



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh mostového vzorkovače zrnin**

**Design of grain sampler**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2019**

**Bc. Martin Rosa**

**Studijní program:** N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.



## **PROHLÁŠENÍ**

**Tímto prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou prací vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.**

**V Praze dne**

**Martin Rosa**

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za vedení a rady při tvorbě mé diplomové práce a dále všem, kteří mě v průběhu psaní podporovali.

Dále děkuji celé mé rodině za psychickou podporu a trpělivost při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Bc. Martin Rosa

Název BP: Návrh mostového vzorkovače zrnin  
Anglický název: Design of grain sampler  
Rok: 2019

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika  
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
Konzultant: -

Bibliografické údaje: počet stran 86  
počet obrázků 56  
počet tabulek 25  
počet příloh 2

Klíčová slova: Vzorkovač zrnin, zrní, mostový vzorkovač, vzorkovací dráha, most, vozík, příčník, vzorkovací sonda, jeřáb  
Keywords: Grain sampler, grain, overhead sampler, sampling runway, bridge, trolley, end truck, sampling probe, crane

### Anotace:

Práce se zabývá návrhem mostového vzorkovače zrnin. V úvodu je zpracován současný stav problematiky vzorkovačů zrnin. Navazující oddíly popisují rozdělení vzorkovačů zrnin a vzorkovacích sond. Dále se práce věnuje problematice přepravy zrnin, eliminaci příčiení vzorkovače a postupu správného vzorkování podle normy. V konstrukční části se práce věnuje třem návrhům provedení mostu. Dále se práce zabývá návrhem vozíku, příčníku, vzorkovací dráhy a řešením přepravy zrniny.

### Abstract:

This thesis describes a design of grain sampler. The introduction deals with the current problems of grain samplers. The following parts of the work focuses on the separation of grain samplers and sampling probes, problems of grain transport, eliminations of the sampler rung and the correct sampling procedures. In the structural part, the thesis deals with three designs of bridges. Furthermore the thesis deals with the design of trolley, end truck, sampling runway and solution of grain transport.

## OBSAH

<b>1. Úvod</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Současný stav</b> .....	<b>2</b>
2.1. Druhy vzorkovačů podle typu základny .....	2
2.1.1. Sloupová varianta .....	2
2.1.2. Portálová varianta .....	3
2.1.3. Mostová varianta .....	3
2.2. Rozdělení vzorkovacích sond .....	4
2.2.1. Ruční vzorkovací sonda .....	5
2.2.2. Jednocestná sací sonda .....	5
2.2.3. Dvoucestná sací sonda .....	6
2.2.4. Šneková sonda .....	6
2.3. Flush back systém .....	7
2.4. Přeprava obilovin .....	8
2.4.1. Pneumatická doprava .....	8
2.4.2. Potrubní pošta.....	9
2.5. Eliminace vzniku příčení mostového vzorkovače .....	10
2.6. Ukázka postupu vzorkování z normy pro odběr vzorků zrnin .....	12
<b>3. Vymezení cílů práce</b> .....	<b>15</b>
<b>4. Volba konstrukčního materiálu</b> .....	<b>16</b>
<b>5. Stanovení základních rozměrů konstrukce</b> .....	<b>16</b>
5.1. Silniční doprava.....	16
5.2. Železniční doprava .....	17
5.3. Mostová váha .....	17
5.4. Volba základních rozměrů konstrukce.....	18
<b>6. Návrh a kontrola mostu</b> .....	<b>18</b>
6.1. Stanovení dovoleného průhybu, bezpečnosti a dynamických součinitelů .....	19
6.2. Varianta A .....	20
6.2.1. Analytický výpočet .....	21
6.2.2. Výpočet pomocí FEM analýzy .....	25
6.2.3. Porovnání výsledků výpočetních metod .....	26
6.3. Varianta B.....	27
6.3.1. Analytický výpočet .....	27
6.3.2. Výpočet pomocí FEM analýzy .....	29
6.3.3. Porovnání výsledků výpočetních metod .....	30
6.4. Varianta C.....	31
6.4.1. Výpočet pomocí FEM analýzy .....	32
6.4.2. Přehled výsledků FEM analýzy .....	34
6.5. Zhodnocení a volba finální varianty.....	35

6.6. Konstrukční řešení mostu .....	36
<b>7. Návrh a kontrola příčnicku .....</b>	<b>37</b>
7.1. Volba profilu příčnicku .....	37
7.2. Výpočet pojezdových kol .....	39
7.3. Volba hnacího elektromotoru .....	40
7.4. Volba převodovky .....	43
7.5. Kontrola rozběhového momentu motoru .....	44
7.6. Kontrola brzdy motoru .....	47
7.7. Návrh a kontrola ložisek pojezdových kol .....	48
7.8. Konstrukční řešení příčnicku .....	50
7.9. Kontrola spojení mostu s příčnickem .....	51
<b>8. Pojezdový vozík .....</b>	<b>52</b>
8.1. Výpočet pojezdových kol vozíku .....	52
8.2. Volba hnacího elektromotoru vozíku .....	53
8.3. Volba převodovky .....	54
8.4. Kontrola rozběhového momentu .....	55
8.5. Kontrola brzdy .....	57
8.6. Návrh motoru zdvihacího ústrojí se sondou.....	58
8.7. Volba převodovky zdvihacího ústrojí se sondou .....	59
8.8. Konstrukční provedení vozíku .....	60
<b>9. Dráha vzorkovače .....</b>	<b>62</b>
9.1. Ověření návrhu dráhy vzorkovače v programu RFEM.....	64
<b>10. Řešení kabeláže a přepravy zrnin.....</b>	<b>67</b>
<b>11. Závěr.....</b>	<b>70</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>71</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>73</b>
<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>77</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>78</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>79</b>

## 1. Úvod

Pochopení kvality a stavu zrna je zásadní. Nejdůležitějším parametrem je přesný a neovlivněný (neznehodnocený/nepoškozený) odběr vzorků zrnin po celou dobu procesu testování a vyhodnocování kvality zrna, čímž by se mělo přispět k celkovému snížení přebytečně odebraného vzorku zrnin (minimalizace odpadu) a k optimalizaci nákladů.

Po mnoho let se u vzorkované zrniny vyhodnocovalo jen několik základních parametrů např.: Hagbergovo číslo pádu (zkouška amylázové aktivity – detekce maltózy ve vzorku), obsah dusíku nebo specifická měrná hmotnost. V posledních letech se už začíná také vyžadovat počet obsažených mykotoxinů ve vzorku, což vyvíjí tlak na dodavatele investovat do nových zařízení a technologií dokládajících průkaznost všech těchto parametrů. Odběr vzorků a následné vyhodnocení kvality zrnin se stává ještě více důležitým faktorem a musí být ověřeno vhodnými metodami před samotným uskladněním. [8]

V dnešní době průmyslového rozvoje hraje velkou roli na světovém trhu čas. Proto je tendence přecházet od klasických ručních vzorkovačů k plně automatickým, které přesně nasají vzorek z různých částí korby vozidla a dopraví vzorek rovnou do laboratoře, kde se následně vyhodnotí stav a kvalita zrna dříve, než se nechá uskladnit.

Má práce se tedy bude zabývat návrhem a konstrukcí právě takového zařízení, které dopraví vzorek zrniny z korby nákladního vozidla až do samotné laboratoře. Existuje celá řada různých provedení vzorkovačů zrnin. Nejčastěji se zařízení skládá ze vzorkovací sondy, která pneumaticky nasaje vzorek a ten je následně hadicemi dopraven do laboratoře. Vzorkovací sonda je umístěna na pohyblivém rameni, aby bylo možné odebírat vzorky z celého prostoru korby vozidla. Pohyblivost ramene a realizace pohybů jsou hlavními rozdíly mezi jednotlivými koncepcemi vzorkovačů. Pohyby ramene jsou realizovány buď elektromotory, nebo hydromotory.

Ve světě je několik firem vyrábějící vzorkovače zrnin. Mezi přední světové výrobce patří italská firma D.V. Stork, americká firma Gamet, německá firma Pfeuffer a francouzská TPLG. V Čechách se touto problematikou zabývá firma BioPro.

V následujících kapitolách ukáží odlišnosti mezi různými koncepcemi vzorkovačů, normovaný odběr vzorku zrnin a návrh samotného vzorkovače dle požadovaného provedení a parametrů.



*Obr. 1.: Sloupový vzorkovač zrnin od firmy Gamet [23]*



## 2. Současný stav

V současné době v České republice firma Biopro nabízí dva vzorkovače – vozový vzorkovač VV 05 a potrubní vzorkovač PV. Nevýhodou tohoto vozového vzorkovače je malá plocha (rádius) vzorkování, která činí 4,75 metrů a obsluha pouze jedné dráhy. [22]

### 2.1. Druhy vzorkovačů podle typu základny

Typ základny se promítá na ploše pokrytí korby spřaženého nákladního vozidla. V současnosti se vzorkovače vyrábějí se třemi typy základen:

- Sloupová
- Portálová
- Mostová

#### 2.1.1. Sloupová varianta

Tento typ základny je navržen tak, že spodní sloupová část je pevně uložena na betonovém podloží pomocí kotevních šroubů. Betonové podloží bývá minimálně 30 cm vysoké. Horní část sloupu je většinou spojena se spodní částí pomocí ložisek, která umožňují rotaci kolem svislé osy. Rameno může být statické – má pevně danou výšku nebo sklopné. Sklopné rameno je většinou spojeno se základnou rotačně prostřednictvím čepu tak, aby bylo umožněno zdvihání a sklápění ramene. Ke sklápění a zdvihání se nejčastěji používá lineární popř. teleskopický přímočarý hydromotor. Samotné rameno vzhledem ke kompaktnosti bývá teleskopické, vysouvání obstarává lineární hydromotor. Samotné provedení sloupové varianty dle typu pohonu mohou být tedy dvě – elektrické nebo hydraulické. Celý vzorkovač váží okolo 830 kg.

Jedná se o levnější variantu konstrukce, avšak toto je vykoupeno omezeným dosahem vzorkovací sondy, která činí zhruba 4,7 m a dále nemožností obsluhovat více drah současně.



Obr. 2.: Sloupový vzorkovač zrnin od firmy Gamet [23]

### 2.1.2. Portálová varianta

Tato varianta se od sloupové varianty liší především uložením základny vzorkovače. Ta je pohyblivě uložena na portálové konstrukci. Samotná portálová konstrukce je pevně připevněna k betonovému podloží, tedy je statická. Vzorkovací rameno se za pomoci elektromotoru posuvně pohybuje po portálu. Na obrázku lze vidět variantu, jejíž konstrukce obsahuje i otočné ložisko. Tedy je zde možnost otáčení ramene kolem svislé osy, což umožňuje vzorkování na dvou koridorech. Samotný pohyb vzorkovací sondy může být opět realizován hydraulicky nebo elektricky. Na trhu se však objevují i jednodušší varianty, které tuto možnost postrádají.

Konstrukce vzorkovačů s portálovou základnou patří obecně k dražším variantám, získáme však lepší pokrytí plochy korby. Toto řešení je výhodné při převozu zrnin vozidly s několika návěsy zapojenými za sebou.



Obr. 3.: Portálový vzorkovač zrnin od firmy D.V. Stork [24]

### 2.1.3. Mostová varianta

Jedná se o robustní konstrukci, lze tedy dosahovat daleko větších rozměrů v porovnání s portálovou variantou. Navíc umožňuje vzorkování v celé ploše korby nákladního vozidla.

Samotná konstrukce je velmi podobná mostovým jeřábům. Jedná se tedy o dvě kolejnicové dráhy, mezi kterými je umístěn pohyblivý most. Podle zatížení může být provedení mostu jednonosíkové nebo dvounosíkové. Most je umístěn na dvou pohyblivých příčnicích. Na základě rozměrů a hmotnosti mostu (včetně vozíku) mají pohonnou jednotku buďto oba, nebo pouze jeden příčník. Po mostu se pohybuje vozík, který má vlastní pohonnou jednotku a obstarává také i pohyb vzorkovací sondy. Zrno je pneumaticky nasáno a posláno polyurethanovými hadicemi do laboratoře k následné analýze vzorku.



Obr. 4.: Mostový vzorkovač zrnin od firmy D.V. Stork [24]

## 2.2. Rozdělení vzorkovacích sond

Vzorkovací sondy se dělí podle konstrukce na čtyři základní typy podle vyjmutí vzorku zrniny z korby nákladního vozidla. Samotných provedení vzorkovacích sond může být několik.

Čtyři základní typy vzorkovacích sond:

- Ruční
- Jednocestná sací
- Dvoucestná sací
- Šneková

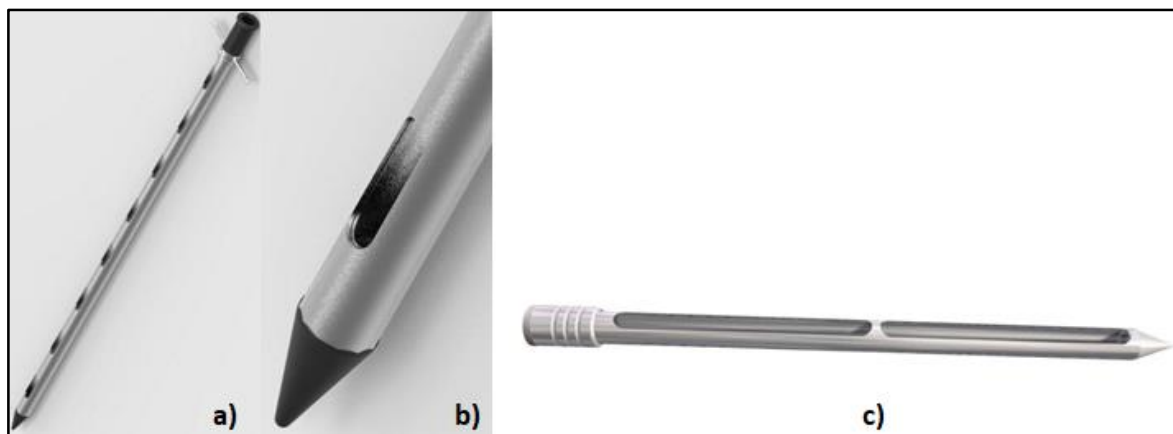
Vzorkovací sondy se prodávají ve velikostech od 1,5 až do 4 m o celkovém průměru okolo 40 mm. Průmyslové vzorkovací sondy jsou vyráběny nejčastěji z korozi-vzdorné oceli - AISI 304 (potravinářská ocel – stainless steel, inox). Korozi-vzdorná ocel je použita z důvodu dobré korozní odolnosti ve vodních prostředích a v ovzduší bez koncentrace chloridů nebo anorganických kyselin a solí. Dále je také velmi dobře čistitelná a má dobrý poměr cena/korozi-vzdornost. [25]

Potravinářská nerez ocel by měla mít cca 18% podíl chromu, 0,08% uhlíku a 10% niklu. Tento podíl legujících prvků právě vykazuje nejvyšší odolnost vůči korozi i při vystavení agresivním tekutinám. Jednotlivé státy i EU mají vlastní směrnice, které se zabývají právě minimálním podílem chromu. [26]

### 2.2.1. Ruční vzorkovací sonda

Vzorkovací sondy se vyrábí většinou v délkách 1,5 až 2,5 m o průměru 40 mm. Nejčastějším materiálem používaným na výrobu je nerez, eloxovaný hliník nebo plast. Předností je tedy nízká hmotnost vzhledem k použitým materiálům. Ruční vzorkovací sondy se prodávají jak na vertikální odběr vzorku zrnin, tak i na horizontální odběr. [27]

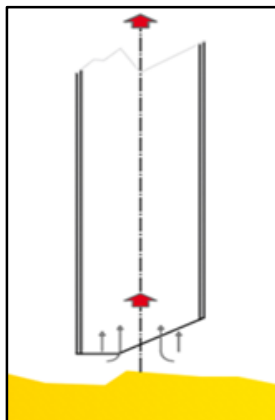
Vzorkovací sonda pro vertikální odběr vzorku se skládá ze dvou trubek – vnější a vnitřní. Vnitřní trubka se otočí nadoraz po směru hodinových ručiček, aby byly všechny otvory uzavřeny. Vzorkovač se s uzavřenými otvory zasune do hromady zrniny. Otočením vnitřní perforované trubky nadoraz proti směru hodinových ručiček se nabere v několika místech vzorek zrniny v průřezu celé délky vzorkovače, což zajistí průřezový odběr vzorku a všechny otvory vzorkovače se tím opět uzavřou. Obrácením vzorkovače rukojetí směrem dolů se vzorkovač vyprázdní. Vnitřní trubku je možné vysunout po otočení nadoraz proti směru hodinových ručiček, což usnadní čištění obou trubek. [27]



Obr. 5.: a) Vertikální sonda, b) Detail vertikální sondy, c) Horizontální sonda [28]

### 2.2.2. Jednocestná sací sonda

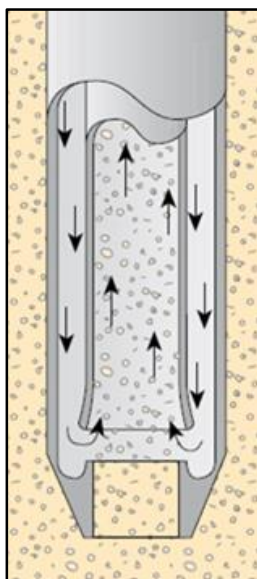
Jedná se o přímou sondu pro odběr vzorků, která je tvořena jednou tenkostěnnou trubicí. Konec trubky je kónicky zúžen a slouží k lepšímu průchodu zrninou. Nad bodcem je samotný otvor, kterým se nasává vzorek. Je schopna extrakce z hloubky přibližně 1,9 m. Samotné nasátí obstarává vakuový dopravník, který je umístěn na konci celého obvodu. [24]



Obr. 6.: Jednocestná sací sonda [24]

### 2.2.3. Dvoucestná sací sonda

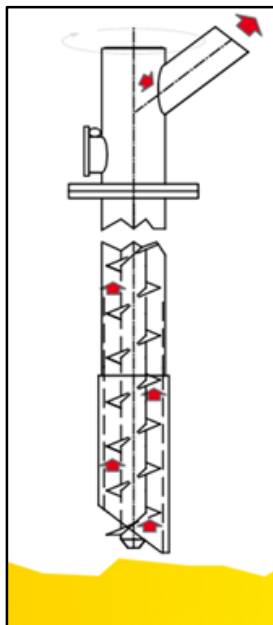
Dvoucestná sací sonda se skládá ze dvou trubek – vnější a vnitřní. Vnější trubkou je přiváděn vzduch, sloužící k lepšímu nasátí vzorku z větší hloubky. Konec sondy je opatřen koncovkou s drážkou, která napomáhá k lepšímu nasátí vzorku. Vnitřní trubkou je směs vzduchu a zrna nasána a putuje přímo do laboratoře, kde se v cyklonovém odlučovači zrno oddělí od vzduchu. Následně se posoudí kvalita zrna. Sonda je schopna extrakce z hloubky přibližně 3,5 m. [24]



Obr. 7.: Dvoucestná sací sonda [29]

### 2.2.4. Šneková sonda

Jedná se o sondu, kde je zrno nabíráno pomocí šnekového dopravníku, který je poháněn elektromotorem a umístěný na vrchním konci sondy. Nad šnekem je přiveden z vakuového dopravníku zdroj podtlaku, čímž je nabrané zrní unášeno hadicemi do laboratoře, kde se v cyklonovém odlučovači odloučí. Tato sonda má schopnost extrahovat zrninu z hloubky přibližně 1,65 m. [24]



Obr. 8.: Šneková sonda [24]

### 2.3. Flush back systém

Při odběru vzorku zrniny častokrát dochází k nadbytečnému odběru, který pak skončí v odpadu. Tento přídatný systém má za úkol přebytečný vzorek poslat zpátky na korbu nákladního vozidla a tak snížit celkové ztráty.

Systém funguje tak, že se přebytečný vzorek uloží do nádoby a uzavře. Vzorek je pak pneumaticky nasán až do cyklonového odlučovače, z něhož vzorek dopadá přímo na korbu. Cyklonový odlučovač se nachází u sloupové varianty na konci ramene, kde je umístěna sonda. V případě portálové/mostové varianty je odlučovač umístěn na vzorkovacím vozíku.

Podle konstrukce vzorkovače se flush back systém může buď zaimplementovat do samotného pneumatického systému vzorkovače, nebo použít jako samostatný systém s vlastním dmychadlem (vakuovým dopravníkem). [24]



Obr. 9.: Flush back systém [24]

## 2.4. Přeprava obilovin

Volba druhu přepravy obilovin závisí na samotné konstrukci vzorkovače. Všeobecně platí, že pneumatická přeprava v potravinářských polyurethanových hadicích je levnější a jednodušší na realizaci, než přeprava pomocí potrubní pošty.

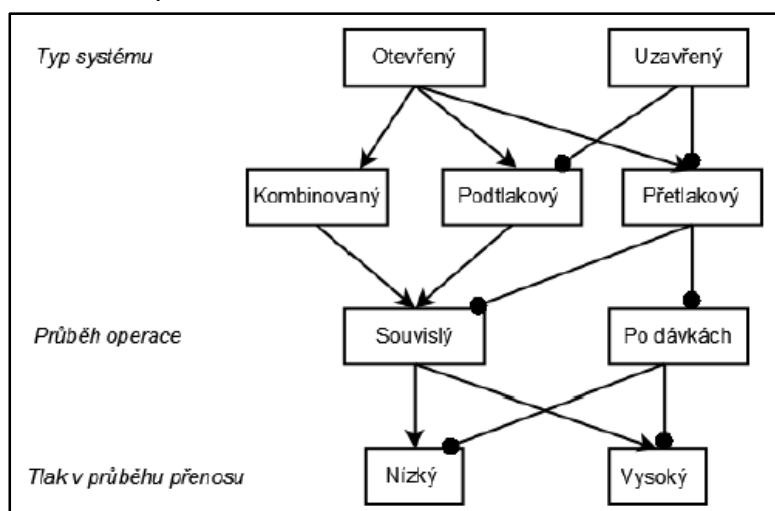
### 2.4.1. Pneumatická doprava

Pneumatická doprava je dopravní systém určený pro přepravu sypkých látek. Lze ji využít téměř ve všech průmyslových odvětvích. Přestože je její využití velmi rozsáhlé, nelze jednotlivé instalace zevšeobecnit a je vždy nutno se zákazníkem hledat optimální typ pneumatické dopravy pro dané podmínky. [30]

Při volbě pneumatické dopravy je nutné si odpovědět na několik základních otázek, např.: jaký materiál chceme přenášet, v jaké formě, na jakou vzdálenost a jak často. [31]

Přetlakové systémy zvládnou přenášet až 500 t/hod, do výšek 100 m a vzdálenosti 500 m. Pracují v rozmezích přetlakového tlaku od 10 až do 800 kPa. Jejich použití se však u vzorkovačů zrnin moc nevyužívá, jelikož dochází ke značnému ovlivnění kvality přepravovaného zrna, což přispívá ke zkreslenému vyhodnocení kvality obiloviny. [32]

U podtlakových systémů je zdrojem podtlaku vakuová pumpa, která může být řešena pomocí vakuového dopravníku. Maximální přepravovaná vzdálenost činí 43 m a maximální dopravní výkon 8,5 t/hod. Lze přepravovat materiály do velikostí zrna až 50 mm za použití speciálních směšovačů (ejektorů). Pro obtížně dopravitelné materiály jsou na dopravním potrubí instalovány přivzdušňovače s regulací průtoku vzduchu. Toto zařízení pomáhá optimalizovat spotřebu vzduchu a rychlost materiálu v dopravním potrubí. Podtlakové systémy jsou nejčastěji využívány u většiny vzorkovačů, vzhledem k malému ovlivnění kvality vzorku zrna. [32]



Obr. 10.: Rozdělení pneumatické dopravy [31]

### 2.4.2. Potrubní pošta

Jedná se o dopravní systém, v němž jsou zásilky v pouzdrech pneumaticky dopravovány speciálním potrubím. V současné době se jedná o hojně využívaný přepravní systém, hlavně ve zdravotnictví, průmyslu, peněžních ústavech, skladech a všude tam, kde je zapotřebí přepravovat různé zásilky mezi objekty na různé vzdálenosti v budovách, v nadzemí, v podzemí, v kolektorech. [33]

Princip potrubní pošty se příliš moc nezměnil, ani po více než sto padesáti letech. Dmychadla ženou nebo naopak vysávají vzduch v potrubí. Rychlost dopravy může dosahovat až 15 m/s. Hmotnost zásilky se odvíjí od výkonu celého systému, obvykle se hovoří o maximálních 3 kg. [33]

V současné době je tendence zkombinovat potrubní poštu s magnetickou levitací, což by umožnilo zasílání zásilek až o hmotnosti 50kg na delší vzdálenosti.

Diskutovaným tématem je také pojem „Hyperloop“. S myšlenkou vysokorychlostního transportního systému přišel Elon Musk, majitel firem SpaceX a Tesla, avšak k jeho pracovní vytíženosti prohlásil tuto technologii za open-source (přístupnou všem). Samotný princip systému je založený na pohybu přetlakových kapslí podtlakovými trubkovými tunely. Kapsle by poháněly lineární indukční motory a vzduchové kompresory. Dosahovaná rychlost by měla být 1300 km/h tj. zhruba 360 m/s. V současné době se touto problematikou zabývají tři firmy – Virgin Hyperloop One, The Boring Company a Hyperloop Transportation Technologies (HTT). Zatím největší rychlosti dosáhl zmenšený model a to 467 km/h. Prototyp ve skutečné velikosti firmy Virgin Hyperloop One dosáhl 386 km/h. [34]



Obr. 11.: Potrubní pošta [33]

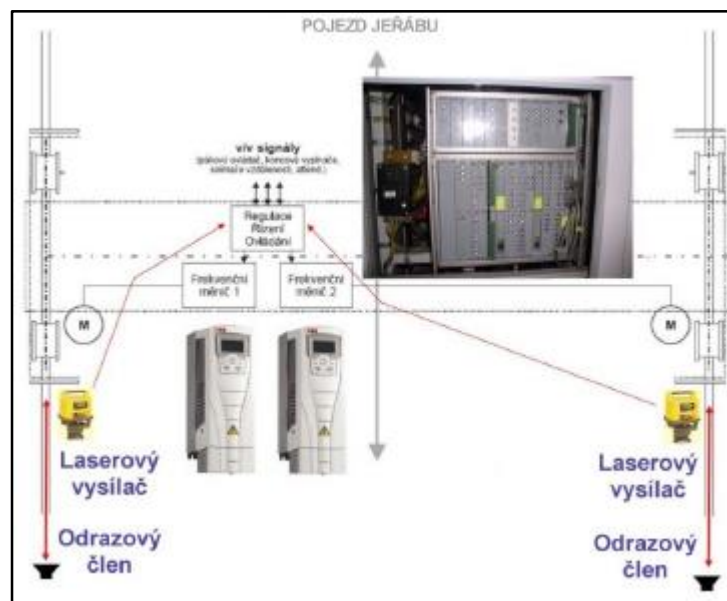


## 2.5. Eliminace vzniku příčiení mostového vzorkovače

Během jízdy vzorkovače po pevné vzorkovací dráze dochází k nežádoucímu příčiení. Příčiení vyvolává přídavná zatížení, především ve vodorovném směru, která neblaze působí na konstrukci vzorkovače. Obdobný charakter je možné sledovat u brzdění, kdy vlivem nesymetrie umístění vozíku na mostu vyvolá tzv. „předjetí“ pojezdu jeřábu více zatížené strany. Pro výpočet vodorovných sil od příčiení existuje řada postupů, z nichž některé jsou uvedeny v českých normách.

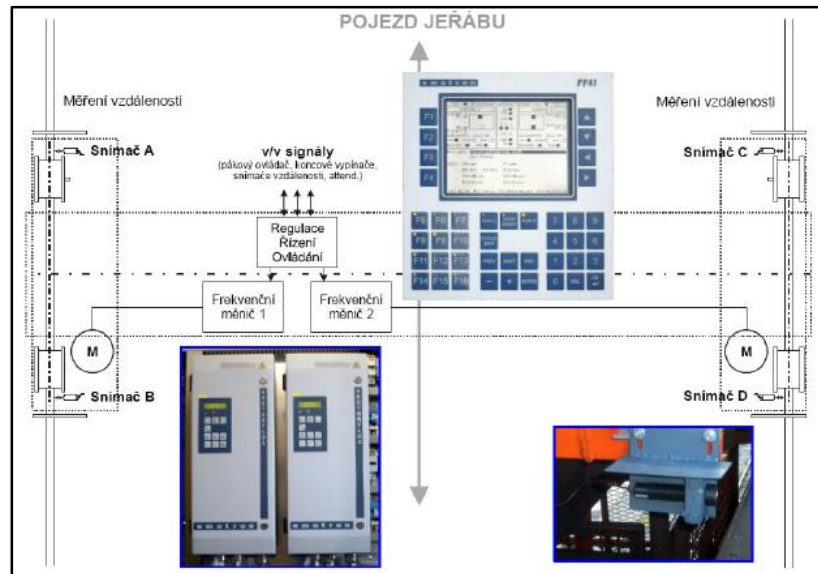
Eliminace příčiení se provádí během pracovního cyklu, kdy není zapotřebí znát příčiny vzniku příčiení. Nejčastějšími metodami jsou optické, ultrazvukové a tenzometrické. Tyto systémy jsou založené na předpokladu, aby pojezdová kola urazila v určitém časovém okamžiku shodnou dráhu.

*Optická metoda pracuje* na principu vyhodnocení rychlosti pohybu laserových paprsků. Na obou čelních plochách příčieníků ve směru jízdy vzorkovače jsou umístěny laserové vysílače a na koncích vzorkovacích drah pak odrazové členy laserových paprsků. Odměřováním vzdálenosti laserových vysílačů od odrazových členů jsou pak pohonu posílány signály k regulaci otáček. Hlavní nevýhodou tohoto systému je to, že neumožňují zohlednit křivost vzorkovací dráhy.



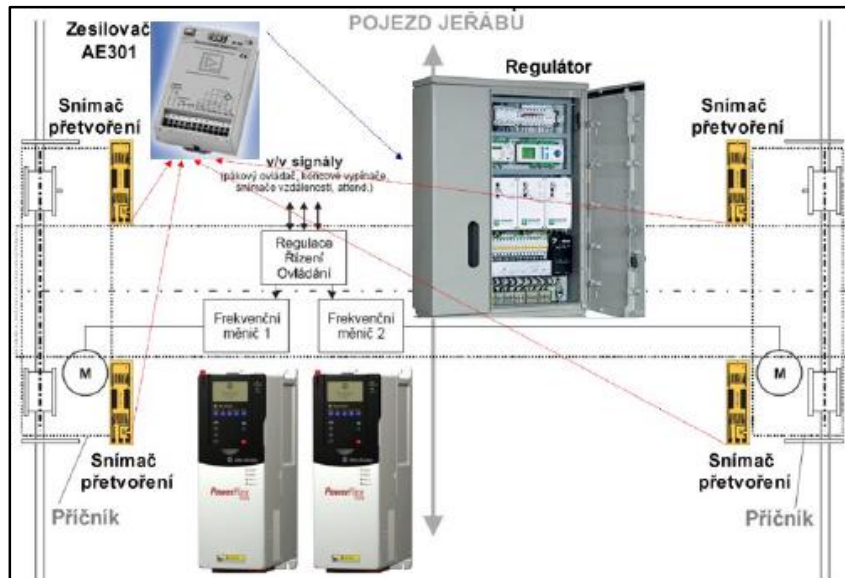
Obr. 12.: Princip optické metody [6]

*Metoda elektronických nákoků* (ultrazvuková) je tvořena třemi základními moduly: měřícím, regulačním a řídicím. Měřící modul je tvořen čtyřmi ultrazvukovými snímači, které průběžně zaměřují boční vzdálenost od kolejnice. Regulační PLC modul vyhodnocuje čtyři signály ultrazvukových snímačů a určuje optimální osu jízdy. Řídicí modul na základě signálů z regulátoru řídí otáčky pohonů pojezdů pomocí frekvenčních měničů.



Obr. 13.: Princip ultrazvukové metody [6]

Výše popsané nedostatky do značné míry odstraňuje *zařízení pro plynulé řízení pojezdu*. Na vodorovné konstrukční prvky jsou instalovány minimálně dva mechanické prvky, vybavené minimálně jedním tenzometrickým snímačem přetvoření. Signály ze snímačů přetvoření putují do Wheatsonova můstku, kde se tyto signály absolutně sečtou a současně se vyruší hodnoty přetvoření nesymetrickými svislými zatíženími konstrukce. Výhodou je právě toto dobře měřitelné napětí od přetvoření konstrukce nesymetrickými vodorovnými silami. Vyhodnocením těchto signálů je možné řídit otáčky pohonů pojezdů. Další výhodou je tak možné navrhování konstrukcí o menších hmotnostech, což se projeví potřebou menších výkonů pojezdových pohonů a tak celkovému omezení energetických a provozních nákladů. Zařízení je blíže objasněno v patentové listině pod čísly: 286192 „Algoritmus pro plynulé řízení pojezdu vozidel, zejména kolejových, uložených na nejméně čtyřech podporách“, 291108 „Zařízení pro omezení příčení vozidel, zejména kolejových“. [6]



Obr. 14.: Princip tenzometrické metody [6]

## 2.6. Ukázka postupu vzorkování z normy pro odběr vzorků zrnin

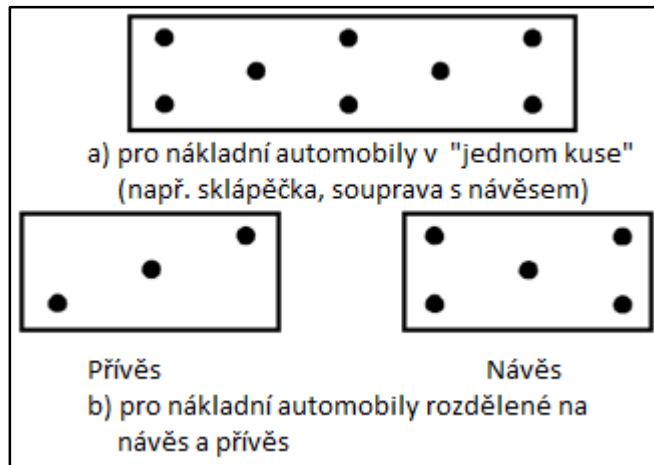
Podle ČSN EN ISO 24333 (46 1015) z října 2010 – Obiloviny a výrobky z obilovin – Vzorkování, se získaný laboratorní vzorek musí řádně zhomogenizovat před jakýmkoliv dělicím postupem. Následně se vzorek dělí na požadovaný počet laboratorních vzorků o určené hmotnosti.

Nejčastěji používaná je metoda kvartování. Souhrnný vzorek se řádně promíchá opakovaním operací a) a b) minimálně dvakrát před dělením tak, jak je popsáno v b) a c).

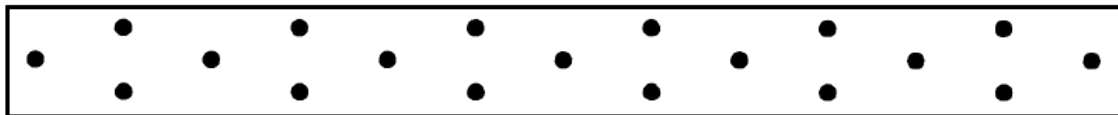
- Zrní se uspořádá do kuželovité hromádky.
- Povrch hromádky se vyrovná a rozdělí se na čtvrtiny A, B, C a D.
- Odstraní se dvě diagonálně protilehlé čtvrtiny (B a C) a zbývající čtvrtiny (A a D) se promíchají
- Celý postup se opakuje do té doby, než je získán laboratorní vzorek požadované velikosti. [7]

Tab. 1.: Postup vzorkování pro získání minimální hmotnosti laboratorního vzorku pro statické zrní [7]

Vzorkování statického nebaleného zrní (doporučují se mechanické vzorkovací systémy) v přívěsech a nákladních autech, vagonech, lodních tankerech, silech a skladech				
Velikost šarže nebo podšarže $m$	Rozsah hmotnosti dílčího vzorku <sup>a</sup>	Minimální počet dílčích vzorků <sup>b</sup>	Minimální hmotnost laboratorního vzorku pro kontaminanty	Minimální hmotnost laboratorního vzorku pro ostatní analýzy
$m \leq 15 t$	400 g až 3 000 g	3 vzorkovací body	Pro ochratoxin A a aflatoxiny: 10kg	1kg až 3kg podle analytických požadavků
$15 < m \leq 30 t$		8 vzorkovacích bodů		
$30 < m \leq 45 t$		11 vzorkovacích bodů		
$45 < m \leq 100 t$		15 vzorkovacích bodů	Pro pesticidy, těžké kovy a dioxiny: 1kg	
$100 < m \leq 300 t$		18 vzorkovacích bodů		
$300 < m \leq 500 t$		20 vzorkovacích bodů	Pro ostatní kontaminanty <sup>c</sup> : 3kg	
$500 < m \leq 1 500 t$		25 vzorkovacích bodů		
$m > 1 500 t$		25 vzorkovacích bodů		
<p><sup>A</sup> Pokud je vzorkováno mechanicky, hmotnost vzorku by měla odpovídat použitému zařízení.</p> <p><sup>B</sup> U vzorků volně loženého zrní ve velkých vrstvách, vzorek odebraný každé 2 m z hloubky vzorkování, odpovídá jednomu dílčímu vzorku. Postup se opakuje tolikrát, kolikrát je to nutné.</p> <p><sup>C</sup> Ostatní kontaminanty jako je deoxynivalend (DON), fumonisiny, zearalenon; pro stanovení DON může laboratorní vzorek být 1kg.</p>				



Obr. 15.: Příklady rozvržení vzorkovacích bodů na počet 8 [7]



Obr. 16.: Příklad rozvržení vzorkovacích bodů na počet 25 [7]

### 3. Vymezení cílů práce

Hlavním cílem práce je konstrukční návrh mostového vzorkovače zrnin. Vzorkovač se bude moci pohybovat po dráze, která bude modulární. To znamená, že lze rozšířit, či snížit počet koridorů dle požadavku zákazníka. Pohony budou řešeny pomocí elektromotorů, sonda se bude pohybovat směrem nahoru a dolů. S vozíkem bude možno jezdit v celém rozsahu délky mostu a s mostem po celé šířce korby nákladního vozidla. Všechny tyto úkony se budou moci ovládat ze zkušební laboratoře. Nutno zvážit vhodnou metodu pro dopravu vzorku zrniny ze vzorkovače do laboratoře.

Po konzultaci s vedoucím práce byly stanoveny následující dílčí cíle a požadavky:

- Minimalizovat výrobní náklady
- Brát ohled na snadnou montáž vzorkovače
- Jednoduchá údržba
- Přizpůsobení délky a šířky vzorkovací dráhy pro silniční i železniční dopravu
- Maximální zapichovací síla sondy bude  $F_s = 1500 \text{ N}$
- Dostatečná ovladatelnost
- Vhodné řešení kabeláže

## 4. Volba konstrukčního materiálu

Vzhledem k dostupnosti a nízké pořizovací ceně byla zvolena jako základní konstrukční materiál nelegovaná ocel třídy 11, konkrétně S235JR (1.0038, dříve podle ČSN 11 375) dle EN 10219-1. Tato ocel se vyznačuje svou zaručenou svařitelností všemi obvykle používanými způsoby svařování. Při tváření za tepla je nutné normalizačního žíhání v rámci zachování mechanických vlastností. V následující tabulce je soupis chemického složení v hmotnostních procentech. [10]

Tab. 2.: Chemické složení v hmotnostních procentech [10]

<b>C</b> <i>max.</i>	<b>Mn</b> <i>max.</i>	<b>Si</b> <i>max.</i>	<b>P</b> <i>max.</i>	<b>S</b> <i>max.</i>	<b>N</b> <i>max.</i>
0,19	1,5	-	0,045	0,045	0,014

Mechanické vlastnosti: [11]

Mez pevnosti	$R_m = 375 \text{ Nmm}^{-2}$
Minimální mez kluzu	$R_e = 235 \text{ Nmm}^{-2}$
Minimální tažnost	$L_0 = 26 \%$
Hustota	$\rho = 7\,850 \text{ kg/m}^3$ (při 20°C)
Modul pružnosti v tahu	$E = 210\,000 \text{ Nmm}^{-2}$
Modul pružnosti ve smyku	$G_{\text{smyk}} = 81\,000 \text{ Nmm}^{-2}$
Součinitel příčné deformace	$\nu_p = 0,3$

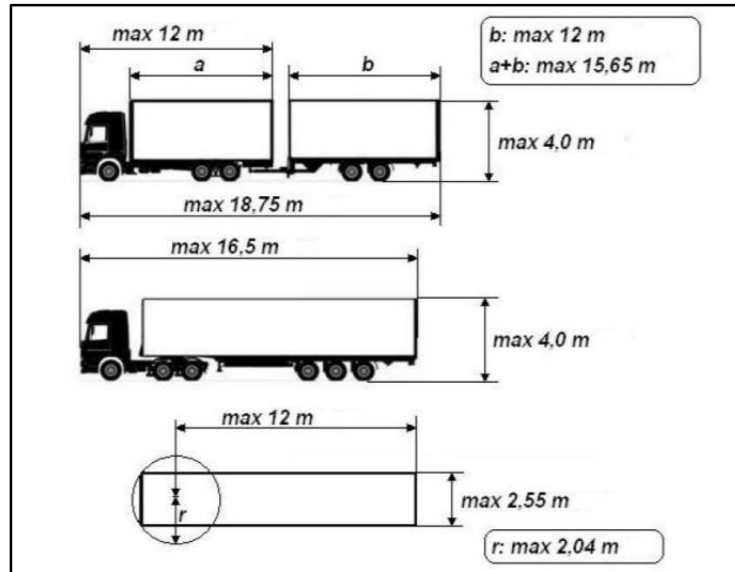
## 5. Stanovení základních rozměrů konstrukce

Pro stanovení základních rozměrů konstrukce je zapotřebí přihlížet k rozměrům silničních a železničních souprav pro přepravu obilovin. Častokrát zákazník požaduje, aby byl vzorkovač vybaven mostovými váhami pro vážení vozidel, jejichž rozměry je nutno brát v úvahu.

### 5.1. Silniční doprava

Pro silniční dopravu platí směrnice Evropské Unie 96/53/ES z roku 1996. Směrnice stanovuje maximální přípustné rozměry, hmotnosti, zatížení náprav a některé další požadavky mezinárodní dopravy v rámci celého území Evropské Unie. [9]

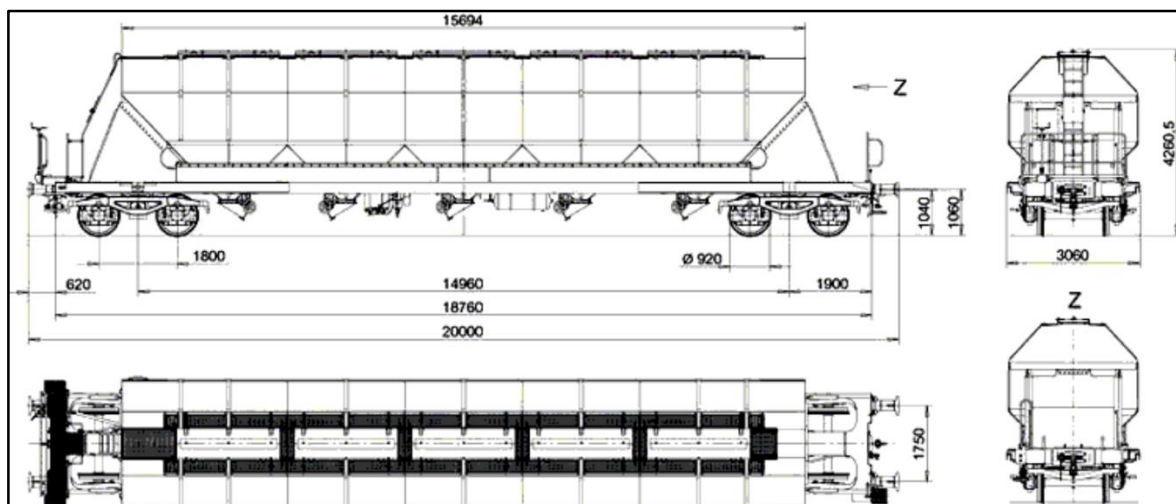
Maximální přípustné rozměry směrnice 96/53/ES jsou zřejmé z Obr. 17.



Obr. 17.: Maximální přípustné rozměry dle směrnice 96/53/ES [9]

## 5.2. Železniční doprava

Pro železniční dopravu budeme uvažovat o největším vyráběném vozu pro přepravu obilovin od firmy Graaf Transportsysteme pod názvem Tagnpss. Vůz má ložný objem 96 m<sup>3</sup>, vlastní váhu 24 tun a ložnou váhu 66 tun. Nádoba je vyrobena z nerezové oceli s těsněním proti vlhkosti. Otvory pro nakládání jsou otevírány ze střešní lávky a výsypné otvory zespodu v prostoru mezi koleje. [12] Rozměry vozu Tagnpss jsou zřejmé z Obr. 18.



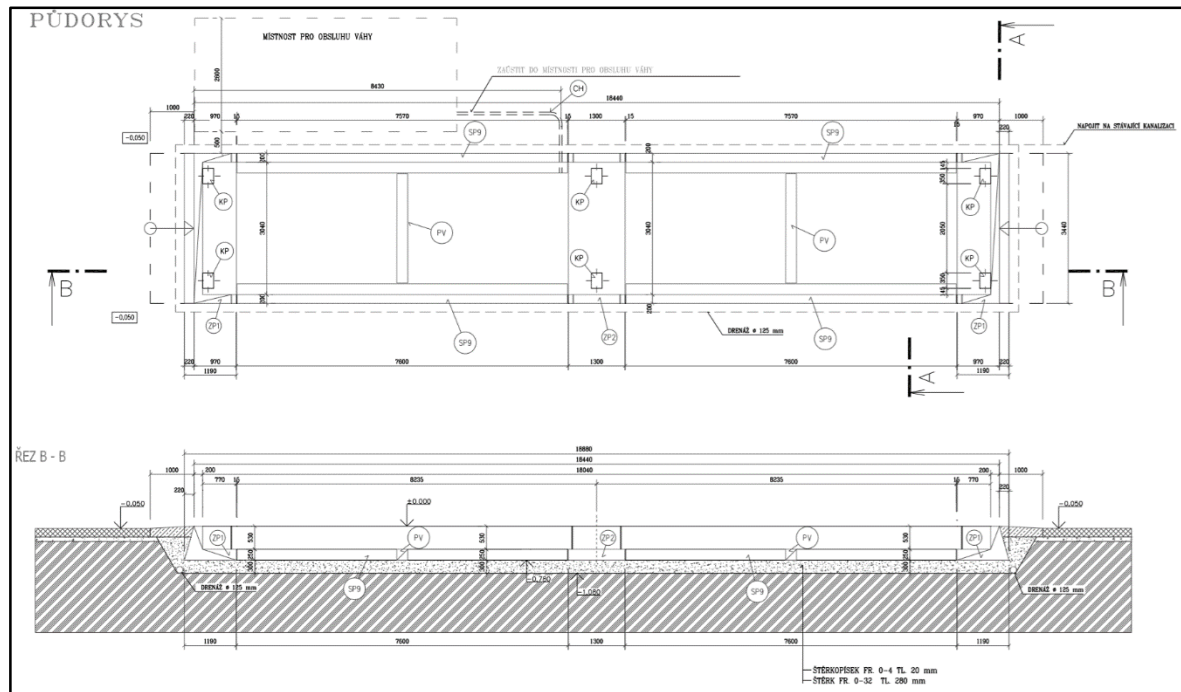
Obr. 18.: Rozměry vozu Tagnpss od firmy Graaf Transportsysteme [12]

## 5.3. Mostová váha

Mostové váhy se vyrábí odděleně jak pro silniční, tak i pro železniční dopravu. V některých případech mohou být i kombinované. Mostové váhy slouží k zjišťování zatížení



jednotlivých náprav. Váhy lze zabudovat do země nebo mohou sloužit jako nájezdové nad úrovní terénu. Prodávají se v různých velikostech od výšky 5 do 18 metrů. Vzhledem k výše zmíněným rozměrům vozidel byla vzata v úvahu největší vyráběná mostová váha, jejíž schéma je znázorněno na Obr. 19.[13]



Obr. 19.: Mostová váha 18x3 m od firmy Tenzona [13]

#### 5.4. Volba základních rozměrů konstrukce

S přihlédnutím k rozměrům silničních a železničních vozů, mostové váze a také k dostatečné manipulovatelnosti, volím základní rozměry konstrukce následovně:

$l = 18 \text{ m}$	Délka mostu
$\text{š} = 3,8 \text{ m}$	Šířka koridoru
$h_{\min} = 4,5 \text{ m}$	Minimální výška vzorkovací dráhy

#### 6. Návrh a kontrola mostu

Volba profilu mostu je zásadní. Každý průřez profilu vykazuje odlišné vlastnosti při různých režimech zatěžování. Například I - profil bude vykazovat daleko menší průhyby ve svislém směru než ve vodorovném směru zatěžování. Celkem byly navrženy tři varianty provedení mostu a následně zvolena jedna z nich, která byla detailněji rozpracována.

Pro dimenzování různých profilů mostu bylo využito programu RFEM od firmy Dlubal Software. U jednodušších variant bylo ověření výsledků provedeno také analyticky.

Návrh mostového vzorkovače zrnin vychází ze značné míry z norem pro návrh jednonosíkového mostového jeřábu.

Způsob tvorby a zatěžování modelu v programu RFEM:

- vytvoření konstrukce složené z profilů v zadané délce s materiálovými vlastnostmi
- uložení konstrukce v pevné a posuvné podpoře
- zatížení konstrukce silami – vlastní tíha, tíha vozíku se sondou a zapichovací síla sondy, tvořící krouticí moment na vozík
- řešení pomocí analýzy velkých deformací
- načtení doplňkového modulu *Dynam-Pro* modální analýzy vlastních tvarů frekvencí

## **6.1. Stanovení dovoleného průhybu, bezpečnosti a dynamických součinitelů**

### **Stanovení dovoleného průhybu**

Potřebujeme zaručit vzorkování v celé délce nákladního automobilu včetně přívěsu, kde celková délka mostu byla zvolena na 18 metrů.

Z norem pro mostové jeřáby (čl. 416 ČSN 27 0101) vychází maximální průhyb, který se nemá překročit: [1]

$$\vartheta_{max} = \frac{l}{500} \quad (1)$$
$$\vartheta_{max} = \frac{18000}{500} = 36 \text{ mm}$$

### **Součinitelé dynamických účinků**

Dynamické účinky závisí na provozu a na stupni využití jeřábu. Hodnoty součinitelů byly získány dlouhodobým měřením a jsou převzaty z normy ČSN 27 0103 – Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů, která je v současnosti zrušena a nahrazena novější normou se stejnými dynamickými součiniteli – ČSN 27 0105.

Dynamické účinky vznikající zdviháním a spouštěním břemene (sondy). Ve výpočtu se projeví tím, že se hodnoty posouvajících sil a momentů násobí zdvihovým součinitelem  $\psi_{zdvihový}$ . [1]

$$\psi_{zdvihový} = 1,1 \quad \text{Dynamický zdvihový součinitel pro I. skupinu provozu}$$

Dynamické účinky vznikající pojížděním jeřábu po nerovné kolejnici. Ve výpočtu se projeví tak, že se hodnoty posuvných sil a momentů násobí zdvihovým součinitelem  $\varphi_{pojezdový}$ . [1]

$\varphi_{pojezdový} = 1,05$  Dynamický pojezdový součinitel pro pojezdovou rychlost do 1 m/s

### Stanovení bezpečnosti konstrukce

Výsledná bezpečnost  $k$  je dána součinem dílčích bezpečností: [1]

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (2)$$

Kde:

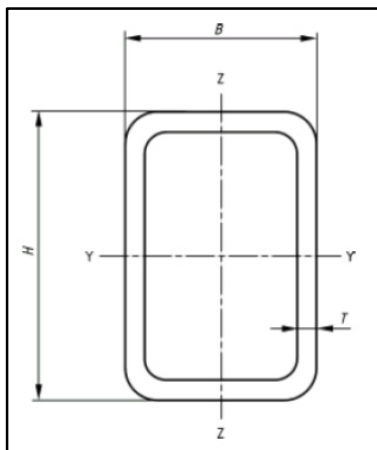
- $k_1 = 1,2$  Součinitel vyjadřující účel počítané součásti (mechanismus zdvihu)  
 $k_2 = 1$  Součinitel bezpečnosti na základě součtu srovnávacích čísel dle normy ČSN 27 0101 (pro druh provozu I – lehký druh provozu)  
 $k_3 = 1,3$  Součinitel spolehlivosti materiálu (pro nelegované uhlíkové oceli)

Výsledná bezpečnost je pak:

$$k = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,56$$

## 6.2. Varianta A

Ve variantě A je most tvořen ze tří 6 metrových uzavřených obdélníkových profilů o rozměrech 400x200x10 mm. Jedná se o největší uzavřený obdélníkový profil prodáváný na požádání ve Feroně a.s. pod označením PRO 400x200x10 – EN 10219, jehož průřezová charakteristika je zobrazena v následující tabulce. [14]



Obr. 20.: Čtyřhranný uzavřený profil PRO 400x200x10 [14]

Tab. 3.: Průřezová charakteristika profilu PRO 400x200x10 [14]

Typ průřezu	Jmenovité rozměry					Hmotnost průřezu	Kvadratický moment k ose y	Modul průřezu v ohybu
	H	B	T	R	R <sub>i</sub>	m <sub>1m</sub>	J <sub>y</sub>	W <sub>oy</sub>
	[mm]					[kg/m]	[mm <sup>4</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
PRO	400	200	10	25	15	88,7	2,3E+08	1,15E+06

### 6.2.1. Analytický výpočet

Ve výpočtu je, z důvodu zjednodušení, zanedbáno rozložení síly na kolečka vozíku. Dále není uvažován vliv zapichovací síly, tvořící ohybový moment na vodorovnou osu.

Ve výpočtech je počítáno s konstantním gravitačním zrychlením:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Hmotnosti vozíku a zapichovací sondy byly převzaty z 3D modelu:

$$m_s = 15 \text{ kg}$$

$$m_v = 410 \text{ kg}$$

Zatížení mostu je pak dáno součtem tíhy sondy a vozíku:

$$G_{s+v} = G_s + G_v \quad (3)$$

$$G_s = m_s \cdot g \quad (4)$$

$$G_v = m_v \cdot g \quad (5)$$

Dosazením do rovnic (3), (4) a (5) získáme zatížení mostu:

$$G_s = 15 \cdot 9,81 = 147,15 \text{ N}$$

$$G_v = 410 \cdot 9,81 = 4022,1 \text{ N}$$

$$G_{s+v} = 147,15 + 4022,1 = 4169,25 \text{ N}$$

Zatížení mostu s uvažováním dynamických účinků:

$$G_{d_{s+v}} = \psi_{\text{zdvihový}} \cdot G_{\text{sonda}} + \varphi_{\text{pojezdový}} \cdot G_{\text{vozík}} \quad (6)$$

$$G_{d_{s+v}} = 1,1 \cdot 147,15 + 1,05 \cdot 4022,1 = 4385,1 \text{ N}$$

K získání celkovému zatížení mostu je třeba také připočítat vlastní zatížení mostu. Hmotnost mostu získáme vynásobením hmotnosti na 1 metr  $m_{1m}$  délkou celkovou délkou mostu  $l$ :

$$m_m = m_{1m} \cdot l \quad (7)$$

$$m_m = 88,7 \cdot 18 = 1596,6 \text{ kg}$$

Pak vlastní tíha mostu se vypočte:

$$G_m = m_m \cdot g \quad (8)$$

$$G_m = 1596,6 \cdot 9,81 = 15\,662,7 \text{ N}$$

Spojité zatížení pak bude:

$$q_m = \frac{G_m}{l} \quad (9)$$

$$q_m = \frac{15662,7}{18} = 870,15 \text{ Nm}^{-1}$$

Vlastní tíha mostu s uvažováním dynamických součinitelů:

$$G_{d_m} = \varphi_{pojezdový} \cdot G_{mostu} \quad (10)$$

$$G_{d_m} = 1,05 \cdot 15662,7 = 16\,445,8 \text{ N}$$

Dynamické spojité zatížení se pak vypočte:

$$q_{d_m} = \frac{G_{d_m}}{l} \quad (11)$$

$$q_{d_m} = \frac{16445,8}{18} = 913,7 \text{ Nm}^{-1}$$

#### Stanovení ceny bez DPH za materiál

Cena za 1 kg daného profilu ve Feroně a.s. ke dni 18.6.2019: [14]

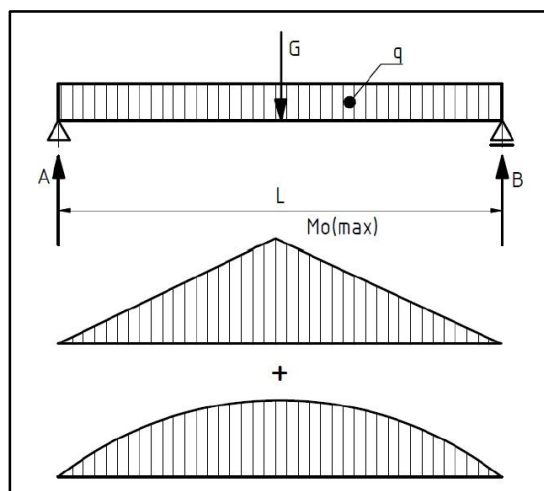
$$Cena_{1kg} = 24,67 \text{ Kč/kg}$$

$$Cena_m = m_m \cdot Cena_{1kg} \quad (12)$$

$$Cena_m = 1596,6 \cdot 24,67 = 39\,388,12 \text{ Kč}$$

#### Výpočet maximálního ohybového momentu

Maximální ohybový moment nastává uprostřed nosníku (mostu), který je znázorněn na Obr. 21.



Obr. 21.: Průběh ohybového momentu mostu

Z Obr. 21 lze vidět, že reakce v podporách A a B se musejí rovnat:

$$R_{d_A} = R_{d_B} \quad (13)$$

Momentová podmínka k podpoře B:

$$\sum M_B = 0 \quad (14)$$

$$R_{d_A} \cdot l - G_{d_{s+v}} \cdot \frac{l}{2} - \frac{q_{d_m} \cdot l}{2} \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad (15)$$

Upravením rovnice (15) získáme vyjádření pro reakci v místě A:

$$R_{d_A} = \frac{G_{d_{s+v}}}{2} + \frac{q_{d_m} \cdot l}{4} \quad (16)$$

Maximální moment bude ve vzdálenosti  $l/2$ :

$$M_{Omax} = M_O\left(\frac{l}{2}\right) = R_{d_A} \cdot \frac{l}{2} \quad (17)$$

Dosazením rovnice (16) do rovnice (17) dostaneme:

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot G_{d_{s+v}} \cdot l + \frac{1}{8} \cdot q_{d_m} \cdot l^2 \quad (18)$$

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot 4385,1 \cdot 18 + \frac{1}{8} \cdot 913,7 \cdot 18^2 = 56\,737,8 \text{ Nm}$$

### Výpočet maximálního ohybového napětí

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_{Oy}} \quad (19)$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{56737,8 \cdot 10^3}{1,15 \cdot 10^6} = 49,3 \text{ Nmm}^{-2}$$

Ověření bezpečnosti konstrukce:

$$\sigma_{Omax} \leq \frac{R_e}{k} \quad (20)$$

$$49,3 \leq \frac{235}{1,56}$$

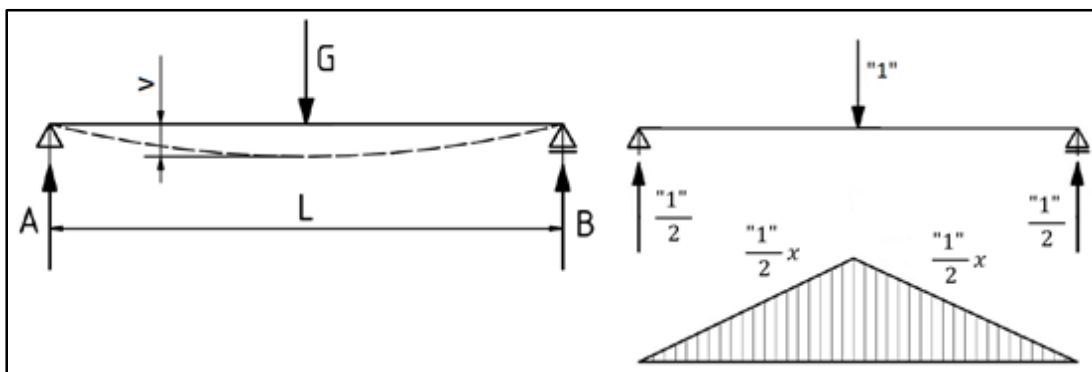
$$49,3 \leq 150,64$$

Navržený profil PRO 400x200x10 po pevnostní stránce vyhovuje.

### Výpočet průhybu mostu

Největší průhyb lze předpokládat uprostřed mostu, který je naznačen na Obr. 22. Výpočet průhybu mostu je spočítán pomocí Mohrova integrálu, jehož obecný tvar je:

$$v = \frac{1}{E \cdot J} \int_{(l)} M_O(x) \cdot m_O(x) \cdot dx \quad (21)$$



Obr. 22.: Průhyb mostu v  $l/2$  – Mohrův integrál

Stanovení intervalů pro obecný a jednotkový moment:

$$\begin{array}{ll}
 x \in \langle 0; l \rangle & x \in \langle 0; l/2 \rangle \\
 M_O(x) = q_m \left( \frac{l}{2}x - \frac{x^2}{2} \right) + \frac{G_{s+v}}{2}x & m_o(x) = \frac{1}{2}x
 \end{array}$$

Odvození vztahu z Mohrova integrálu:

$$v_{\max} = \frac{2}{EJ_y} \cdot \int_0^{l/2} \left( \frac{1}{2} \cdot G_{s+v} \cdot x + q_m \cdot \left( \frac{l}{2}x - \frac{x^2}{2} \right) \right) \cdot \frac{1}{2}x \cdot dx \quad (22)$$

$$v_{\max} = \frac{2}{EJ_y} \cdot \int_0^{l/2} \left( \frac{1}{4} \cdot G_{s+v} \cdot x^2 + q_m \cdot \left( \frac{l}{4}x^2 - \frac{x^3}{4} \right) \right) dx \quad (23)$$

$$v_{\max} = \frac{2}{EJ_y} \cdot \left[ \frac{1}{4} \cdot G_{s+v} \cdot \frac{x^3}{3} + q_m \cdot \left( \frac{l}{4} \cdot \frac{x^3}{3} - \frac{1}{4} \cdot \frac{x^4}{4} \right) \right]_0^{l/2} \quad (24)$$

$$v_{\max} = \frac{2}{EJ_y} \cdot \left( \frac{l^3}{96} \cdot G_{s+v} + q_m \cdot \left( \frac{l^4}{96} - \frac{l^4}{256} \right) \right) \quad (25)$$

$$v_{\max} = \frac{G_{s+v} \cdot l^3}{48 \cdot EJ_y} + \frac{5 \cdot q_m \cdot l^4}{384 \cdot EJ_y} \quad (26)$$

Dosazením do rovnice ( 26 ) získáme maximální průhyb mostu:

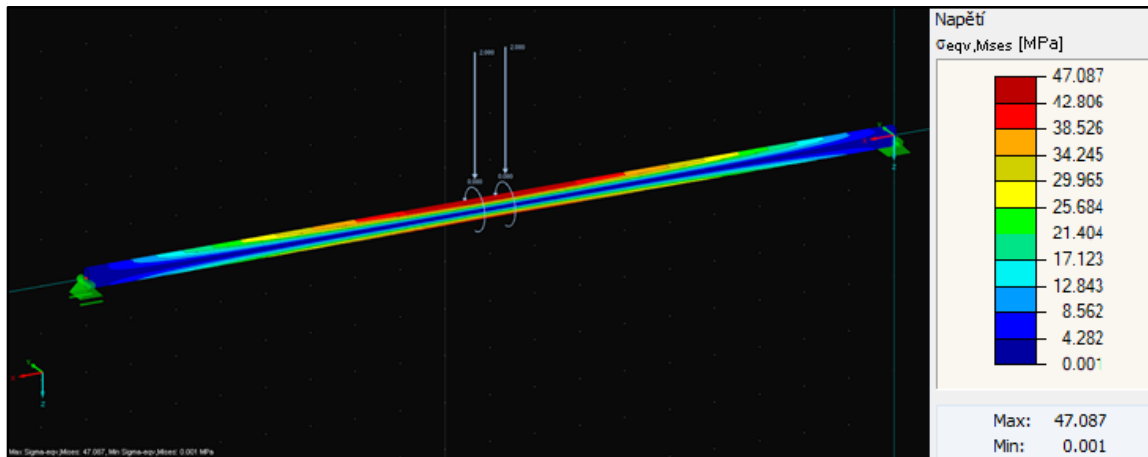
$$\begin{aligned}
 v_{\max} &= \frac{4169,25 \cdot 18^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,3 \cdot 10^{-4}} + \frac{5 \cdot 870,15 \cdot 18^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,3 \cdot 10^{-4}} \\
 v_{\max} &= 0,0105 + 0,0246 = 0,0351 \text{ m} = 35,1 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Navržený profil splňuje podmínku dovoleného maximálního průhybu, který činí 36 mm.

## 6.2.2. Výpočet pomocí FEM analýzy

### Maximální napětí mostu

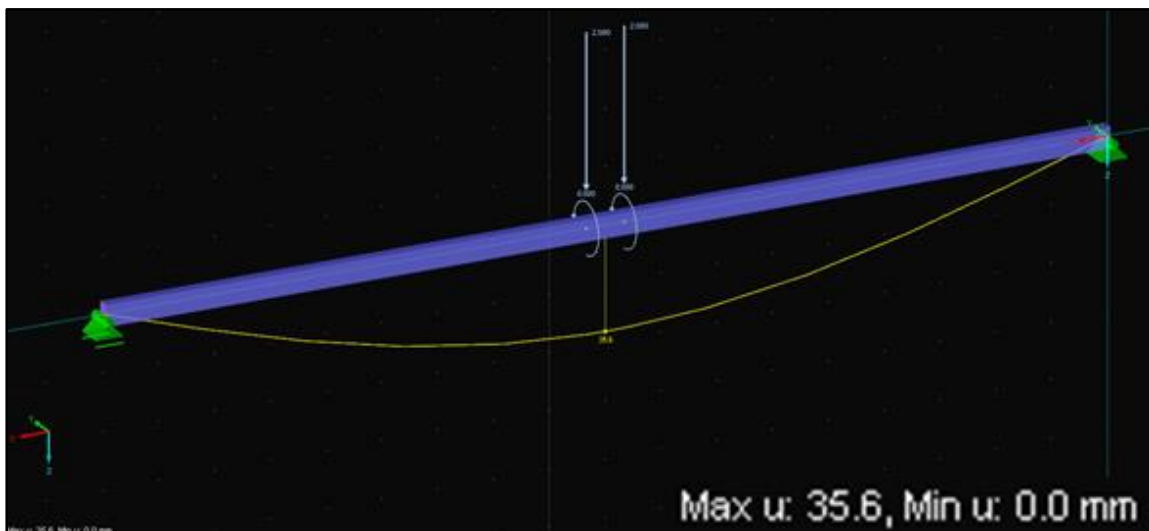
$$\sigma_{mises} = 47,087 \text{ MPa}$$



Obr. 23.: Výpočet napětí v programu RFEM

### Maximální průhyb mostu

$$u_{\max} = 35,6 \text{ mm}$$



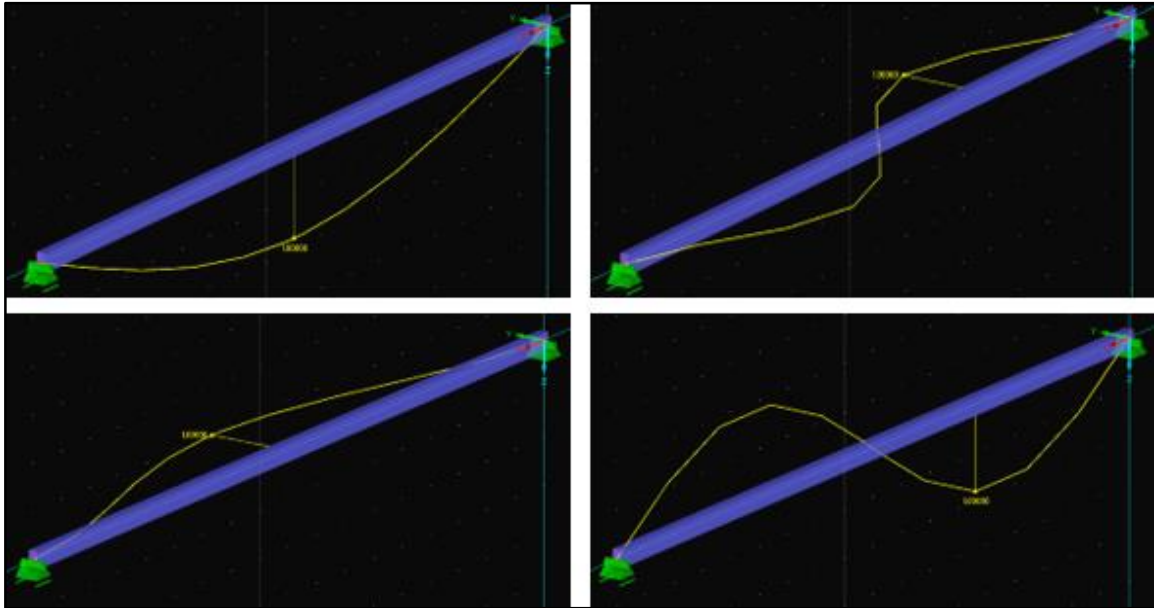
Obr. 24.: Výpočet průhybu v programu RFEM

### Vlastní tvary frekvence

Vlastní tvary frekvence jsou zobrazeny na Obr. 25 a to následovně:

- Levý horní: 1. tvar vlastní frekvence –  $f_1 = 2,24 \text{ Hz}$
- Levý spodní: 2. tvar vlastní frekvence –  $f_2 = 2,88 \text{ Hz}$
- Pravý horní: 3. tvar vlastní frekvence –  $f_3 = 8,99 \text{ Hz}$
- Pravý spodní: 4. tvar vlastní frekvence –  $f_4 = 9,98 \text{ Hz}$





Obr. 25.: Modální analýza v programu RFEM

### 6.2.3. Porovnání výsledků výpočetních metod

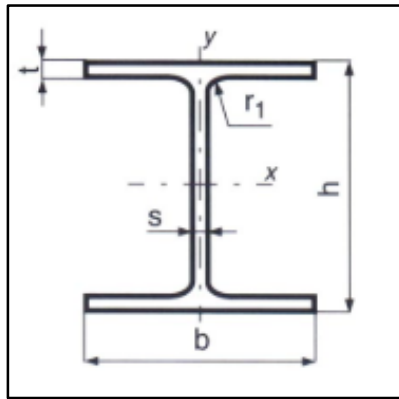
Tab. 4.: Přehled výsledků varianty A

Veličina	Jednotky	RFEM	Analytika	Odchylka [%]
<b>Hmotnost</b>	[kg]	1 596,7	1 596,6	0,01
<b>Moment</b>	[Nm]	53 938	56 738	4,93
<b>Napětí</b>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	47,09	49,3	4,48
<b>Celkový průhyb</b>	[mm]	35,6	35,1	1,42
<b>Průhyb v ose y</b>	[mm]	0	-	-
<b>Vlastní tvary frekvence</b>	[Hz]	2,24	-	-
	[Hz]	2,88	-	-
	[Hz]	8,99	-	-
	[Hz]	9,98	-	-
<b>Celková cena za materiál</b>	[Kč]	39 388,-		

Z tabulky si lze všimnout, že hodnoty momentu a napětí se od sebe liší zhruba o 5%, což je způsobeno zahrnutím dynamických účinků u analytického výpočtu. U celkového průhybu, kde není počítáno s vlivem dynamických účinků, je rozdíl pouze 1,5%. Tento rozdíl může být způsoben špatným zaokrouhlováním, popř. odlišnými průřezovými hodnotami materiálu. Odchylka do 5% je považována za přijatelnou.

### 6.3. Varianta B

Ve variantě B je most tvořen ze tří 6 metrových profilů, válcovaných za tepla. Jedná se o běžně prodávané profily ve Feroně a.s. pod označením HEA 340 dle DIN 1025-3, jehož průřezové hodnoty jsou zobrazeny v následující tabulce. [14]



Obr. 26.: Profil HEA 340 [14]

Tab. 5.: Průřezová charakteristika profilu HEA 340 [14]

Typ průřezu	Jmenovité rozměry					Hmotnost průřezu	Kvadratický moment k ose x	Modul průřezu v ohybu
	h	b	t	s	r <sub>1</sub>			
	[mm]							
HEA	330	300	16,5	9,5	27	105	2,769E+08	1,68E+06

#### 6.3.1. Analytický výpočet

Z důvodu značné podobnosti s variantou A, budou zde uvedeny pouze základní vzorečky a číselné dosazení.

Hmotnost mostu:

$$m_m = m_{1m} \cdot l \quad (27)$$

$$m_m = 105 \cdot 18 = 1\,890 \text{ kg}$$

Vlastní tíha mostu:

$$G_m = m_m \cdot g \quad (28)$$

$$G_m = 1890 \cdot 9,81 = 18\,540,9 \text{ N}$$

Spojité zatížení:

$$q_m = \frac{G_m}{l} \quad (29)$$

$$q_m = \frac{18540,9}{18} = 1\,030,1 \text{ Nm}^{-1}$$

Vlastní tíha mostu s uvažováním dynamických účinků:

$$G_{d_m} = \varphi_{pojezdový} \cdot G_m \quad (30)$$

$$G_{d_m} = 1,05 \cdot 18540,9 = 19\,467,9 \text{ N}$$

Spojité zatížení se pak vypočte:

$$q_{d_m} = \frac{G_{d_m}}{l} \quad (31)$$

$$q_{d_m} = \frac{G_{d_m}}{l} = \frac{19467,9}{18} = 1081,6 \text{ Nm}^{-1}$$

#### Stanovení ceny bez DPH za materiál

Cena za 1 kg daného profilu ve Feroně a.s. ke dni 18.6.2019: [14]

$$Cena_{1kg} = 19,15 \text{ Kč/kg}$$

$$Cena_m = m_m \cdot Cena_{1kg} \quad (32)$$

$$Cena_m = 1890 \cdot 19,15 = 36\,193,5 \text{ Kč}$$

#### Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot G_{d_{s+v}} \cdot l + \frac{1}{8} \cdot q_{d_m} \cdot l^2 \quad (33)$$

$$M_{Omax} = \frac{1}{4} \cdot 4385,1 \cdot 18 + \frac{1}{8} \cdot 1081,6 \cdot 18^2 = 63\,537,8 \text{ Nm}$$

#### Výpočet maximálního ohybového napětí

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_{Ox}} \quad (34)$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{63537,8 \cdot 10^3}{1,68 \cdot 10^6} = 37,82 \text{ Nmm}^{-2}$$

Ověření bezpečnosti konstrukce:

$$\sigma_{Omax} \leq \frac{R_e}{k} \quad (35)$$

$$37,82 \leq \frac{235}{1,56}$$

$$37,82 \leq 150,64$$

Navržený profil HEA 340 po pevnostní stránce vyhovuje.

### Výpočet průhybu mostu

$$v_{\max} = \frac{G_{s+v} \cdot l^3}{48 \cdot EJ_x} + \frac{5 \cdot q_m \cdot l^4}{384 \cdot EJ_x} \quad (36)$$

$$v_{\max} = \frac{4169,25 \cdot 18^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,769 \cdot 10^{-4}} + \frac{5 \cdot 1030,1 \cdot 18^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,769 \cdot 10^{-4}}$$

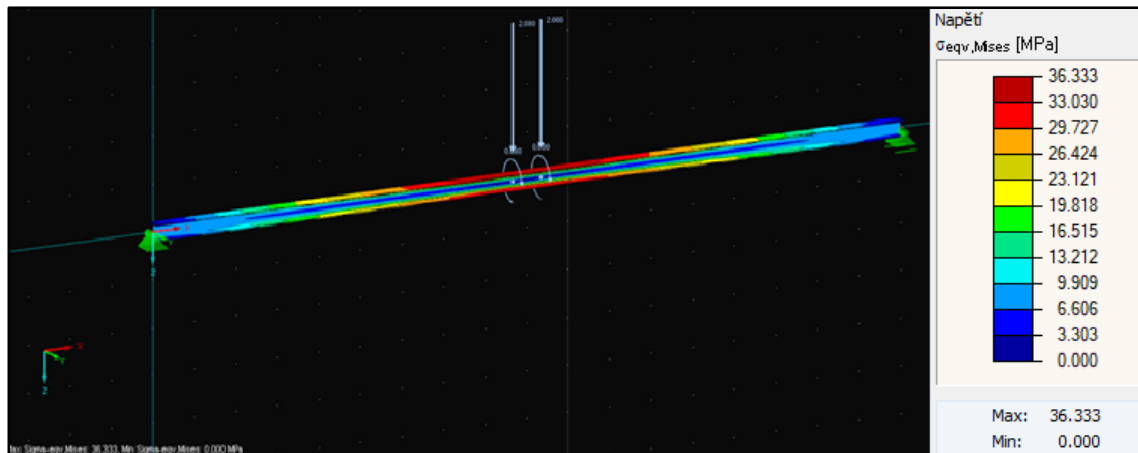
$$v_{\max} = 0,0087 + 0,0242 = 0,0329 \text{ m} = 32,9 \text{ mm}$$

Navržený profil splňuje podmínku dovoleného maximálního průhybu, který činí 36 mm.

### 6.3.2. Výpočet pomocí FEM analýzy

#### Maximální napětí mostu

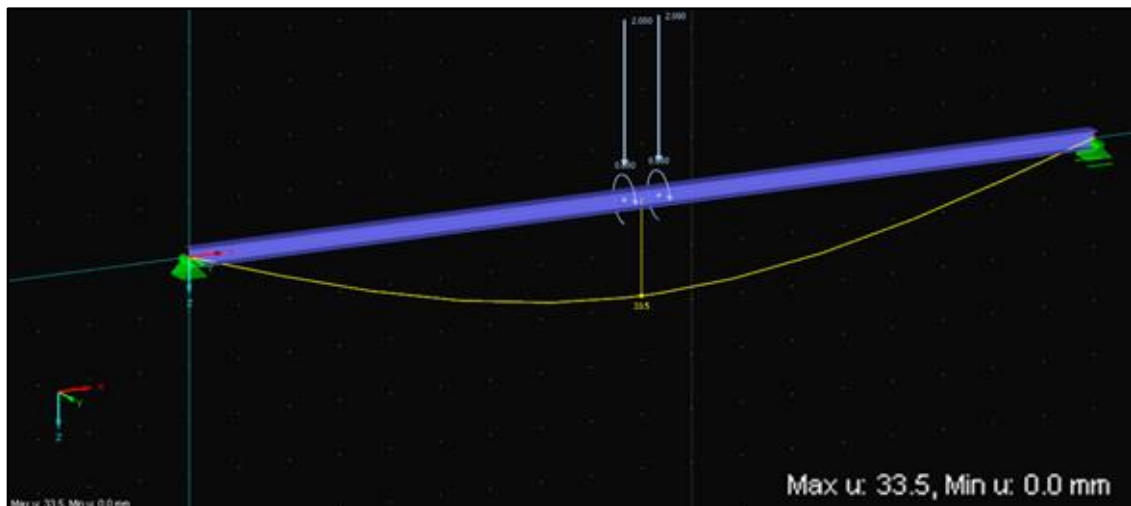
$$\sigma_{mises} = 36,33 \text{ MPa}$$



Obr. 27.: Výpočet napětí v programu RFEM

#### Maximální průhyb mostu

$$u_{\max} = 33,5 \text{ mm}$$

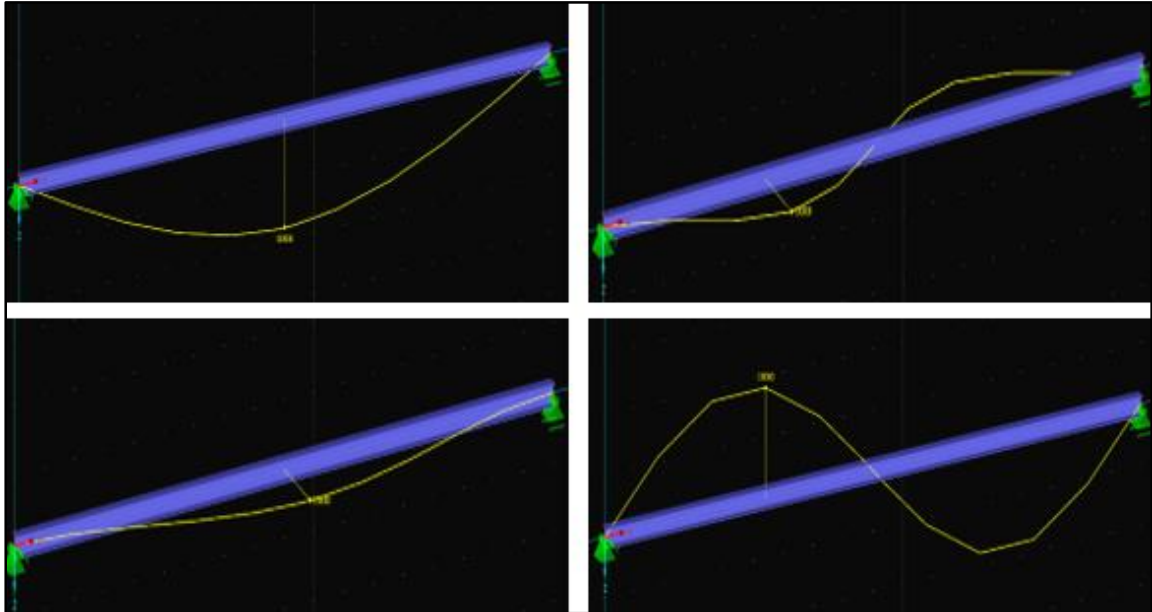


Obr. 28.: Výpočet průhybu v programu RFEM

### Vlastní tvary frekvence

Vlastní tvary frekvence jsou zobrazeny na Obr. 29 a to následovně:

- Levý horní: 1. tvar vlastní frekvence –  $f_1 = 2,29 \text{ Hz}$
- Levý spodní: 2. tvar vlastní frekvence –  $f_2 = 2,65 \text{ Hz}$
- Pravý horní: 3. tvar vlastní frekvence –  $f_3 = 8,15 \text{ Hz}$
- Pravý spodní: 4. tvar vlastní frekvence –  $f_4 = 9,99 \text{ Hz}$



Obr. 29.: Modální analýza v programu RFEM

### 6.3.3. Porovnání výsledků výpočetních metod

Tab. 6.: Přehled výsledků varianty B

Veličina	Jednotky	RFEM	Analytika	Odchylka [%]
Hmotnost	[kg]	1 879,3	1 890	0,57
Moment	[Nm]	60 296	63 537,8	5,37
Napětí	[Nmm <sup>-2</sup> ]	36,33	37,82	3,94
Celkový průhyb	[mm]	33,5	32,9	1,82
Průhyb v ose y	[mm]	0,5	-	-
Vlastní tvary frekvence	[Hz]	2,29	-	-
	[Hz]	2,65	-	-
	[Hz]	8,15	-	-
	[Hz]	9,99	-	-
Celková cena za materiál	[Kč]	36 194,-		

## 6.4. Varianta C

V této variantě je zvolená konstrukce mostu obdobná konstrukci vzorkovačů od firmy DV Stork. Jedná se o příhradový nosník, tvořený horním a dolním pásem, vyztužený svislicemi.

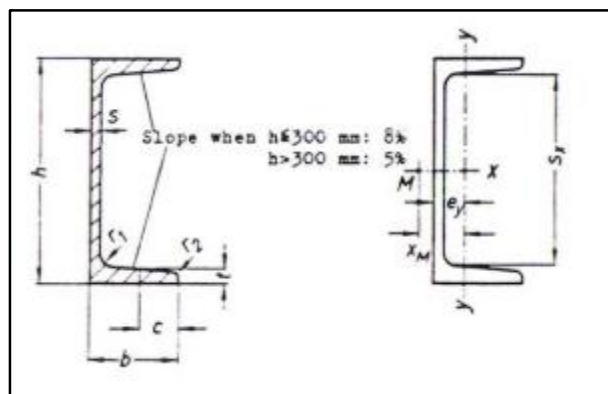
Profily byly vybrány jako běžně prodávané ve Feroně a.s. Horní a spodní pás příhradového nosníku je tvořen dutým svařovaným obdélníkovým profilem PRO 120x50x5 dle EN 10219. Jako svislice byly zvoleny profily válcované za tepla tvaru U, pod označením U 80 dle DIN 1026-1, dlouhé 0,5 metrů. [14]

Vzhledem ke značné výpočetní náročnosti, je výpočet příhradové konstrukce vypočítán pouze v programu RFEM.

Průřezové charakteristiky obou profilů jsou zobrazeny v následujících tabulkách:

Tab. 7.: Průřezová charakteristika profilu PRO 120x50x5 [14]

Typ průřezu	Jmenovité rozměry					Hmotnost průřezu	Kvadratický moment k ose y	Modul průřezu v ohybu
	H	B	T	R	R <sub>i</sub>	m <sub>1m</sub>	J <sub>y</sub>	W <sub>oy</sub>
	[mm]					[kg/m]	[mm <sup>4</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
PRO	120	50	5	10	5	11,692	2,539E+06	4,23E+04



Obr. 30.: Profil U 80 [14]

Tab. 8.: Průřezová charakteristika profilu U 80 [14]

Typ průřezu	Jmenovité rozměry					Hmotnost průřezu	Kvadratický moment k ose x	Modul průřezu v ohybu
	h	b	t	s	r	m <sub>1m</sub>	J <sub>x</sub>	W <sub>ox</sub>
	[mm]					[kg/m]	[mm <sup>4</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
U	80	45	8	6	8	8,64	1,06E+06	2,65E+04

### Stanovení ceny bez DPH za materiál

Cena za 1 m ve Feroně a.s. ke dni 18.6.2019: [14]

Pro profil PRO 120x50x5:

$$Cena_{1m} = 281,05 \text{ Kč/m}$$

Pro profil U80:

$$Cena_{1m} = 200,10 \text{ Kč/m}$$

Celková cena za profil PRO 120x50x5:

$$Cena_{m1} = 2 \cdot l \cdot Cena_{1m} \quad (37)$$

$$Cena_{m1} = 2 \cdot 18 \cdot 281,05 = 10\,117,80 \text{ Kč}$$

Celková cena za profil U 80:

$$Cena_{m2} = 19 \cdot l_{svisllice} \cdot Cena_{1m} \quad (38)$$

$$Cena_{m2} = 19 \cdot 0,5 \cdot 200,1 = 1\,900,95 \text{ Kč}$$

Celková cena za materiál:

$$Cena_m = Cena_{m1} + Cena_{m2} \quad (39)$$

$$Cena_m = 10\,117,8 + 1\,900,95 = 12\,018,75 \text{ Kč}$$

Ověření bezpečnosti konstrukce na základě výsledků z programu RFEM:

$$\sigma_{Omax} = \sigma_{mises} \leq \frac{R_e}{k} \quad (40)$$

$$74,94 \leq \frac{235}{1,56}$$

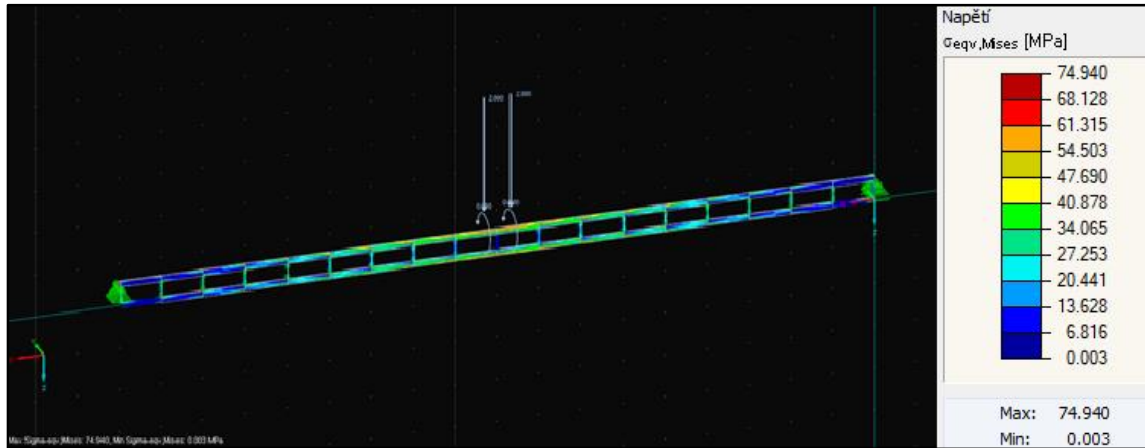
$$74,94 \leq 150,64$$

Navržená příhradová konstrukce pevnostně vyhovuje.

#### 6.4.1. Výpočet pomocí FEM analýzy

##### Maximální napětí mostu

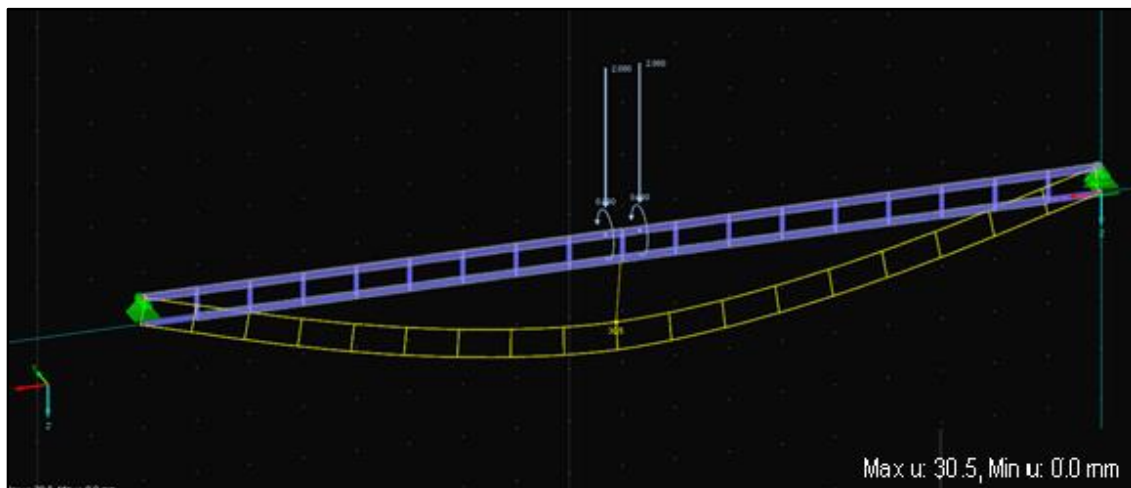
$$\sigma_{mises} = 74,94 \text{ MPa}$$



Obr. 31.: Výpočet napětí v programu RFEM

### Maximální průhyb mostu

$$u_{\max} = 30,5\text{mm}$$



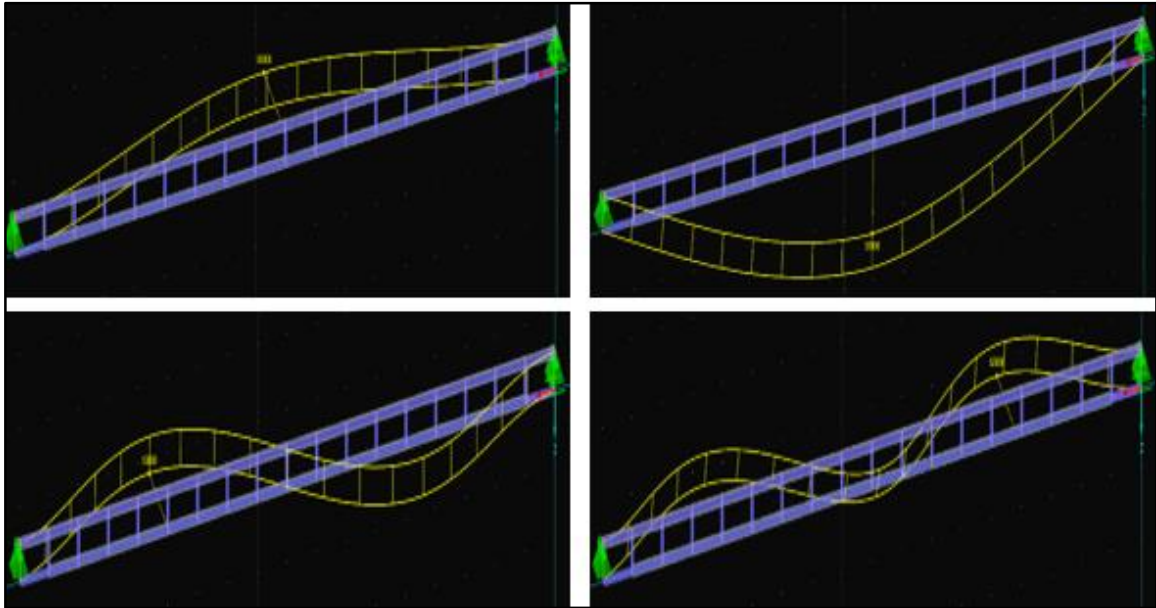
Obr. 32.: Výpočet průhybu v programu RFEM

### Vlastní tvary frekvence

Vlastní tvary frekvence jsou zobrazeny na Obr. 33 a to následovně:

- Levý horní: 1. tvar vlastní frekvence –  $f_1 = 0,48\text{ Hz}$
- Levý spodní: 2. tvar vlastní frekvence –  $f_2 = 1,89\text{ Hz}$
- Pravý horní: 3. tvar vlastní frekvence –  $f_3 = 2,56\text{ Hz}$
- Pravý spodní: 4. tvar vlastní frekvence –  $f_4 = 3,07\text{ Hz}$





Obr. 33.: Modální analýza v programu RFEM

#### 6.4.2. Přehled výsledků FEM analýzy

Tab. 9.: Přehled výsledků varianty C

Veličina	Jednotky	RFEM
<b>Celková hmotnost</b>	[kg]	517,2
<b>Moment</b>	[Nm]	117
<b>Napětí</b>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	74,94
<b>Celkový průhyb</b>	[mm]	30,5
<b>Průhyb v ose y</b>	[mm]	9,2
<b>Vlastní tvary frekvence</b>	[Hz]	0,48
	[Hz]	1,89
	[Hz]	2,56
	[Hz]	3,07
<b>Celková cena za materiál</b>	[Kč]	12 019,-

## 6.5. Zhodnocení a volba finální varianty

Tab. 10.: Přehled výsledků všech variant

Veličina	Jednotky	A	B	C
Hmotnost	[kg]	1 596,7	1 879,3	517,2
Napětí	[Nmm <sup>-2</sup> ]	47,09	36,33	74,94
Průhyb v ose y	[mm]	0	0,5	9,2
Celkový průhyb	[mm]	35,6	33,5	30,5
Vlastní tvary frekvence	[Hz]	2,24	2,29	0,48
	[Hz]	2,88	2,65	1,89
	[Hz]	8,99	8,15	2,56
	[Hz]	9,98	9,99	3,07
Cena za materiál	[Kč]	39 388,-	36 194,-	12 019,-

Z tabulky plyne, že varianta C má zhruba třetinovou hmotnost v porovnání s ostatními variantami a také třetinovou cenu. Napětí ve všech variantách vyhovuje s výrazně vyšší bezpečností, než která byla na počátku stanovena ( $k = 1,56$ ). Celkový průhyb je má být víceméně stejný, jelikož se jednalo o srovnávací veličinu. U vlastních tvarů frekvence si můžeme povšimnout až příliš malých tvarů vlastních frekvencí u varianty C, u níž může dojít k rozkmitání pouhým působením větru a také nesymetrickým záběrem obou asynchronních motorů na příčnicích. Dále si můžeme všimnout v porovnání s ostatními variantami, velkého průhybu v ose y, který vzniká zapichováním sondy do vozu s obilovinami. Z těchto poznatků plyne, že konstrukce u varianty C není příliš tuhá.

V

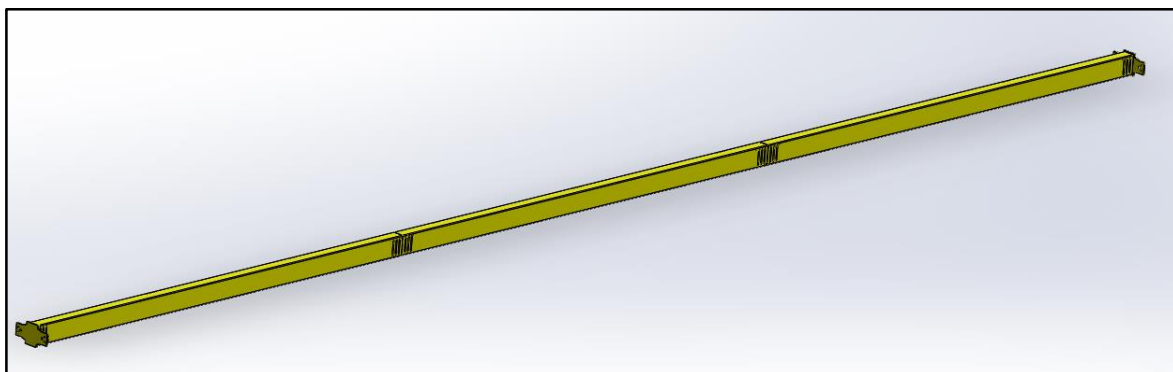
Tab. 11 je zobrazeno bodové hodnocení parametrů (veličin) podle důležitosti, kde 1 znamená nejhorší a 3 nejlepší. U veličiny „Celkový průhyb“ je u všech variant přidělen stejný počet bodů, protože se jednalo o srovnávací veličinu. Varianta s nejvyšším počtem bodů bude zvolena a bude dále rozpracována.

Tab. 11.: Bodové hodnocení

Veličina	A	B	C
Hmotnost	2	1	3
Napětí	2	3	1
Průhyb v ose y	3	2	1
Celkový průhyb	1	1	1
Vlastní tvary frekvence	3	2	1
Cena za materiál	1	2	3
<b>Součet</b>	<b>12</b>	<b>11</b>	<b>10</b>

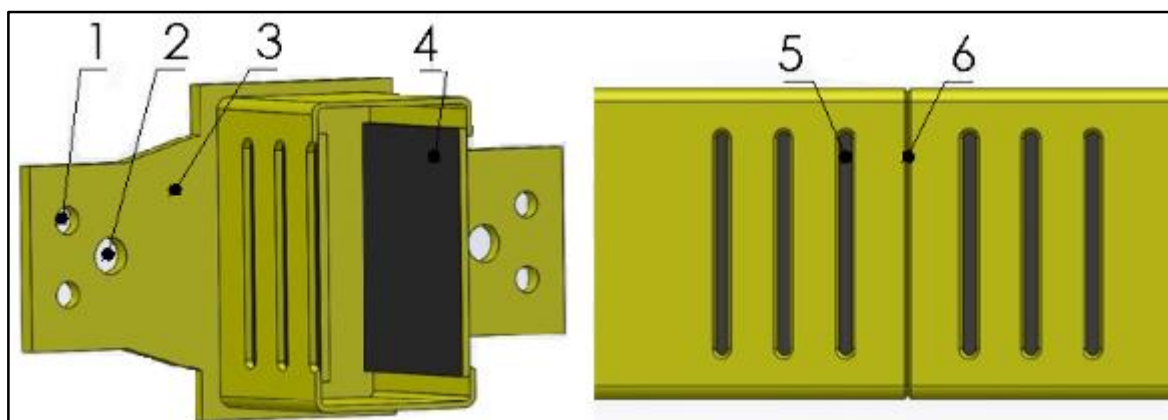
Po sečtení bodů ve všech variantách, byla zvolena varianta A, která získala nejvyšší počet bodů a bude tedy dále rozpracována v následujícím průběhu práce.

## 6.6. Konstrukční řešení mostu



Obr. 34.: Sestava mostu

Most je tvořen ze třech dutých svařovaných profilů PRO 400x200x10 s obdélníkovým průřezem, každý o délce 6 metrů. Na Obr. 35 je zobrazeno provedení mostu, na jehož obou koncích jsou přivařeny připojovací plechy (3) o tloušťce 14 mm. V plechu (3) jsou vyvrtány díry pro čtyři závrtné šrouby M12, dvě na každé straně. Dále dvě středící díry (2) pro kolíky, na každé straně jedna. Středící díry (2) jsou zde z důvodu dosažení co nejpřesnějšího uložení (vycentrování) mostu k příčnícím. Jednotlivé duté obdélníkové profily jsou k sobě po obvodě přivařeny tupým V svarem (6). K dosažení větší pevnosti spoje jsou zde vyfrézovány žlábkové (5) o šířce 10 mm a délce 250 mm. Žlábkové (5) se celé přivaří k přivařovací desce (4).

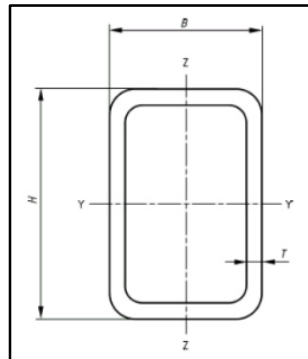


Obr. 35.: Sestava mostu – detail

## 7. Návrh a kontrola příčnicku

### 7.1. Volba profilu příčnicku

Hlavní nosník příčnicku je tvořen z 1,78 metrů dlouhého uzavřeného obdélníkového profilu o rozměrech 150x100x5 mm. Jedná se o profil běžně prodávaný ve Feroně a.s. pod označením PRO 150x100x5 – EN 10219, jehož průřezové hodnoty jsou zobrazeny v následující tabulce. [14]

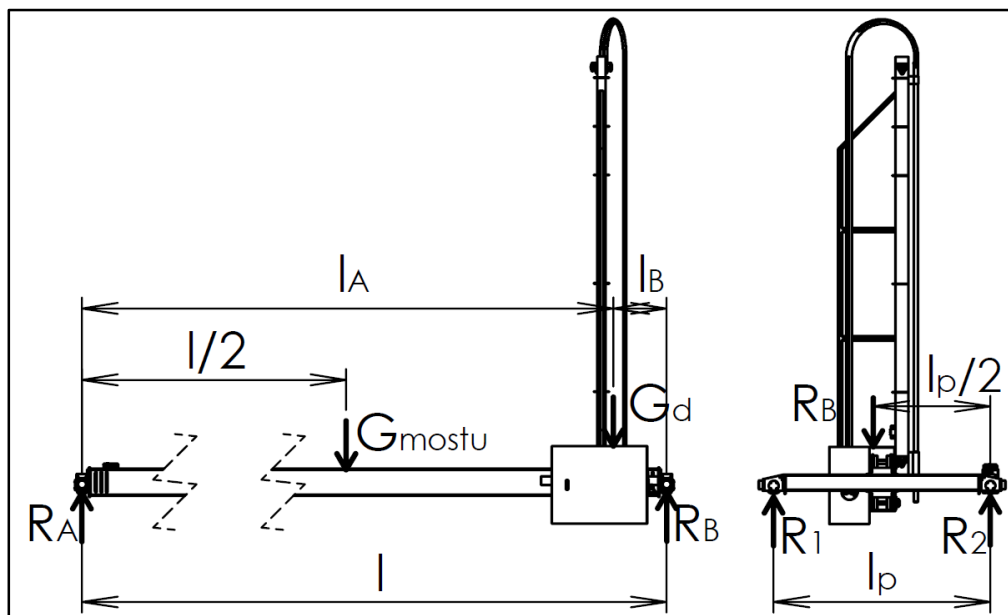


Obr. 36.: Profil PRO 150x100x5 [14]

Tab. 12.: Průřezová charakteristika profilu PRO150x100x5 [14]

Typ průřezu	Jmenovité rozměry					Hmotnost průřezu $m_{1m}$ [kg/m]	Kvadratický moment k ose y $J_y$ [mm <sup>4</sup> ]	Modul průřezu v ohybu $W_{oy}$ [mm <sup>3</sup> ]
	H	B	T	R	$R_i$			
	[mm]							
PRO	150	100	5	10	5	17,75	7,19E+06	9,59E+04

### Kontrola průřezu příčnicku



Obr. 37.: Schéma působících sil na příčník

Reakce v podpoře B se určí z momentové podmínky k podpoře A:

$$\sum M_A = 0 \quad (41)$$

$$R_{d\_B} \cdot l - G_{d\_s+v} \cdot l_A - G_{d\_m} \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad (42)$$

Upravením rovnice ( 42 ) získáme velikost reakce v podpoře B:

$$R_{d\_B} = \frac{l_A}{l} \cdot G_{d\_s+v} + \frac{G_{d\_m}}{2} \quad (43)$$

Číselné dosazení do rovnice ( 43 ):

$$R_{d\_B} = \frac{17,54}{18} \cdot 4385,1 + \frac{16445,8}{2} = 12\,476,45 \text{ N}$$

Ze schématu z Obr. 37 plyne, že:

$$R_{d\_1} = R_{d\_2} = \frac{R_{d\_B}}{2} + \frac{G_{d\_p}}{2} \quad (44)$$

$$G_{d\_p} = m_{1m} \cdot l_p \cdot g \cdot \varphi_{pojezdový} \quad (45)$$

$$G_{d\_p} = 17,751 \cdot 1,78 \cdot 9,81 \cdot 1,05 = 325,46 \text{ N}$$

$$R_{d\_1} = \frac{12\,476,45}{2} + \frac{325,46}{2} = 6\,400,96 \text{ N}$$

Vlastní tíha příčnicku bez uvažování dynamických účinků:

$$G_p = m_{1m} \cdot l_p \cdot g \quad (46)$$

$$G_p = 17,751 \cdot 1,78 \cdot 9,81 = 309,96 \text{ N}$$

### Výpočet maximálního ohybového momentu

Maximální moment bude uprostřed příčnicku:

$$M_{Omax} = M_O \left( \frac{l_p}{2} \right) = R_{d\_1} \cdot \frac{l_p}{2} \quad (47)$$

$$M_{Omax} = 6\,400,96 \cdot \frac{1,78}{2} = 5\,696,85 \text{ Nm}$$

### Kontrola navrženého profilu z dovoleného napětí

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} \quad (48)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{235}{1,56} = 150,64 \text{ Nmm}^{-2}$$

Pro modul průřezu v ohybu musí platit:

$$W_{Omin} \leq W_{Oy} \quad (49)$$

$$W_{Omin} = \frac{M_{Omax}}{\sigma_{dov}} \quad (50)$$

$$W_{Omin} = \frac{5\,696,85}{150,64 \cdot 10^6} = 0,378 \cdot 10^{-4} m^3 = 37,82 \text{ cm}^3$$

$$33,82 \leq 95,9$$

Navržený profil PRO 150x100x5 podle dovoleného průřezového modulu v ohybu vyhovuje.

## 7.2. Výpočet pojezdových kol

Materiál pro pojezdová kola byla zvolena uhlíková ocel na odlitky dle ČSN 42 2661.1, dosahující tvrdosti  $HB \approx 1800 \text{ Nmm}^{-2}$ .

Pro kontrolu pojížděcích kol byly zvoleny následující parametry:

$v_p = 40 \text{ m/min}$  Pojezdová rychlost (maximální přípustná pro kabelovou vlečku)

$D_k = 125 \text{ mm}$  Průměr pojezdového kola

Pojezdová kola se počítají na únavu materiálu v dotykových plochách. Únava se projevuje tvořením jamek v místech styku a odloupáváním povrchových vrstev. Začátek tvoření jamek závisí na velikosti namáhání a počtu styků. Existují dva způsoby výpočtu a to výpočet maximální únosnosti kol  $K_{max}$  a výpočet maximálního kontaktního tlaku  $p_{max}$  mezi kolem a kolejnicí. [4]

### Výpočet podle maximálního kontaktního tlaku $p_{max}$ mezi kolem a kolejnicí

Maximální kontaktní tlak v místě dotyku  $p_{max}$  musí být menší nebo roven dovolenému kontaktnímu tlaku  $p_d$ , jehož hodnoty stanovil Niemann podle tvrdosti materiálu kola podle Brinella: [4]

$$p_{max} \leq p_d \quad (51)$$

Pro teoretický přímkový styk platí:

$$p_{max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K}{b \cdot R_k}} \quad (52)$$

Kde:

$K [N]$  Ekvivalentní svislé zatížení kola

$b = 40 \text{ mm}$  Účinná šířka kolejnice

$R_k = 62,5 \text{ mm}$  Poloměr pojížděcího kola

V provozu vzorkovače se během pracovního cyklu mění poloha vozíku. Pojezdová kola nejsou tedy stále zatěžována maximální silou  $K_{max}$  a jejich trvanlivost proto bude větší. Pro určení skutečné trvanlivosti se zavádí tzv. ekvivalentní zatížení kola  $K$ , které se

určuje experimentálně (např. z pracovního snímku dne) nebo přibližně z teorie valivých uložení. [4]

Přibližný výpočet ekvivalentního svislého zatížení kola z teorie valivých uložení:

$$K = \frac{K_{\min} + 2K_{\max}}{3} \quad (53)$$

Kde:

$K_{\max}$  [N]                      Maximální zatížení pojezdového kola ( $R_{1\max}$ )

$K_{\min}$  [N]                      Minimální zatížení pojezdového kola ( $R_{1\min}$ )

Ze schématu na Obr. 37 se vypočte maximální a minimální zatížení kola:

$$K_{\max} = R_{1\max} = \frac{\left(\frac{l_A}{l} \cdot G_{s+v} + \frac{G_m}{2}\right)}{2} + \frac{G_p}{2} \quad (54)$$

$$K_{\min} = R_{1\min} = \frac{\left(\frac{l_B}{l} \cdot G_{s+v} + \frac{G_m}{2}\right)}{2} + \frac{G_p}{2} \quad (55)$$

$$K_{\max} = \frac{\left(\frac{17,54}{18} \cdot 4169,25 + \frac{15662,7}{2}\right)}{2} + \frac{309,96}{2} = 6\,102,01 \text{ N}$$

$$K_{\min} = \frac{\left(\frac{0,62}{18} \cdot 4169,25 + \frac{15662,7}{2}\right)}{2} + \frac{309,96}{2} = 4\,142,46 \text{ N}$$

Dosazením do rovnic (53) a (52) dostaneme:

$$K = \frac{4142,46 + 2 \cdot 6102,01}{3} = 5\,448,83 \text{ N}$$

$$p_{\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{5448,83}{40 \cdot 62,5}} = 283,45 \text{ Nmm}^{-2}$$

Dovolený kontaktní tlak  $p_d$  stanovil Niemann tak, aby životnost kola, vyjádřená počtem styků odvalovaných ploch, byla minimálně  $2 \cdot 10^7$  cyklů. [4]

$$p_d = 0,31 \cdot HB \quad (56)$$

$$p_d = 0,31 \cdot 1800 = 558 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$283,45 \leq 558$$

Navržená pojezdová kola podle maximálního kontaktního tlaku mezi koly a kolejnicí vyhovují.

### 7.3. Volba hnacího elektromotoru

#### Zatížení větrem

Mostový vzorkovač bude moci pracovat také venku a je tedy zapotřebí počítat s účinky vlivu větru. Zatížení větrem se dle normy ČSN 27 0309 dělí na: [1]

a) Za provozu [1]

$$V_1 = w_1 \cdot g \cdot \sum k_v \cdot S \quad (57)$$

$$V_1 = 25 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 8,04 = 1970,63 \text{ N}$$

Kde:

$$w_1 = 25 \text{ kp/m}^2 \quad \text{Zatížení větrem (pro všechny druhy jeřábů kromě přístavních a plovoucích)}$$

$$k_v = 1 \quad \text{Součinitel tvaru části jeřábu (pro plnostěnný nosník)}$$

$$\sum S = 8,04 \text{ m}^2 \quad \text{Součet kolmých ploch na směr větru (získáno z CADu)}$$

b) Za klidu [1]

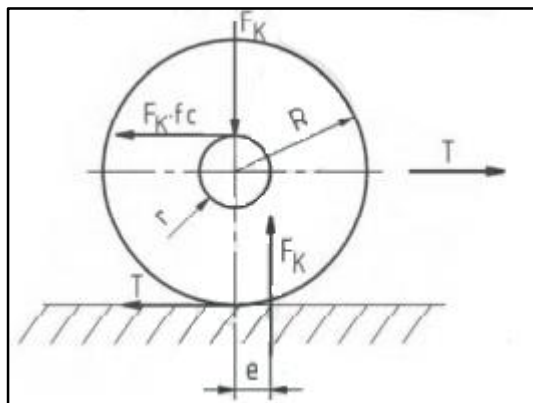
$$V_2 = w_2 \cdot g \cdot \sum k_v \cdot S \quad (58)$$

$$V_2 = 60 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 8,04 = 4732,34 \text{ N}$$

Kde:

$$w_2 = 60 \text{ kp/m}^2 \quad \text{Zatížení větrem (pro 5 m nad územím)}$$

### Výpočet tažné síly motoru k překonání pasivních odporů



Obr. 38.: Odporý kola při pojezdu

Celkový odpor pojezdových kol se určí ze vztahu: [5]

$$T = \frac{G_{s+v} + G_m + G_p}{R_k} \cdot (e + f_c \cdot r_c) \cdot \kappa_o \quad (59)$$

$$T = \frac{4169,25 + 15662,7 + 309,96}{0,0625} \cdot (0,0007 + 0,02 \cdot 0,035) \cdot 2,4 = 1106,03 \text{ N}$$

Kde:

$$R_k = 0,0625 \text{ m} \quad \text{Poloměr pojezdového kola}$$

$$e = 0,0007 \text{ m} \quad \text{Součinitel valivého tření}$$

$$f_c = 0,02 \quad \text{Součinitel čepového tření (0,01-0,02 pro valivá ložiska)}$$

$$r_c = 0,035 \text{ m} \quad \text{Poloměr čepu (hřídele)}$$

$$\kappa_o = 2,4 \quad \text{Součinitel tření nákolku o kolejnici ( 2,3-2,5 pro valivá ložiska)}$$



### Výpočet hnacího elektromotoru

Výkon motoru hnacího elektromotoru při pojíždění:

$$P = \frac{(T + V_1) \cdot v_p}{60 \cdot \eta_c} \quad (60)$$

$$P = \frac{(1106,03 + 1970,63) \cdot 40}{60 \cdot 0,85} = 2\,413,1 \text{ W} \cong 2,41 \text{ kW}$$

Kde:

$$\eta_c = 0,85 \quad \text{Celková mechanická účinnost}$$

Jeřáb je poháněn dvěma elektromotory umístěnými na protilehlých příčnicích.

Vyjádření výkonu jednoho motoru  $P_{1m}$ :

$$P_{1m} = \frac{P}{n} \quad (61)$$

$$P_{1m} = \frac{2,41}{2} \cong 1,21 \text{ kW}$$

Kde:

$$n = 2 \quad \text{Počet poháněcích elektromotorů}$$

### Volba motoru

Na základě vypočteného potřebného výkonu volím přírubový asynchronní elektromotor M550-P90/L4 s brzdou B08, jehož základní parametry jsou zobrazeny v následující tabulce:

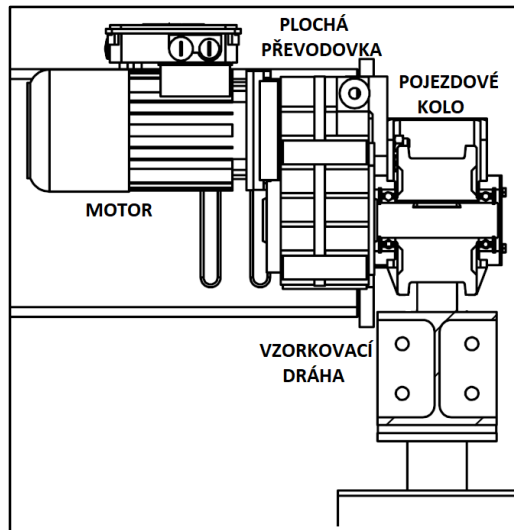
Tab. 13.: Základní parametry motoru [15]

Označení	$P_N$	$n_m$	$M_N$	$M_a$	$\eta_{100\%}$	$J_m$	$\cos\phi$
	[kW]	[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[Nm]	[%]	[kgm <sup>2</sup> ]	[1]
M550-P90/L4	1,5	1442	9,93	31,8	85	51,8E-04	0,79

Tab. 14.: Parametry brzdy [15]

Označení	Velikost	$M_{bp}$
		[Nm]
B	08	8

## 7.4. Volba převodovky



Obr. 39.: Schéma uspořádání pojezdu

Otáčky pojížděcích kol:

$$n_k'' = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k} \quad (62)$$

$$n_k'' = \frac{40}{\pi \cdot 0,125} = 101,86 \text{ min}^{-1}$$

Celkový převod:

$$i_p'' = \frac{n_m}{n_k''} \quad (63)$$

$$i_p'' = \frac{1442}{101,86} = 14,16$$

Volím plochou převodovku G500-S400-2 od firmy Lenze na základě požadovaného převodového poměru ze vztahu ( 63 ).

Tab. 15.: Parametry převodovky [15]

Označení	$P_{1\max}$	$n_2$	$M_{2\max}$	$i_p$	$f_N$
	[kW]	[ $\text{min}^{-1}$ ]	[Nm]	[1]	[Hz]
G500-S400-2	4,38	101	400	14,34	50

Skutečné výstupní otáčky:

$$n_k = \frac{n_m}{i_p} \quad (64)$$

$$n_k = \frac{1442}{14,34} = 100,56 \text{ min}^{-1}$$

Skutečná výstupní rychlost:

$$v_{p\_skut} = n_k \cdot \pi \cdot D_k \quad (65)$$

$$v_{p\_skut} = 100,56 \cdot \pi \cdot 0,125 = 39,49 \text{ m/min}$$

### Volba frekvenčního měniče

K regulaci otáček byl zvolen frekvenční měnič od firmy Lenze „i550-C1.5/230-1“.

Tab. 16.: Parametry frekvenčního měniče

Označení	$P_N$	$I_N$	$U_M$
	[kW]	[A]	[V]
i550	1,5	7	230

## 7.5. Kontrola rozběhového momentu motoru

Točivý moment motoru musí dosahovat takové hodnoty, aby překonal pojezdové odpory jeřábu.

Momentová rovnice: [5]

$$M_r = M_{st} + M_v + M_{ip} + M_{iR} \quad (66)$$

Kde:

$M_{st}$  [Nm]      Statický moment posuvných hmot

$M_v$  [Nm]      Statický moment větru

$M_{ip}$  [Nm]      Inerční (setrvačný) moment posuvných hmot

$M_{iR}$  [Nm]      Inerční (setrvačný) moment rotačních hmot

Statický moment posuvných hmot:

$$M_{st} = \frac{T \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (67)$$

$$M_{st} = \frac{1106,03 \cdot 0,0625}{14,34 \cdot 0,85} = 5,67 \text{ Nm}$$

Statický moment větru:

$$M_v = \frac{V_2 \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (68)$$

$$M_v = \frac{4732,34 \cdot 0,0625}{14,34 \cdot 0,85} = 24,27 \text{ Nm}$$

Inerční moment posuvných hmot:

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (69)$$

$$M_{ip} = \frac{1351,35 \cdot 0,0625}{t_r \cdot 14,34 \cdot 0,85} = \frac{6,93}{t_r} Nm$$

Inerční síla posuvných hmot působící na obvodu pojezdového kola:

$$F_{ip} = \left( \frac{G_{s+v} + G_m + G_p}{g} \right) \cdot \frac{v_{p\_skut}}{60 \cdot t_r} \quad (70)$$

$$F_{ip} = \left( \frac{4169,25 + 15662,7 + 309,96}{9,81} \right) \cdot \frac{39,49}{60 \cdot t_r} = \frac{1\,351,35}{t_r} N$$

Pro jeden elektromotor:

$$M_{ip1} = \frac{M_{ip}}{n} \quad (71)$$

$$M_{ip1} = \frac{6,93}{2t_r} = \frac{3,465}{t_r} Nm$$

Inerční moment rotačních hmot:

$$M_{iR} = J_r \cdot \varepsilon \quad (72)$$

Moment setrvačnosti všech rotujících hmot soustavy, redukováný na rychloběžnou hřídel motoru  $J_r [kgm^2]$  se zjednoduší tím, že se počítá pouze s momentem kotvy motoru  $J_m [kgm^2]$  a vliv ostatních hmot se zahrne do součinitele  $k_r = 1,2-1,5$ . [5]

Upravený tvar ( 72 ) tedy bude:

$$M_{iR} = k_r \cdot J_m \cdot \varepsilon \quad (73)$$

$$M_{iR} = 1,3 \cdot 51,8 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{151,01}{t_r} = \frac{1,017}{t_r} Nm$$

Úhlové zrychlení:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60 \cdot t_r} \quad (74)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1442}{60 \cdot t_r} = \frac{151,01}{t_r} rad/s^2$$

Rozběhový moment motoru:

$$M_a = 31,8 Nm$$

Dosazením momentů do rovnice ( 66 ), vypočteme čas rozběhu  $t_r$ :

$$31,8 = 5,67 + 24,27 + \frac{3,465}{t_r} + \frac{1,017}{t_r}$$

$$t_r = \frac{3,465 + 1,017}{31,8 - 5,67 - 24,27} = 2,41 s$$

Zrychlení pojezdu:

$$a_p = \frac{v_{p\_skut}}{t_r} \quad (75)$$

$$a_p = \frac{39,49}{2,41 \cdot 60} = 0,27 \text{ m/s}^2$$

Zrychlení pojezdu nemá překročit mezní hodnotu  $a_{pmax} \leq 1 \text{ m/s}^2$ . Zrychlení pojezdu vyhovuje.

Doba rozběhu  $t_r$  [s] nemá přesáhnout u jeřábu 8 s. Doba rozběhu však nesmí být kratší než  $t_{min}$  [s], aby nedošlo k prokluzu. Minimální doba rozběhu vyplyne z kontroly na adhezi.

Smykové tření kola vůči kolejnici musí být větší nebo rovno tažné síle redukované na obvod kol: [5]

$$f \cdot \sum K \geq T' + V_2 + F_{ip} \quad (76)$$

$$T' = T \cdot \frac{n_n}{n_a} \quad (77)$$

$$\sum K_p = \frac{(n_a - n_n)}{n} \cdot (G_{s+v} + G_m + G_p) \quad (78)$$

$$T' = 1106,03 \cdot \frac{2}{4} = 553,02 \text{ N}$$

$$\sum K = \frac{(4 - 2)}{4} \cdot (4169,25 + 15662,7 + 309,96) = 10\,070,96 \text{ N}$$

Kde:

- $n_n = 2$       Počet nepoháněných kol
- $n_a = 4$       Počet všech kol
- $f = 0,14$     Součinitel adheze ( $f = 0,14-0,15$ )
- $\sum K_p$       Zatížení hnaných kol

Po dosažení vztahů ( 77 ), ( 78 ) a ( 70 ) dostaneme dobu rozběhu na hranici skluzu  $t_{rmin}$ :

$$t_{rmin} = \frac{(G_{s+v} + G_m + G_p) \cdot v_{p\_skut}}{(f \cdot \sum K_p - T' - V_2) \cdot 60 \cdot g} \quad (79)$$

$$t_{rmin} = \frac{(4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot 39,49}{(0,14 \cdot 10070,96 - 553,02 - 4732,34) \cdot 60 \cdot 9,81} = 0,35 \text{ s}$$

Doba rozběhu v bezvětrí:

$$t_{rmin} = \frac{(4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot 39,49}{(0,14 \cdot 10070,96 - 553,02 - 0) \cdot 60 \cdot 9,81} = 1,57 \text{ s}$$

Doba rozběhu motoru  $t_r = 2,41$  s je vyhovující.

## 7.6. Kontrola brzdy motoru

Brzdné momenty jsou velmi podobné rozběhovým, proto budou uvedeny jen základní vzorce a následné dosazení.

Všechny momenty je nutno redukovat na hřídel brzdy: [5]

$$M_b = M_{bip} + M_{biR} + M_{bv} - M_{bst} \quad (80)$$

$$M_{bst} = \frac{T \cdot R_k}{i_p} \cdot \eta_c \quad (81)$$

$$M_{bst} = \frac{1106,03 \cdot 0,0625}{14,34} \cdot 0,85 = 4,1 \text{ Nm}$$

$$M_{bv} = \frac{V_1 \cdot R_k \cdot \eta_c}{i_p} \quad (82)$$

$$M_{bv} = \frac{1970,63 \cdot 0,0625 \cdot 0,85}{14,34} = 7,3 \text{ Nm}$$

$$M_{bip} = (G_{s+v} + G_m + G_p) \cdot \frac{v_{p\_skut} \cdot R_k \cdot \eta_c}{i_p \cdot g \cdot 60 \cdot t_b} \quad (83)$$

$$M_{bip} = (4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot \frac{39,49 \cdot 0,0625 \cdot 0,85}{14,34 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot t_b} = \frac{5,01}{t_b} \text{ Nm}$$

$$M_{biR} = k_r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J_m \cdot n_m}{60 \cdot t_b} \quad (84)$$

$$M_{biR} = 1,3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 51,8 \cdot 10^{-4} \cdot 1442}{60 \cdot t_b} = \frac{1,02}{t_b} \text{ Nm}$$

Velikost doby brzdění byla předběžně zvolena na  $t_b = 1 \text{ s}$ .

Zpomalení pojezdu:

$$a_b = \frac{v_{p\_skut}}{t_b} \quad (85)$$

$$a_b = \frac{39,49}{1 \cdot 60} = 0,66 \text{ m/s}^2$$

Zpomalení pojezdu nesmí překročit mezní hodnotu  $a_{bmax} \leq 1 \text{ m/s}^2$ .

Pro brzdny moment a brzdnou dobu musí platit:

$$M_{bp} \geq M_b \quad (86)$$

$$t_{bp} \geq t_{bmin} \quad (87)$$

Dosazením do rovnice (80) a vyjádřením  $t_{bp}$ , zjistím dobu brzdění brzdou B08:

$$M_{bp} (= 8) = \frac{5,01}{t_{bp}} + \frac{1,02}{t_{bp}} + 7,3 - 4,1$$

$$t_{bp} = \frac{5,01 + 1,02}{8 - 7,3 + 4,1} = 1,26 \text{ s}$$

Doba brzdění, kdy vítr nepůsobí:

$$t_{bmin} = \frac{(G_{s+v} + G_m + G_p) \cdot v_{p\_skut}}{60 \cdot g \cdot (f \cdot \sum K_p + T')} \quad (88)$$

$$t_{bmin} = \frac{(4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot 39,49}{60 \cdot 9,81 \cdot (0,14 \cdot 10070,96 + 553,02)} = 0,69 \text{ s}$$

Doba brzdění, kdy vítr působí ve směru jízdy:

$$t_{bmin} = \frac{(G_{s+v} + G_m + G_p) \cdot v_{p\_skut}}{60 \cdot g \cdot (f \cdot \sum K_p + T' + V_1)} \quad (89)$$

$$t_{bmin} = \frac{(4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot 39,49}{60 \cdot 9,81 \cdot (0,14 \cdot 10070,96 + 553,02 + 1970,63)} = 0,34 \text{ s}$$

Doba brzdění, kdy vítr působí proti směru jízdy:

$$t_{bmin} = \frac{(G_{s+v} + G_m + G_p) \cdot v_{p\_skut}}{60 \cdot g \cdot (f \cdot \sum K + T' - V_1)} \quad (90)$$

$$t_{bmin} = \frac{(4169,25 + 15662,7 + 309,96) \cdot 39,49}{60 \cdot 9,81 \cdot (0,14 \cdot 10070,96 + 553,02 - 1970,63)} = 1,14 \text{ s}$$

Navržená brzda B08 svojí dobou brzdění vyhovuje.

## 7.7. Návrh a kontrola ložisek pojezdových kol

Vstupní parametry a požadavky:

$L_h \geq 10\,000h$	Základní trvanlivost
$n_k = 101 \text{ min}^{-1}$	Otáčky ložiska
$d_\zeta = 70 \text{ mm}$	Vnitřní průměr ložiska
$d_e = 100 \text{ mm}$	Vnější průměr ložiska

Radiální síla působící na ložisko vychází z Obr. 37 a rovnice ( 54 ):

$$K_{max} = 6\,102,01 \text{ N}$$

Pojezdové kolo se skládá ze dvou ložisek, proto platí:

$$F_r = \frac{K_{max}}{2} \quad (91)$$

$$F_r = \frac{6102,01}{2} = 3051 \text{ N}$$

Součinitel únavové trvanlivosti pro kuličková ložiska, pro životnost  $L_h \geq 10\,000h$  je  $f_h \geq 2,72$  podle [16] a platí:

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P} \quad (92)$$

$$P_e = F_r \cdot X + F_a \cdot Y \quad (93)$$

$$P = 3051 \cdot 1 = 3051 \text{ N}$$

$$C_r \geq 2,72 \cdot \frac{3051}{0,69} = 12027,1 \text{ N}$$

Kde:

$f_n = 0,69$  Součinitel otáček (volí se podle tabulky [16])

$P_e$  Ekvivalentní dynamické zatížení

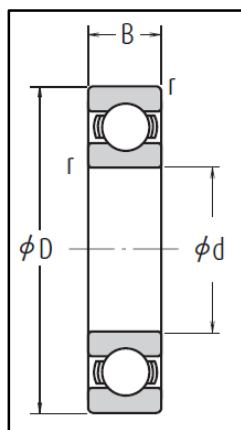
$C_r$  Základní dynamická únosnost pro radiální ložisko

$F_a = 0$  Axiální síla

$X = 1$  Součinitel radiálního zatížení

$Y = 0$  Součinitel axiálního zatížení

Na základě výsledků volím kuličkové ložisko SKF 6914 s životností přesahující 10 000 hodin, jehož hodnoty jsou zobrazeny v následující tabulce.



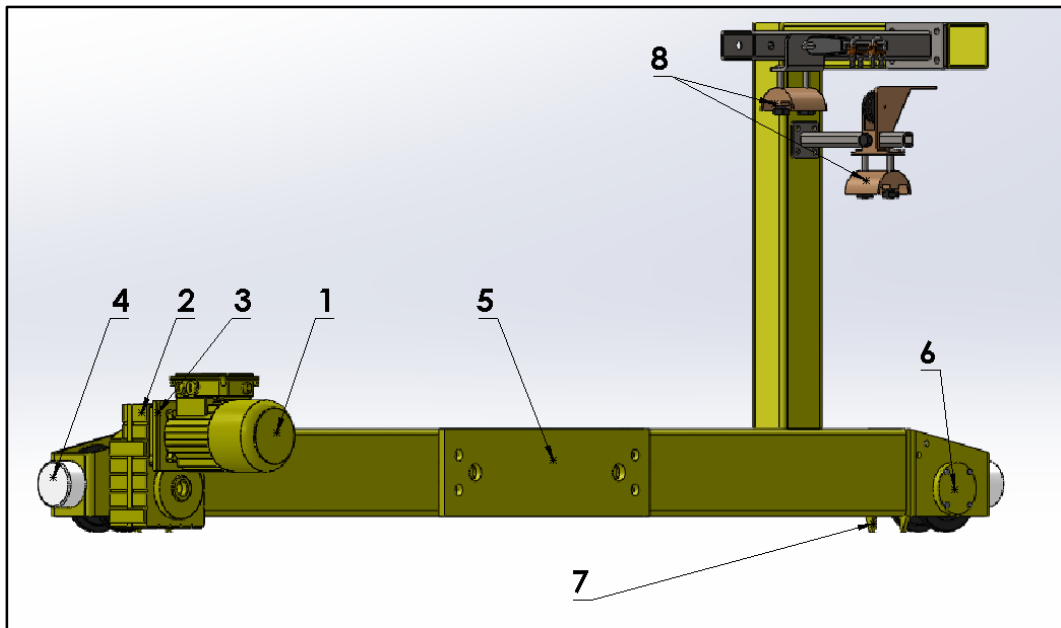
Obr. 40.: Rozměry ložiska SKF 6914 [17]

Tab. 17.: Parametry ložiska SKF 6914 [17]

Označení	d	D	B	$C_r$	$C_{or}$	$f_o$
	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[1]
6914	70	100	16	23 700	21 200	16,3



## 7.8. Konstrukční řešení příčnicku

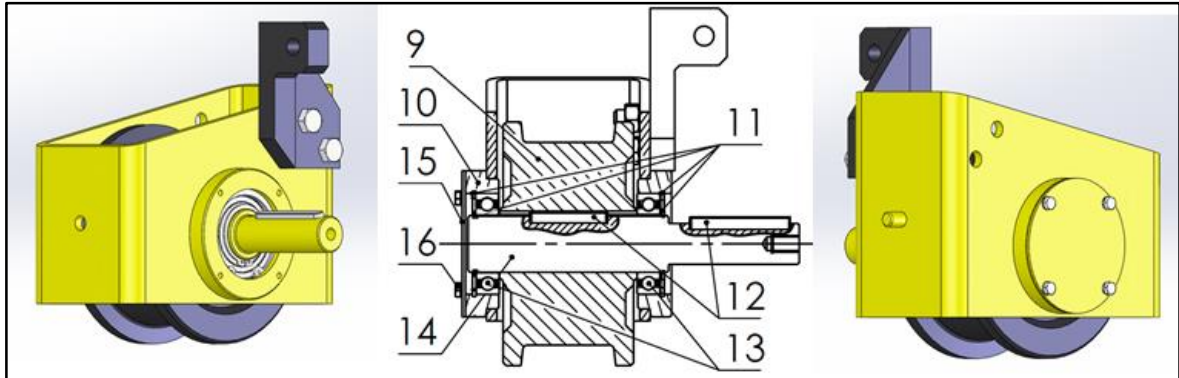


Obr. 41.: Konstrukční řešení příčnicku

Most se skládá ze dvou příčnicků – každý z jedné strany mostu. Pohon příčnicku zajišťuje asynchronní elektromotor (1) s brzdou (3). Na výstupní hřídel motoru je připevněna plochá čelní převodovka (2), která přenáší výkon z elektromotoru (1) na hnací pojezdové kolo (9). Spojení hřídele (14) s hnacím kolem (9) a s plochou čelní převodovkou (2) je provedeno pomocí těsných per (12). Hřídel (14) je uložena na dvou kuličkových ložiscích (13), jejichž vymezení je realizováno pomocí pojistných (Segerových) kroužků (11). Ložiska jsou uložena v domečku (10) s víkem (15). Víko (15) je připevněné k domečku (10) pomocí čtyř M6 šroubů s podložkou (16). Na obou koncích příčnicku jsou umístěny dorazy z pryže (4).

Na boku příčnicku je přivařena připojovací deska (5), sloužící k připojení mostu. Je tvořena čtyřmi závitovými dírami M12 pro závrtné šrouby a dvěma dírami pro středící kolíky. Pojistná deska (7) plní pojistnou funkci v případě vykolejení pojezdových kol.

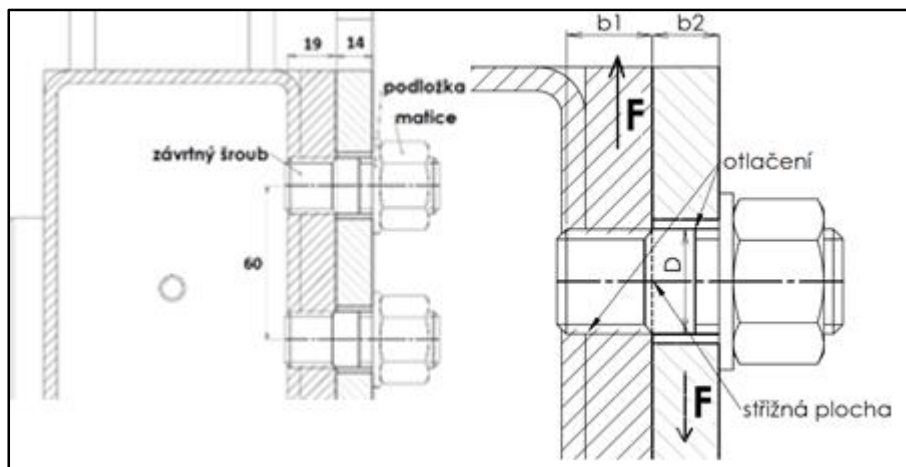
Na příčnick je připevněna podporná konstrukce sloužící k vedení kabelové vlečky (8).



Obr. 42.: Konstrukční řešení pojezdového kola

### 7.9. Kontrola spojení mostu s příčným

Spojení mostu s příčným je realizováno pomocí závrtných šroubů. Byly zvoleny závrtné šrouby do oceli M20 x 45 - 8.8 podle ČSN 02 1174.20. Na každé desce jsou čtyři závrtné šrouby, tedy celkově 8 šroubů. Pro kontrolní výpočty šroubů bude uvažováno se stejným zatížením jako na Obr. 37. Síla  $F$  bude tedy brána jako maximální možná síla působící na příčným. Síla  $F$  znázorněná na Obr. 43 bude značena jako  $R_{d,B}$ , která je vypočtena z rovnice ( 43 ).



Obr. 43.: Schéma spojení mostu s příčným

#### Kontrola šroubů na stříh

$$\tau = \frac{R_{d,B}}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_s^2}{4}\right)} \leq \tau_D \quad (94)$$

$$\tau = \frac{12476,45}{4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 20^2}{4}\right)} = 9,93 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\tau_D = 80 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$9,93 \leq 80$$

**Kontrola šroubů na otláčení**

$$p = \frac{R_{d,B}}{i \cdot (b_{1,2} \cdot D_s)} \leq p_D \quad (95)$$

$$p_1 = \frac{12476,45}{4 \cdot (18 \cdot 20)} = 8,66 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$p_2 = \frac{12476,45}{4 \cdot (14 \cdot 20)} = 11,14 \text{ Nmm}^{-2}$$

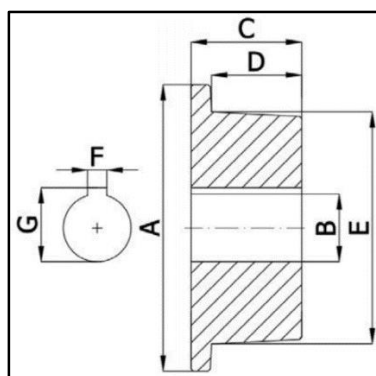
$$p_D = 120 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$p_{1,2} \leq p_D$$

Kontroly šroubů na stříh a na otláčení vyhovují s dostatečnou rezervou.

**8. Pojezdový vozík**
**8.1. Výpočet pojezdových kol vozíku**

Rozložení tlakové síly se uvažuje jako konstantní. Zvolená rychlost pojezdu vozíku je:  $v_p = 40 \text{ m/min}$ . Bylo zvoleno ocelové kolo s nákolkem s následujícími parametry:



Nosnost	500 kg
Rozměr A	100 mm
Rozměr B ( $2r_{\xi}$ )	20 mm
Rozměr C	40 mm
Rozměr D	30 mm
Rozměr E ( $D_k$ )	75 mm
Rozměr F	6 mm
Rozměr G	22,8 mm

Obr. 44.: Rozměry pojezdového kola vozíku [21]

Tlaková síla na jedno kolo vozíku:

$$K = \frac{G_{S+v}}{4} \quad (96)$$

$$K = \frac{4169,25}{4} = 1042,3 \text{ N}$$

Otáčky pojezdového kola:

$$n_k'' = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k} \quad (97)$$

$$n_k'' = \frac{40}{\pi \cdot 0,075} = 169,8 \text{ min}^{-1}$$

**Výpočet maximální únosnosti kol podle  $K_{max}$** 

Základní vztah:

$$K_{max} = \frac{k_m}{\mu_h} \cdot b \cdot D_k \cdot \mu_n \quad (98)$$

$$\mu_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (99)$$

$$\mu_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{kv}}} \quad (100)$$

$$\mu_h = \sqrt[3]{\frac{1000}{500}} = 1,26$$

$$\mu_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{169,8}} = 0,58$$

$$K_{max} = \frac{9}{1,26} \cdot 25 \cdot 75 \cdot 0,58 = 7767,9 \text{ N}$$

Kde:

$\mu_h$	Součinitel trvanlivosti
$\mu_n$	Součinitel počtu otáček
$k_m = 9 \text{ Nmm}^{-2}$	Konstanta závislá na materiálu a druhu provozu (pro ocelolitinu s lehkým provozem)
$b = 25 \text{ mm}$	Účinná šířka kolejničky
$L_h = 1000 \text{ hod}$	Trvanlivost (pro lehký provoz)

Musí být splněna podmínka:

$$K_{max} \geq K \quad (101)$$

$$7767,9 > 1042,3$$

Navržené pojezdové kolo podle kritéria maximální únosnosti  $K_{max}$  vyhovuje.

**8.2. Volba hnacího elektromotoru vozíku**

Tažná síla motoru k překonání pasivních odporů:

$$T = \frac{G_{s+v}}{R_k} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \kappa_v \quad (102)$$

$$T = \frac{4169,25}{0,0375} \cdot (0,0007 + 0,02 \cdot 0,01) \cdot 2,15 = 215,13 \text{ N}$$

Kde:

$e = 0,007 \text{ m}$	součinitel valivého tření
$f_{\xi} = 0,02$	součinitel čepového tření (0,01÷0,02 pro valivá ložiska)

$r_{\zeta} = 0,01 \text{ m}$     poloměr čepu  
 $\kappa_v = 2,15$     součinitel tření nákolku o kolejnici (  $2 \div 2,3$  pro valivá ložiska)

### Výkon motoru při ustálené pojzdové rychlosti

Silové účinky větru byly zanedbány vzhledem k malé ploše působení. Pak potřebný výkon bude:

$$P = \frac{T \cdot v_p}{60 \cdot \eta_c} \quad (103)$$

$$P = \frac{215,13 \cdot 40}{60 \cdot 0,85} = 168,7 \text{ W} \cong 0,17 \text{ kW}$$

Kde:

$\eta_c = 0,85$     celková mechanická účinnost

Volím elektromotor od firmy Lenze MD 063-42. Jedná se o asynchronní přírubový elektromotor s brzdou B06, jejichž hodnoty jsou uspořádány v následujících tabulkách:

Tab. 18.: Základní parametry motoru [15]

Označení	$P_N$	$n_m$	$M_N$	$M_a$	$\eta_{100\%}$	$J_m$	$\cos\phi$
	[kW]	[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[Nm]	[%]	[kgcm <sup>2</sup> ]	[1]
MD 063-42	0,25	1370	1,74	3,8	66	3,7	0,67

Tab. 19.: Parametry brzdy [15]

Označení	Velikost	$M_{bp}$
		[Nm]
B	06	4

### 8.3. Volba převodovky

Celkový převod:

$$i_p'' = \frac{n_m}{n_k} \quad (104)$$

$$i_p'' = \frac{1370}{169,8} = 8,07$$

Na základě převodového poměru a motoru volím kuželovou převodovku G500-B45-2, jejíž hodnoty jsou zobrazeny v následující tabulce:

Tab. 20.: Parametry převodovky [15]

Označení	$P_{1max}$	$n_2$	$M_{2max}$	$i_p$	$f_N$
	[kW]	[ $min^{-1}$ ]	[Nm]	[1]	[Hz]
G500-B45-2	0,83	172	44	8,18	50

Skutečné otáčky pojezděcích kol vozíku:

$$n_k = \frac{n_m}{i_p} \quad (105)$$

$$n_k = \frac{1370}{8,18} = 167,48 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{p\_skut} = n_k \cdot \pi \cdot D_k \quad (106)$$

$$v_{p\_skut} = 167,48 \cdot \pi \cdot 0,075 = 39,46 \text{ m/min}$$

### Volba frekvenčního měniče

Podle napájecí sítě a výkonu motoru byl zvolen k regulaci otáček frekvenční měnič od firmy Lenze i550-C0.25/230-1.

Tab. 21.: Parametry frekvenčního měniče [15]

Označení	$P_N$	$I_N$	$U_M$
	[kW]	[A]	[V]
i550	0,25	1,7	230

## 8.4. Kontrola rozběhového momentu

Točivý moment motoru musí překonat pojezdové odpory jeřábu. Vliv větru je zde zanedbán z důvodu malé plochy působení. Z důvodu značné podobnosti s kontrolou rozběhového momentu u návrhu příčnicku, bude zde uveden zkrácený výpočet.

Momentová rovnice:

$$M_r = M_{st} + M_v + M_{ip} + M_{iR} \quad (107)$$

$$M_{st} = \frac{T \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (108)$$

$$M_v = \frac{V_1 \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (109)$$

$$M_{ip} = \frac{F_{ip} \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (110)$$

$$M_{iR} = J_r \cdot \varepsilon \quad (111)$$

$$M_{st} = \frac{215,13 \cdot 0,0375}{8,18 \cdot 0,85} = 1,16 \text{ Nm}$$

$$M_v = \frac{V \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} = 0 \text{ Nm}$$

$$F_{ip} = \frac{v_{p\_skut} \cdot G_{s+v}}{60 \cdot t_r \cdot g} \quad (112)$$

$$F_{ip} = \frac{39,46 \cdot 4169,25}{60 \cdot t_r \cdot 9,81} = \frac{279,51}{t_r} \text{ N}$$

$$M_{ip} = \frac{0,0375 \cdot 279,51}{8,18 \cdot 0,85 \cdot t_r} = \frac{1,51}{t_r} \text{ Nm}$$

Moment setrvačnosti všech rotujících hmot soustavy  $J_r$ , redukovaný na rychloběžný hřídel motoru, byl zjednodušen na součin momentu kotvy motoru  $J_m$  se součinitelem ostatních hmot  $k_r = 1,3$ . Inerční moment rotačních hmot se vypočte:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60 \cdot t_r} \quad (113)$$

$$M_{iR} = k_r \cdot J_m \cdot \varepsilon \quad (114)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1370}{60 \cdot t_r} = \frac{143,47}{t_r} \text{ rad/s}^2$$

$$M_{iR} = 1,3 \cdot 3,7 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{143,47}{t_r} = \frac{0,07}{t_r} \text{ Nm}$$

Rozběhový moment motoru:

$$M_a = 3,8 \text{ Nm}$$

Dosazením do rovnice ( 107 ) vyjádříme  $t_r$ :

$$3,8 = 1,16 + \frac{1,51}{t_r} + \frac{0,07}{t_r}$$

$$t_r = \frac{1,58}{3,8 - 1,16} = 0,6 \text{ s}$$

Zrychlení pojezdu:

$$a_p = \frac{v_{p\_skut}}{t_r \cdot 60} \quad (115)$$

$$a_p = \frac{39,46}{0,6 \cdot 60} = 1,1 \text{ m/s}^2$$

Zrychlení pojezdu překročilo mezní hodnotu  $a_{pmax} \leq 1 \text{ m/s}^2$  a je tedy zapotřebí zvýšit dobu rozběhu nad minimální.

Doba rozběhu  $t_r$  [s] nemá přesáhnout u jeřábu 5 s. Doba rozběhu však nesmí být kratší než  $t_{min}$  [s], aby nedošlo k prokluzu. Minimální doba rozběhu vyplyne z kontroly na adhezi. Smykové tření kola vůči kolejnici musí být větší nebo rovno tažné síle redukované na obvod kol:

$$f \cdot \sum K_p \geq T' + V + F_{ip} \quad (116)$$

$$T' = T \cdot \frac{n_n}{n_a} \quad (117)$$

$$\sum K_p = \frac{(n_a - n_n)}{n} \cdot G_{s+v} \quad (118)$$

$$T' = 215,13 \cdot \frac{2}{4} = 107,57 \text{ N}$$

$$\sum K_p = \frac{4 - 2}{4} \cdot 4169,25 = 2084,63 \text{ N}$$

Kde:

$n_n = 2$  Počet nepoháněných kol

$n_a = 4$  Počet všech kol

Po dosažení vztahů ( 117 ) a ( 118 ) do ( 116 ), dostaneme dobu rozběhu na hranici skluzu  $t_{min}$ :

$$t_{rmin} = \frac{G_{s+v} \cdot v_{p\_skut}}{(f \cdot \sum K_p - T') \cdot 60 \cdot g} \quad (119)$$

$$t_{rmin} = \frac{4169,25 \cdot 39,46}{(0,14 \cdot 2084,63 - 107,57) \cdot 60 \cdot 9,81} = 1,5 \text{ s}$$

Doba rozběhu je 0,6 s a minimální hodnota činí 1,5 s, proto volím dobu rozběhu 2s. Zvýšení doby rozběhu se v praxi dělá pomocí softstartérů, přepínáním zapojení hvězda - trojúhelník, ale nejčastěji se využívá frekvenčního měniče. Hlavní výhodou frekvenčního měniče je plynulá regulace záběrného proudu a otáček, což vede k celkově nižším provozním nákladům.

### 8.5. Kontrola brzdy

Vliv větru je zde zanedbán z důvodu malé plochy působení. Z důvodu značné podobnosti s kontrolou brzděného momentu v návrhu příčnicku, bude uveden zkrácený výpočet. Všechny momenty je nutno redukovat na hřídel brzdy:

$$M_b = M_{bip} + M_{biR} + M_{bv} - M_{bst} \quad (120)$$

$$M_{bst} = \frac{T \cdot R_k}{i_p} \cdot \eta_c \quad (121)$$

$$M_{bst} = \frac{215,13 \cdot 0,0375}{8,18} \cdot 0,85 = 0,84 \text{ Nm}$$

$$M_{bv} = \frac{V \cdot R_k \cdot \eta_c}{i_p} \quad (122)$$

$$M_{bv} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{bip} = \frac{v_{p\_skut} \cdot R_k \cdot \eta_c \cdot G_{s+v}}{i_p \cdot g \cdot 60 \cdot t_b} \quad (123)$$



$$M_{bip} = \frac{39,46 \cdot 0,0375 \cdot 0,85 \cdot 4169,25}{8,18 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot t_b} = \frac{1,09}{t_b} Nm$$

$$M_{biR} = k_r \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J_m \cdot n_m}{60 \cdot t_b} \quad (124)$$

$$M_{biR} = 1,3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 3,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1370}{60 \cdot t_b} = \frac{0,053}{t_b} Nm$$

Velikost doby brzdění byla předběžně zvolena na  $t_b = 1 s$ .

Zpomalení pojezdu:

$$a_b = \frac{v_{p\_skut}}{t_b} \quad (125)$$

$$a_b = \frac{39,46}{1 \cdot 60} = 0,66 m/s^2$$

Zpomalení pojezdu nesmí překročit mezní hodnotu  $a_{bmax} \leq 1 m/s^2$ .

Pro brzdny moment musí platit podmínka:

$$M_{bp} \geq M_b \quad (126)$$

$$t_{bp} \geq t_{bmin} \quad (127)$$

$$M_{bp}(= 4) = \frac{1,09}{t_b} + \frac{0,053}{t_b} - 0,84$$

$$t_{bp} = \frac{1,09 + 0,053}{4,84} = 0,24 s$$

Minimální doba brzdění:

$$t_{bmin} = \frac{G \cdot v_{p\_skut}}{60 \cdot g \cdot (f \cdot \sum K_p + T')} \quad (128)$$

$$t_{bmin} = \frac{4169,25 \cdot 39,46}{60 \cdot 9,81 \cdot (0,14 \cdot 2084,63 + 107,57)} = 0,7 s$$

Dobu brzdění je zapotřebí zvýšit nad hodnotu  $0,7 s$ , jinak dojde k nežádoucímu prokluzu. K zabránění prokluzu, tedy zvýšení doby brzdění, se docílí frekvenčním měničem.

## 8.6. Návrh motoru zdvihacího ústrojí se sondou

Požadovaná rychlost vysouvání a zasouvání sondy je  $v_s = 0,5 m/s = 30 m/min$ . Zapichovací síla  $F_s = 1500 N$ . Délka ramene  $r = 107 mm$ . Bylo zvoleno řetězové kolo s nábojem pro řetěz 08B s 25 zuby a s roztečným průměrem  $D_{\ddot{r}} = 101,33 mm$ .

Potřebné výstupní otáčky:

$$n_k'' = \frac{v_s}{\pi \cdot D_{\ddot{r}}} \quad (129)$$

$$n_k'' = \frac{30}{\pi \cdot 0,101} = 94,55 \text{ min}^{-1}$$

Potřebný zapichovací moment:

$$M_s = F_s \cdot r \quad (130)$$

$$M_s = 1500 \cdot 0,107 = 160,5 \text{ Nm}$$

Potřebný výkon motoru:

$$P_s = \frac{F_s \cdot v_s}{\eta_{řp}} \quad (131)$$

$$P_s = \frac{1500 \cdot 0,5}{0,91} = 882,4 \text{ W} = 0,83 \text{ kW}$$

$$\eta_{řp} = \eta_i \cdot \eta_p \quad (132)$$

$$\eta_{řp} = 0,95 \cdot 0,97 = 0,91$$

Na základě potřebného výkonu volím elektromotor M240-P90/M4 s brzdou B08 od firmy Lenze o výkonu 1,1 kW, jehož parametry jsou v následující tabulce.

Tab. 22.: Základní parametry motoru [15]

Označení	$P_N$	$n_m$	$M_N$	$M_a$	$\eta_{100\%}$	$J_m$	$\cos\phi$
	[kW]	[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[Nm]	[%]	[kgcm <sup>2</sup> ]	[1]
M240-P90/M4	1,1	1445	7,3	22,6	84,1	42,6	0,77

Tab. 23.: Parametry brzdy

Označení	Velikost	$M_{bp}$
		[Nm]
B	08	3,5

### 8.7. Volba převodovky zdvihacího ústrojí se sondou

$$i_p'' = \frac{M_s}{M_N} \quad (133)$$

$$i_p'' = \frac{160,5}{7,3} = 21,98$$

Na základě předběžného požadavku na převodový poměr a s přihlédnutím na výstupní moment volím kuželovou převodovku G500-H320-2, jejíž parametry jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tab. 24.: Parametry převodovky

Označení	$P_{1max}$	$n_2$	$M_{2max}$	$i_p$	$f_N$
	[kW]	[ $min^{-1}$ ]	[Nm]	[1]	[Hz]
G500-H320-2	2,1	61	320	23,75	50

$$n_k = \frac{n_m}{i_p} \quad (134)$$

$$n_k = \frac{1445}{23,75} = 60,84 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{s\_skut} = n_k \cdot \pi \cdot D_{\ddot{r}} \quad (135)$$

$$v_{s\_skut} = 60,84 \cdot \pi \cdot 0,101 = 19,3 \text{ m/min}$$

Potřebný brzdňý moment na udržení sondy ve visu:

$$M_{bs} = \frac{G_s \cdot r}{i_p} \quad (136)$$

$$M_{bs} = \frac{147,15 \cdot 0,107}{23,75} = 0,66 \text{ Nm}$$

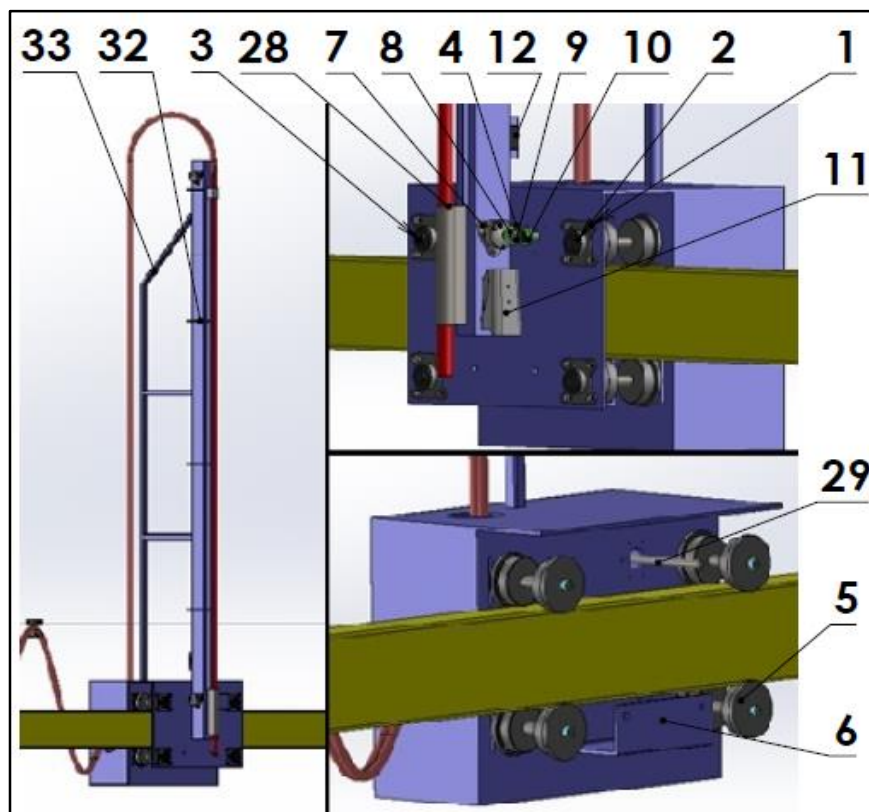
Rychlost vzorkovací sondy bude nižší, než byla zvolena na počátku a to o 10,7 m/min. Zapichovací moment bude vyšší o necelých 13 Nm. Potřebný moment na udržení vzorkovací sondy ve visu vyšel menší, než je u zvolené brzdy – sonda se udrží.

## 8.8. Konstrukční provedení vozíku

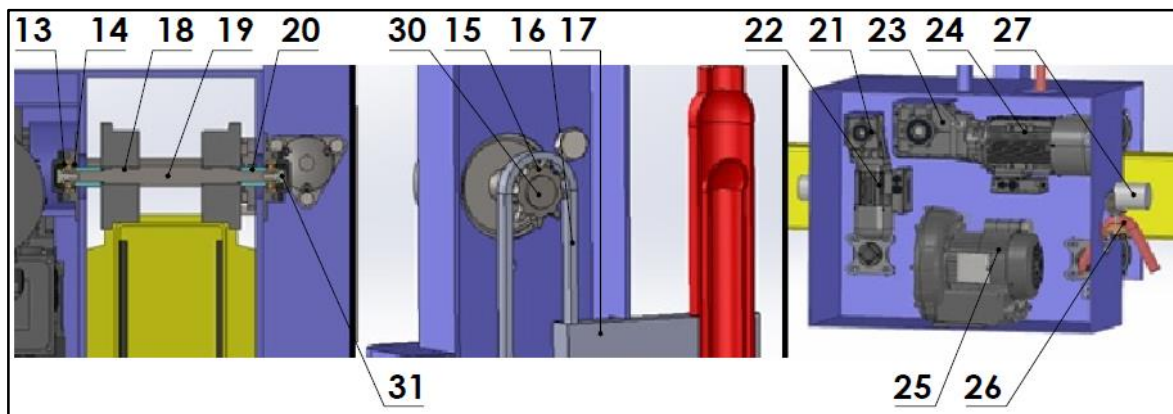
Vozík se nasadí na profil mostu a připevní pomocí spojné desky (6). K zabránění poškození vozíku má vozík na obou stranách zabudované pryžové dorazy (27). Vozík je tvořen čtyřmi nápravami – dvě na horní straně a dvě na spodní straně. Jedna z horních náprav je hnací, zbylé jsou hnané. Hnané nápravy slouží k lepší trakci vozíku a také k zabránění klopení vozíku při zapichování vzorkovací sondy. Náprava je tvořena dvěma ocelolitinovými koly s jednostrannými nákolky (5). Hnané nápravy mají jednotnou konstrukci tvořenou hřídelem (19), distančními kroužky (20), kuličkovými ložisky (14) a přítlačnou podložkou (13) se šroubem (31) sloužící k aretaci ložisek. Přenos krouticího momentu z hnacího hřídele na pojezdové kolo je provedeno pomocí těsných per (18). U hnaných hřídelí je spojení realizováno obdobně, kde těsné pero (18) částečně brání vzniku smyku. Pohon hnací hřídele zajišťuje elektromotor (22) s kuželovou převodovkou (21). Nápravy jsou uloženy na kuličkových ložiscích (14) v ložiskových domcích (2). Víčka domků (3) jsou připevněna pomocí čtyř šroubů. Ložiskové domky (2) jsou výškově a délkově nastavitelné pomocí příčných a podélných drážek a slouží k rektifikaci (vyrovnání) vozíku. Aretace polohy domku se provádí pomocí čtyř šroubů (1).

Pohon vzorkovací sondy je tvořen elektromotorem (24) a kuželovou převodovkou (23). Za převodovkou je třecí momentová spojka, která je nastavena na jmenovitý zapichovací moment. V případě překročení jmenovitého zapichovacího momentu, momentová spojka rozpojí tok výkonu jdoucího z motoru do vzorkovací sondy a zabrání tak poškození motoru a převodovky. Z momentové spojky je vyvedena hřídel (29), na jejímž konci je připevněno ozubené kuželové kolo (4). Přenos krouticího momentu na kuželové kolo (4) je řešeno pomocí těsného pera. Kuželové ozubené kolo je připevněno pomocí podložky (10) a šroubu (9). Kuželové soukolí přenáší výkon od motoru ke hnacímu řetězovému kolu, které je uloženo ve dvou kuličkových ložiscích, uložených v ložiskových domech (8). Ložiskový domek je připevněn ke čtyřhrannému profilu s drážkou (32) pomocí třech šroubů (7). Hnané řetězové kolo je uloženo na hřídeli (30). Mezi dvěma řetězovými koly je veden řetěz (16), jehož konce jsou spojeny s táhlem (17), které pohybuje se samotnou vzorkovací sondou. Směr vedení vzorkovací sondy je zajištěn pomocí kluzného pouzdra (28). K napínání řetězu je použit zabudovaný napínák (12). K dosažení vyšší tuhosti, je profil (32) podepřen přídatnou konstrukcí (33) a výstužnými plechy. K monitorování průběhu operace je zde zabudována kamera (11).

Jedním vývodem ze sací turbíny (25) je veden přívod vzduchu do vzorkovací sondy pomocí polyurethanové hadice (26). Druhý vývod slouží k přepravě zrniny ze vzorkovací sondy do laboratoře. Schéma pneumatického okruhu je zobrazeno na Obr. 56.



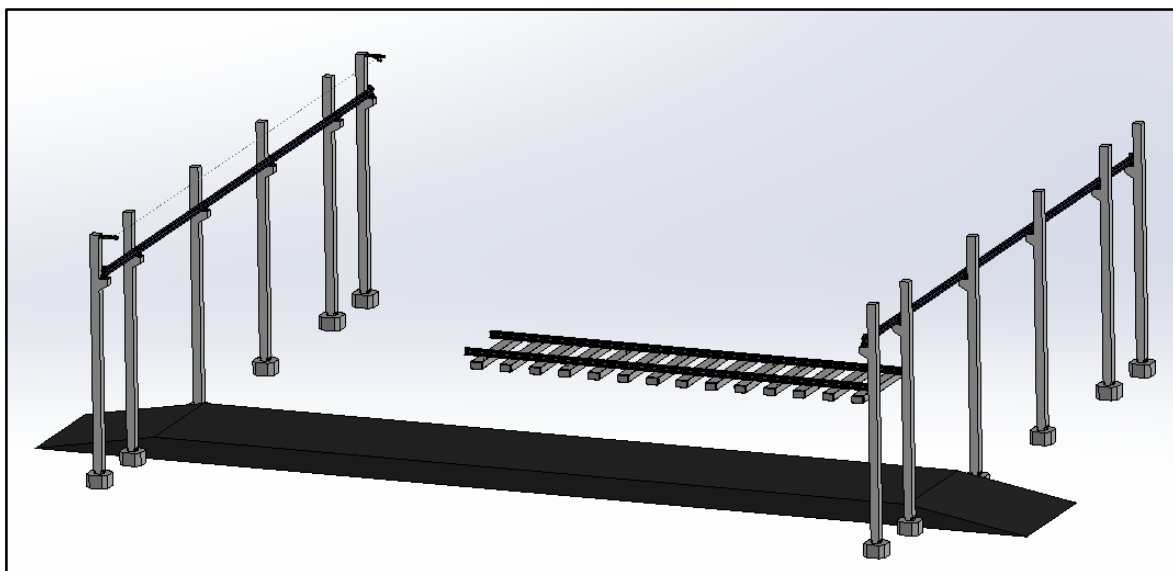
*Obr. 45.: Konstrukční řešení vozíku – detail A*



Obr. 46.: Konstrukční řešení vozíku – detail B

## 9. Dráha vzorkovače

Dráha vzorkovače se skládá z betonového základu, na kterém jsou připevněny prefabrikované železobetonové sloupy o rozměrech 200x200 mm. Na železobetonových sloupech je položena kolejnice, po které pojíždí mostový vzorkovač zrnin. Modulárnost konstrukce je vyřešena tak, že je složena ze třech typů nosníků – krajní levý, krajní pravý a středový. Počet středových nosníků se odvíjí od počtu koridorů. V případě rozšíření počtu koridorů se přidá počet středových nosníků.

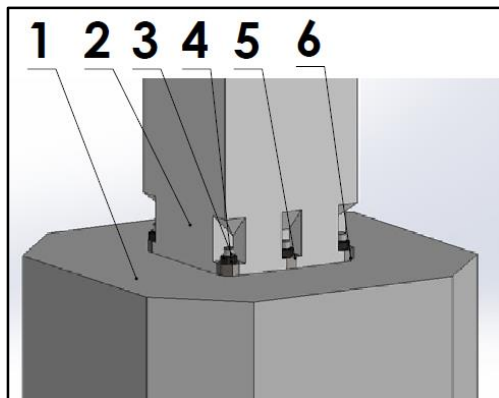


Obr. 47.: Sestava vzorkovací dráhy

### Kotvení železobetonových sloupů k základu

Podle výšky a armování základu (1) se volí kotvení pomocí kotevního roštu nebo chemické kotvy. Kotvení pomocí kotevního roštu se provádí v případech, kdy základ (1) není z armovaného betonu a nepřesahuje výšky 250 mm. Kotvení pomocí chemické kotvy se provádí, pokud je základ (1) z armovaného betonu a přesahuje výšky 250 mm.

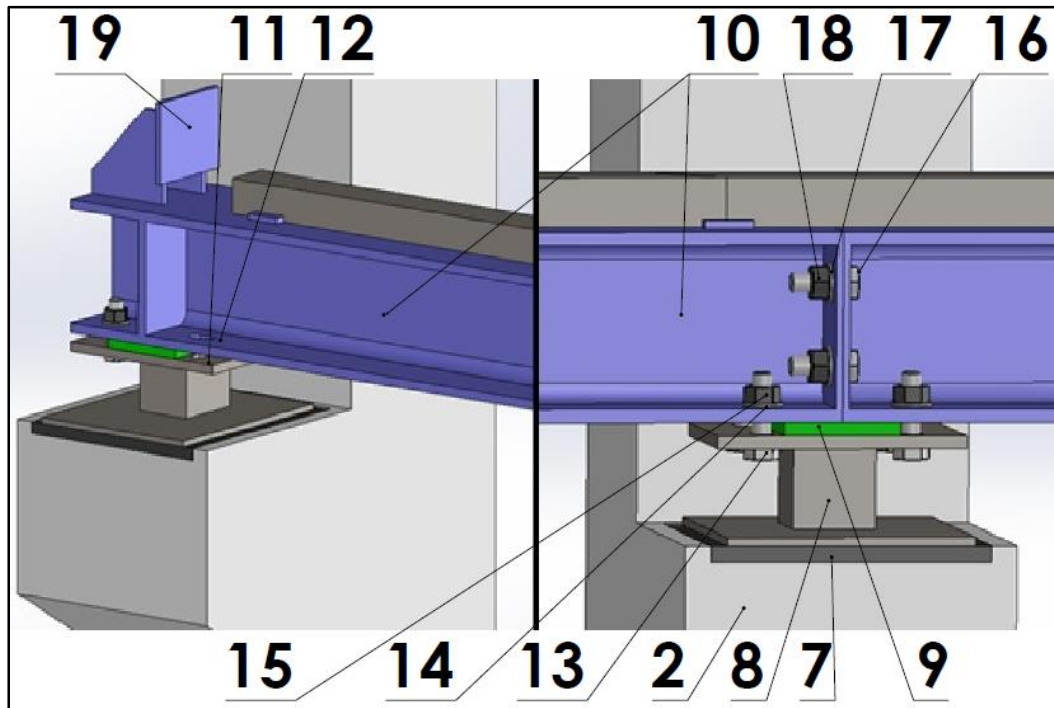
Prefabrikovaný železobetonový sloup (2) má na svém dně zabetonované botky (6) z betonářské oceli, sloužící k pevnějšímu upevnění sloupu pomocí šestihranných matek (3) a podložek (5) ke kotevnímu trnu (4).



*Obr. 48.: Detail ukotvení sloupu*

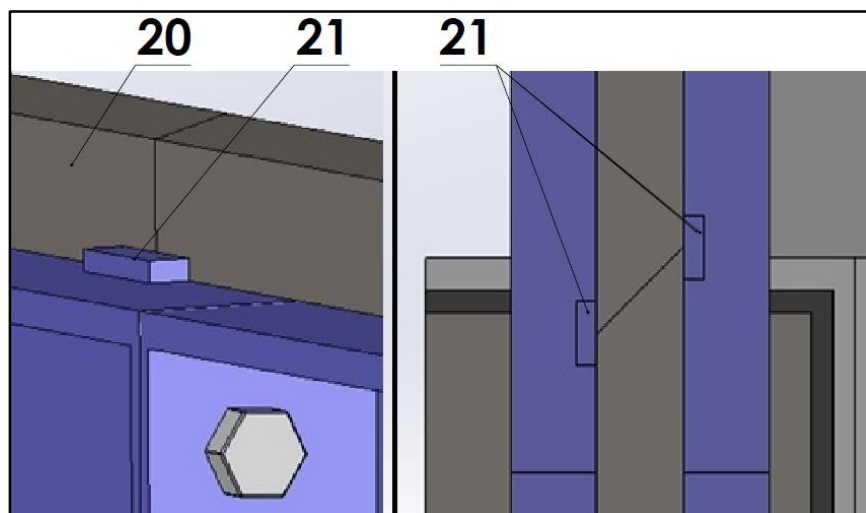
### **Konstrukční řešení vzorkovací dráhy**

Prefabrikované železobetonové sloupy (2) jsou již dodávány se zabetonovanou ocelovou plotnou (7). Plechové stoličky (8) jsou napevno přivařeny k plotně (7). Na stoličky (8) jsou pokládány 10 mm vysoké podložky (9) z plechu, které slouží k výškové rektifikaci (vyrovnání) vzorkovací dráhy a zároveň slouží jako kloub pro nosníky (10). Vzorkovací dráha je tvořena nosníky (10) a kolejnicí (20). Stoličky (8) mají drážky kolmé k ose vzorkovací dráhy a nosníky (10) rovnoběžné s osou vzorkovací dráhy. Tím je umožněna rektifikace vzorkovací dráhy. Stolička (8) je k nosníku (10) připevněna pomocí čtyř šroubů M12 (13) s podložkou (14) a šestihrannou maticí (15). Na čela nosníků (10) se přivaří přípojné desky, které jsou rovněž sešroubovány pomocí čtyř šroubů M12 (16) s podložkou (17) a šestihrannou maticí (18). Na koncích levých a pravých dílů jsou k nosníkům (10) přivařeny dorazy (19).



Obr. 49.: Detail ukotvení a napojení vzorkovací dráhy ke sloupu

Kolejnice (20) je tvořena z plného profilu o rozměrech 40x30 mm. Kolejnice (20) přečnává z jednoho nosníku (10) na druhý a její délka je odvislá od typu dílu (levý, středový, pravý). Kolejnice (20) jsou k sobě vzájemně napojeny pod úhlem 45°. Aby kolejnice nevybočila, navaří se na nosník (10) kvádry (21).



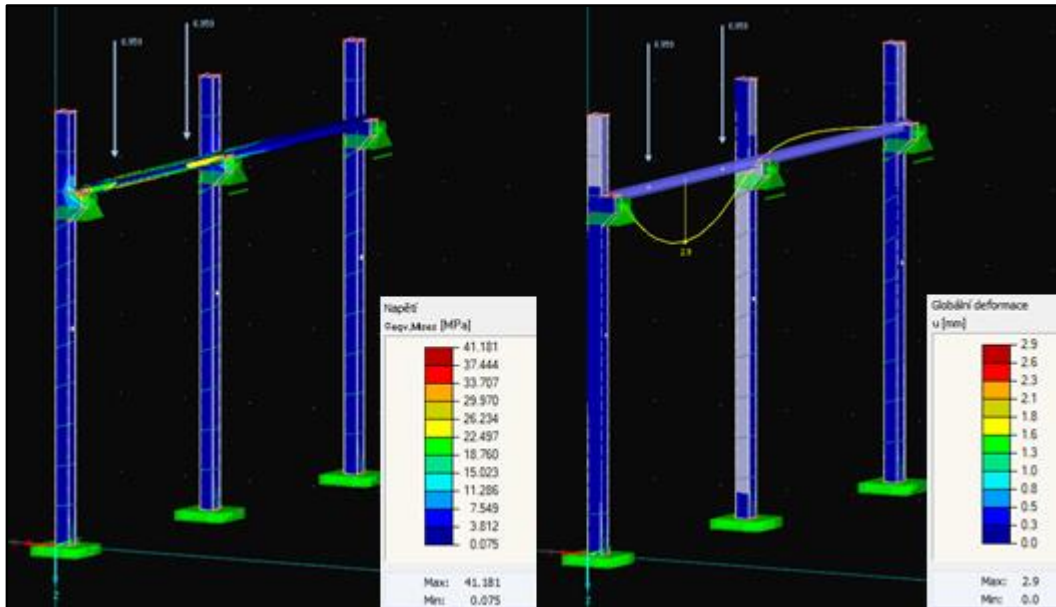
Obr. 50.: Detail napojení kolejnic

### 9.1. Ověření návrhu dráhy vzorkovače v programu RFEM

Model byl modelován jako 3D těleso, sloupy jsou tvořené betonem C30/37 a vzorkovací dráha ocelí S 235. Podpory jsou tvořeny z jedné pevné a dvou posuvných

vazeb. Modelované zatížení bylo uvažováno jako konstantní. Velikost zatížení bylo uvažováno ve stavu, kdy poloha vozíku byla v krajní poloze a poloha příčníku byla mezi dvěma podporami.

Maximální napětí na vzorkovací dráze je  $41,18 \text{ Nmm}^{-2}$  a u betonového sloupu  $11,21 \text{ Nmm}^{-2}$ . Maximální průhyb konstrukce je  $2,9 \text{ mm}$ .

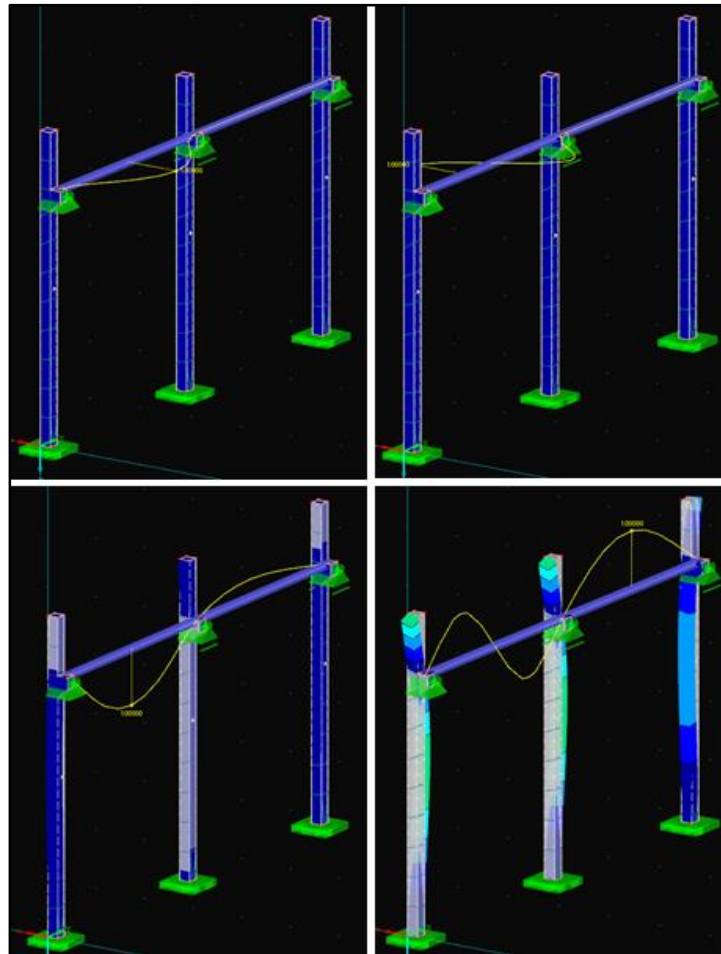


Obr. 51.: Výpočet napětí a průhybu vzorkovací dráhy

Vlastní tvary frekvence jsou znázorněny na Obr. 52 a to následovně:

- Levý horní: 1. tvar vlastní frekvence –  $f_1 = 8,53 \text{ Hz}$
- Levý spodní: 2. tvar vlastní frekvence –  $f_2 = 10,63 \text{ Hz}$
- Pravý horní: 3. tvar vlastní frekvence –  $f_3 = 16,21 \text{ Hz}$
- Pravý spodní: 4. tvar vlastní frekvence –  $f_4 = 21,49 \text{ Hz}$





Obr. 52.: Modální analýza vzorkovací dráhy

Výsledky z programu RFEM byly zaznamenány a jsou zobrazeny tabulce v Tab. 25. Z tabulky je vidět, že výsledky jsou vyhovující.

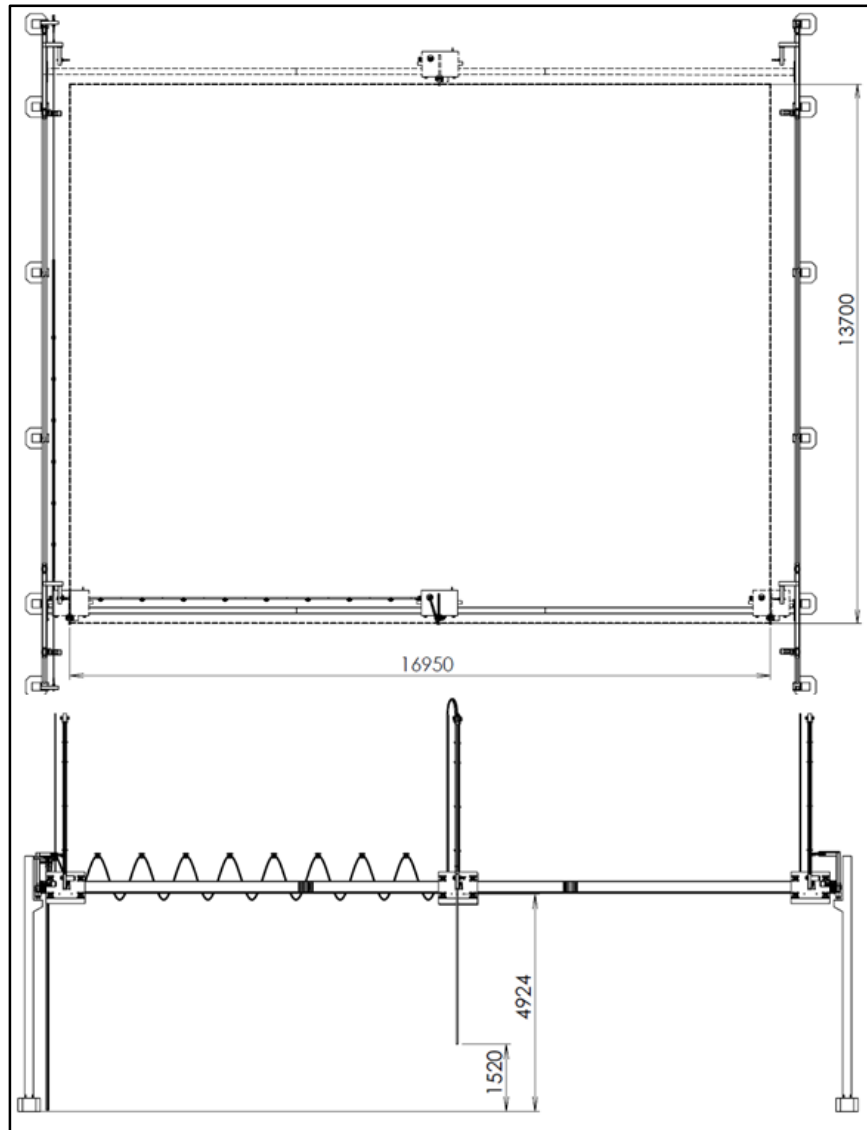
Tab. 25.: Přehled výsledků vzorkovací dráhy

Veličina	Jednotky	RFEM
<b>Napětí</b>	$[Nmm^{-2}]$	41,18
<b>Maximální průhyb</b>	$[mm]$	2,9
<b>Vlastní tvary frekvence</b>	$[Hz]$	8,53
	$[Hz]$	10,63
	$[Hz]$	16,21
	$[Hz]$	21,49

#### Pracovní oblast vzorkovače

Na Obr. 53 jsou znázorněny pracovní oblasti vzorkovače. Délka pracovní plochy je 16,95 metrů a šířka je odvislá od počtu koridorů. V případě třech koridorů je pracovní šířka 13,7 metrů. Pokud je sonda plně zasunutá, nachází se zhruba 4,9 metrů nad povrchem.

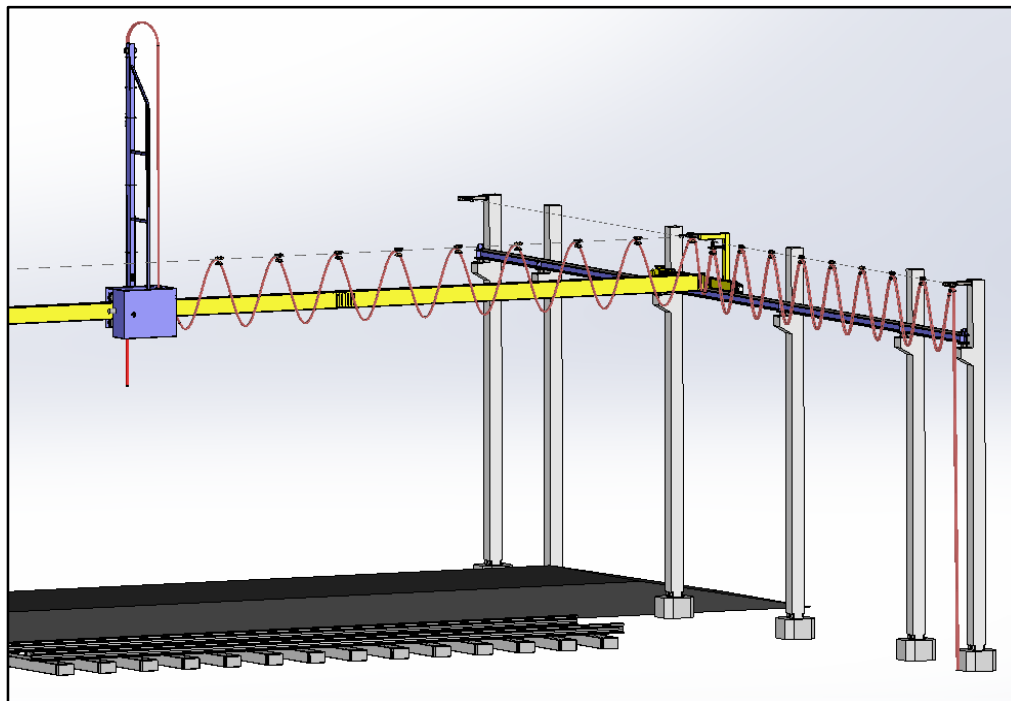
Pokud je plně vysunutá, nachází se zhruba 1,5 metrů nad povrchem. Povrchem se myslí výška od země, tedy není zahrnuta výška železniční dráhy, popřípadě výška mostové váhy. Výšku sondy nad povrchem lze měnit výškou betonových základen, která současně činí 0,3 metrů.



Obr. 53.: Pracovní oblast mostového vzorkovače

## 10.Řešení kabeláže a přepravy zrnin

Současný koncepční návrh řešení přívodu kabeláže a přepravy zrnin je řešen pomocí kabelové vlečky na ocelovém lanku. Ocelová lanka jsou natažena přes celou šířku a délku vzorkovače. Systém kabelové vlečky – Program 0210, byl vybrán od firmy Conductix [18]. Hadice pro přepravu zrnin byly zvoleny od firmy Gumex [19].

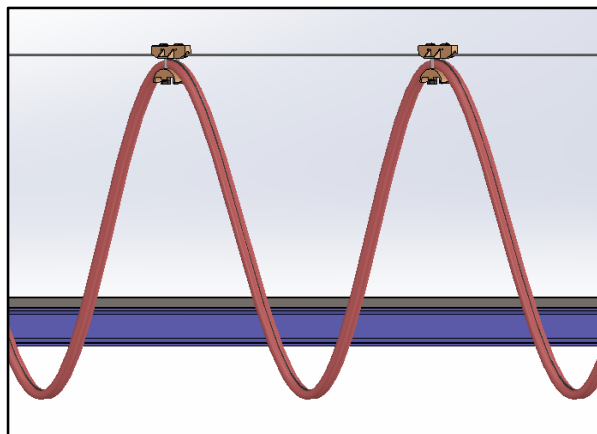


Obr. 54.: Vedení kabeláže a přepravy zrniny

Rychlost pojezdů je omezena maximální přípustnou rychlostí pro kabelovou vlečku, která činí 40 m/min. Maximální průměr ohybu kabelového vozíku je 80 mm a nosnost 6 kg na vozík. [18]

Na základě průměru ohybu kabelového vozíku a průměru otvorů vzorkovací sondy byla vybrána polyurethanová (PU) potravinářská hadice na zrniny se spirálovitou ocelovou výztuží o vnitřním průměru 25 mm od firmy Gumex. Tato hadice má průměr ohybu 40 mm a maximální pracovní podtlak 1 bar. [19]

Maximální průvės přívodního napájecího kabelu a PU hadice byl uvažován 1 metr. Z toho vyplívá, že rozestupy mezi kabelovými vozíky v nataženém stavu budou zhruba 2 metry, tedy bude zapotřebí 15 pojezdových vozíků a 4 koncových. Budeme-li uvažovat s obousměrným natažením hadice od země až k sondě, bude zapotřebí zhruba 78 metrů hadic.

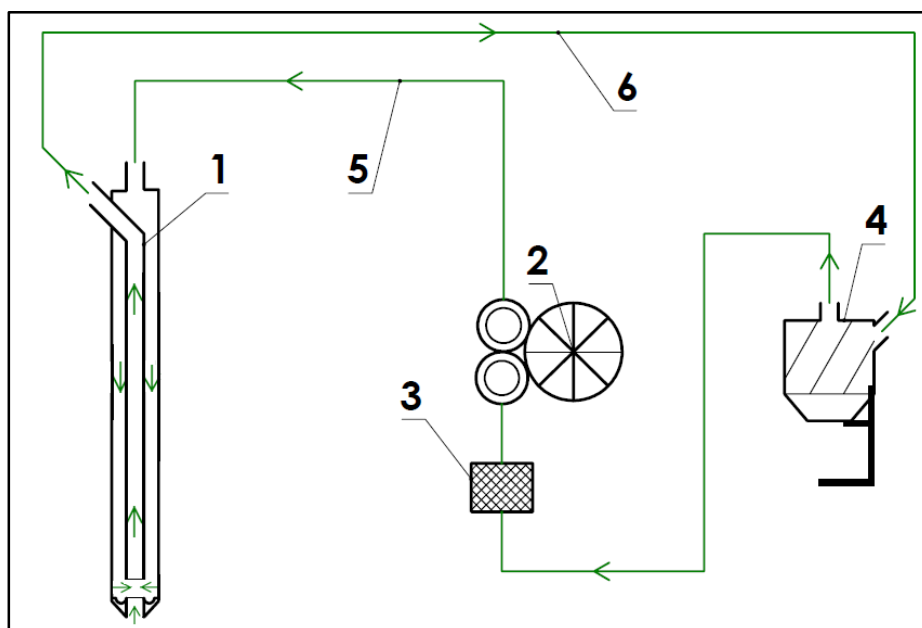


Obr. 55.: Detail kabelové vlečky

### Řešení pneumatické dopravy

Schéma pneumatické dopravy vzorkovače je znázorněno na Obr. 56. Chod celého okruhu obstarává sací turbína (2). Do vnější části dvoucestné sací sondy (1) je přiváděn vzduch (5), který se mísí se zrninou. Vnitřní částí vzorkovací sondy (1) je tato směs nasáta a podtlakově přepravována (6) do cyklonového odlučovače (4). V odlučovači (4) je síto, v němž se zrno zachytí a vzduch projde ke vzduchovému filtru (3). Ze vzduchového filtru (3) je čistý vzduch nasáván sací turbínou (2). Tento cyklus se opakuje do doby, než se provede dostatečný počet odběrů vzorků dle normy ČSN EN ISO 24333.

Pro co nejmenší ovlivnění kvality vzorku zrniny musí být zachován neutrální tlak nebo podtlak na vstupu dvoucestné sací sondy. Aby se dosáhlo správného tlaku na vstupu sondy, musí být regulovatelný přívod vzduchu – otvory pro řízení vzduchu buďto na sondě nebo na turbíně. Pro nastavení správného tlaku na vstupu sondy se postupuje tak, že se přiloží papír na otvor sondy, aby celý otvor zakrýval. Pokud je papír odfouknut, jedná se o vysoký tlak přívodního vzduchu a je třeba otevřít regulační otvory. Pokud je papír nasáván do otvoru, je třeba zavřít regulační otvory. Ideální stav je, když se papír drží na otvoru vstupu sondy, aniž by byl nasáván či odfoukáván. [20]



Obr. 56.: Schéma pneumatického řešení vzorkovače

## 11. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout mostový vzorkovač zrnin pro vzorkování na větším počtu koridorů s možností modulárního rozšiřování vzorkovací plochy.

Na začátku práce je uvedena problematika a přehled rozdělení vzorkovačů zrnin včetně rozdělení vzorkovacích sond. Následně se práce věnuje přídavným systémům vzorkovačů a problematice nesymetrického pohonu pojezdu příčnicků. Je zde také uvedena část normy pro odběr vzorků zrnin, která udává místa k odběru vzorků zrniny z vozu v závislosti na hmotnosti šarže.

V konstrukční části byly provedeny tři varianty návrhu řešení profilu mostu. Při návrhu profilu mostu se vycházelo především z programu RFEM od firmy Dlubal Software. Pro ověření správnosti výsledků z programu RFEM, byly výsledné hodnoty ověřeny také analyticky. Výsledky jednotlivých variant byly zaznamenány v přehledné tabulce a porovnány. Na základě bodového hodnocení byla vybrána varianta s nejvyšším počtem bodů. Touto variantou se stala varianta A, tvořená profilem mostu PRO 400x200x10, která byla dále konstrukčně rozpracována.

V další části se práce zabývá návrhem příčnicku. Při návrhu se vycházelo z norem a ze skript pro mostové jeřáby. Byly vypočteny parametry profilu příčnicku, pojezdových kol a také elektromotoru s plochou převodovkou. Byly také ověřeny doby rozběhu a doby brzdění příčnicku.

Dalším postupem práce byl návrh vozíku se vzorkovací sondou, kde byly vypočteny parametry pojezdových kol, elektromotoru a kuželové převodovky s následnými kontrolami na dobu rozběhu a dobu brzdění. Pohyb sondy byl vyřešen přes řetěz a táhlo, na kterém je sonda uchycena. Pohon řetězu obstarává elektromotor s kuželovou převodovkou přes ozubené kuželové soukolí. Hnací hřídel kuželového soukolí je opatřena třecí momentovou spojkou, která zabraňuje přetížení motoru vysokým krouticím momentem.

Požadavek na modulárnost vzorkovací plochy byl vyřešen tak, že konstrukce vzorkovací dráhy je složena z levého, pravého a středového dílu. V případě potřeby změny velikosti vzorkovací plochy se buď přidá, nebo ubere počet středových dílů v závislosti na počtu koridorů.

Přeprava zrniny je řešena pomocí pneumatické dopravy. Sací turbína pomocí podtlaku přepravuje zrninu do zkušební laboratoře. Hadice pro přepravu zrniny a přívod energie do vozíku jsou současně vyřešeny pomocí kabelové vlečky. Zde by bylo vhodné konzultovat se zákazníkem o možnosti využití jiného přepravního systému pomocí potrubní pošty, která je sice dražší, ale méně ovlivňuje stav odebíraného vzorku.

## Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, František, Ladislav KUPKA a Alfréd BOLEK. Jeřáby. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968. Česká matice technická, č. spisu 338, roč. 72 (1968).
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol.
- [3] POLÁK, Jaromír. Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [4] MYNÁŘ, Břetislav, KAŠPÁREK, Jaroslav. Dopravní a manipulační zařízení. Brno, 2003. 126 s. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>
- [5] Zdvihací zařízení v teorii a praxi. Ostrava: Ústav dopravních a procesních zařízení, 1/2006. ISSN 1802-2812.
- [6] Zdvihací zařízení v teorii a praxi. Ostrava: Ústav dopravních a procesních zařízení, 2/2007. ISSN 1802-2812.
- [7] ČSN EN ISO 24333 (461015) N Obiloviny a výrobky z obilovin - Vzorkování. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [8] AHDB Cereals & Oilseeds : AHDB Strategy [online]. [cit. 22.06.2019]. Dostupné z: [https://cereals.ahdb.org.uk/media/248889/grain\\_sampling\\_guide\\_2013.pdf](https://cereals.ahdb.org.uk/media/248889/grain_sampling_guide_2013.pdf)
- [9] Směrnice Rady 96/53/ES [online]. [cit. 22.06.2019]. Dostupné z: <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1996L0053:20020309:CS:PDF>
- [10] Přehled vlastností oceli S235JR – Bolzano [online]. [cit. 22.06.2019]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/>
- [11] Materiálové charakteristiky – Ocelář [online]. Dostupné z: <http://www.steelcalc.com/cs/materchar.aspx>
- [12] Vozy pro přepravu obilovin – Parostroj [online]. [cit. 22.06.2019]. Dostupné z: [https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/preprava\\_obilovin/preprava\\_obilovin.php3](https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/preprava_obilovin/preprava_obilovin.php3)
- [13] Mostové váhy – Tenzona [online]. [cit. 23.06.2019]. Dostupné z: <https://www.tenzona.cz/>
- [14] FERONA a.s. – Velkoobchod s hutním materiálem [online]. [cit. 23.06.2019]. Dostupné z: <https://www.ferona.cz/>
- [15] LENZE – Výrobce elektropohonů [online]. [cit. 24.06.2019]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/>
- [16] Katalog NSK - Bearings, Automotive Products, and Precision Machinery and Parts [online]. [cit. 24.06.2019] Dostupné z: <https://www.nsk.com/>
- [17] Katalog SKF [online]. [cit. 24.06.2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/>
- [18] Vlečky s pojezdem na lanku Conductix [online]. [cit. 28.06.2019]. Dostupné z: <https://www.conductix.cz/>
- [19] Vzduchotechnická hadice pro sypké poživatiny GUMEX [online]. [cit. 28.06.2019]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/>

- [20] Guide to Taking a Representative Sample. Canadian Grain Commission [online]. Dostupné z: <https://www.grainscanada.gc.ca/>
- [21] Kolo s náolkem a drážkou pro pero - ZABI CZECH [online]. [cit. 01.07.2019]. Dostupné z: <https://www.zabi.cz/kolo-s-nakolkem-100-mm-a-drazkou-pro-pero>
- [22] Vzorkování zrnin BioPro [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://www.biopro.cz/vzorkovani-zrnin>
- [23] Gamet Manufacturing [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <http://www.gametmfg.com/>
- [24] Grain Samplers D.V.Stork [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://grainsamplers.com/>
- [25] Příklady použití nerezové oceli v průmyslu i domácnosti FASTENERS [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://www.fasteners-cz.cz/priklady-pouziti-nerezove-oceli-v-prumyslu-i-domacnosti>
- [26] Potravinářská nerez ocel 18/10 ZelenáZebra [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://www.zelenazebra.cz/slovníkpojmu/potravinarska-nerez-ocel/>
- [27] Vzorkovače na obilí a zrniny Siagra [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://www.siagra.cz/vzorkovace-na-obili-a-zrniny>
- [28] Katalog odběrových zařízení a vzorkovačů 2theta [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: [http://www.2theta.cz/uploads/Nove\\_veci/Katalog\\_sondy\\_CZ2012.pdf](http://www.2theta.cz/uploads/Nove_veci/Katalog_sondy_CZ2012.pdf)
- [29] Pfeuffer Rakoraf [online]. [cit. 10.7.2019]. Dostupné z: <http://www.pfeuffer.com/products.html>
- [30] Pneumatická doprava - Technologie pro manipulaci se sypkými materiály [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: <https://www.sklenar-technologie.cz/cs/m-53-pneumaticka-doprava>
- [31] MILLS, David, Mark G. JONES a Vijay K. AGARWAL. Handbook of pneumatic conveying engineering. London: Taylor & Francis, 2004. McGraw-Hill professional engineering, v. 165. ISBN 0-8247-4790-9.
- [32] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [33] Obrázky z dějin poštovníctví XVIII INFOFILA [online]. [cit. 10.7.2019]. Dostupné z: <http://www.infofila.cz/obrazky-z-dejin-postovnictvi-xviii>
- [34] Radek Beňo: Hyperloop – rychlejší než kulky [online]. [cit. 10.07.2019]. Dostupné z: [https://www.aldebaran.cz/bulletin/2016\\_11\\_hyp.php](https://www.aldebaran.cz/bulletin/2016_11_hyp.php)

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
$a_b$	Zpomalení pojezdu	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_p$	Zrychlení pojezdu	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_{pmax}$	Maximální zrychlení pojezdu	$[m \cdot s^{-2}]$
$b$	Účinná šířka kolejnice	$[mm]$
$b_{1,2}$	Šířka dotykových ploch	$[mm]$
$C_{ena1kg}$	Cena za 1 kilogram materiálu	$[Kč \cdot kg^{-1}]$
$C_{ena1m}$	Cena za 1 metr materiálu	$[Kč \cdot m^{-1}]$
$C_{enam}$	Celková cena materiálu	$[Kč]$
$C_{enam1}$	Cena za materiál PRO 120x50x5	$[Kč]$
$C_{enam2}$	Cena za materiál U 80	$[Kč]$
$C_r$	Základní dynamická radiální únosnost	$[N]$
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	$[mm]$
$d_e$	Vnější průměr ložiska	$[mm]$
$D_k$	Průměr pojezdového kola	$[mm]$
$D_{\check{r}}$	Průměr řetězového kola	$[mm]$
$D_{\check{s}}$	Průměr šroubu	$[mm]$
$E$	Modul pružnosti v tahu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$e$	Součinitel valivého tření	$[m]$
$f$	Součinitel adheze	$[1]$
$f_1$	První vlastní tvar frekvence	$[Hz]$
$f_2$	Druhý vlastní tvar frekvence	$[Hz]$
$f_3$	Třetí vlastní tvar frekvence	$[Hz]$
$f_4$	Čtvrtý vlastní tvar frekvence	$[Hz]$
$F_a$	Axiální síla	$[N]$
$f_{\check{c}}$	Součinitel čepového tření	$[1]$
$f_h$	Součinitel únavové trvanlivosti	$[1]$
$F_{ip}$	Inerční síla posuvných hmot	$[N]$
$f_n$	Součinitel otáček	$[1]$
$F_r$	Radiální síla	$[N]$
$F_s$	Zapichovací síla	$[N]$
$g$	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$G_{d,m}$	Gravitační síla mostu s dynamickými účinky	$[N]$
$G_{d,p}$	Gravitační síla příčnicku s dynamickými účinky	$[N]$
$G_{d,s+v}$	Gravitační síla sondy a vozíku s dynamickými účinky	$[N]$
$G_m$	Gravitační síla mostu	$[N]$
$G_p$	Gravitační síla příčnicku	$[N]$
$G_s$	Gravitační síla vzorkovací sondy	$[N]$



$G_{s+v}$	Gravitační síla sondy a vozíku	[N]
$G_{smyk}$	Modul pružnosti ve smyku	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$G_v$	Gravitační síla vozíku	[N]
$HB$	Tvrдость podle Brinella	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$h_{min}$	Minimální výška vzorkovací dráhy	[m]
$i$	Počet šroubů	[1]
$i_p$	Převodový poměr	[1]
$J$	Kvadratický moment setrvačnosti	[mm <sup>4</sup> ]
$J_m$	Moment setrvačnosti kotvy motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_r$	Moment setrvačnosti rotujících hmot	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_x$	Kvadratický moment setrvačnosti k ose x	[mm <sup>4</sup> ]
$J_y$	Kvadratický moment k ose y	[mm <sup>4</sup> ]
$k$	Celková bezpečnost	[1]
$K$	Ekvivalentní svislé zatížení kola	[N]
$k_1$	Součinitel vyjadřující účel počítané součásti	[1]
$k_2$	Součinitel bezpečnosti na základě součtu srovnávacích čísel	[1]
$k_3$	Součinitel spolehlivosti materiálu	[1]
$k_m$	Součinitel druhu provozu a materiálu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$K_{max}$	Maximální zatížení pojezdového kola	[N]
$K_{min}$	Minimální zatížení pojezdového kola	[N]
$k_r$	Součinitel vlivu rotačních hmot	[1]
$k_v$	Součinitel tvaru části jeřábu	[1]
$l$	Délka mostu	[m]
$L_0$	Minimální tažnost oceli S235JR	[%]
$l_A$	Délka ramene	[m]
$l_B$	Délka ramene	[m]
$L_h$	Doba životnosti	[hod]
$m_{1m}$	Hmotnost průřezu o délce 1 metru	[kg·m <sup>-1</sup> ]
$M_A$	Moment k podpoře A	[N·m]
$M_a$	Rozběhový moment motoru	[N·m]
$M_B$	Moment k podpoře B	[N·m]
$M_b$	Brzdňý moment	[N·m]
$M_{biP}$	Inerční (setrvačný) brzdňý moment posuvných hmot	[N·m]
$M_{biR}$	Inerční (setrvačný) brzdňý moment rotačních hmot	[N·m]
$M_{bp}$	Brzdňý moment brzdy	[N·m]
$M_{bs}$	Moment na udržení sondy ve visu	[N·m]
$M_{bst}$	Statický brzdňý moment posuvných sil	[N·m]
$M_{bv}$	Brzdňý moment větru	[N·m]
$M_{iP}$	Inerční (setrvačný) moment posuvných hmot	[N·m]

$M_{ip1}$	Inerční (setrvačný) moment posuvných hmot pro 1 motor	$[N \cdot m]$
$M_{iR}$	Inerční (setrvačný) moment rotačních hmot	$[N \cdot m]$
$m_m$	Hmotnost mostu	$[kg]$
$M_o$	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
$M_o(x)$	Ohybový moment v místě $x$	$[N \cdot m]$
$m_o(x)^{1''}$	Jednotkový moment v místě $x$	$[1]$
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment	$[N \cdot m]$
$M_r$	Rozběhový moment	$[N \cdot m]$
$m_s$	Hmotnost vzorkovací sondy	$[kg]$
$M_s$	Zapichovací moment	$[N \cdot m]$
$M_{st}$	Statický moment posuvných sil	$[N \cdot m]$
$m_v$	Hmotnost vozíku	$[kg]$
$M_v$	Statický moment větru	$[N \cdot m]$
$n$	Počet poháněcích elektromotorů	$[1]$
$n_a$	Počet všech kol	$[1]$
$n_k$	Otáčky pojezdu	$[min^{-1}]$
$n_m$	Otáčky motoru	$[min^{-1}]$
$n_n$	Počet nepoháněných kol	$[1]$
$P$	Potřebný celkový výkon	$[W]$
$P_e$	Ekvivalentní dynamické zatížení	$[N]$
$P_{1m}$	Výkon 1 elektromotoru	$[W]$
$p_d$	Dovolený tlak	$[N \cdot mm^{-2}]$
$p_{max}$	Maximální kontaktní tlak	$[N \cdot mm^{-2}]$
$q_{d,m}$	Spojité zatížení mostu s dynamickými účinky	$[N \cdot m^{-1}]$
$q_m$	Spojité zatížení mostu	$[N \cdot m^{-1}]$
$r$	Délka ramene	$[m]$
$r_{\check{c}}$	Poloměr čepu	$[m]$
$R_{d,A}$	Reakce v podpoře A s dynamickými účinky	$[N]$
$R_{d,B}$	Reakce v podpoře B s dynamickými účinky	$[N]$
$R_e$	Minimální mez kluzu oceli S235JR	$[N \cdot mm^{-2}]$
$R_k$	Poloměr pojezdového kola	$[mm]$
$R_m$	Mez pevnosti oceli S235JR	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\check{s}$	Šířka koridoru	$[m]$
$T$	Odporová síla	$[N]$
$t_b$	Doba brzdění	$[s]$
$t_{bmin}$	Minimální doba brzdění	$[s]$
$t_{bp}$	Doba brzdění brzdy	$[s]$
$t_r$	Doba rozběhu	$[s]$
$t_{rmin}$	Minimální doba rozběhu	$[s]$

$U_{max}$	Maximální průhyb mostu	$[mm]$
$V_1$	Síla větru za provozu	$[N]$
$V_2$	Síla větru za klidu	$[N]$
$V_p$	Pojezdová rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
$V_{p\_skut}$	Skutečná pojezdová rychlost	$[m \cdot min^{-1}]$
$V_s$	Rychlost vysouvání sondy	$[m \cdot min^{-1}]$
$V_{s\_skut}$	Skutečná rychlost vysouvání sondy	$[m \cdot min^{-1}]$
$W_{omin}$	Minimální modul průřezu v ohybu	$[m^3]$
$W_{ox}$	Modul průřezu v ohybu k ose x	$[mm^3]$
$W_{oy}$	Modul průřezu v ohybu k ose y	$[mm^3]$
$x$	Obecná vzdálenost	$[m]$
$X$	Součinitel radiálního zatížení	$[1]$
$Y$	Součinitel axiálního zatížení	$[1]$
$\varepsilon$	Úhlové zrychlení	$[rad \cdot s^{-2}]$
$\rho$	Hustota oceli S235JR při 20°C	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\tau$	Smykové napětí	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\vartheta$	Průhyb	$[mm]$
$\sum K_p$	Zatížení hnacích kol	$[N]$
$\sum S$	Součet kolmých ploch na směr větru	$[m^2]$
$T'$	Odporová síla hnacího kola	$[N]$
$i_p''$	Předběžný převodový poměr	$[1]$
$n_k''$	Předběžné otáčky pojezdu	$[min^{-1}]$
$\eta_{\tilde{r}}$	Účinnost řetězového kola	$[1]$
$\eta_{\tilde{r}p}$	Účinnost řetězového kola a převodovky	$[1]$
$\eta_c$	Celková mechanická účinnost	$[1]$
$\eta_p$	Účinnost převodovky	$[1]$
$\kappa_o$	Součinitel tření nákolku o kolejnici pro přímkový styk	$[1]$
$\kappa_v$	Součinitel tření nákolku o kolejnici pro botový styk	$[1]$
$\mu_h$	Součinitel trvanlivosti	$[1]$
$\mu_n$	Součinitel počtu otáček	$[1]$
$\sigma_{mises}$	Maximální ekvivalentní napětí (Von Mises)	$[MPa]$
$\tau_D$	Dovolené smykové napětí	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\varphi_{pojezdový}$	Dynamický pojezdový součinitel	$[1]$
$\psi_{zdvihový}$	Dynamický zdvihový součinitel	$[1]$
$\omega_1$	Zatížení větrem za provozu	$[kp \cdot m^{-2}]$
$\omega_2$	Zatížení větrem za klidu	$[kp \cdot m^{-2}]$
$\vartheta_{max}$	Maximální průhyb	$[m]$
$\vartheta_{poisson}$	Součinitel příčné deformace	$[1]$

FEM           Metoda konečných prvků  
PU            Polyurethan

## Seznam obrázků

Obr. 1.: Sloupový vzorkovač zrnin od firmy Gamet [23] .....	1
Obr. 2.: Sloupový vzorkovač zrnin od firmy Gamet [23] .....	2
Obr. 3.: Portálový vzorkovač zrnin od firmy D.V. Stork [24] .....	3
Obr. 4.: Mostový vzorkovač zrnin od firmy D.V. Stork [24] .....	4
Obr. 5.: a) Vertikální sonda, b) Detail vertikální sondy, c) Horizontální sonda [28] .....	5
Obr. 6.: Jednocestná sací sonda [24] .....	6
Obr. 7.: Dvoucestná sací sonda [29].....	6
Obr. 8.: Šneková sonda [24] .....	7
Obr. 9.: Flush back systém [24] .....	7
Obr. 10.: Rozdělení pneumatické dopravy [31] .....	8
Obr. 11.: Potrubní pošta [33] .....	9
Obr. 12.: Princip optické metody [6] .....	10
Obr. 13.: Princip ultrazvukové metody [6] .....	11
Obr. 14.: Princip tenzometrické metody [6] .....	12
Obr. 15.: Příklady rozvržení vzorkovacích bodů na počet 8 [7] .....	14
Obr. 16.: Příklad rozvržení vzorkovacích bodů na počet 25 [7] .....	14
Obr. 17.: Maximální přípustné rozměry dle směrnice 96/53/ES [9] .....	17
Obr. 18.: Rozměry vozu Tagnpss od firmy Graaf Transportsysteme [12] .....	17
Obr. 19.: Mostová váha 18x3 m od firmy Tenzona [13] .....	18
Obr. 20.: Čtyřhranný uzavřený profil PRO 400x200x10 [14].....	20
Obr. 21.: Průběh ohybového momentu mostu.....	22
Obr. 22.: Průhyb mostu v $l/2$ – Mohrův integrál.....	24
Obr. 23.: Výpočet napětí v programu RFEM .....	25
Obr. 24.: Výpočet průhybu v programu RFEM.....	25
Obr. 25.: Modální analýza v programu RFEM .....	26
Obr. 26.: Profil HEA 340 [14] .....	27
Obr. 27.: Výpočet napětí v programu RFEM .....	29
Obr. 28.: Výpočet průhybu v programu RFEM.....	29
Obr. 29.: Modální analýza v programu RFEM .....	30
Obr. 30.: Profil U 80 [14] .....	31
Obr. 31.: Výpočet napětí v programu RFEM .....	33
Obr. 32.: Výpočet průhybu v programu RFEM.....	33
Obr. 33.: Modální analýza v programu RFEM .....	34
Obr. 34.: Sestava mostu .....	36
Obr. 35.: Sestava mostu – detail .....	36
Obr. 36.: Profil PRO 150x100x5 [14] .....	37
Obr. 37.: Schéma působících sil na příčník.....	37
Obr. 38.: Odporů kola při pojezdu.....	41

Obr. 39.: Schéma uspořádání pojezdu .....	43
Obr. 40.: Rozměry ložiska SKF 6914 [17].....	49
Obr. 41.: Konstrukční řešení příčnicku.....	50
Obr. 42.: Konstrukční řešení pojezdového kola .....	51
Obr. 43.: Schéma spojení mostu s příčnickem.....	51
Obr. 44.: Rozměry pojezdového kola vozíku [21] .....	52
Obr. 45.: Konstrukční řešení vozíku – detail A .....	61
Obr. 46.: Konstrukční řešení vozíku – detail B .....	62
Obr. 47.: Sestava vzorkovací dráhy .....	62
Obr. 48.: Detail ukotvení sloupu .....	63
Obr. 49.: Detail ukotvení a napojení vzorkovací dráhy ke sloupu .....	64
Obr. 50.: Detail napojení kolejnic.....	64
Obr. 51.: Výpočet napětí a průhybu vzorkovací dráhy .....	65
Obr. 52.: Modální analýza vzorkovací dráhy .....	66
Obr. 53.: Pracovní oblast mostového vzorkovače .....	67
Obr. 54.: Vedení kabeláže a přepravy zrniny .....	68
Obr. 55.: Detail kabelové vlečky.....	68
Obr. 56.: Schéma pneumatického řešení vzorkovače.....	69

### Seznam tabulek

Tab. 1.: Postup vzorkování pro získání minimální hmotnosti laboratorního vzorku pro statické zrní [7] .....	13
Tab. 2.: Chemické složení v hmotnostních procentech [10].....	16
Tab. 3.: Průřezová charakteristika profilu PRO 400x200x10 [14] .....	21
Tab. 4.: Přehled výsledků varianty A .....	26
Tab. 5.: Průřezová charakteristika profilu HEA 340 [14].....	27
Tab. 6.: Přehled výsledků varianty B .....	30
Tab. 7.: Průřezová charakteristika profilu PRO 120x50x5 [14] .....	31
Tab. 8.: Průřezová charakteristika profilu U 80 [14] .....	31
Tab. 9.: Přehled výsledků varianty C .....	34
Tab. 10.: Přehled výsledků všech variant .....	35
Tab. 11.: Bodové hodnocení .....	35
Tab. 12.: Průřezová charakteristika profilu PRO150x100x5 [14] .....	37
Tab. 13.: Základní parametry motoru [15].....	42
Tab. 14.: Parametry brzdy [15].....	42
Tab. 15.: Parametry převodovky [15] .....	43
Tab. 16.: Parametry frekvenčního měniče .....	44
Tab. 17.: Parametry ložiska SKF 6914 [17] .....	49
Tab. 18.: Základní parametry motoru [15].....	54
Tab. 19.: Parametry brzdy [15].....	54
Tab. 20.: Parametry převodovky [15] .....	55
Tab. 21.: Parametry frekvenčního měniče [15] .....	55
Tab. 22.: Základní parametry motoru [15].....	59

Tab. 23.: Parametry brzdy .....	59
Tab. 24.: Parametry převodovky .....	60
Tab. 25.: Přehled výsledků vzorkovací dráhy .....	66

### Seznam příloh

- Příloha 1: Sestava mostového vzorkovače zrnin – DP-2019-00  
Příloha 2: Kusovník – DP-2019-K