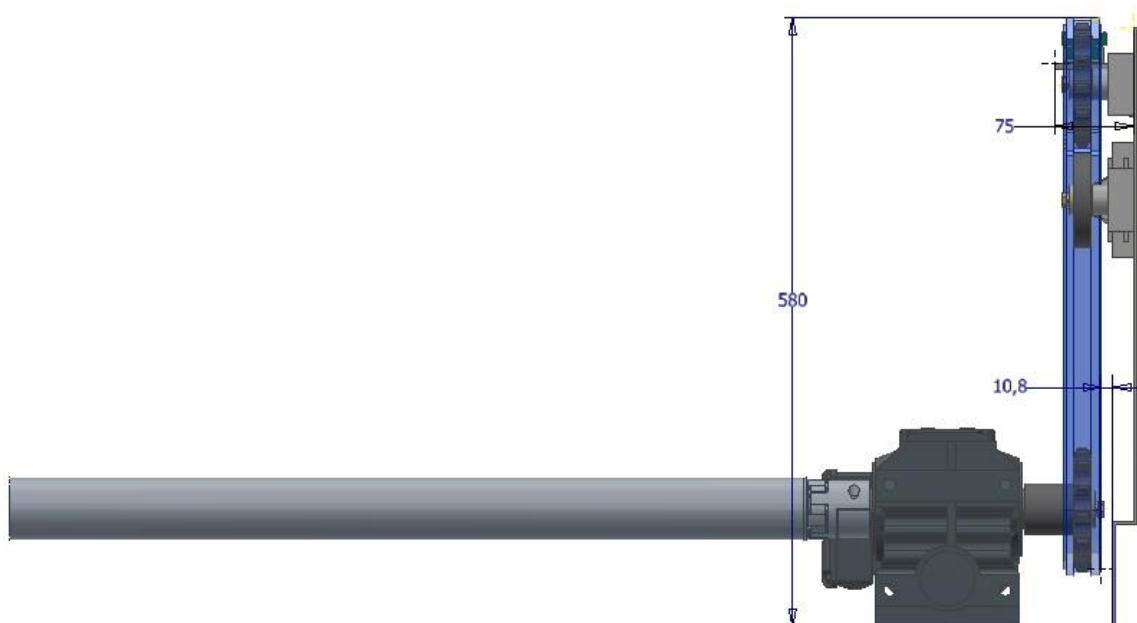
Obr.33.: Přichycení vedení řetězu

3.2.8.5. Výsledné začlenění pohonu do konstrukce

Poskládáním jednotlivých částí dohromady vznikl model implementace pohonu spojovacího mostu do konstrukce manipulačního vozíku zobrazený na obrázcích č. 34 a 35. Model je uložen na ploše ohraničující prostor limitovaný konstrukcí rámu manipulačního vozíku. Na obrázcích je kvůli přehlednosti zobrazena pouze jedna ze dvou větví pohonu.



Obr.34.: 3D model pohonu spojovacího mostu



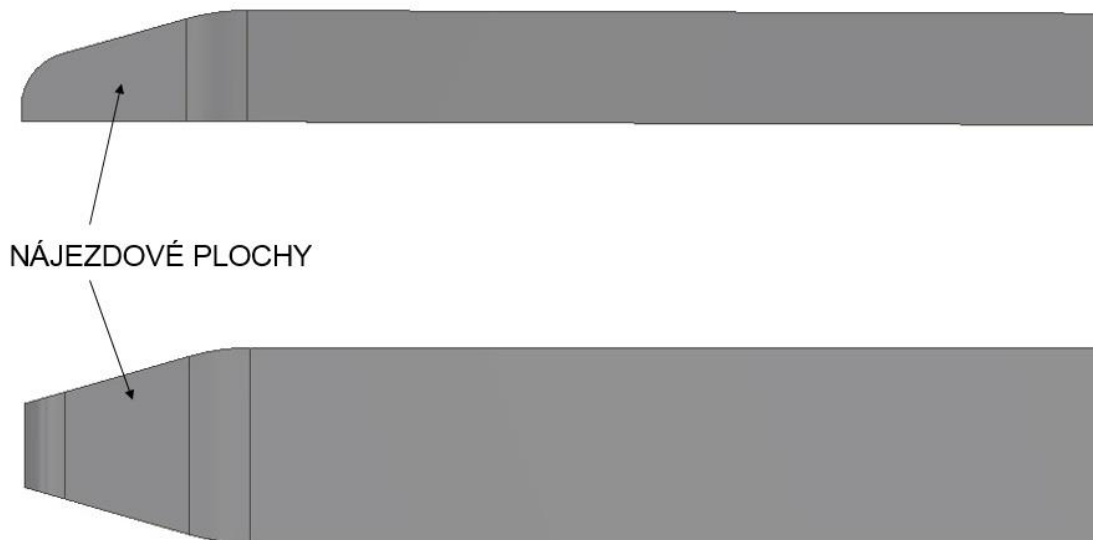
Obr.35.: Čelní zobrazení pohonu spojovacího mostu

3.2.9. Návrh kolejnic spojovacího mostu

Následující odstavce pojednávají o návrhu kolejnice pro přejezd spojovacího mostu a jejich integraci do manipulačního vozíku a adaptační platformy. Vzhledem ke stejné šířce pojezdových roln spojovacího mostu a příčného vozíku mohou být použity stejné kolejnice pro obě části.

3.2.9.1. Tvar kolejnice

Kolejnice je ve své podstatě profil s průřezem obdélníku z materiálu s vysokou tvrdostí, například cementovaná oceli. Kolejnice vede přes celou délku prostoru pro spojovací most, tj. její délka je 3000 mm. Průřez kolejnice je obdélník široký 35 mm a vysoký 20 mm. Na koncích kolejnice jsou vybroušeny zkosené plochy kompenzující nepřesnosti nájezdu mostu. Hrany mezi nájezdovou plochou a pojezdovou plochou jsou zaobleny, aby přejezd mezi těmito plochami byl co nejplynulejší. Rovněž jsou zaobleny koncové hrany kolejnice. Celý tvar je znázorněn na obrázku č. 36.

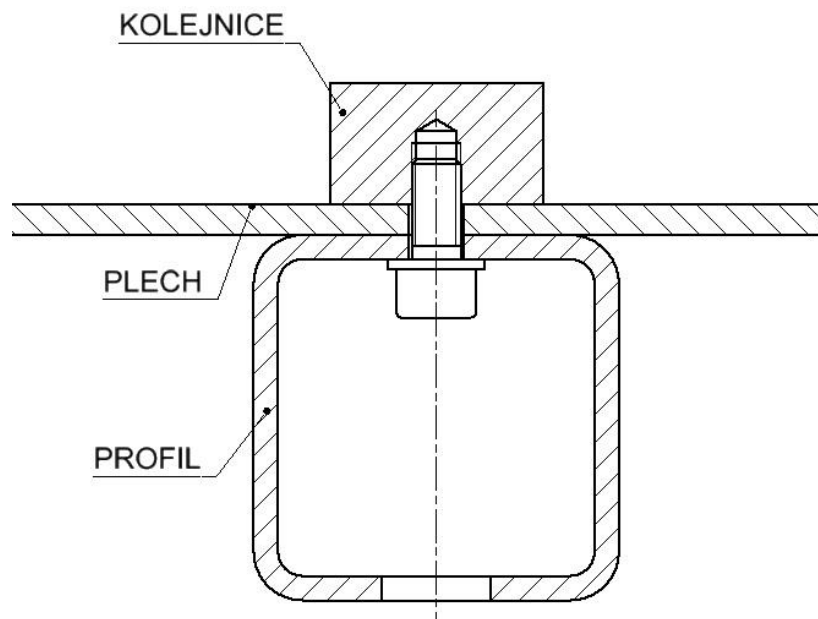


Obr.36.: Tvar pojezdové kolejnice

3.2.9.2. Implementace kolejnice do konstrukce

Z důvodu snadné vyměnitelnosti kolejnice při jejím opotřebení je kolejnice ke konstrukci manipulačního vozíku nebo platformy uchycena pomocí šroubů. Aby nebyla narušována kontaktní plocha mezi kolejnicí a pojezdovou rolnou, je nutné šroubový spoj realizovat na spodní ploše kolejnice. Princip uchycení ukazuje obrázek č. 37. Na spodní ploše kolejnice je vyvrtána díra se závitem, do které je

zašroubován kotvící šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem opřený o vnitřní stěnu profilu podepírajícího kolejnici a oplechování manipulačního vozíku. Ve spodní stěně nosného profilu je provrtána díra umožňující montáž spoje.



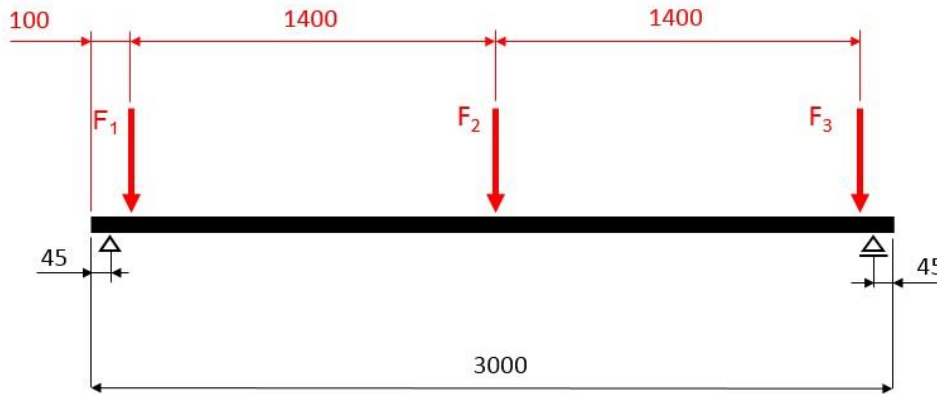
Obr.37.: Připevnění pojezdové kolejnice

3.2.10. Návrh nosného profilu spojovacího mostu

Jak již bylo uvedeno v odstavci pojednávajícím o hrubém návrhu tvaru spojovacího mostu, nosný profil má průřez tvaru L, kde na spodní svrchní ploše spodní části bude upevněna kolejnice pro přejezd příčného vozíku. V této části se věnuji stanovení konkrétních rozměrů nosného profilu.

3.2.10.1. Rozbor zatížení nosného profilu

Při stanovení nejvyššího zatížení vycházím z předpokladu, že konstrukce příčného vozíku obsahuje celkem 3 páry pojezdových rolen, z toho 2 na krajích a 1 uprostřed příčného vozíku. Pro výpočet rovněž uvažuji rovnoměrné rozložení zatížení do těchto 6 bodů. Celková odhadovaná hmotnost od konstrukce příčného vozíku a plně naloženého kontejneru je 16 tun. Nejhorší možný případ uvažuji takový, že příčný vozík s naloženým kontejnerem bude přesně v polovině přejezdu mezi aretační platformou a manipulačním vozíkem a všemi šesti rolnami bude podepřen o konstrukci spojovacího mostu. Nejhorší možný případ zatížení jednoho nosníku je rozkreslen na obrázku č. 38. Vzhledem k předpokladům uvedeným výše mají síly F_1 , F_2 a F_3 stejnou velikost 26 666,67 N.



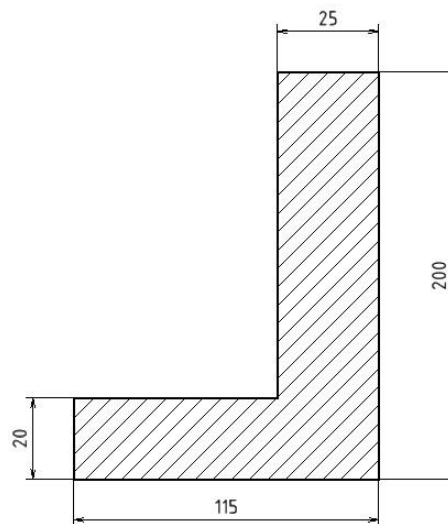
Obr.38.: Nejhorší možný případ zatížení nosného profilu mostu

3.2.10.2. Materiál nosného profilu, dovolené napětí a průhyb

Jako materiál nosného profilu spojovacího mostu volím nelegovanou jakostní konstrukční ocel ČSN 11 523 (1.0553), která je vhodná pro použití u staticky i dynamicky namáhaných svařovaných konstrukcí.

3.2.10.3. Analytický výpočet

Analytický výpočet slouží k přibližnému stanovení rozměrů průřezu nosného profilu. Výpočet provádím pro profil průřezu s následujícími rozměry.



Obr.39.: Průřez nosného profilu mostu

Jelikož působí síla mimo neutrální osu profilu, rozhodl jsem se analytický výpočet rozdělit na 2 části. První částí je ohyb nosníku, druhou potom přídatný ohybový moment se smykem od posouvající síly působící na spodní část nosného profilu. Vypočítaná napětí z obou částí sčítám a dostávám tak celkové maximální napětí v nosníku.

Pro daný profil a materiál platí následující materiálové vlastnosti průřezové charakteristiky:

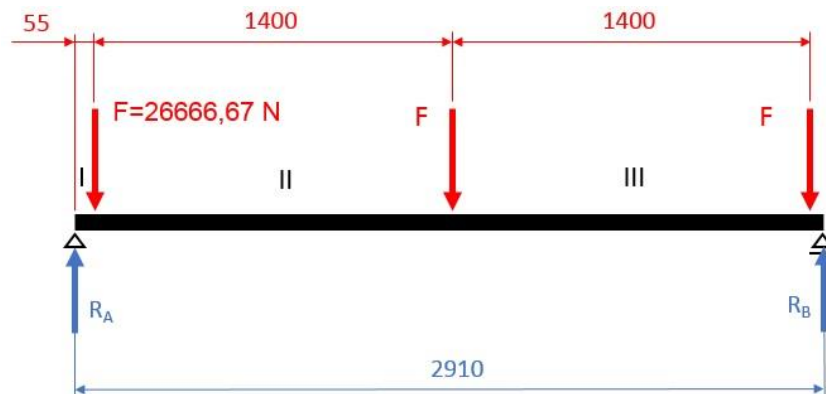
mez kluzu:	$\sigma_K = 335 \text{ N/mm}^2$
modul pružnosti v tahu:	$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$
kvadratický moment k ose z:	$J_Z = 27447254.9 \text{ mm}^4$
průřezový modul v ohybu:	$W_O = 200982,5 \text{ mm}^3$

Vzhledem k dostatečné bezpečnosti konstrukce volím následující dovolené napětí a dovolený průhyb:

dovolené napětí:	$\sigma_D = 170 \text{ N/mm}^2$
dovolený průhyb:	$\nu_D = 5 \text{ mm}$

▪ **Ohyb nosníku:**

Na obrázku č. 40 jsou uvedeny rozměry a síly použité pro výpočet. Z obrázku lze usoudit, že průběh ohybového momentu v nosníku bude symetrický. Z tohoto předpokladu při výpočtu vycházím.



Obr.40.: Schéma výpočtu nosníku

Výpočet reakcí v podporách:

$$R_A = R_B = \frac{3 \cdot F}{2} = 40000 \text{ N} \quad (38)$$

Stanovení maximálního ohybového momentu:

$$\text{pro: } x \in \langle 0; a \rangle \dots M_{OI} = R_A \cdot x \quad (39)$$

$$\text{pro: } x \in \langle a; b \rangle \dots M_{OII} = R_A \cdot x - F \cdot (x - a) \quad (40)$$

$$\begin{aligned}
 M_{Omax} &= M_O(b) = R_A \cdot b - F \cdot (b - a) = \\
 &= 40000 \cdot 1455 - 26666,67 \cdot 1400 = 20866662 \text{ Nmm}
 \end{aligned} \quad (41)$$

Stanovení maximálního ohybového napětí:

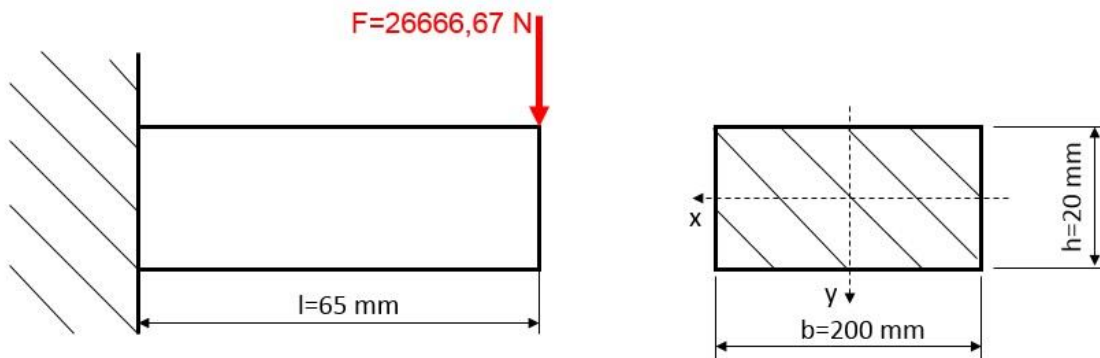
$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{20866662}{200982,5} = 103,82 \text{ N/mm}^2 \quad (42)$$

Výpočet maximálního průhybu:

$$\begin{aligned}
 v_{max} = v(b) &= \frac{1}{E \cdot J_Z} \cdot \int_0^a (R_A \cdot x) \cdot \frac{x}{2} \cdot dx + \int_a^b [R_A \cdot x - F \cdot (x - a)] \cdot \frac{x}{2} \cdot dx = & (43) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J_Z} \cdot \left(R_A \cdot \frac{b^3}{6} - F \cdot \frac{b^3}{6} + F \cdot \frac{a \cdot b^2}{4} - F \cdot \frac{a^3}{12} \right) = \\
 &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 27447254,9} \cdot \left[40000 \cdot \frac{1455^3}{6} - 26666,7 \cdot \left(\frac{1455^3}{6} - \frac{1455^2 \cdot 55}{4} + \frac{55^3}{12} \right) \right] = \\
 &= 1,18 \text{ mm} \leq v_D \dots \text{vyhovuje}
 \end{aligned}$$

▪ **Přídavný ohyb se smykem od posouvající síly:**

Výpočet provádím pro spodní část nosného profilu vetknutou do stěny svislé části profilu. Situace je zobrazena na obrázku č. 40.



Obr.41.: Schéma výpočtu přídavného ohybu se smykem od posouvající síly

Stanovení posouvající síly:

$$T(x) = -F = -26666,7 \text{ N} \quad (44)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau(x, y) = \frac{T(x)}{J_Z} \cdot \frac{\frac{h^2}{4} - y^2}{2} \quad (45)$$

$$\tau_{max} = \tau(y = 0) = \frac{3}{2} \cdot \frac{T(x)}{b \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \frac{(-26666,67)}{200 \cdot 20} = -10 \text{ N/mm}^2 \quad (46)$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma'_o = \frac{T(x) \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2} = \frac{-26666,67 \cdot 65}{\frac{1}{6} \cdot 200 \cdot 20^2} = -130 \text{ N/mm}^2 \quad (47)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o'^2 + 4 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{(-130)^2 + 4 \cdot (-10)^2} = 131,53 \text{ N/mm}^2 \quad (48)$$

▪ **Výsledné maximální napět**

Výsledné maximální napětí

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_{0max}^2 + \sigma_{red}^2} = \sqrt{103,82^2 + 131,53^2} = 167,57 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_D \text{ vyhovuje} \quad (49)$$

Pro navržený průřez jsem pomocí analytického výpočtu napětí a průhybu ověřil, jeho zvolené rozměry vydrží příslušné zatížení. Pevnost a tuhost celé konstrukce bude rovněž kontrolována pomocí metody konečných prvků.

3.2.11. Výsledná konstrukce spojovacího mostu

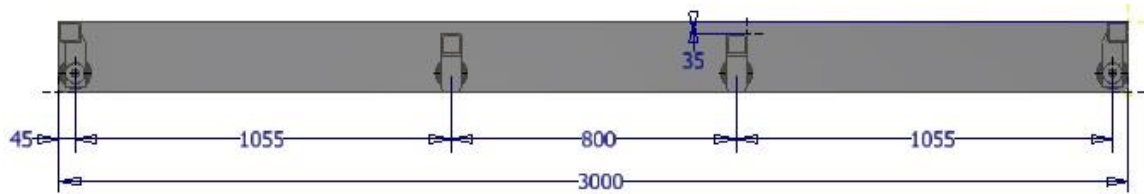
Shrnutím předešlých návrhů jednotlivých částí spojovacího mostu jsem vytvořil konstrukci znázorněnou na následujícím obrázku.



Obr.42.: Výsledná konstrukce spojovacího mostu

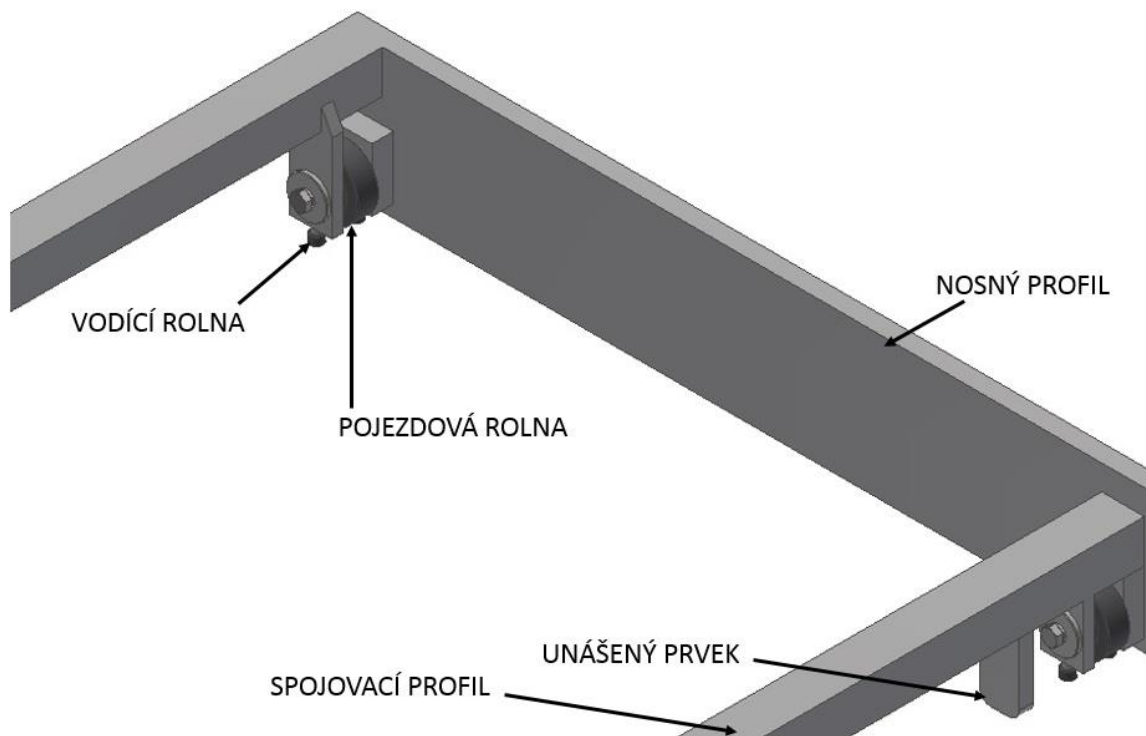
Nosné profily udávají celkovou šířku mostu, celkem 2400 mm. Na vrchních plochách spodních částí nosných profilů jsou uchyceny kolejnice příčného vozíku s roztečí 2350 mm. Obě kolejnice jsou k mostu přišroubovány pomocí 9 zápusťných šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem umístěných na spodní straně nosného profilu. Šrouby procházejí skrz nosný profil a jsou zašroubovány do díry se závitem na spodní straně kolejnice.

Nosné profily jsou spojeny pomocí čtyř trubek čtvercového průřezu o délce stěny 60 mm a tloušťce stěny 5 mm. Horní stěny dvou krajních spojovacích profilů jsou umístěny zároveň s horní hranou nosného profilu, poloha dvou profilů blíže ke středu je snížena tak, aby procházela smyčkou řetězu pohonu příčného vozíku. (viz. obr. č. 43).



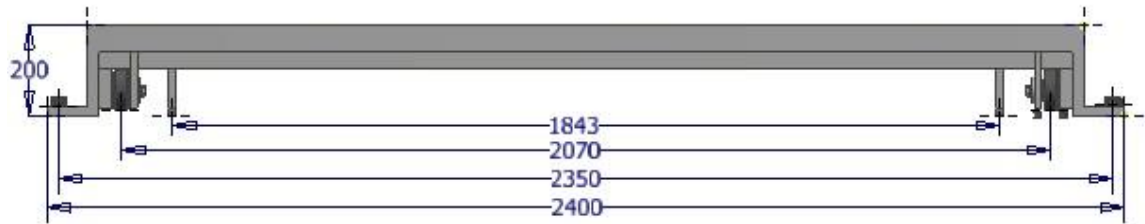
Obr.43.: Zobrazení konstrukce mostu v podélném řezu

V každém z nosných profilů jsou čtyři otvory pro umístění čepů pojezdových rolen a jejich maznic. Na vnitřní straně profilu je potom navařen prvek s otvorem pro uložení čepu rolny. Na druhém konci je čep zachycen pomocí stojny s otvorem navařené na spojovacím profilu. Na spodních plochách navařených prvků a stojen na jedné straně mostu jsou vyvrtány otvory se závitem pro upnutí vodících rolen mostu. Výsledná rozteč pojezdových rolen je 2070 mm.



Obr.44.: Popis prvků konstrukce spojovacího mostu

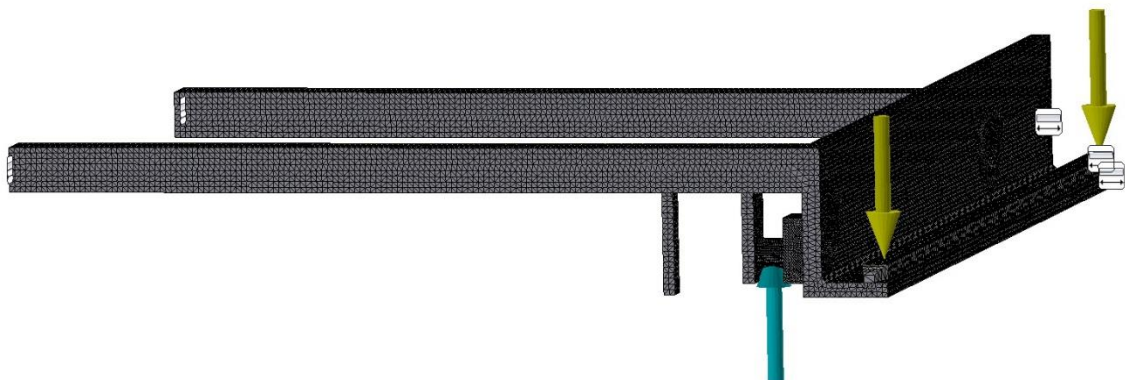
Prvky unášené řetězovým unášečem jsou zespod přivařeny ke dvěma středním spojovacím profilům. Rozteč jejich středů je stanovena v návaznosti na návrh pohonu na 1843 mm.



Obr.45.: Základní čelní rozměry konstrukce mostu a rozteče jejich prvků

3.2.11.1. Pevnostní kontrola metodou konečných prvků

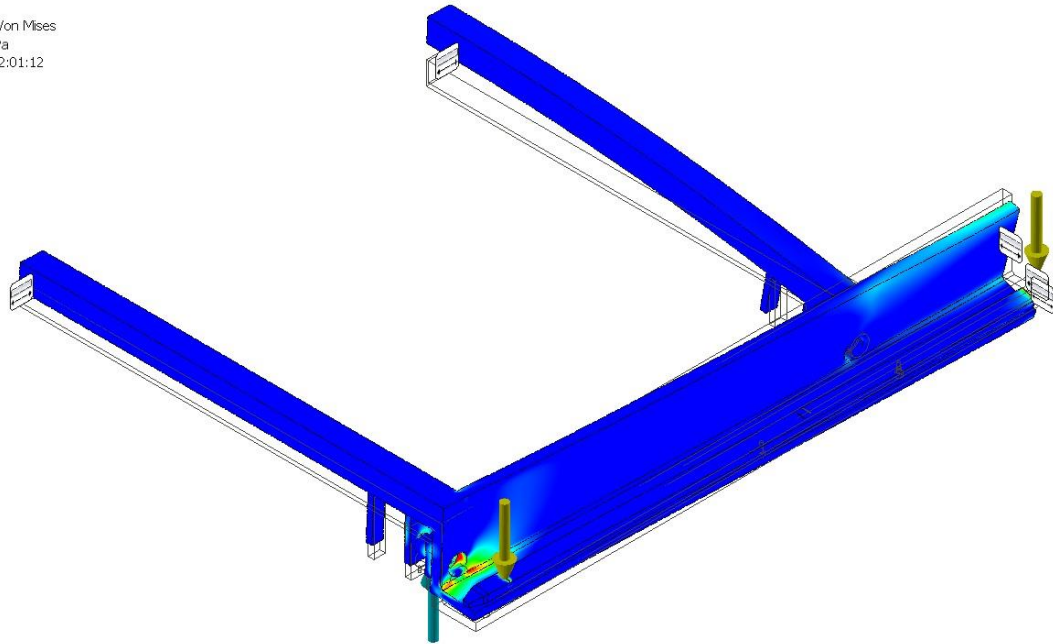
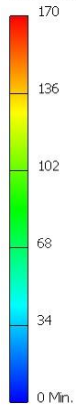
Pevnostní kontrola metodou konečných prvků byla prováděna v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Vzhledem k symetrické konstrukci mostu a co nejpřesnějším výsledkům jsem analýzu prováděl pouze pro čtvrtinu konstrukce. Rozmístění sil zatěžujících spojovací most odpovídá nejhoršímu uvažovanému zatížení (viz. obr. č. 38). Pevnou vazbu ve vertikálním směru jsem umístil na plochu čepu pojezdové rolny, ideální vazby potom na plochy řezu mostem a kolejnicí příčného vozíku. Tím je simulována symetrie konstrukce. Síť se skládá z prvků ve tvaru čtyřstěnu s délkou stěny zhruba 5 mm. Na válcových plochách je síť upravena pomocí řízení místní sítě na velikost 2 mm. Vazby, zatížení a síť jsou znázorněny na obrázku č. 46.



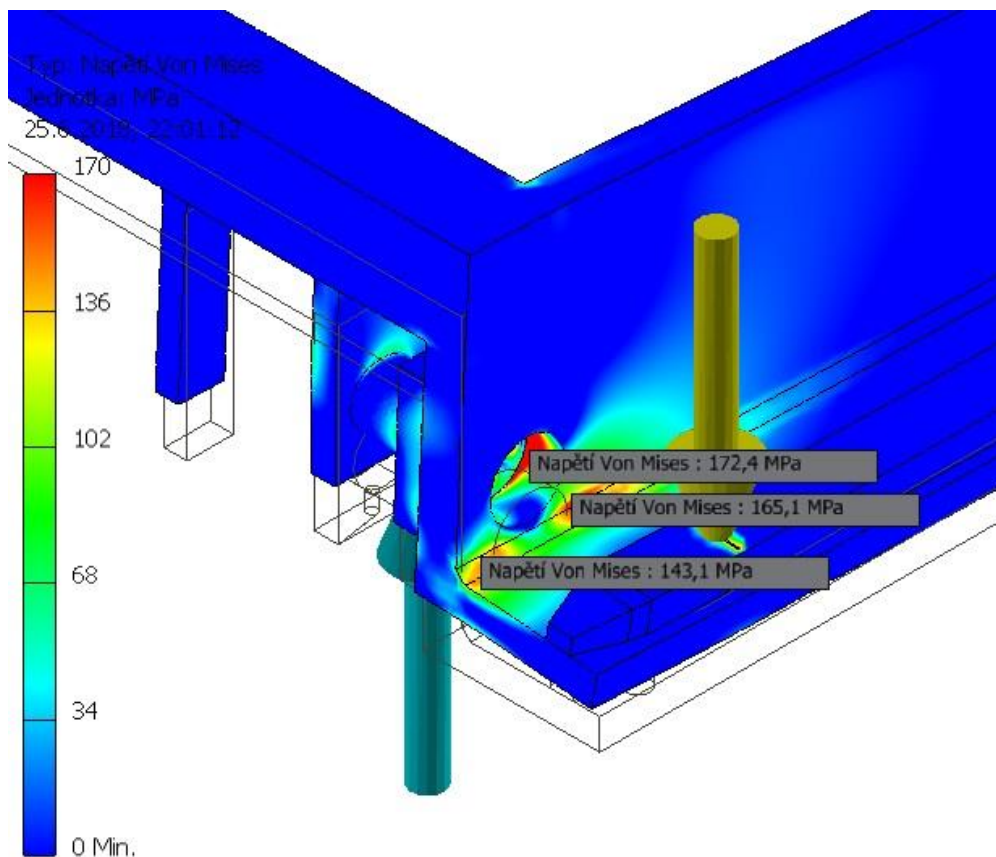
Obr.46.: Vazby, zatížení a síť v MKP

Vyhodnocení pevnostní analýzy ukázalo, že místa s nejvyšším napětím Von Misses se nacházejí v oblasti kolem čepu rolny, o kterou je most opřen a ve zlomu nosného profilu mostu, kde se stanovené napětí pohybovalo i lehce přes 170 N/mm^2 . Výsledky simulace jsou zobrazeny na obrázcích 47 a 48.

Typ: Napětí Von Mises
 Jednotka: MPa
 25.6.2018, 22:01:12

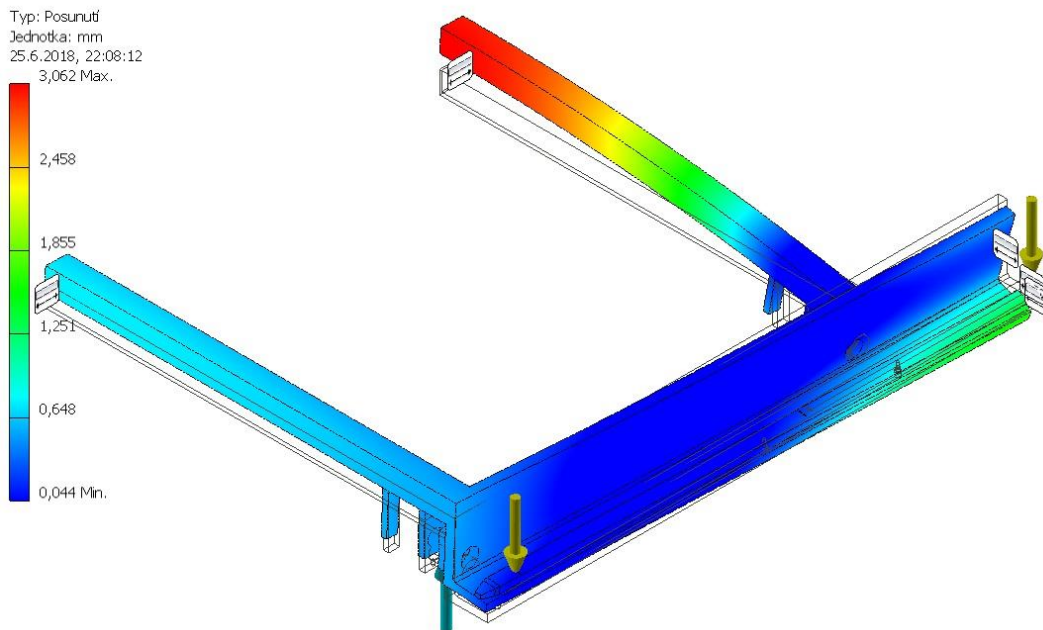


Obr.47.: Vyhodnocení napětí Von Misses



Obr.48.: Detail míst s největším napětím Von Misses

Největší posunutí vychází na spojovacím profilu konstrukce, přičemž maximální hodnota je 3,062 mm. Hodnoty posunutí ve středu nosníku se pohybují kolem 1,8 mm. Vyhodnocení posunutí zachycuje obrázek č. 49.

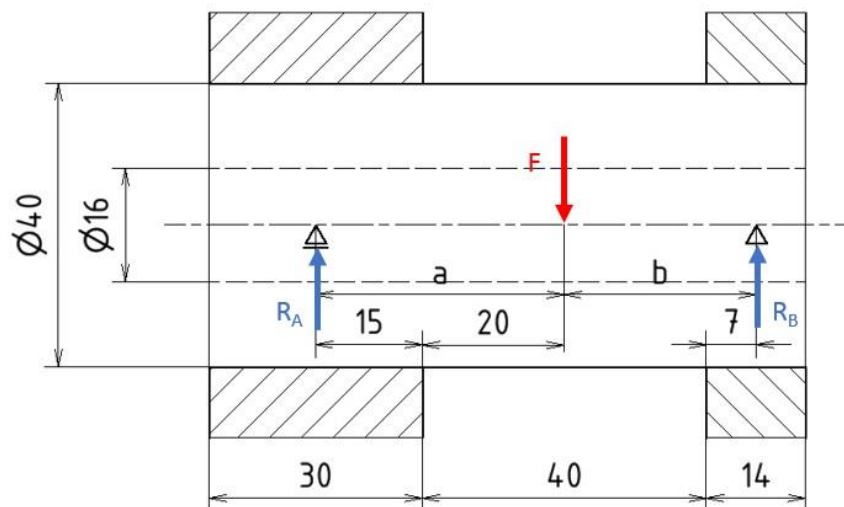


Obr.49.: Výsledky analýzy posunutí

Z výsledků pevnostní analýzy vyplývá, že konstrukce mostu vyhovuje požadavkům z hledisek maximální napjatosti i maximální deformace.

3.2.11.2. Kontrolní výpočty čepu pojezdové rolny [1]

V návaznosti na návrh uložení pojezdových roln a rozměry dané vytvořenou konstrukcí spojovacího mostu kontroluji čep pojezdových roln s rozměry uvedenými na obrázku č. 50. Kontrolu provádím na ohyb, stříh a otláčení



Obr.50.: Schéma pro kontrolní výpočty čepu

Předpokládaná síla F reprezentuje čtvrtinu celkově přenášeného zatížení, tj. síla F má velikost 40 000 N při předpokládaném zatížení 16 t. Pro ocel ČSN 11 500 volím dle [9] následující dovolené hodnoty:

$$\text{dovolené napětí v ohybu:} \quad \sigma_{OD} = 120 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{dovolené napětí ve stříhu:} \quad \tau_{StD} = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{dovolený tlak:} \quad p_D = 80 \text{ MPa}$$

▪ **Kontrola na ohyb:**

Stanovení velikosti reakcí R_A a R_B :

$$R_A = \frac{F \cdot b}{a + b} = \frac{40000 \cdot 27}{35 + 27} = 17490,35 \text{ N} \quad (50)$$

$$R_B = F - R_A = 40000 - 17490,35 = 22509,65 \text{ N} \quad (51)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{Omax} = R_A \cdot a = 17490,35 \cdot 35 = 609677,42 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (52)$$

Výpočet maximálního ohybového napětí:

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} \quad (53)$$

kde: W_o [mm³] ...průřezový modul v ohybu

D [mm] ...vnější průměr čepu

d [mm] ...vnitřní průměr čepu

$$\sigma_{Omax} = \frac{609677,42}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 16^4}{40}} = 99,58 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{OD} \dots \text{vyhovuje} \quad (54)$$

▪ **Kontrola na stříh:**

Výpočet stříhového napětí:

$$\tau_{St} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{2 \cdot F}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (55)$$

kde: S [mm²] ...plocha průřezu čepu

D [mm] ...vnější průměr čepu

d [mm] ...vnitřní průměr čepu

$$\tau_{St} = \frac{2 \cdot 40000}{\pi(40^2 - 16^2)} = 18,95 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{StD} \dots \text{vyhovuje} \quad (56)$$

▪ **Kontrola na otláčení:**

Tlak v oblasti podpory A:

$$p_A = \frac{R_A}{S_A} = \frac{17490,35}{40 \cdot 30} = 14,52 \text{ MPa} \leq p_D \dots \text{vyhovuje} \quad (57)$$

kde: p_A [MPa] ...tlak v oblasti podpory A
 S_A [mm²] ...otlačená plocha v oblasti A

Tlak v oblasti podpory B:

$$p_B = \frac{R_B}{S_B} = \frac{22509,65}{40 \cdot 30} = 40,32 \text{ MPa} \leq p_D \dots \text{vyhovuje} \quad (58)$$

kde: p_B [MPa] ...tlak v oblasti podpory B
 S_B [mm²] ...otlačená plocha v oblasti B

Tlak v oblasti zatížení od síly F:

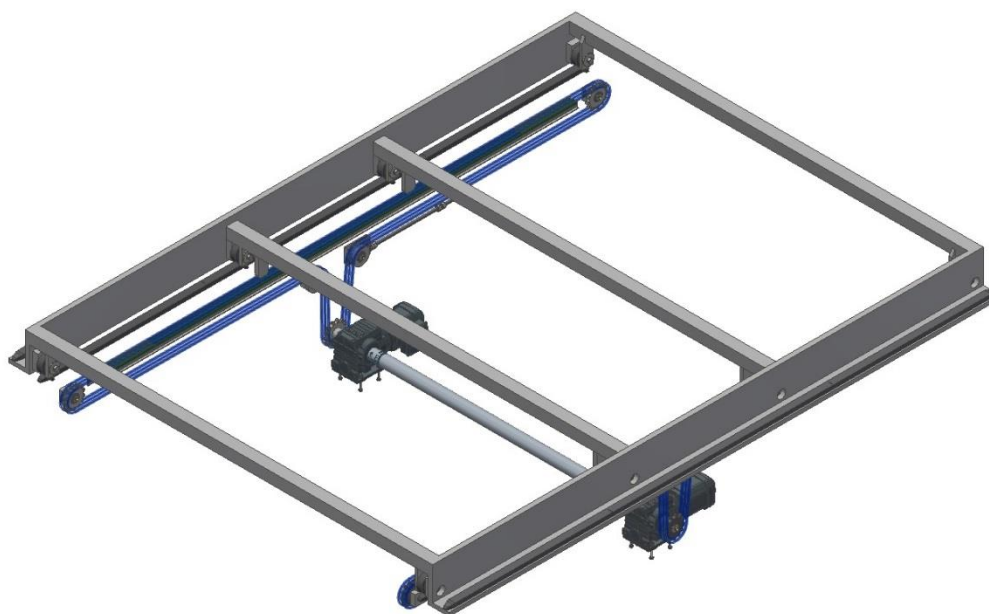
$$p_F = \frac{F}{S_F} = \frac{40000}{40 \cdot 40} = 25 \text{ MPa} \leq p_D \dots \text{vyhovuje} \quad (59)$$

kde: p_F [MPa] ...tlak v oblasti zatížení od síly F
 S_F [mm²] ...otlačená plocha v oblasti zatížení od síly F

Čep pojezdové rolny vyhovuje kontrolám na ohyb, stříh i otláčení.

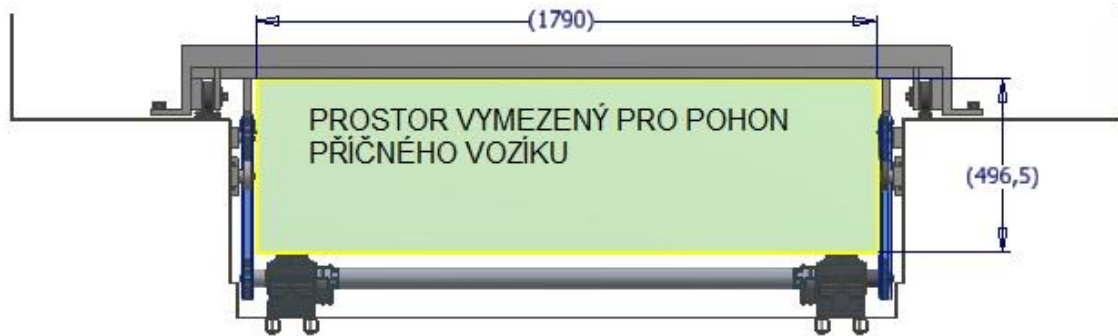
3.3. Vymezení prostoru pro pohon příčného vozíku

Prostor pro pohon příčného vozíku, který bude zavěšen na konstrukci mostu, je omezen pohonem spojovacího mostu a nosnou konstrukcí spojovacího mostu. Dostupný prostor demonstruji na modelech spojovacího mostu a jeho pohonu spojených dohromady (viz. obr. č. 51).



Obr.51.: Spojený model konstrukce mostu a jejího pohonu

V současné chvíli je k dispozici oblast o průřezu 1790x496,5 mm po celé délce rámem vymezeného prostoru, přičemž se počítá s řešením, že smyčky řetězů pohonu příčného vozíku povedou kolem spojovacích profilů mostu ve střední části (viz. obr. č. 52).



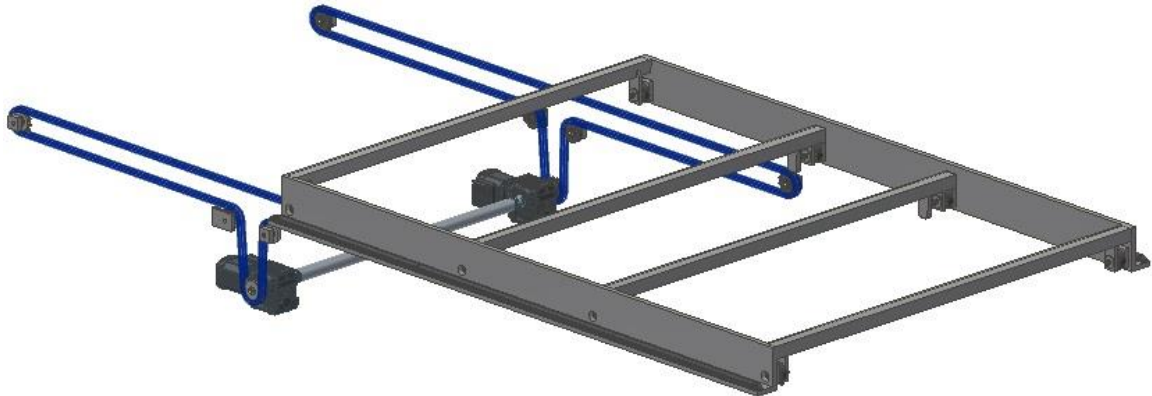
Obr.52.: Zobrazení prostoru pro pohon příčného vozíku

Konkrétní navazující uzly, jako realizace upevnění pohonu příčného vozíku na konstrukci mostu nebo optimalizace tvarů a rozměrů, budou řešeny v následujících fázích našeho projektu.

4. Závěr

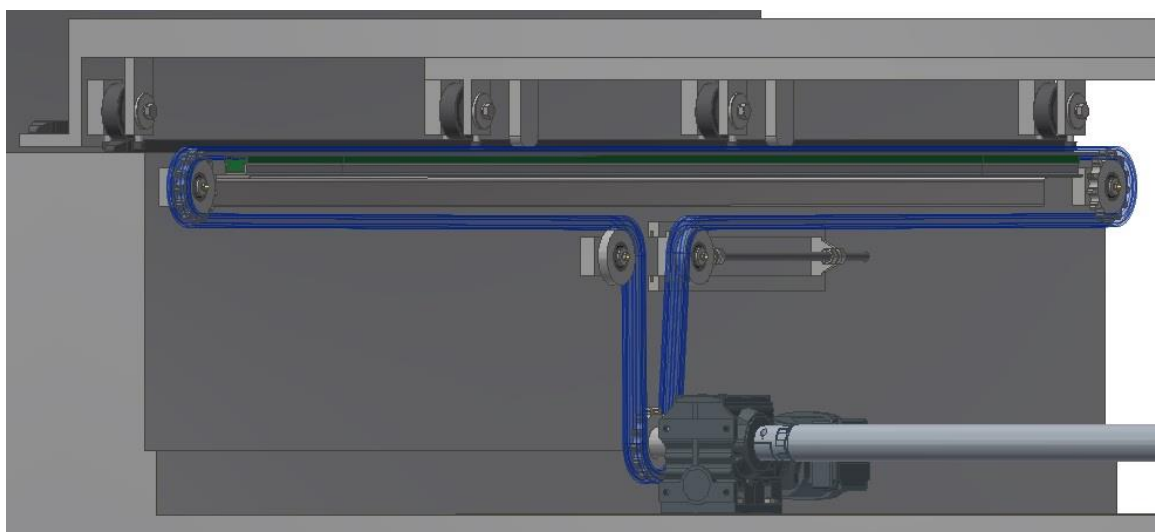
V teoretické části práce jsem stručně shrnul poznatky ohledně patentu výsuvného mechanismu a různých typů lineárních vedení využitelných pro řešení zadané problematiky.

V praktické části jsem navrhl koncept konstrukčního řešení spojovacího mostu, který je součástí manipulačního vozíku pro překlád kontejnerů. Návrh obsahuje řešení konstrukce spojovacího mostu, jeho pohonu a lineárního vedení.



Obr.53.: Model sestavy s mostem ve vysunutě poloze

Součástí práce je rovněž řešení prvků navazujících na práce kolegů z týmu projektu SKOTRANS, konkrétně návrh implementace pohonu a pojezdových kolejnic do konstrukce manipulačního vozíku a vymezení prostoru pro pohon příčného vozíku. U jednotlivých částí jsem rovněž provedl základní návrhové a kontrolní výpočty.



Obr.54.: Model sestavy implementovaný do prostoru v manipulačním vozíku

V závěru bych také rád podotkl, že se jedná o koncepční řešení, které se bude nadále vyvíjet a optimalizovat v rámci projektu SKOTRANS.

Uvedená řešení jsem se snažil volit především s ohledem na jednoduchost a funkčnost jejich konstrukce a zároveň brát ohled na navazující práce mých kolegů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 8003004268.
- [2] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 8001032051.
- [3] SHINODA, Akibumi, YOSIHOKA Yuiko a Akio KATO. Load lifting unit for a lift truck. US4505635A. Uděleno 17. srpen 1978. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/US4505635A/en>
- [4] Pojezdové kladky. [online]. © SKF, 2018 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/track-rollers/index.html>
- [5] Lineární vedení | T.E.A. TECHNIK s.r.o. [online]. © Teatechnik, 2018 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/linearni-vedeni/>
- [6] Lineární vedení. [online]. © RAVEO s.r.o., 2018 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/linearni-vedeni>
- [7] Lineární vedení Alulineartechnik AG. [online]. © PK SERVIS, 2008 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <http://www.linearni-vedeni.com/cz/linearni-vedeni-alulineartechnik-ag-linearni-vedeni-alulineartechnik-ag>
- [8] Lineární versus kluzné vedení. *Nejčtenější strojírenský časopis - MM spektrum* [online]. © www.mmspektrum.com, 2018 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-versus-kluzne-vedeni.html>
- [9] 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.
- [10] Katalog. [online] © Řetězy Vamberk, 2016 [cit. 27.06.2018]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>
- [11] Volba a příklad výpočtu dopravního řetězu [online]. © Řetězy Vamberk, 2016, [cit. 2018-05-05] Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [12] Accesories for screw jacks. [online]. © ZIMM Austria 2015, s 100-102. [cit.27.06.2018].Dostupné z: <https://zimmscrewjacks.com/downloads/accessories-pages-100-to-102.pdf>

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.: Zdvížený mechanismus vysokozdvížného vozíku [3]
- Obr. 2.: Řez zdvižným mechanismem [3]
- Obr. 3.: Letmo uložená rolna [4]
- Obr. 4.: Rolna s průchozím čepem [4]
- Obr. 5.: Kombinovaná rolna [5]
- Obr. 6.: Vodící rolna [5]
- Obr. 7.: Lineární kuličkové vedení [7]
- Obr. 8.: Schéma vysunutí spojovacího mostu
- Obr. 9.: Schéma zdvihnutí kontejneru
- Obr. 10.: Schéma teleskopického provedení mostu
- Obr. 11.: Schéma konceptu s dvěma jednoduchými mosty
- Obr. 12.: Schéma konceptu jednoduchého mostu výsuvného na obě strany
- Obr. 13.: Prostor pro konstrukce příčného vozíku a spojovacího mostu
- Obr. 14.: Dostupné prostory při pohledu z boku manipulačního vozíku
- Obr. 15.: Hrubý návrh tvaru spojovacího mostu
- Obr. 16.: Lineární vedení kombinovanou rolnou
- Obr. 17.: Uspořádání pojezdové rolny a vodících rolen
- Obr. 18.: První varianta uložení pojezdové rolny
- Obr. 19.: Druhá varianta uložení pojezdové rolny
- Obr. 20.: Uložení vodících rolen
- Obr. 21.: Schéma pohonu mostu
- Obr. 22.: Schéma rozmístění řetězových kol a napínacích kladek
- Obr. 23.: Diagram pro určení typu řetězu [9]
- Obr. 24.: Znárodnění rozměrů válečkového řetězu [10]
- Obr. 25.: Spojení pomocí hřídele VWZ [12]
- Obr. 26.: Diagram závislosti maximálních otáček hřídele VWZ na její délce [12]
- Obr. 27.: Model navrženého unašeče
- Obr. 28.: Unášení mostu pomocí unašeče
- Obr. 29.: Naklápění unašeče
- Obr. 30.: Ukotvení převodového elektromotoru a hnacího řetězového kola
- Obr. 31.: Přichycení řetězového kola a pevné kladky ke konstrukci manipulačního vozíku
- Obr. 32.: Upnutí a princip napínání posuvné kladky

- Obr. 33.: Přichycení vedení řetězu
- Obr. 34.: 3D model pohonu spojovacího mostu
- Obr. 35.: Čelní zobrazení pohonu spojovacího mostu
- Obr. 36.: Tvar pojezdové kolejnice
- Obr. 37.: Připevnění pojezdové kolejnice
- Obr. 38.: Nejhorší možný případ zatížení nosného profilu mostu
- Obr. 39.: Průřez nosného profilu mostu
- Obr. 40.: Schéma výpočtu nosníku
- Obr. 41.: Schéma výpočtu přidavného ohybu se smykem od posouvající síly
- Obr. 42.: Výsledná konstrukce spojovacího mostu
- Obr. 43.: Zobrazení konstrukce mostu v podélném řezu
- Obr. 44.: Popis prvků konstrukce spojovacího mostu
- Obr. 45.: Základní čelní rozměry konstrukce mostu a rozteče jejich prvků
- Obr. 46.: Vazby, zatížení a síť v MKP
- Obr. 47.: Vyhodnocení napětí Von Misses
- Obr. 48.: Detail míst s největším napětím Von Misses
- Obr. 49.: Výsledky analýzy posunutí
- Obr. 50.: Schéma pro kontrolní výpočty čepu
- Obr. 51.: Spojený model konstrukce mostu a jejího pohonu
- Obr. 52.: Zobrazení prostoru pro pohon příčného vozíku
- Obr. 53.: Model sestavy s mostem ve vysunuté poloze
- Obr. 54.: Model sestavy implementovaný do prostoru v manipulačním vozíku

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Parametry válečkového řetězu 16B-1 ČSN 02 3311 [10]

Tabulka 2: Parametry převodového elektromotoru S57DRS71S4

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Parametry rolny SKF NUTR 4090 A

Příloha 2: Parametry rolny SKF KRV 19

Příloha 3: Koncepční výkres sestavy spojovacího mostu a jeho pohonu

PŘÍLOHY

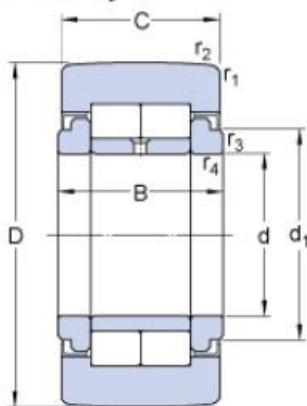
Příloha 1: Parametry rolny SKF NUTR 4090 A




NUTR 4090 A

Popular item

Rozměry



D	90	mm
d	40	mm
C	30	mm
B	32	mm
d_1	50.5	mm
$r_{1,2}$	min. 1.1	mm
$r, r_{3,4}$	min. 0.6	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	68.2	kN
Základní únosnost, statická	C_0	91.5	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	11.4	kN
Maximální statická radiální zatížení	F_r	max. 63	kN
Maximální statická radiální zatížení	F_{0r}	max. 90	kN
Mezní otáčky		1800	r/min

Hmotnost

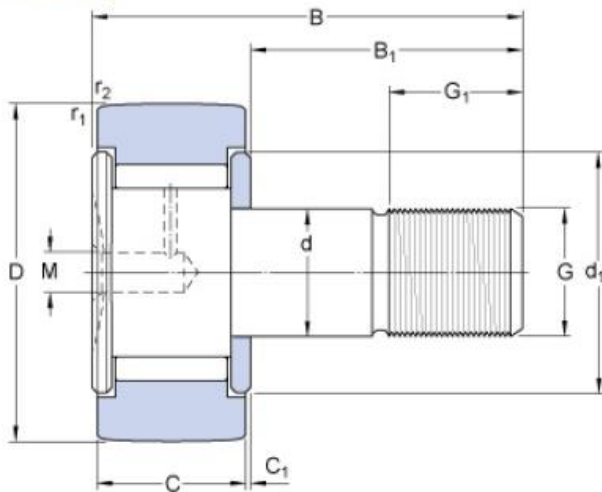
Hmotnost opěrné kladky		1.13	kg
------------------------	--	------	----

Příloha 2: Parametry rolny SKF KRV 19



KRV 19

Rozměry



D	19	mm
d	8	mm
B	32	mm
C	11	mm
B ₁	20	mm
C ₁	0.6	mm
d ₁	15	mm
G	M 8	
G ₁	10	mm
M	4	mm
r _{1,2}	min. 0.15	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	5.28	kN
Základní statická únosnost	C ₀	8	kN
Mezní únavové zatížení	P _u	0.88	kN
Maximální dynamická radiální zatížení	F _r	max. 5.1	kN
Maximální statická radiální zatížení	F _{0r}	max. 7.35	kN
Mezní otáčky		4000	r/min

Hmotnost

Hmotnost snímací kladky	0.032	kg
-------------------------	-------	----

Informace pro montáž

Doporučený utahovací moment	8	N·m
-----------------------------	---	-----