



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# KONSTRUKCE EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO STUDIUM PÍSKOVÁNÍ KOLEJOVÝCH VOZIDEL

DESIGN OF EXPERIMENTAL STAND FOR THE STUDY OF RAILWAY VEHICLES SANDING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. RADOVAN GALAS

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR ŠPERKA, Ph.D.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2012/13

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radovan Galas

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

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

### **Konstrukce experimentálního zařízení pro studium pískování kolejových vozidel**

v anglickém jazyce:

#### **Design of Experimental Stand for the Study of Railway Vehicles Sanding**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je návrh konstrukce experimentálního zařízení umožňujícího studium tribologických aspektů kontaktu kola a kolejnice při aplikaci pískovacího materiálu pro zlepšení trakce. Zařízení má umožňovat stanovení trakčních křivek při různých provozních podmínkách a při použití reálného pískovacího zařízení. Výstupem bude experimentální zařízení, jehož funkce bude ověřena úvodními experimenty.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Varianty konstrukčního řešení
5. Optimální konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Bibliografie

Forma práce: průvodní zpráva, technická dokumentace, funkční vzorek

Typ práce: konstrukční

Účel práce: pro V-V a tvůrčí činnost ÚK

Výstup práce: funkční vzorek (G)

Seznam odborné literatury:


R. Lewis, U. Olofsson - Wheel/Rail Interface Handbook. 2009. ISBN-10: 1439801460

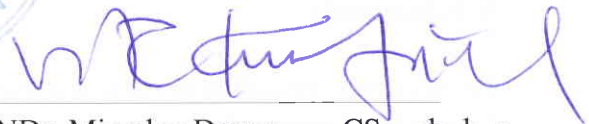
Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Šperka, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 21.11.2012



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
Ředitel ústavu

  
\_\_\_\_\_  
prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan

---

## **ABSTRAKT**

Předložená diplomová práce se zabývá návrhem a realizací experimentálního zařízení pro studium tribologických aspektů kontaktu kola a kolejnice. V práci se čtenář nejdříve seznámí se základními pojmy jako je adheze, skluz, trakční křivka aj. Následně jsou v práci popsána zařízení, která jsou ve světě využívána pro studium kontaktu kola a kolejnice. Poté následuje vlastní řešení autora. Výsledkem je dvoudiskové zařízení v měřítku 1:3. Zařízení umožňuje stanovení trakčních křivek pro různé okolní podmínky (přítomnost vody, písku a oleje v kontaktu pro různé teploty) a pro různé provozní parametry (kontaktní tlak a rychlost). Součástí práce jsou ověřovací experimenty a kompletní výkresová dokumentace zařízení.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kolo, kolejnice, adheze, součinitel adheze, skluz, trakční křivka, písek, pískování

## **ABSTRACT**

Presented master's thesis describes the design and the implementation of an experimental device used for the study of tribological aspects of wheel-rail contact. In this work, the reader will first learn the fundamentals such as adhesion, slip, traction curve, etc. Subsequently, the work is describing devices that are used for the study of wheel-rail contact around the world. This section is followed by the author proposed solution. The result is a twin disc device in the scale of 1:3. The device allows determining traction characteristics for different environmental conditions (presence of water, sand and oil in contact for different temperatures) and various operating parameters (contact pressure and speed). A part of this work are also the validation experiments and complete design documentation.

## **KEYWORDS**

Wheel, rail, adhesion, adhesion coefficient, slip, traction characteristic, sand, sanding

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

GALAS, R. *Konstrukce experimentálního zařízení pro studium pískování kolejových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Šperka, Ph.D..

---



Tato diplomová práce vznikla jako součást řešení projektu „*Výzkum a vývoj progresivního pískovacího systému kolejových vozidel*“, který je realizován za finanční podpory z prostředků státního rozpočtu prostřednictvím Technologické agentury České republiky.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že předloženou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Šperky Ph.D. a všechny literární zdroje, ze kterých jsem čerpal, jsem uvedl v seznamu bibliografie.

V Brně dne 17. května 2013

.....  
Radovan Galas

---



---

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Petru Šperkovi, Ph.D. za poskytnuté rady a cenné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat asistentům z Ústavu konstruování Ing. Milanovi Omastovi a Ing. Davidu Smejkalovi. V neposlední řadě bych také rád poděkovat rodině a přítelkyni za podporu a vstřícnost během studia.

---



**OBSAH**

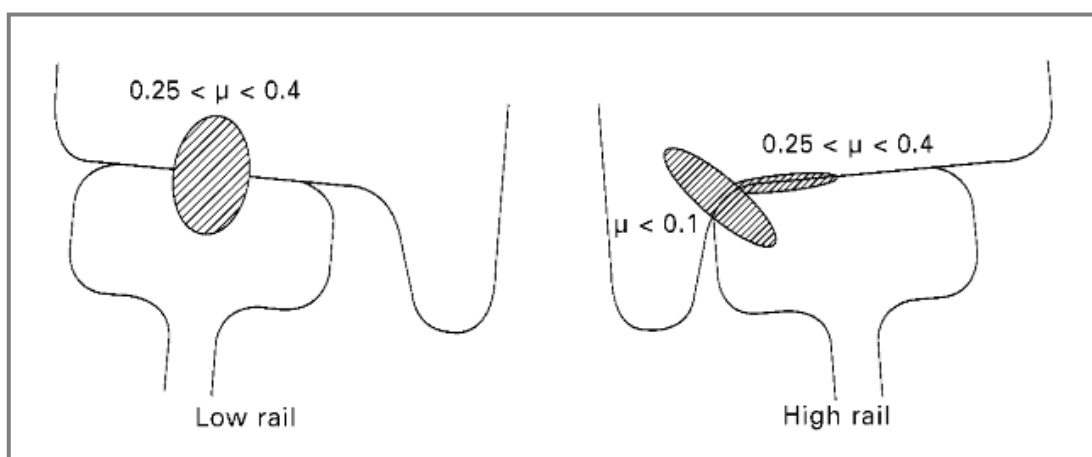
<b>ÚVOD</b>	<b>12</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>14</b>
1.1 Základní pojmy	14
1.2 Experimentální zařízení studující kontakt kola a kolejnice	17
1.2.1 Zařízení Suros	17
1.2.2 Zařízení Voestalpine Schienen	19
1.2.3 Zařízení v „National Traffic Safety & Environment Laboratory“	20
1.2.4 Zařízení v „Railway Technical Research Institute “ v Tokiu	22
1.2.5 Zařízení JD-1	24
1.2.6 Zařízení na Jiaotongské univerzitě	27
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>30</b>
2.1 Analýza problému	30
2.2 Cíl práce a rozsah autorovy práce	31
2.3 Postup práce	32
<b>3 VARIANTY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ</b>	<b>33</b>
3.1 Koncept zařízení	33
3.2 Měřítko	33
3.3 Výpočet měřítkových variant	34
3.4 Pohon zařízení	37
3.5 Zátěžný člen	39
3.6 Způsob vyhodnocení součinitele adheze	40
<b>4 OPTIMÁLNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>41</b>
4.1 Optimální varianta	41
4.2 Koncept a popis zařízení	42
4.3 Výsledná sestava a její hlavní části	42
4.4 Hlavní rám	43
4.5 Rám pro pohony	46
4.6 Kyvný rám s diskem	49
4.7 Spodní rám s diskem	51
4.8 Zátěžný a odlehčující mechanismus	52
4.9 Režimy chodu a volba pohonu a převodovky	54
4.10 Geometrické varianty disků	56
4.11 Připojitelné moduly	57
4.12 Měřicí řetězec	59
4.13 Cenová rozvaha	60
4.14 Metodika experimentu	60
4.15 Průběh experimentu	60
4.16 Úvodní experimenty	61
<b>5 DISKUZE</b>	<b>64</b>
<b>ZÁVĚR</b>	<b>66</b>
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>67</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>70</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK</b>	<b>72</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>74</b>

## ÚVOD

Za začátek novodobé kolejové dopravy lze označit počátek 19. století, kdy byla v Anglii představena první parní lokomotiva navržená Georgem Stephensonem. Od té doby si kolejová doprava vydobyla pevné místo jak v dálkové, tak i v městské dopravě. K tomu, aby se tak stalo, měla kolejová doprava výborný předpoklad v nízkém valivém odporu, z čehož plyne malá energetická náročnost. Valivý odpor je totiž u kolejové dopravy přibližně osmkrát nižší v porovnání se silniční dopravou. S narůstajícím zájmem o kolejovou dopravu byly kladeny stále vyšší požadavky na rychlost, komfort a v neposlední řadě také na samotnou bezpečnost dopravy. Aby bylo možné těmto nárokům vyhovět, bylo nezbytné pochopit procesy, ke kterým při styku kola a kolejnice dochází.

Ke kontaktu mezi kolem a kolejnicí dochází ve dvou místech. První kontakt nastává mezi temenem kolejnice a kónickou plochou kola (tzv. běhounem). Projíždí-li vozidlo traťovým obloukem, dochází navíc ke kontaktu mezi zaoblenou částí hlavy kolejnice a okolkem kola (obr. 0-1). Tento případ je v literatuře označován jako dvoubodový kontakt. Problém však nastává v protichůdných požadavcích na hodnotu součinitele tření v obou kontaktech.

Při průjezdu vozidla traťovým obloukem nastává v kontaktu hlavy kolejnice a okolku vysoká hodnota součinitele tření, což má za následek nadměrné opotřebení. Z toho důvodu je na okolek kola pomocí trysky nanášena tenká vrstva maziva, která snižuje součinitel tření a tím i velikost opotřebení. Naproti tomu kontakt mezi temenem kolejnice a kónickou plochou kola zajišťuje přenos trakčních sil. Aby byl přenos trakčních sil co nejefektivnější, je nezbytné dosáhnout vysokého součinitele adheze v kontaktu. Při suchých podmínkách je hodnota součinitele adheze v kontaktu dostatečná, je-li však kontakt kontaminován (vodou, listím, olejem aj.) součinitel adheze klesá a je nezbytné jej zvýšit. Ke zvýšení součinitele adheze se nejčastěji využívá pískování. Pískování je proces, při kterém je do kontaktu kola a kolejnice přiváděna směs písku a vzduchu.



Obr. 0-1 Kontakt kola a kolejnice [1]

Při styku kola a kolejnice jsou tedy aplikovány dva „protichůdné“ procesy, a to proces pískování a proces mazání. Jejich úkolem je zvyšovat resp. snižovat hodnotu tření v kontaktu tak, aby byl zaručen dostatečný přenos trakčních sil

a přijatelná míra opotřebení. Není tedy překvapující, že právě kontakt kola a kolejnice je často označován jako kritické místo kolejové dopravy. Odhaduje se, že ztráty způsobené nízkou adhezí mezi kolem a kolejnicí se jen na Britských ostrovech každoročně pohybují okolo 50 milionů liber [1].

Z výše uvedených řádků vyplývá, že ačkoliv je problematika kontaktu kola a kolejnice zkoumána již desítky let, není zcela vyřešena. Důkazem toho je i fakt, že mnoho vědeckých studií je zaměřeno právě na kontakt kola a kolejnice, za účelem zvýšení trakce vozidla, minimalizace opotřebení a snížení hlukové emise.

Tato diplomová práce je součástí projektu „*Výzkum a vývoj progresivního pískovacího systému kolejových vozidel*“, jehož zadavatelem je Technologická agentura České republiky, a příjemcem projektu je společnost TRIBOTEC s r.o.

# 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

## 1.1 Základní pojmy

### Adheze

Adhezi lze definovat jako schopnost přenosu sil mezi dvěma interagujícími tělesy. V kolejové dopravě se jedná o přenos třecích (trakčních) sil mezi kolem a kolejnicí. Při adhezi se uplatňují tři základní fyzikální jevy: smykové tření, valení a spin<sup>1</sup> [2]. Míra adheze je vyjadřována pomocí tzv. *součinitele adheze*. Hodnota součinitele adheze je však silně závislá na provozních parametrech a okolních podmínkách. Běžně udávaná hodnota součinitele adheze při suchých podmínkách se pohybuje okolo hodnoty 0,3, zatímco při přítomnosti vody součinitel adheze klesá na hodnotu 0,2 [3]. Závislost součinitele adheze na okolních podmínkách popisuje tab. 1-1.

Tab. 1-1 Závislost součinitele adheze na okolních podmínkách [3]

Povrchové podmínky koleje	Adhezní koeficient
Suchá kolej	0,25–0,30
Mokrá kolej	0,18–0,20
Mokrá kolej s pískem	0,22–0,25
Mastná kolej	0,15–0,18
Sníh na koleji	0,10
Sníh na koleji s pískem	0,15
Mokrě listí na koleji	0,07

### Součinitel adheze

Je definován jako podíl třecí síly a normálové síly. Jedná se tedy o analogii Coulombova tření [2].

$$\mu = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{tx}}{F_n}\right)^2 + \left(\frac{F_{ty}}{F_n}\right)^2} \quad (1.1)$$

kde:

$\mu_x, \mu_y$  1 je součinitel adheze v ose  $x$  resp. v ose  $y$   
 $F_{tx}, F_{ty}$  N – třecí síla v ose  $x$  resp. v ose  $y$   
 $F_n$  N – normálová síla v kontaktu

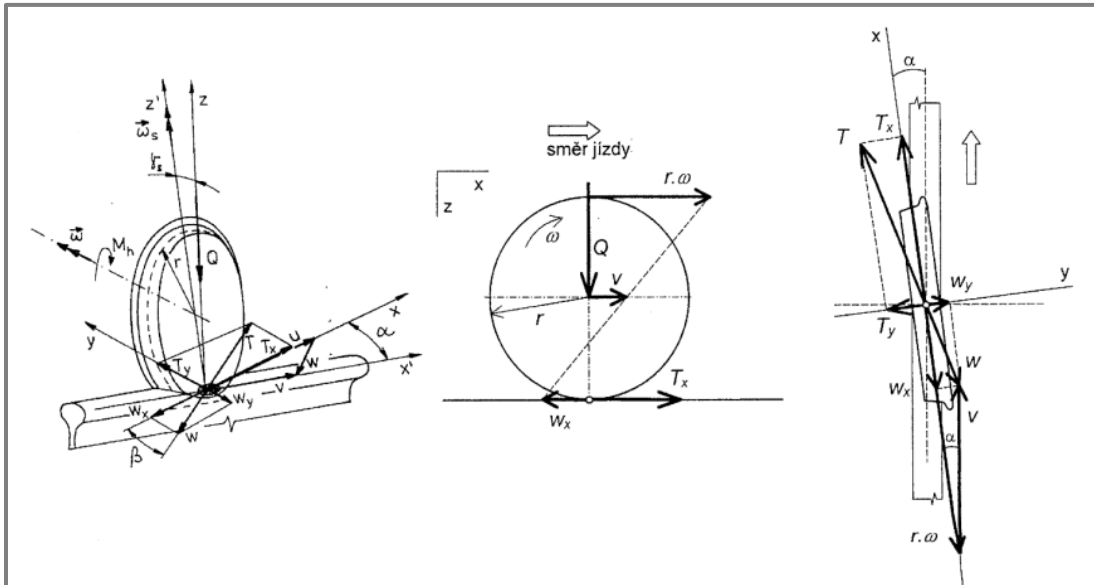
### Úhel náběhu

Úhel náběhu  $\alpha$  je úhel mezi rovinou kola a tečnou k oblouku kolejnice v místě styku s kolem (obr. 1-1).

### Skluzová rychlost

Smykového tření způsobuje rozdíl mezi dopřednou rychlostí vozidla a obvodovou rychlostí kola. Tento rozdíl je v literatuře označován jako *skluzová rychlost*. Skluzová rychlost vzniká jak ve směru jízdy vozidla (osa  $x$ ), tak ve směru kolmém na směr jízdy (osa  $y$ ). Skluzová rychlost běžně dosahuje 3 % dopředné rychlosti [2].

<sup>1</sup> Spin neboli vrtné tření je zpravidla pro zjednodušení zanedbáváno [2].



Obr. 1-1 Rozklad rychlostí a sil působících na kolo a kolejnici [2]

Na základě rozkladu rychlostí na obr. 1-1 byl zformulován vztah pro výpočet skluzové rychlosti  $w$  [2].

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2} = \sqrt{(r \cdot \omega - v \cdot \cos \alpha)^2 + (v \cdot \sin \alpha)^2} \quad (1.2)$$

kde:

$w_x, w_y$	$m \cdot s^{-1}$	je skluzová rychlost v ose $x$ resp. v ose $y$
$r$	$m$	– poloměr kola
$\omega$	$s^{-1}$	– úhlová rychlost kola
$v$	$m \cdot s^{-1}$	– dopředná rychlost vozidla
$\alpha$	$^\circ$	– úhel náběhu

### Skluz

Je definován jako podíl skluzové rychlosti ku dopředné rychlosti vozidla [2].

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} = \sqrt{\left(\frac{w_x}{v}\right)^2 + \left(\frac{w_y}{v}\right)^2} \quad (1.3)$$

kde:

$s_x, s_y$	1	je skluz v ose $x$ resp. v ose $y$
------------	---	------------------------------------

Pohybuje-li se vozidlo po přímém úseku trati (úhel náběhu je nulový), pak lze složky ve směru  $y$  zanedbat. Výše uvedené rovnice se pak zjednoduší na následující tvary.

$$w = r \cdot \omega - v \quad (1.4)$$

$$s = \frac{w}{v} \quad (1.5)$$

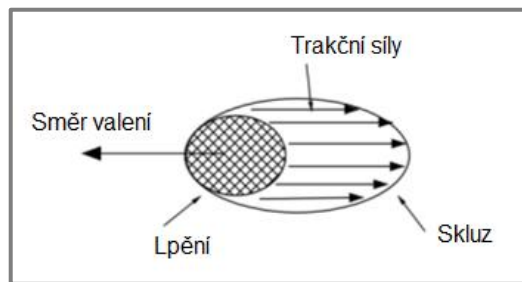
$$\mu = \frac{F_t}{F_n} \quad (1.6)$$

kde:

$\mu$  1 je součinitel adheze  
 $F_t$  N – třecí síla  
 $F_n$  N – normálová síla v kontaktu

### Kontaktní plocha

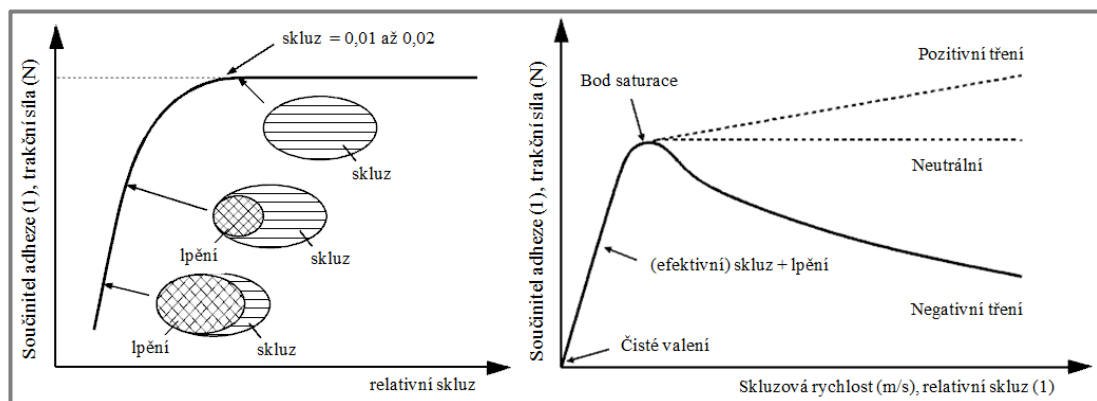
Pro zjednodušení je jako kontaktní plocha uvažována elipsa, jejíž hlavní poloosa je orientována ve směru jízdy vozidla. Pro stanovení velikosti kontaktní plochy je nejčastěji využíváno Hertzovy teorie nebo numerické simulace. Kontaktní plocha je zpravidla tvořena dvěma oblastmi, a to oblastí lpění a oblasti skluzu (obr. 1-2). Oblast lpění vzniká na náběžné straně, přičemž povrchy kola a kolejnice se zde odvalují bez vzájemného posuvu. Naproti tomu oblast skluzu zajišťuje přenos trakčních sil z kola na kolejnici, při vzájemném posuvu povrchů [2].



Obr. 1-2 Kontaktní plocha kola a kolejnice [3]

### Trakční křivka

Popisuje závislost součinitele adheze (popř. třecí síly) na skluzu (popř. skluzové rychlosti). Důležitým bodem na trakční křivce je *bod saturace*, který rozděljuje křivku na část efektivní (před bodem saturace) a neefektivní (po dosažení bodu saturace). V efektivní části křivky je kontaktní plocha tvořena dvěma oblastmi (obr. 1-3), a to oblastí efektivního skluzu a oblasti lpění. Oblast lpění je tvořena mikrosvary, zatímco oblast efektivního skluzu zajišťuje přenos trakčních sil. Po dosažení bodu saturace zaniká oblast lpění, a kontaktní oblast je pak tvořena pouze oblastí neefektivního skluzu, který je v literatuře označován jako *prokluz* [1].

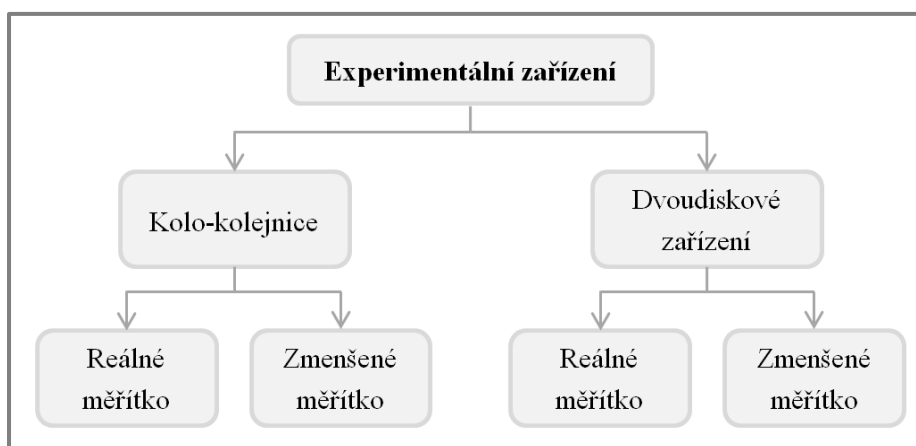


Obr. 1-3 Trakční křivka [3]

## 1.2 Experimentální zařízení studující kontakt kola a kolejniče

Jak bylo zmíněno v úvodu práce, existuje celá řada pracovišť zabývajících se kontaktem kola a kolejniče. Experimenty je možné provádět buď přímo na reálné trati, nebo v laboratorních podmínkách.

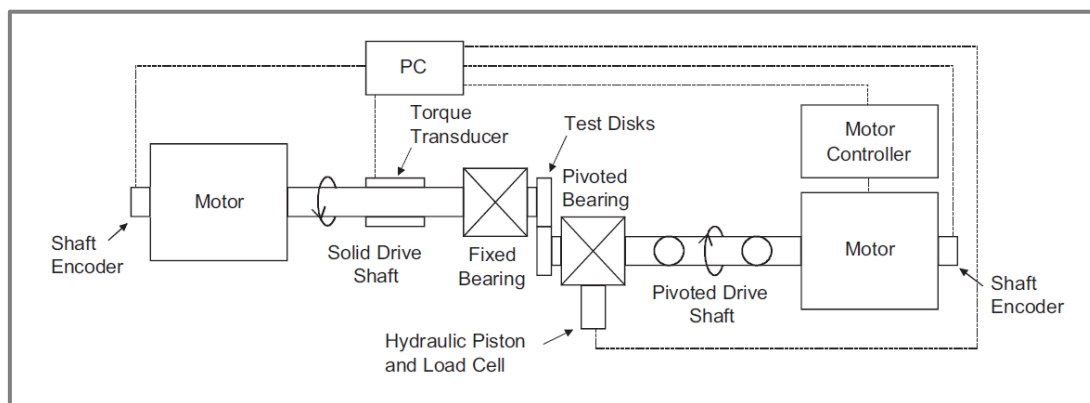
Na obr. 1-4 je rozdělení experimentálních zařízení (z hlediska konstrukce), která se zabývají studiem kontaktu kola a kolejniče. Nejvíce využívána jsou zařízení využívající reálné kontaktní dvojice (kolo-kolejniče), nebo zařízení dvoudiskové v reálném nebo zmenšeném měřítku. Jednou z dalších možností jsou zařízení na principu „Pin-on-disk“ popř. „Ball-on-disk“. Další možností pro studium kontakt kola a kolejniče je využití numerické simulace.



Obr. 1-4 Zařízení využívané pro studium kontaktu kola a kolejniče

### 1.2.1 Zařízení Suros

Autory zařízení na obr. 1-5 jsou vědci ze Sheffieldské univerzity D. I. Fletcher a J. H. Beynon. Zařízení Suros (Sheffield University Rolling Sliding) vychází ze staršího zařízení Leros, jehož základem byl soustruh Colchester Mascot 1600. Zařízení Suros vzniklo za účelem objasnění procesů, které nastávají v kontaktu kola a kolejniče (adhezní vlastnosti, opotřebení, únavové vlastnosti aj.) [4].



Obr. 1-5 Zařízení Suros [4]

Základem zařízení jsou dva nezávisle poháněné disky o průměru 47 mm a tloušťce 20 mm. Každý z disků je poháněn pomocí dvou pólového střídavého elektromotoru se jmenovitým výkonem 7,5 kW. Otáčky elektromotoru lze řídit pomocí frekvenčního měniče, a to v rozsahu (0–1600) min<sup>-1</sup>. Oba disky jsou přímo vyříznuty z železničního kola a kolejnice. Materiál kola a kolejnice je ocel B5T resp. ocel R260Mn. Tvrdost disku simulující kolo je 267 HV, zatímco tvrdost disku simulující kolejnici je 281 HV<sup>2</sup>. Drsnost na obvodu obou disků je Ra 1,3 ± 0,2 μm. Požadovaného kontaktního tlaku je docíleno pomocí hydraulického pístu, který je schopen vyvodit kontaktní sílu až o velikosti 29 kN.

### Princip měření

Požadovaná rychlost a velikost zatížení je nastavována pomocí PC. Během celého experimentu jsou zaznamenávány otáčky obou disků, krouticí momenty na hřídelích a velikost normálové síly. Velikost normálové síly je nastavena s ohledem na požadovaný kontaktní tlak, který je vypočítán podle Hertzovy teorie. Existence skluzu v kontaktu je zajištěna dvojicí nezávisle řízených pohonů. Velikost skluzu se vypočítá podle následujícího vztahu [5].

$$s = \frac{w_{wheel} \cdot r_{wheel} - w_{rail} \cdot r_{rail}}{w_{wheel} \cdot r_{wheel} + w_{rail} \cdot r_{rail}} \cdot 200 \% \quad (1.7)$$

kde:

$w_{wheel}$	m·s <sup>-1</sup>	je obvodová rychlost disku simulující kolo
$w_{rail}$	m·s <sup>-1</sup>	– obvodová rychlost disku simulující kolejnici
$r_{wheel}$	m	– průměr disku simulující kolo
$r_{rail}$	m	– průměr disku simulující kolejnici

Všechny tyto hodnoty jsou během experimentu zaznamenávány do PC, na jejichž základě je pomocí rovnice 1.8 vypočítán součinitel adheze [5].

$$\mu = \frac{M_t}{F_n \cdot r_{rail}} \quad (1.8)$$

kde:

$M_t$	N·m	je krouticí moment na hřídeli motoru
$F_n$	N	– normálová síla v kontaktu

### Experimenty provedené na zařízení

Zařízení Suros patří mezi nejvíce využívaná zařízení pro studium tribologických aspektů. O. A-Cuevas, Zili Li a kol., provedli na tomto zařízení celou řadu testů, které vedly k důležitým závěrům. Jeden ze závěrů říká, že je-li do kontaktu kola a kolejnice přiváděno nadměrné množství pískovacího materiálu, pak písek v kontaktu působí jako pevné mazivo a součinitel adheze klesá [6]. V této publikaci byl také popsán vliv velikosti zrn písku na součinitel adheze a pravděpodobnost odizolování kola a kolejnice. Vyšší riziko izolace (mezi kolem a kolejnicí) nastává

<sup>2</sup> Aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení kolejnic, je hodnota tvrdosti kolejnice vždy vyšší než v případě kola.

při použití písku s menšími zrny. Písek s většími zrny má pozitivnější vliv na nárůst součinitele adheze, ale dochází k výraznějšímu opotřebení [7].

Další experimenty byly prováděny především při přítomnosti vody a listí v kontaktu, a při aplikaci modifikátoru tření [8]. Závěrem z tohoto měření, bylo zjištěno, že při kontaminaci kontaktu listím může součinitel adheze klesnout až na extrémně nízkou hodnotu 0,01, což může vést k selhání kolejové dopravy. Experimenty byly prováděny při kontaktním tlaku 1,2 GPa (kontaktní síla 4,7 kN) a při otáčkách 400 min<sup>-1</sup> (dopředná rychlost 1 m·s<sup>-1</sup>).

### 1.2.2 Zařízení Voestalpine Schienen

1.2.2

Za návrhem tohoto zařízení stojí firmy Voestalpine Schienen GmbH a Kelsan Technologies Corporation [9]. Zařízení bylo navrženo za účelem studia únavy a opotřebení, ke kterému dochází v kontaktu kola a kolejnice. Důraz byl kladen především na aplikovatelnost výsledků do praxe. Z toho důvodu je zařízení tvořeno reálnými kontaktními dvojicemi.



Obr. 1-6 Zařízení voestalpine Schienen [9]

Základem zařízení je svařovaný rám, na kterém je kyvně uložen rám s železničním kolem<sup>3</sup> o průměru 920 mm. Ke kolu je přes převodovku připojen elektromotor, který je schopen vyvinout brzdnu sílu až 35 kN. Uložení kola umožňuje měnit úhel náběhu v rozsahu (0–0,5)°, čímž je simulován průjezd zatáčkou. Na konci kyvného rámu je připojen hydraulický píst, pomocí kterého je kolo uváděno do kontaktu s kolejnicí<sup>4</sup>. Hydraulický píst je schopen vyvodit zatížení až 1 000 kN ve vertikálním směru a 100 kN ve směru horizontálním. Kolejnice je uložena na vozíku, který se při experimentech pohybuje ve směru otáčení kola. Zařízení je také vybaveno jednotkou pro nanášení maziva a jednotkou pro aplikaci modifikátoru tření.

#### Princip měření

Po roztočení kola na požadovanou rychlost a po nastavení úhlu náběhu je kolo pomocí hydraulického pístu uvedeno do kontaktu s kolejnicí. Samotná kolejnice je tvořena třemi úseky. První úsek (0,2 m) slouží pro stabilizaci rychlosti a zatížení. Druhý úsek (0,5 m) je úsek měřicí. Poslední úsek (0,2 m) slouží pro brzdění.

<sup>3</sup> Profil kola je UIC/ORE S1002 [9]

<sup>4</sup> Profil kolejnice je R260 [9]

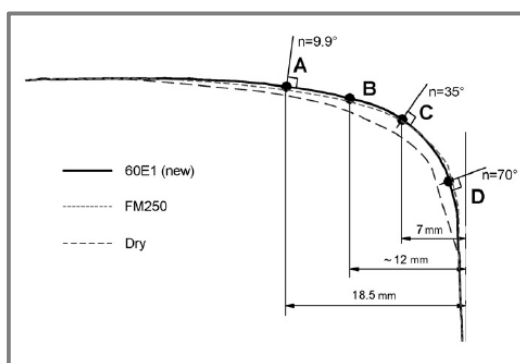
Při podsunutí kolejnice je vykonán jeden pracovní cyklus. Poté je kontakt buď odlehčen a kolejnice vrácena do původní polohy, nebo měření pokračuje podsouváním kolejnice z opačného směru (méně používaný způsob). Takto, se měření opakuje v závislosti na počtu požadovaných pracovních cyklů (obvykle je to 100 000 cyklů), přičemž během 24 hodin lze provést cca 30 000 cyklů [10].

Během celého měření je pomocí senzorů poloh (ve třech osách) zaznamenávána vzájemná poloha kola a kolejnice. Velikost zatížení je odečítána přímo z hydraulického pístu. Množství dodávaného maziva resp. modifikátoru tření je sledováno pomocí senzorů, který snímá hladinu v nádobách.

### Experimenty provedené na zařízení

Jeden z typů měření prováděný na tomto zařízení je sledování opotřebení kolejnice při aplikaci modifikátoru tření [9]. Hodnoty získané z měření jsou poté porovnávány s hodnotami opotřebení kolejnice bez aplikace modifikátoru tření. Experiment probíhá podle výše popsaného principu, přičemž tvar kolejnice je pravidelně kontrolován po překročení určitého počtu cyklů (2000, 5000, 10 000, 20 000, 50 000, 80 000 a 100 000 cyklů). Modifikátor tření je aplikován každých 250 cyklů.

Na obr. 1-7 je porovnání opotřebení profilu kolejnic při aplikaci modifikátoru tření a při suchých podmínkách. Délka experimentu byla 100 000 cyklů. Z výsledku je patrné, že při použití modifikátoru tření dochází k mnohem menší míře opotřebení než v případě suchého kontaktu. Při použití modifikátoru tření také nebyly pozorovány žádné trhliny na hlavě kolejnice.



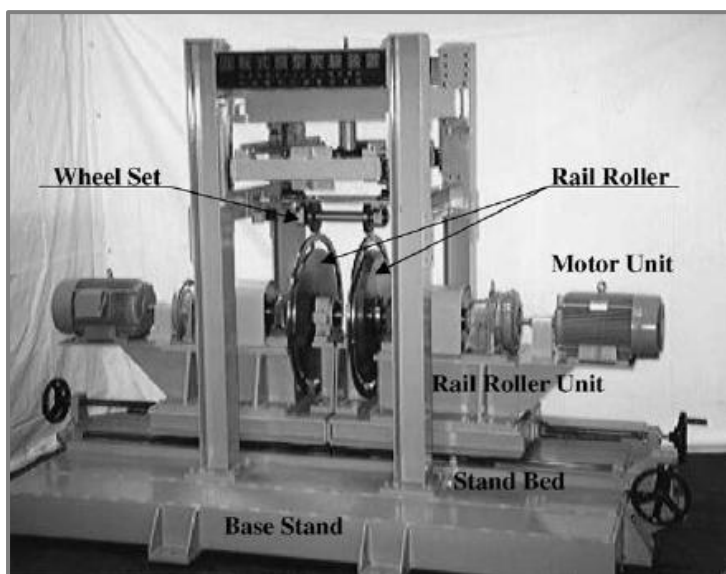
Obr. 1-7 Vliv modifikátoru tření na opotřebení [9]

### 1.2.3 Zařízení v „National Traffic Safety & Environment Laboratory“

Autory zařízení uvedeného na obr. 1-8 jsou japonští vědci A. Matsumoto a Y. Sato [11]. Při návrhu zařízení byl brán zřetel na to, aby kontaktní oblast byla podobná reálné kontaktní oblasti. Podobnosti kontaktních oblastí je docíleno velkým poloměrem křivosti spodního dvojkolí vzhledem k hornímu dvojkolí.

Hlavní částí zařízení je zmenšené dvojkolí, které je pomocí pružiny přitlačováno na spodní dvojici disků o průměru 860 mm. Maximální přitlačná síla může dosáhnout hodnoty až 1 kN. Věnc disků je vyroben v měřítku 1:5 vzhledem k profilu kolejnic používaných v Japonsku. Při experimentech jsou používány tři typy disků, které se liší profilem věnce. Každý z disků spodního dvojkolí je poháněn pomocí elektromotoru, jehož řízení zajišťuje frekvenční měnič. Elektromotory

mohou pracovat i v brzděném režimu, kterého se využívá, je-li na horní dvojkolí připojen stejnosměrný elektromotor. Mezi disky spodního dvojkolí a elektromotory je vložena planetová převodovka. Maximální otáčky na výstupu převodovky mohou být  $312,5 \text{ min}^{-1}$ , a maximální krouticí moment může dosahovat hodnoty až  $700 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Rám, na kterém jsou disky s pohony uloženy, je otočně uložen vzhledem k základnímu rámu. Uložení umožňuje natočení dvojkolí kolem vertikální osy v rozmezí  $(0-2)^\circ$ , přičemž úhel natočení je snímán pomocí senzorů. Natočení dvojkolí je využíváno pro simulaci průjezdu traťovým obloukem.



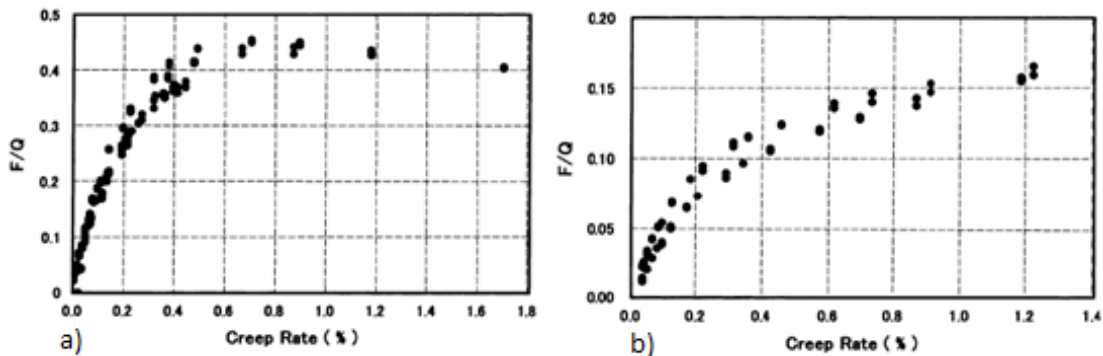
Obr. 1-8 Zařízení v Tokiu [11]

### Princip měření

Pro stanovení součinitele adheze je nezbytné znát velikost kontaktních sil. Třecí síla je vypočítána ze znalosti krouticího momentu na spodním hřídeli (hřídel, na kterém je uložen disk simulující kolejnici). Vzhledem k malé velikosti kontaktní oblasti byl zvolen odlišný přístup pro měření třecí a normálové síly, než u jiných experimentálních zařízení. Síly nejsou měřeny pomocí snímačů sil, ale jsou vypočítány na základě dat získaných ze snímačů pretvoření (tenzometrů), které jsou rovnoměrně rozmístěny na discích simulující kolejnici. Tento přístup byl zvolen vzhledem k vyšší přesnosti výsledných dat. Po vyčíslení kontaktních sil je dopočítán součinitel adheze.

### Experimenty provedené na zařízení

Článek „*Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model*“ [11] je věnován studiu vlivu modifikátoru tření na průběh trakční křivky. Na obr. 1-9 je vykreslena trakční křivka pro čistý kontakt (a) a trakční křivka pro kontakt s modifikátorem tření (b). Z průběhů křivek je patrné, že při aplikaci modifikátoru tření je součinitel adheze nižší než v případě čistého kontaktu. V případě čistého kontaktu však po překročení bodu saturace dochází k tzv. *negativnímu tření* (podle sklonu křivky). Naproti tomu kontakt s modifikátorem tření vykazuje v celém rozsahu měření pozitivní sklon (pozitivní tření), což má za následek snížení hluku a má pozitivní vliv na míru deformace kolejí.

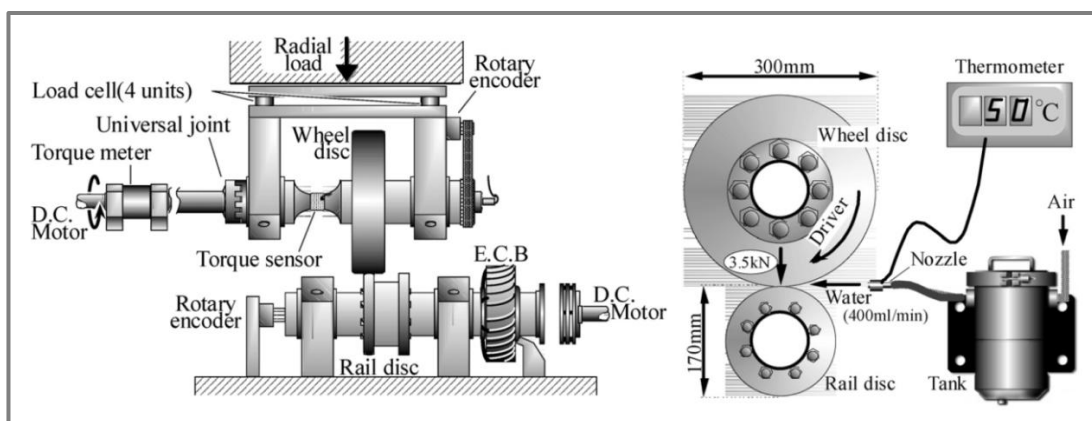


Obr. 1-9 Trakční křivka pro suchý kontakt (a) a s modifikátorem tření (b) [11]

#### 1.2.4 Zařízení v „Railway Technical Research Institute“ v Tokiu

Dvoudiskové zařízení na obr. 1-10 bylo navrženo vědci z výzkumného institutu v Japonsku. Zařízení je tvořeno dvěma nezávisle poháněnými disky o průměru 300 a 170 mm [12]. Horní disk o tloušťce 50 mm nahrazuje železniční kolo, a je vyroben z materiálu, který je typický pro železniční kola používaná v Japonsku<sup>5</sup>. Spodní disk o tloušťce 15 mm nahrazuje kolejnici a je přímo vyříznut z kolejnice. Každý z disků je připojen na stejnosměrný elektromotor se jmenovitým výkonem 150 kW. Elektromotor na spodním hřídeli se využívá pouze při únavových testech a testech opotřebení. V případě testů zaměřených na adhezni vlastnosti se spodní pohon odpojí a velikost skluzu je řízena pouze pomocí elektromagnetické vířivé brzdy. Po ukončení každého experimentu jsou oba disky leštěny.

K zařízení je možné připojit modul (obr. 1-10), pomocí kterého je do kontaktu disků přiváděna voda. Tlak v zásobníku vody může dosahovat hodnoty až 200 kPa. Běžně používaná hodnota průtoku tryskou je 400 ml/min. Teplota vody procházející tryskou je měřena (s tolerancí  $\pm 2$  °C) pomocí termočlánku, který je umístěn přímo na trysce. Zařízení je také vybaveno senzory pro snímání otáček disků a senzorem pro snímání krouticího momentu na horním hřídeli.



Obr. 1-10 Zařízení v „Railway Technical Research Institute“ v Tokiu [12]

<sup>5</sup> Podle normy E5402-1, 1998, Railway vehicles (solid wheel)

## Princip měření

Po nastavení požadovaného radiálního zatížení a požadovaných otáček je na spodní hřídel aplikován brzdový moment, čímž je řízena velikost skluzu v kontaktu. Během experimentu jsou zaznamenávány otáčky disků, krouticí moment na horním hřídeli a velikost radiálního zatížení. Ze vztahu 1.9 je následně vypočítán součinitel adheze.

$$\mu = \frac{F_t}{F_n} = \frac{M_w + \omega_w \cdot I_w}{R_w \cdot F_n} \quad (1.9)$$

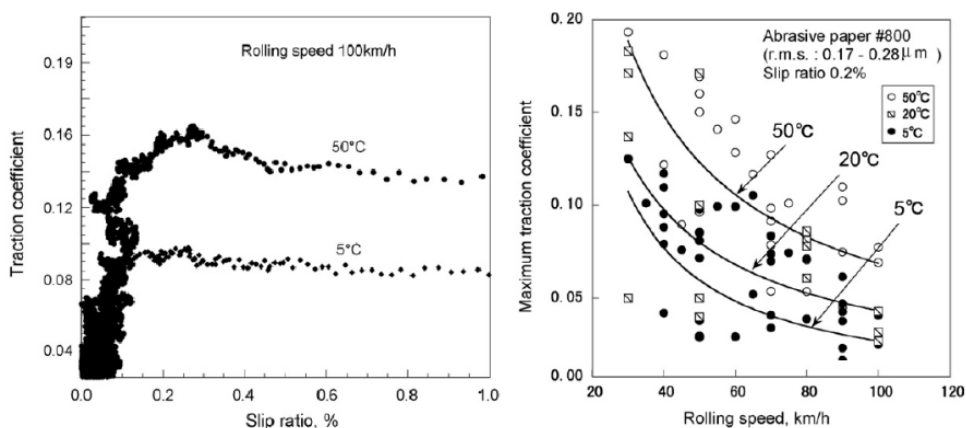
kde:

$F_t$	N	je třecí síla
$F_n$	N	– normálová síla v kontaktu
$M_w$	N·m	– krouticí moment na disku simulující kolo
$\omega_w$	s <sup>-1</sup>	– úhlová rychlost disku simulující kolo
$I_w$	kg·m <sup>2</sup>	– moment setrvačnosti disku simulující kolo
$R_w$	m	– poloměr disku simulující kolo

Po vyčíslení součinitele adheze pro předem stanovenou hodnotu skluzu, je experiment proveden znovu pro nově zvolenou hodnotu skluzu. Experiment je plně automatizován, a k jeho zastavení dojde tehdy, přesáhne-li hodnota skluzu 10 %.

## Experimenty provedené na zařízení

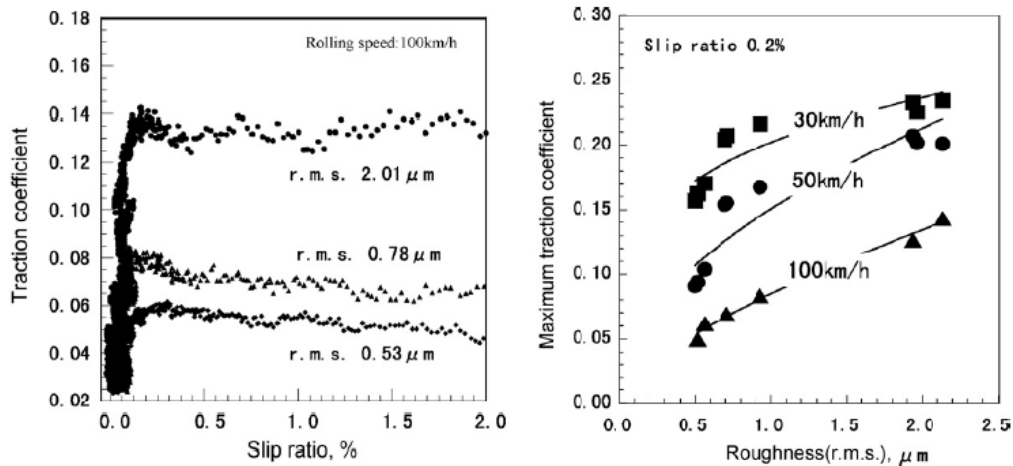
Jedna ze studií provedená na tomto zařízení se zabývala vlivem teploty vody v kontaktu na adhezní vlastnosti [12]. Teplota vody vycházela z reálných teplot povrchů kolejnic v různých ročních obdobích (5 °C, 20 °C a 50 °C). Testy byly prováděny při rychlostech 30 a 100 km/h. Požadovaný kontaktní tlak 750 MPa byl vyvozen radiální silou o velikosti 3,5 kN. Na základě výsledků z těchto testů, lze konstatovat, že s narůstající teplotou vody se zvyšuje i součinitel adheze (obr. 1-11)<sup>6</sup>.



Obr. 1-11 Vliv teploty vody v kontaktu na součinitel adheze [12]

<sup>6</sup> Hodnoty na obr. 1-11a a 1-11b nejsou pro stejné teploty shodné vlivem oxidace a rozdílné drsnosti povrchů disků.

V této studii byl také vyšetřován vliv drsnosti povrchu disků a orientace nerovností na adhezní vlastnosti. Na základě provedených experimentů bylo zjištěno, že s narůstající drsností roste i součinitel adheze (obr. 1-12). Vliv orientace nerovností však nebyl přesně zformulován, protože dosažené výsledky jsou v rozporu s teorií elasto-hydrodynamického mazání, a je tedy nutné provést další studie v této oblasti.



Obr. 1-12 Vliv drsnosti disků na součinitel adheze [12]

### 1.2.5 Zařízení JD-1

Zařízení „JD-1 wheel/rail simulation facility“ (obr. 1.13) bylo navrženo vědci z čínského tribologického institutu za účelem studia opotřebení kola a kolejnice [13]. Později byly na zařízení prováděny testy zaměřené na adhezní vlastnosti při různých provozních a okolních podmínkách [14, 15].

Základem zařízení jsou dvě dvojkolí. Horní dvojkolí (2) nahrazuje dvojkolí lokomotivy (v měřítku 1:4), zatímco spodní dvojkolí nahrazuje kolejnici (3). Poloměry křivosti disků byly navrženy s ohledem na platnost následujícího vztahu,

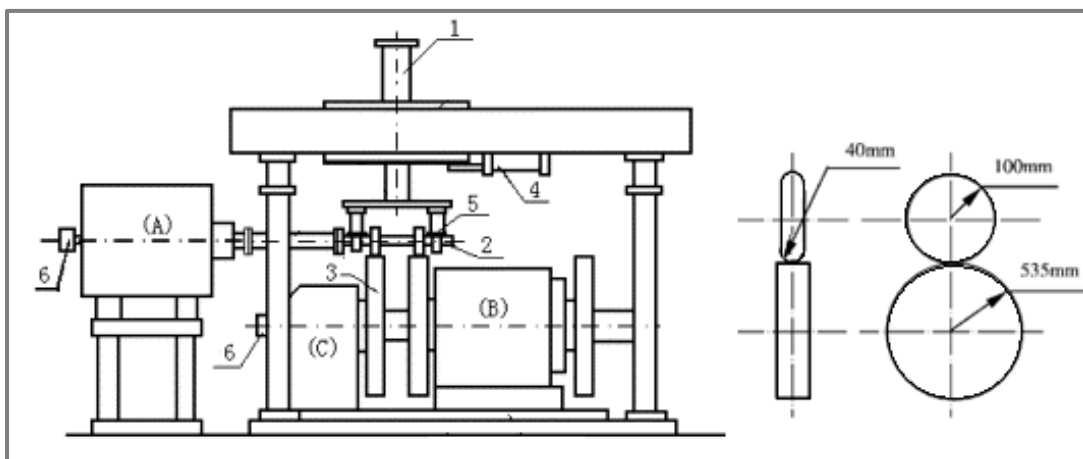
$$\left(\frac{a}{b}\right)_{lab} = \left(\frac{a}{b}\right)_{field} \quad (1.10)$$

kde  $(a/b)_{lab}$  vyjadřuje poměr poloos kontaktní elipsy u laboratorního experimentálního zařízení, zatímco  $(a/b)_{field}$  je poměr poloos kontaktní elipsy při styku reálného kola a kolejnice. Materiál disků odpovídá běžně používanému materiálu pro kola a kolejnice (tab. 1-2).

Tab. 1-2 Chemické složení a mechanické vlastnosti materiálů pro kola a kolejnice [14]

	Obsah prvků (%)					Mez pevnosti (MPa)	Tažnost (%)	Tvrdost Hv500g
	C	S <sub>i</sub>	M <sub>n</sub>	S	P			
Kolo	0,55	0,17	0,58	≤0,045	≤0,04	≥800	≥10	≥420
	0,65	0,37	0,80					
Kolejnice	0,62	0,15	1,35	≤0,05	≤0,04	≥800	≥11	≥435
	0,77	0,37	1,65					

Uložení horního dvojkolí umožňuje natočení kolem vertikální osy, čehož se využívá pro simulaci průjezdu traťovým obloukem. Obě dvojkolí jsou poháněna stejnosměrnými elektromotory (A, B), jejichž otáčky jsou snímány pomocí enkoderu (6). Rychlost spodního dvojkolí může dosahovat hodnoty až 120 km/h. Zatížení je vyvozeno pomocí hydraulických pístů (1, 4), a to ve vertikálním a laterálním směru. Velikost zatížení (ve třech osách) je odečítána ze senzoru síly (5). Vertikální hydraulický válec umožňuje vyvodit sílu až o velikosti 2300 N, čímž je docíleno reálného kontaktního tlaku. Výpočet kontaktního tlaku byl proveden podle Hertzovy teorie.



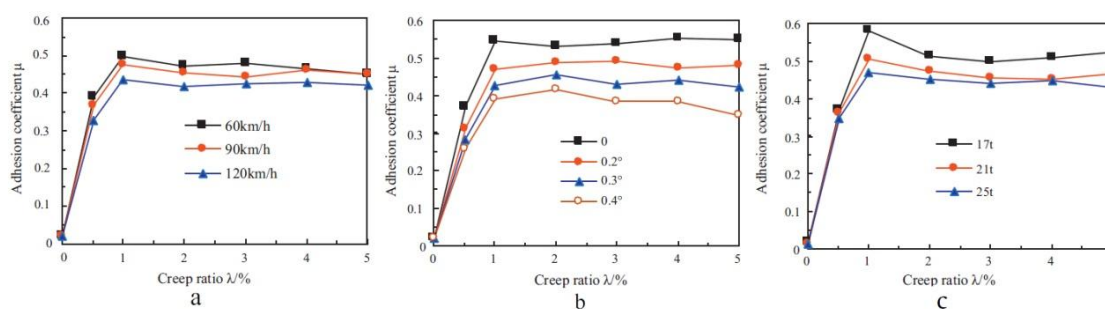
Obr. 1-13 Zařízení „JD-1 wheel/rail simulation facility“ [13]

### Princip měření

Po zatížení kontaktu (případně po nastavení úhlu náběhu) jsou dvojkolí roztočena na požadované otáčky. Nezávislost dvojkolí umožňuje vyvození skluzové rychlosti resp. skluzu. Pomocí senzorů jsou zaznamenávány otáčky obou dvojkolí a velikost zatížení ve třech směrech. Následně je podle vzorce 1.6 dopočítán součinitel adheze.

### Experimenty provedené na zařízení

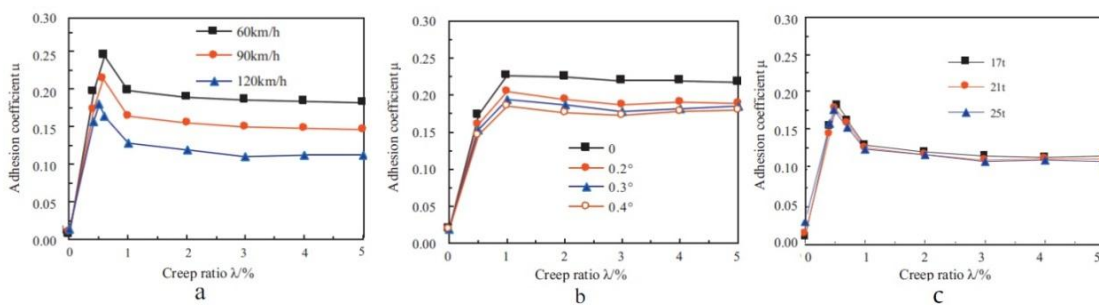
W. Wang a kol. provedli na tomto zařízení testy zaměřené na adhezní vlastnosti [14, 15]. Cílem těchto experimentů bylo popsat vliv velikosti zatížení, rychlosti a úhlu náběhu na součinitel adheze při různých okolních podmínkách (sucho, přítomnost vody, oleje a písku). Experimenty byly prováděny při teplotě (18–23)°C a při (50–70)% vlhkosti vzduchu. Délka každého experimentu byla 500 cyklů.



Obr. 1-14 Vliv rychlosti (a), úhlu náběhu (b) a normálového zatížení (c) na souč. adheze při suchém kontaktu [14]

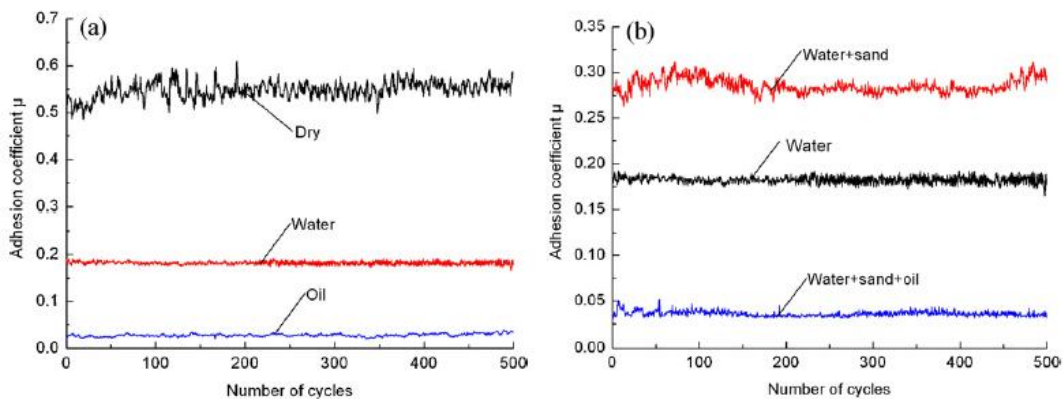
Z výsledků vyplývá, že při suchých podmínkách součinitel adheze klesá se zvyšující se rychlostí, úhlem náběhu a vertikálním zatížením<sup>7</sup> (obr 1-14). Bod saturace nastal přibližně při 1% skluzu a při hodnotě součinitele adheze v rozmezí 0,5–0,6.

Při přítomnosti vody v kontaktu je pro všechny testované případy součinitel adheze nižší než při suchých podmínkách. Součinitel adheze stejně jako v předešlém případě klesá s narůstající rychlostí (obr 1-15a) a úhlem náběhu (obr. 1-15b). Rozdíl však nastává v závislosti součinitele adheze na normálovém zatížení. Voda v kontaktu společně s otěrovými částicemi vytváří tenký film, což má za následek, že při zvyšování normálového zatížení se nemění kontaktní oblast disků, a tím zůstává stejný i součinitel adheze (obr. 15c). Vlivem přítomnosti vody v kontaktu, došlo k posunutí bodu saturace. Ten nastává již při 0,5% skluzu a při součiniteli adheze v rozmezí 0,2–0,25 [14].



Obr. 1-15 Vliv rychlosti (a), úhlu náběhu (b) a normálového zatížení (c) na součinitel adheze při přítomnosti vody v kontaktu [14]

Další studie vyšetřovala vliv pískování na součinitel adheze při různých okolních podmínkách (suchý kontakt a přítomnost vody popř. oleje) [15]. Obr. 1-16a zobrazuje běžné hodnoty součinitele adheze pro výše uvedené podmínky. Na obr. 1-16b je vykreslen součinitel adheze při aplikaci pískovacího materiálu. Na základě porovnání těchto průběhů lze konstatovat, že aplikace pískovacího materiálu je efektivní v obou případech. Z průběhu je však zřejmé, že je-li v kontaktu přítomný olej, dosahuje součinitel adheze kriticky nízké hodnoty i při aplikaci pískovacího materiálu. Přítomnost oleje v kontaktu může tedy zásadně ovlivnit efektivitu a bezpečnost kolejové dopravy.



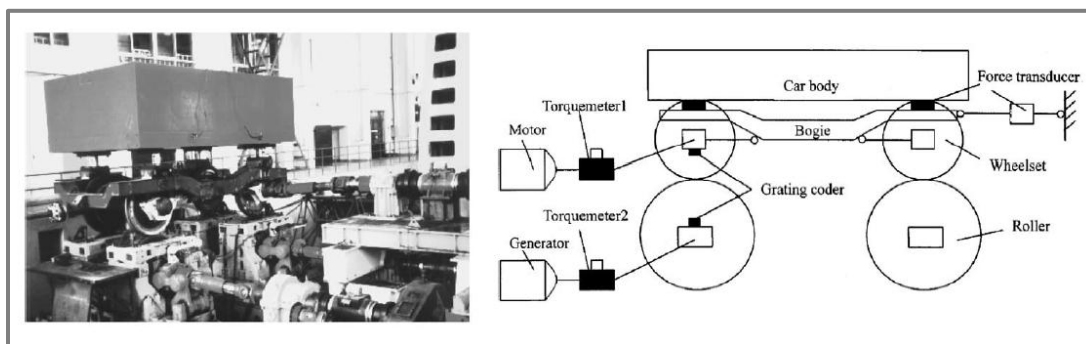
Obr. 1-16 Vliv pískování na součinitel adheze pro kontaminovaný kontakt [15]

<sup>7</sup> Se zvyšujícím zatížením roste i velikost kontaktní oblasti, což způsobuje, že kontaktní oblast je schopna přenést větší třecí sílu. Přesto však poměr mezi normálovou a třecí silou klesá.

### 1.2.6 Zařízení na Jiaotongské univerzitě

Jedná se o „full scale“ zařízení, které bylo navrženo čínskými vědci W. Zhangem a J. Chenem [16]. Experimenty prováděné na tomto zařízení se zabývaly vlivem provozních parametrů a okolních podmínek na součinitel adheze.

Hlavní částí zařízení je vozík s reálnými železničními koly. Obě dvojkolí vozíku jsou poháněna pomocí elektromotoru se jmenovitým výkonem 800 kW, což umožňuje simulovat rychlost až 280 km/h. Vozík je usazen na dvou dvojkolích, jejichž profil odpovídá profilu kolejnice UIC60. Tyto dvojkolí jsou připojena na generátor, který dvojkolí roztáčí v opačném směru (vzhledem k hornímu dvojkolí), a vytváří tak „brzdný“ moment. Uložení spodních dvojkolí zároveň umožňuje simulovat nerovnosti, a to pomocí vertikálních nebo laterálních vibrací s frekvencí až 30 Hz a maximální amplitudou  $\pm 10$  mm. Požadovaného kontaktního tlaku je docíleno pomocí závaží umístěného na vozíku. Kontaktní síla při experimentech běžně dosahuje hodnoty až 135 kN. Zařízení je vybaveno senzory pro snímání otáček, krouticího momentu a normálové zatížení.



Obr. 1-17 Zařízení na Jiaotongské univerzitě [16]

#### Princip měření

Po nastavení požadovaného kontaktního tlaku se dvojkolí roztáčí na požadované otáčky. Nastavením rozdílných otáček spodního a horního dvojkolí je docíleno vzniku skluzové rychlosti resp. skluzu. Při experimentu jsou zaznamenávány hodnoty krouticích momentů, a to jak na spodním tak i na horním dvojkolí. Zároveň je zaznamenávána hodnota třecí síly (obr 1-17). Na základě znalosti normálové síly, krouticího momentu a třecí síly je vypočítán podle rovnice 1.11 součinitel adheze [16].

$$\mu = \frac{F_t}{F_n} = \frac{M_w}{R_w \cdot F_n} \quad (1.11)$$

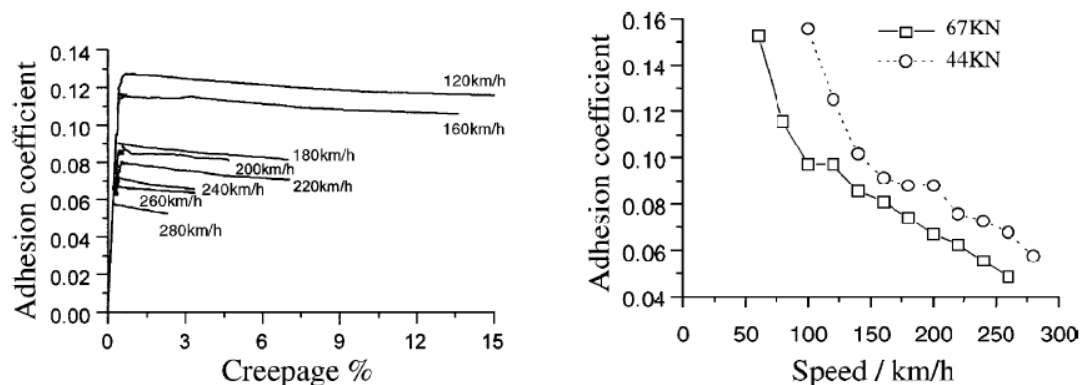
kde:

$F_t$	N	je třecí síla
$F_n$	N	– normálová síla v kontaktu
$M_w$	N·m	– krouticí moment na disku simulující kolo
$R_w$	m	– poloměr disku simulující kolo

### Experimenty provedené na zařízení

Cílem experimentu bylo popsat vliv rychlosti a zatížení na součinitel adheze při suchých podmínkách, při přítomnosti vody a při přítomnosti oleje v kontaktu.

Prvním testovaným případem byl kontakt s přítomností vody. Na obr. 1-18a jsou vykresleny trakční křivky pro normálové zatížení 44 kN a pro rychlosti v rozsahu (120–280) km/h. Z průběhu křivek je patrné, že součinitel adheze dosahuje svého maxima při 1% skluzu. Zároveň je možné konstatovat, že součinitel adheze klesá s narůstající rychlostí vozidla. Předcházející tvrzení potvrzuje i obr. 1-18b na kterém jsou vykresleny křivky (pro dvě velikosti zatížení) popisující závislost součinitele adheze na rychlosti vozidla.



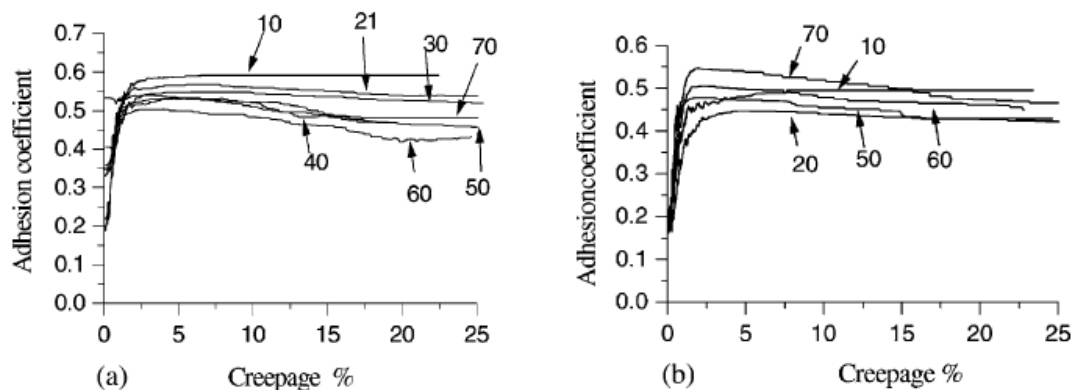
Obr. 1-18 Vliv rychlosti a normal. zatížení na souč. adheze s olejem v kontaktu [16]

Při přítomnosti oleje v kontaktu bylo zjištěno, že součinitel adheze není v takto kontaminovaném kontaktu závislý na rychlosti vozidla, ale je závislý pouze na normálovém zatížení. S narůstajícím normálovým zatížením součinitel adheze klesá (viz tab. 1.3).

Tab. 1-3 Vliv rychlosti a normál. zatížení na souč. adheze s vodou v kontaktu [16]

Rychlost (km/h)	Normálové zatížení (kN)			
	67	88	110	135
100	0,0445	0,0423	0,0406	0,0387
140	0,0455	0,0406	0,0392	0,0373
180	0,0489	0,0494	0,0402	0,0393

Posledním testovaným případem byl suchý kontakt bez kontaminantů. Trakční křivky byly sestaveny pro dvě velikosti zatížení (44 a 67 kN) a pro různé rychlosti. Z průběhu křivek (obr. 1-19) je zřejmé, že po překročení bodu saturace je strmost poklesu adheze závislá na velikosti dopředné rychlosti vozidla. Čím vyšší je dopředná rychlost vozidla, tím rychleji součinitel adheze klesá. Tento jev je zcela specifický pro suchý kontakt, protože v předešlých testovaných případech (přítomnost voda a oleje v kontaktu) byly křivky po překročení bodu saturace téměř rovnoběžné.



Obr. 1-19 Vliv rychlosti na součinitel adheze v suchém kontaktu [16]

Na základě předchozích odstavců lze konstatovat, že hodnota součinitele adheze klesá s narůstajícím zatížením, a to bez ohledu na rychlost vozidla a stav kontaktu. Z výsledků získaných při experimentech byl odvozen vztah pro výpočet součinitele adheze, který reflektuje změnu rychlosti vozidla při konstantním zatížení [16].

$$\mu = 0,005 + \frac{13}{42 + 0,31 \cdot v} \quad (1.12)$$

kde:

$v$   $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  je dopředná rychlost vozidla

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

---

### 2.1 Analýza problému

---

Z předchozí kapitoly vyplývá, že studium zaměřené na kontakt kola a kolejnice nejčastěji probíhá na dvoudiskových zařízeních ve zmenšeném měřítku, nebo na zařízeních typu kolo-kolejnice v měřítku skutečném. Na základě provedené rešerše v oblasti experimentálních zařízení jsou níže v bodech uvedeny závěry plynoucí z této rešerše.

#### Konstrukce zařízení

- Jako pohon soustavy je využíván střídavý popř. stejnosměrný elektromotor, který je řízen pomocí frekvenčního měniče.
- Požadovaný kontaktní tlak je nejčastěji vyvozen hydraulickým pístem (pro vertikální i horizontální směr), závažím nebo pružinou.
- Umožňuje-li to měřítko zmenšení, pak jsou disky vyříznuty přímo z reálné kolejnice. V opačném případě jsou vyrobeny z materiálu, který odpovídá chemickým složením a mechanickými vlastnostmi materiálu, který je používán pro výrobu železničních kol a kolejnic.
- Je-li zařízení koncipováno jako dvoudiskové, pak je zpravidla jeden z disků (popř. dvojkolí) uložen otočně, čehož se využívá pro simulaci průjezdu traťovým obloukem.
- Zařízení jsou vybavena pískovací jednotkou a jednotkou pro přívod vody do kontaktu.
- V závislosti na prováděných experimentech je zařízení zpravidla vybaveno senzory pro snímání otáček, normálového a laterálního zatížení, krouticího momentu, senzorem pro snímání polohy kolejnice (ve 3 osách), a senzory pro měření teploty a vlhkosti vzduchu.
- Poměr poloos zmenšené kontaktní oblasti disků je zpravidla stejný jako poměr u reálné kontaktní oblasti kola a kolejnice, čímž je zaručena podobnost těchto kontaktních oblastí.
- Existence skluzové oblasti v kontaktu je zajištěna buď dvojicí nezávisle řízených pohonů, nebo kombinací pohonu a brzdy.
- Experimenty jsou prováděny při reálném kontaktním tlaku v kontaktu.

Na základě experimentu provedených na výše popsanych zařízeních byly zformulovány důležité závěry pro různé stavy kontaktu.

#### Suchý kontakt bez přítomnosti kontaminantů

- Součinitel adheze klesá se zvyšující se rychlostí, úhlem náběhu a normálovým zatížením.
- Bod saturace nastává při 1% skluzu a součiniteli adheze 0,5–0,6 (data z experimentálních zařízení). V praxi je pro tyto podmínky uváděna hodnota součinitele adheze 0,3 při 3% skluzu.
- Po překročení bodu saturace je strmost poklesu adhezní křivky tím vyšší, čím vyšší je dopředná rychlost. Tento jev je zcela specifický pro suchý kontakt.

### Kontakt při přítomnosti vody a kontaminantů

- Součinitel adheze je při přítomnosti vody v kontaktu obecně nižší než v suchém kontaktu, ale lze jej zvýšit pomocí pískování.
- Součinitel adheze klesá se zvyšující se rychlostí a úhlem náběhu.
- Voda v kontaktu společně s otěrovými částicemi může vytvořit tenký film, což může způsobit, že součinitel adheze nebude v určitém rozsahu citlivý na narůstající normálové zatížení.
- Při přítomnosti vody v kontaktu nastává bod saturace již při 0,5% skluzu a součinitel adheze 0,2–0,25 (data z experimentálních zařízení). V praxi je pro tyto podmínky uváděna hodnota součinitele adheze 0,18–0,2.
- Při nadměrném množství písku dodávaného do kontaktu se písek chová jako pevné mazivo a součinitel adheze klesá.
- Čím nižší je teplota vody v kontaktu, tím nižší je součinitel adheze.
- Přítomnost listů může společně s vodou snížit součinitel adheze na kriticky nízkou hodnotu (0,01).
- Je-li v kontaktu přítomný i olej, pak součinitel adheze dosahuje kritických hodnot i při aplikaci pískovacího procesu.

### Další důležité závěry

- Čím nižší je zrnitost písku, tím vyšší je nebezpečí izolace kola a kolejnice.
- Větší zrnitost písku má za následek vyšší míru opotřebení.
- S narůstající drsností disků roste i součinitel adheze.
- Pomocí modifikátoru tření lze docílit pozitivního tření v celém rozsahu adhezní křivky, což má za následek snížení opotřebení a omezení vzniku trhlin na hlavě kolejnice.

Na základě provedené rešerše a po konzultaci s vedoucím práce a příjemcem projektu byly definovány tyto vstupní parametry:

- |                               |                   |
|-------------------------------|-------------------|
| ▪ Kontaktní tlak              | 1 GPa             |
| ▪ Dopředná rychlost vozidla   | 20 km/h           |
| ▪ Maximální součinitel adheze | 0,7               |
| ▪ Maximální hodnota skluzu    | 5 %               |
| ▪ Materiál kolejnice a disku  | ocel <sup>8</sup> |

## 2.2 Cíl práce a rozsah autorovy práce

---

2.2

Cílem předložené práce je návrh experimentálního zařízení umožňujícího studium tribologických aspektů kontaktu kola a kolejnice při aplikaci pískovacího materiálu pro zlepšení trakce. Zařízení má umožňovat stanovení trakčních křivek při různých podmínkách a při použití reálného pískovacího zařízení. Výstupem bude experimentální zařízení, jehož funkce bude ověřena úvodními experimenty.

---

<sup>8</sup> Youngův modul  $E = 2,308 \cdot 10^5$  MPa a Poissonovo číslo  $\nu = 0,3$ .

Předložená diplomová práce je součástí rozsáhlejšího projektu, který byl řešen v rámci týmu. Autor předložené práce zodpovídá za řešení následujících bodů:

- Provedení rešerše v oblasti experimentálních zařízení
- Výpočet měřítkových a koncepčních variant
- Návrh koncepce zařízení
- Návrh následujících částí: rám testeru, rám pro pohony, kyvný rám s uložením, závěs spodního rámu a spodní rám
- Pevnostní výpočty a vytvoření výkresové dokumentace výše uvedených částí
- Volba ložisek a převodovky
- Výkresová dokumentace celkové sestavy
- Návrh modulů pro simulaci okolních podmínek
- Návrh metodiky experimentů
- Montáž zařízení
- Provedení ověřovacích experimentů

---

### 2.3 Postup práce

1. Studium problematiky kontaktu kola a kolejnice
2. Provedení rešerše v oblasti experimentálních zařízení používaných pro studium kontaktu kola a kolejnice
3. Analýza poznatků získaných z kritické rešerše
4. Návrh variant řešení
5. Výběr optimální varianty
6. Vytvoření modelu a výkresové dokumentace vybrané varianty
  - 6.1 Provedení pevnostních výpočtů
  - 6.2 Optimalizace konstrukce na základě pevnostních výpočtů
7. Zadaní součástí do výroby a nákup komponent
8. Montáž a oživení stroje
9. Provedení a vyhodnocení úvodních (ověřovacích) experimentů
10. Formulace textu diplomové práce a její odevzdání

## 3 VARIANTY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

3

### 3.1 Koncept zařízení

3.1

Přestože studium kontaktu kola a kolejnice takřka výhradně probíhá v laboratorních podmínkách, nelze opomenout možnost provádět testy přímo na reálné trati. Tyto testy jsou však časově i finančně velice náročné. Další nevýhodou je špatná opakovatelnost těchto testů. Nespornými výhodami však jsou reálné kontaktní podmínky (především reálná kontaktní oblast) a absence měřítkového zkreslení. I přes výše uvedené výhody nejsou testy na reálné trati využívány.

Další možností jsou laboratorní zařízení typu „*Ball-on-disk*“ popř. „*Pin-on-disk*“. Tyto testy jsou snadno opakovatelné, nenáročné z hlediska provozních nákladů a poměrně jednoduše je možné simulovat různé vnější podmínky. Problémem u těchto zařízení je ale extrémně malá kontaktní oblast a aplikovatelnost výsledků do praxe. Z těchto důvodů jsou tato zařízení využívány spíše výjimečně.

Z předchozích odstavců vyplývá, že studium kontaktu kola a kolejnice nejčastěji probíhá v laboratorních podmínkách, a to především na dvoudiskových zařízeních, nebo na zařízeních typu „*kolo-kolejnice*“. Pro srovnání budou níže uvedeny výhody a nevýhody těchto dvou variant.

#### Dvoudiskové zařízení

- ⊕ Menší zastavěný prostor
- ⊕ Menší nároky na kontaktní sílu, kterou je třeba vyvinout pro dosažení reálného kontaktního tlaku
- ⊕ Možnost reprofílce obou disků
- ⊖ Obtížnější interpretace výsledků do praxe (modelové zkreslení)
- ⊖ Obrácený poměr elipticity (větší poloosa je kolmá na směr pohybu vozidla)
- ⊖ Problém s distribucí písku do kontaktu

#### Zařízení „*kolo-kolejnice*“

- ⊕ Reálná kontaktní tělesa, čímž je reálná i kontaktní oblast
- ⊕ Jednodušší interpretace dosažených výsledků do praxe
- ⊕ Snadná distribuce písku do kontaktu
- ⊖ Větší zástavbové prostory
- ⊖ Lineární pohyb kolejnice
- ⊖ Nutnost brzdy nebo dorazu
- ⊖ Nutnost vratného pohybu kolejnice

### 3.2 Měřítko

3.2

Stejně jako v případě samotné koncepce zařízení je při konstrukci zařízení nezbytné zvážit výhody a nevýhody měřítkového zkreslení. Jak je zřejmé z předešlé kapitoly, dvoudiskové zařízení jsou nejčastěji navrhovány ve zmenšeném měřítku, zatímco zařízení se stykem kola a kolejnice jsou navrhovány v reálném měřítku.

**Zařízení ve zmenšeném měřítku**

- ⊕ Kompaktní rozměry
- ⊕ Nižší rizika
- ⊕ Úspora finančních nákladů
- ⊕ Snadná údržba a obsluha zařízení
- ⊕ Poměrně jednoduchá simulace okolních podmínek
- ⊖ Zmenšená kontaktní oblast
- ⊖ Nutnost zmenšení pískovacího zařízení
- ⊖ Obtížnější interpretace výsledků do praxe (měřítkové zkreslení)
- ⊖ Změna poměru velikosti kontaktní oblasti k velikosti zrn písku

**Zařízení v měřítku 1:1**

- ⊕ Možnost použít reálné pískovací zařízení
- ⊕ Nedochozí ke zmenšení kontaktní oblasti
- ⊕ Snazší interpretace výsledků do praxe
- ⊖ Vyšší rizika
- ⊖ Vyšší finanční náklady
- ⊖ Obtížná simulace okolních podmínek
- ⊖ Velký zástavbový prostor
- ⊖ Vyšší nároky na údržbu a obsluhu zařízení

**3.3 Výpočet měřítkových variant**

Při návrhu zařízení a porovnávání koncepčních a měřítkových variant jsou rozhodující požadavky na pohon soustavy (výkon a krouticí moment) a na zátěžný člen (velikost kontaktní síly). Dalším důležitým faktorem je velikost kontaktní oblasti, a poměr elipticity. Poměr elipticity vyjadřuje podobnost zmenšené kontaktní oblasti vzhledem k reálné kontaktní. Dalším nezanedbatelným faktorem jsou potřebné finanční náklady.

Prvním krokem výpočtu je výpočet kontaktní síly a velikosti kontaktní oblasti. Tento výpočet bude proveden na základě předem stanoveného kontaktního tlaku (kap. 2.1). Výpočet je proveden na základě Hertzovy teorie pro styk dvou pružných těles [17].

Redukovaný poloměr křivosti<sup>9</sup>

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{by}} \quad (3.1)$$

kde:

$R_x$	m	je redukovaný poloměr křivosti ve směru $x$
$R_y$	m	– redukovaný poloměr křivosti ve směru $y$
$R_{ax}$	m	– redukovaný poloměr křivosti tělesa $A$ ve směru $x$
$R_{bx}$	m	– redukovaný poloměr křivosti tělesa $B$ ve směru $x$
$R_{ay}$	m	– redukovaný poloměr křivosti tělesa $A$ ve směru $y$
$R_{by}$	m	– redukovaný poloměr křivosti tělesa $B$ ve směru $y$

<sup>9</sup> Musí platit následující podmínka:  $R_y \geq R_x$

Redukovaný Youngův modul

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right) \quad (3.2)$$

kde:

$\nu_A, \nu_B$  1 je Poissonovo číslo tělesa  $A$  resp.  $B$   
 $E_A, E_B$  1 – Youngův modul tělesa  $A$  resp.  $B$

Zjednodušené eliptické integrály

$$\bar{\varepsilon} = 1,0003 + \frac{0,5968 \cdot R_x}{R_y} \quad (3.3)$$

$$\bar{k} = 1,0339 \cdot \left( \frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (3.4)$$

kde:

$R_x$  m je redukovaný poloměr křivosti ve směru  $x$   
 $R_y$  m – redukovaný poloměr křivosti ve směru  $y$

Normálová síla v kontaktu

$$F_n = \frac{288}{27 \cdot E'^2} \cdot p_k^3 \cdot \bar{\varepsilon}^2 \cdot R'^2 \cdot \pi \cdot \bar{k} \quad (3.5)$$

kde:

$p_k$  Pa je požadovaný kontaktní tlak  
 $R'$  m – redukovaný poloměr křivosti

Velikost kontaktní oblasti

$$a = \left( \frac{6 \cdot k^2 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F_n \cdot R'}{\pi \cdot E'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.6)$$

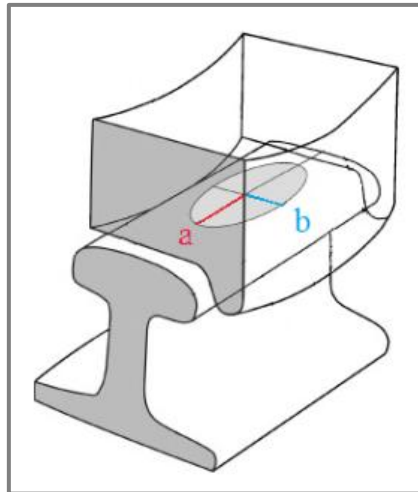
$$b = \left( \frac{6 \cdot k^2 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot F_n \cdot R'}{\pi \cdot k \cdot a \cdot E'} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.7)$$

Poměr elipticity

$$p_e = \frac{a}{b} \quad (3.8)$$

kde:

$a$  m je poloosa kontaktní elipsy ve směru pohybu vozidla  
 $b$  m – poloosa kontaktní elipsy ve směru kolmém na směr vozidla



Obr. 3-1 Kontaktní elipsa [18]

Pro volbu vhodného pohonu je nezbytné znát jmenovitý výkon a krouticí moment. Krouticí moment se vypočítá na základě znalosti třecí síly a poloměru kola. Třecí síla se vyjádří ze vztahu (1.6).

$$F_t = \mu \cdot F_n \quad (3.9)$$

kde:

$\mu$  1 je součinitel adheze  
 $F_n$  N – normálová síla v kontaktu

Pro uvedení kola do pohybu je nutné, aby krouticí moment pohonu překonal třecí sílu působící v kontaktu. Rovnici pro výpočet potřebného krouticího momentu lze zapsat v následujícím tvaru.

$$M_k > F_t \cdot R \quad (3.10)$$

kde:

$F_t$  N je třecí síla  
 $R$  m – poloměr kola

Dalším důležitým parametrem pro volbu pohonu je výkon. Výkon, který uvede kolo do pohybu, se stanoví jako součet dvou složek, a to výkonu nutného pro překonání valivého odporu a výkonu potřebného pro překonání třecí síly. Výkon potřebný pro překonání valivého odporu se vypočítá ze vztahu:

$$P_{val} = F_{val} \cdot v_{val} = \frac{\xi}{R} \cdot F_n \cdot v_{val} \quad (3.11)$$

kde:

$F_{val}$  N je síla vyjadřující velikost valivého odporu  
 $v_{val}$  N – obvodová rychlost kola  
 $\xi$  m – rameno valivého odporu<sup>10</sup>

<sup>10</sup> Pro styk kola a kolejnice je hodnota ramena valivého odporu 0005 m [19]

Druhou složkou potřebného výkonu je výkon pro překonání třecí síly, který je definován následovně:

$$P_t = F_t \cdot v_{val} \quad (3.12)$$

kde:

$F_t$  N je třecí síla  
 $v_{val}$  N – obvodová rychlost kola

Celkový výkon pak lze psát ve tvaru

$$P_c = P_{val} + P_t = F_n \cdot v_{val} \cdot \left( \frac{\xi}{R} + \mu \right) \quad (3.13)$$

kde:

$P_{val}$  W je výkon potřebný pro překonání valivého odporu  
 $P_t$  W – výkon potřebný pro překonání třecí síly  
 $F_n$  N – normálová síla v kontaktu  
 $v_{val}$  N – obvodová rychlost kola  
 $\xi$  m – rameno valivého odporu  
 $R$  m – poloměr kola  
 $\mu$  1 – součinitel adheze

Pomocí výše uvedeného postupu byl proveden výpočet několika měřítkových variant a také dvou koncepčních variant (tab. 3-1). První variantou je zařízení typu „kolo-kolejnice“ v měřítku 1:1 (reálný kontakt). Druhou koncepční variantou je dvoudiskové zařízení, a to v několika měřítcích (1:1, 1:2, 1:3 a 1:5). Výsledky uvedené v tab. 3-1 potvrzují výše zmíněné výhody a nevýhody jednotlivých variant.

Tab. 3-1 Koncepční a měřítkové varianty

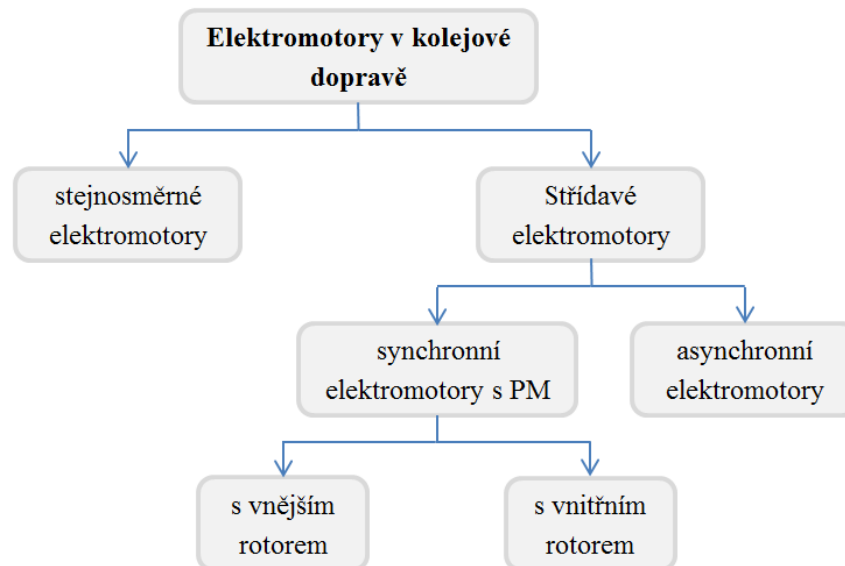
		Kolo-kolej. 1:1	Twin disc 1:1	Twin disc 1:2	Twin disc 1:3	Twin disc 1:5
Poloměr kola	$R_{Ix}$ (mm)	480	480	240	160	96
	$R_{Iy}$ (mm)	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$\infty$	$\infty$
Poloměr kolejnice	$R_{2x}$ (mm)	$\infty$	480	240	160	96
	$R_{2y}$ (mm)	300	300	150	100	60
Kontaktní oblast	$2a$ (mm)	12,51	6,83	3,41	2,28	1,37
	$2b$ (mm)	9,60	8,14	4,07	2,71	1,63
Poměr elipt.	$k$ (1)	1,3	0,84	0,84	0,84	0,84
Kont.síla	$F_t$ (kN)	63	29,1	7,3	3,2	1,2
Kr. moment	$M_k$ (N·m)	21200	9820	1230	365	80
Výkon	$P$ (kW)	245	114	29	13	5

### 3.4 Pohon zařízení

3.4

Experimentální zařízení popsané v kap. 2 využívají jako pohon nejčastěji stejnosměrný nebo střídavý elektromotor. Stejnosměrné elektromotory byly po

dlouhou dobu nejvíce využívané pohony v kolejové dopravě. Vyskytovaly se ve vlacích, tramvajích, ale také v soupravách metra. Později však byly nahrazeny dnes nejvíce používanými asynchronními elektromotory. Novým trendem v kolejové dopravě jsou synchronní elektromotory. Na obr. 3-2 jsou znázorněny typy elektromotorů, které jsou využívány v kolejové dopravě. Jednotlivé varianty budou dále rozebrány.



Obr. 3-2 Elektromotory používané v kolejové dopravě

### Stejnoseměrné elektromotory

Vzhledem k uvedeným nevýhodám jsou stejnosměrné elektromotory používány již jen velmi zřídka. Stejnoseměrný motor má následující výhody a nevýhody.

- ⊕ Cena
- ⊕ Vysoká účinnost při jmenovitém momentu
- ⊕ Bezkartáčový stroj
- ⊕ Jednoduchý DC/DC měnič
- ⊖ Komutátor – nutnost údržby a může způsobovat jiskření
- ⊖ Malý poměr jmenovitého momentu k hmotnosti (velké rozměry)
- ⊖ Složitá konstrukce

### Asynchronní elektromotory

S rozvojem výkonové elektroniky byl u asynchronních elektromotorů odstraněn problém s regulací otáček. Právě rozvoj výkonové elektroniky způsobil, že asynchronní elektromotory jsou dnes nejvíce rozšířené elektromotory.

- ⊕ Cena
- ⊕ Spolehlivost
- ⊕ Nenáročný na obsluhu a údržbu
- ⊕ Bezkartáčový stroj
- ⊖ Malý poměr jmenovitého momentu k hmotnosti (až 5x menší než u synchronních elektromotorů)
- ⊖ Při připojení stroje do sítě vzniká velký proudový ráz

### Synchronní elektromotory

Synchronní elektromotory našly v kolejové dopravě uplatnění především kvůli kompaktním rozměrům. V dopravních prostředcích se synchronní elektromotory vyskytují buď jako pomaloběžné, tj. bez převodovky, nebo ve spojení s převodovkou. Pomaloběžné motory (s vnitřním rotorem) jsou používány u nových tramvají Škoda 15T For City, kde jsou pomocí kloubů přímo spojeny s koly. Zatímco kombinace synchronního elektromotoru a převodovky nachází své uplatnění u vysokorychlostních vlaků AGV [20].

- ⊕ Výborný poměr jmenovitého momentu k hmotnosti
- ⊕ Velká momentová přetížitelnost
- ⊕ Vysoká účinnost v režimu s velkým momentem
- ⊕ Bezkartáčový stroj
- ⊕ Možnost provozu bez převodovky
- ⊕ Pomaloběžné elektromotory (provoz bez převodovky)
- ⊖ Složitější konstrukce a výroba
- ⊖ Problémy s připevněním magnetů
- ⊖ Problém s rozběhem
- ⊖ Přímá úměra mezi otáčkami a indukovaným napětím
- ⊖ Složitý DC/AC měnič
- ⊖ Vysoká cena

### 3.5 Zátěžný člen

3.5

Níže je uvedeno několik variant pro vyvození kontaktní síly. U každé z variant jsou uvedeny výhody a nevýhody.

#### Hydraulický píst

- ⊕ Velké kontaktní síly
- ⊕ Snadné řízení rychlosti a tlaku
- ⊕ Možnost reverzace
- ⊖ Vyšší cena a provozní náklady
- ⊖ Nižší účinnost
- ⊖ Citlivost na čistotu média (oleje)
- ⊖ Nebezpečí úniku kapaliny
- ⊖ „Tuhost“ zatížení
- ⊖ Hmotnost
- ⊖ Rozměrová náročnost
- ⊖ Nebezpeční požáru

#### Pneumatický píst

- ⊕ Možnost rychlého zatížení
- ⊕ Životnost
- ⊕ Nízké náklady na údržbu
- ⊖ Nerovnoměrný pohyb
- ⊖ Nelze přesně řídit
- ⊖ Citlivost na čistotu média
- ⊖ Hlučnost

#### Elektrický aktuátor

- ⊕ Velké kontaktní síly
- ⊕ Snadné řízení rychlosti a tlaku
- ⊕ Možnost reverzace
- ⊕ Jednoduchá obsluha a údržba
- ⊕ Přesnost a spolehlivost
- ⊖ Pořizovací cena
- ⊖ „Tuhost“ zatížení

### Pomocí matice a šroubu

- ⊕ Pořizovací cena
- ⊕ Snadná obsluha
- ⊕ Životnost
- ⊖ „Tuhost“ zatížení
- ⊖ Pomalé zatížení resp. odtížení

### Závažím

- ⊕ Pořizovací cena
- ⊕ Snadná obsluha
- ⊕ Životnost
- ⊖ Nízký kontaktní tlak
- ⊖ Pomalé zatížení resp. odtížení

## 3.6 Způsob vyhodnocení součinitele adheze

Při vyhodnocování součinitele adheze je zpravidla využíváno dvou přístupů. První přístup je založen na měření třecí a normálové síly. Součinitel adheze je poté vypočítán pomocí vztahu (1.6). Častěji je však využíváno druhého přístupu, při kterém je měřena pouze normálová síla (často odečítána přímo ze zátěžného členu), a krouticí momenty na hřídelích. V takovém případě se součinitel adheze stanoví podle vztahu (1.8).

Tyto přístupy se liší především nároky na senzory. Sensory pro snímání krouticího momentu jsou však několikanásobně dražší než senzory pro snímání síly. V tab. 3-2 jsou uvedeny typy senzorů [21], které je možné využít pro snímání požadovaných veličin u obou těchto přístupů.

Tab. 3-2 Přístupy k vyhodnocení součinitele adheze

Přístup 1.	Přístup 2.
Snímané veličiny: $F_n$ , $F_t$	Snímané veličiny: $F_n$ , $M_{k1}$ , $M_{k2}$
Senzory pro měření sil	
Mechanické – pružinové nebo pákové Hydraulické – pístové, nebo zvonové	Elektrické – magnetické, elektrické nebo piezoelektrické
Senzory pro měření krouticích momentů	
Odporový Indukčnostní Kapacitní	Fotoelektrický Ostatní (brzdy, dynamometry aj.)

## 4 OPTIMÁLNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

### 4.1 Optimální varianta

V podkapitole 3.1–3.3 byly popsány koncepční a měřítkové varianty. Na základě hodnot uvedených v tab. 3-1 byla jako optimální konstrukční varianta vybrána varianta **dvoudiskového zařízení ve zmenšeném měřítku**. Tato varianta byla vybrána především kvůli menším zástavbovým prostorům a nižším požadavkům na pohon a zátěžný mechanismus (z čehož vyplývá i menší finanční náročnost), než v případě zařízení typu „kolo-kolejnice“. Zásadní nevýhodou dvoudiskového zařízení je otočený poměr elipticity. Tento problém však bude dále řešen geometrickou úpravou disku simulující kolejnici.

Dalším krokem byl výběr optimální měřítkové varianty. Při výběru měřítkové varianty byly srovnávány požadavky na pohon, zátěžný mechanismus a velikost kontaktní oblasti. Na základě těchto požadavků bylo vybráno měřítko **1:3**. Klíčovými parametry při výběru měřítka byly především rozměry kontaktní oblasti a požadavek na krouticí moment pohonu.

Po volbě konceptu a měřítkové varianty následovala volba pohonu. Volba pohonu proběhla s ohledem na požadovaný výkon a krouticí moment (tab. 3-1). Vzhledem k ceně, spolehlivosti, nárokům na údržbu a možnosti řízení byl jako optimální pohon vybrán **asynchronní elektromotor**. Krouticí momenty těchto elektromotorů však běžně nedosahují hodnoty uvedené v tab. 3-1. Z tohoto důvodu bude nutné před elektromotorem umístit převodovku.

Tab. 4-1 Požadavky na vybranou měřítkovou variantu

Měř.	Disk 1 (kolo)		Disk 2 (kolejnice)		Kont. tlak	Nor. síla	Kont. oblast		Výkon	Kr. moment	Rychl.	Souč. adheze
	(mm)		(mm)		(GPa)	(kN)	(mm)		(kW)	(N·m)	(km/h)	(1)
	$R_{1x}$	$R_{1y}$	$R_{2x}$	$R_{2y}$	$p_k$	$F_n$	$2a$	$2b$	$P$	$M_k$	$v$	$\mu$
1:3	160	$\infty$	160	100	1,0	3,2	2,3	2,7	13	365	20	0,7

V tab. 4-1 je uvedena požadovaná hodnota kontaktní síly, kterou je nutné vyvinout pro dosažení reálného kontaktního tlaku (1GPa). Požadovaná kontaktní síla nedosahuje extrémní hodnoty, a proto samotná velikost síly nelimituje žádnou z variant zátěžného členu (kap. 3.4), s výjimkou závaží. Jako ideální zátěžný člen se jevil elektrický aktuátor. Nakonec však od tohoto návrhu bylo upuštěno, a to z důvodu finanční náročnosti. Ze stejného důvodu bylo upuštěno také od varianty hydraulického a pneumatického pístu. Jako optimální varianta byla vybrána varianta **šroubu a matice**. Vzhledem k tuhosti takto vyvozeného zatížení bude nutné k zátěžnému členu připojit vhodně navrženou pružinu.

Poslední zásadní volbou byl způsob měření součinitele adheze. Vzhledem k menší konstrukční náročnosti a především vzhledem k ceně snímačů, byl vybrán **přístup 1**. (tab. 3-2). Tento přístup využívá dvou snímačů sil, které vyhodnocují třecí a normálovou sílu. Na základě znalosti těchto sil a s využitím vztahu 1.6 bude stanovena hodnota součinitel adheze.

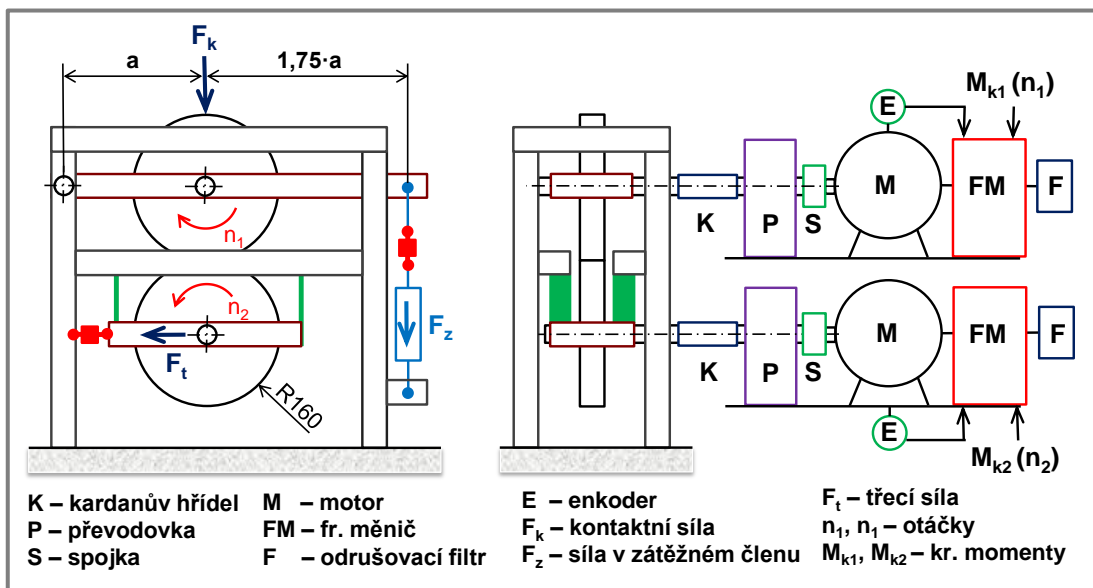
## 4.2 Koncept a popis zařízení

Na obr. 4-1 je zobrazen koncepční návrh dvoudiskového zařízení. Základem zařízení jsou dva samostatné rámy, a to rám testeru (rám s disky) a rám pro pohony.

Rám testeru je tvořen třemi rámy, a to hlavním rámem (šedý), kyvným rámem (červený) a spodním rámem (červený). Kyvný rám je na hlavním rámu uložen pomocí hřídele a ložiskových těles. Ve střední části kyvného rámu je uložen disk simulující kolejnici. Na konci kyvného rámu je připojen zátěžný mechanismus, pomocí kterého je horní disk uveden do kontaktu se spodním diskem (diskem simulující železniční kolo). Na hlavním rámu je pomocí čtyř „pásovin“ zavěšen spodní rám, na kterém je uložen disk simulující železniční kolo.

Na obr. 4-1 jsou červeně znázorněny dva snímače síly. Jeden ze snímačů je umístěn přímo u zátěžného členu. Tento snímač měří normálovou sílu na konci kyvného rámu, na jejichž základě je dopočítána normálová síla působící v kontaktu disků. Druhý snímač síly je umístěn přímo mezi spodním a hlavním rámem. Výstupem z tohoto snímače je velikost třecí síly působící v kontaktu.

Na rámu pohonů jsou nad sebou uloženy dva nezávisle řízené elektromotory, které jsou řízeny pomocí frekvenčních měničů. Nezávislost pohonů umožňuje řídit velikost skluzu v kontaktu disků. Pro zvýšení krouticího momentu jsou před elektromotory umístěny převodovky. Na výstupu z převodovek jsou připojeny kardanovy hřídele, které zajišťují propojení s disky (s rámem testeru).



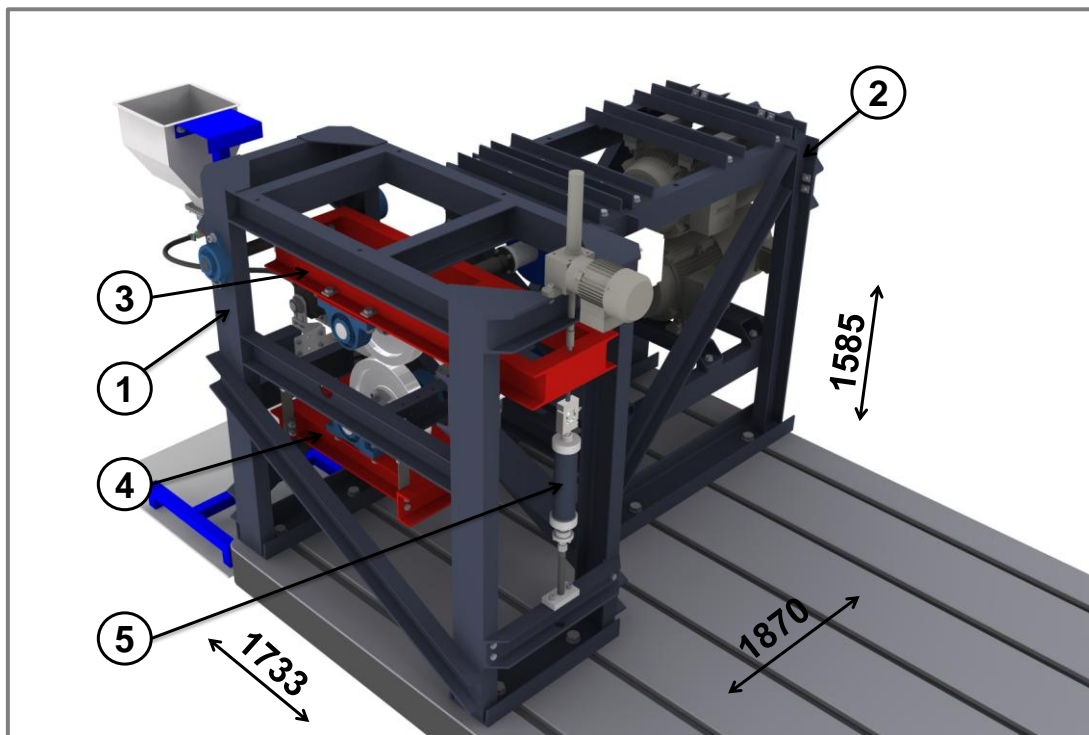
Obr. 4-1 Koncepční řešení

## 4.3 Výsledná sestava a její hlavní části

Na obr. 4-2 je pohled na celkovou sestavu (bez připojitelných modulů jako je: chladič systém, přívod vody, komora a nahřívací systém). Zařízení je tvořeno následujícími konstrukčními uzly:

1. Hlavní rám
2. Rám pro pohony

3. Kyvný rám s diskem simulující kolejnici
4. Spodní (zavěšený) rám s diskem simulující železniční kolo
5. Zátěžný a odlehčující mechanismus
6. Ostatní komponenty (rozvodná skříň, převodovky, elektromotory atd.)
7. Připojitelné moduly (pískovací jednotka, modul pro přívod vody atd.)



Obr. 4-2 Výsledná sestava s popisem hlavních částí

## 4.4 Hlavní rám

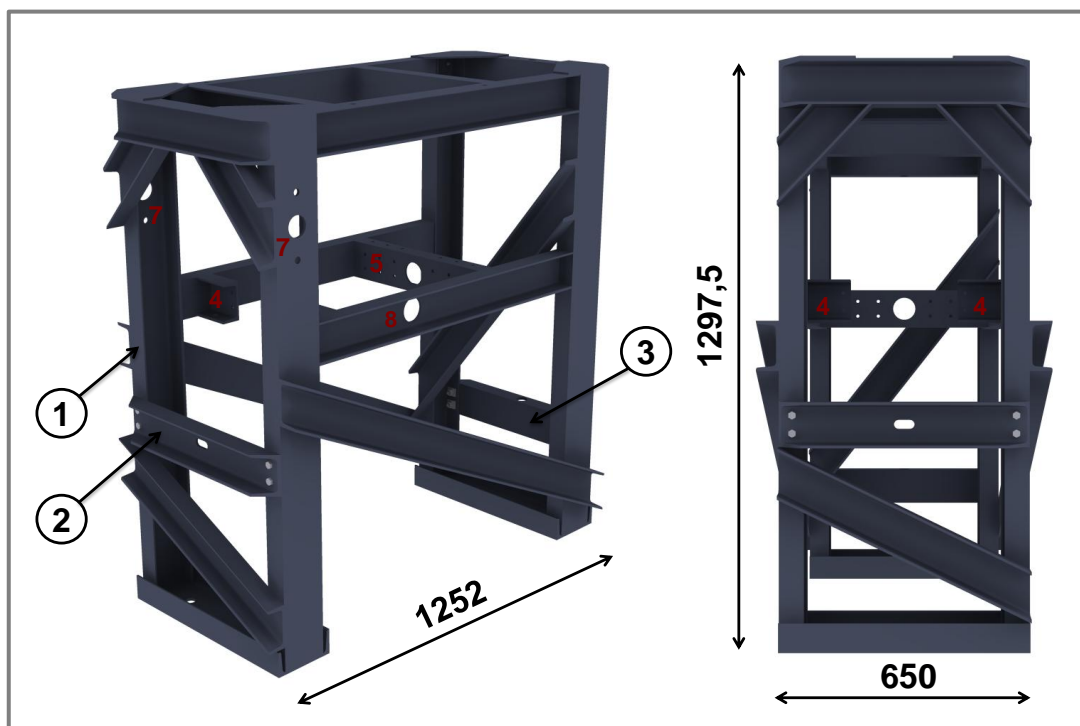
4.4

### Popis

Hlavní rám na obr. 4-3 se skládá ze třech základních částí, a to ze svařovaného rámu (1) a z dvou montovaných výztuh (2,3). Polotovarem rámu je z velké části profil U 100. Výjimku tvoří horní „krycí“ plechy a spodní profily U 160, pomocí kterých je rám přichycen k základové desce.

Přichycení svařovaného rámu je realizováno pomocí čtyř „t-matic“. Pozice 4 a 5 slouží k připevnění „pásovin“, na kterých je zavěšen spodní rám. Pozice 4 slouží také jako základna pro připevnění pískovací trysky. Na pozicích 5 a 8 jsou průzory, které jsou určeny pro pozorování kontaktu disků. Skrz tyto průzory, a s využitím vysokorychlostní kamery bude pozorována distribuce a chování písku v kontaktu disků. Pozice 5 umožňuje nejen uchycení spodního rámu, ale je zde také vyvrtáno několik otvorů, které jsou určeny pro připojení různých přídatných modulů. Díry na pozici 7 jsou určeny pro ložisková tělesa, ve kterých je uložena „osa“ kyvného rámu. Na horní části rámu jsou otvory určené pro připevnění komory pro simulaci vnějších podmínek (kap. 4.11).

K výztuze 2 je připojen snímač tečné síly, zatímco na výztuze 3 je připevněn konec zátěžného mechanismu (obr. 4-2). Obě výztuhy byly navrženy jako nezávislé (vzhledem k svařenému rámu) kvůli možnosti případné výškové korekce.



Obr. 4-3 Hlavní rám

### Simulace<sup>11</sup>

Při návrhu rámu byl kladen důraz především na tuhost výsledné konstrukce, která byla optimalizovaná pomocí modální analýzy. Dále byl rám zkontrolován vzhledem k meznímu stavu pružnosti, a to pomocí deformačně napěťové analýzy.

#### Deformačně napěťová analýza

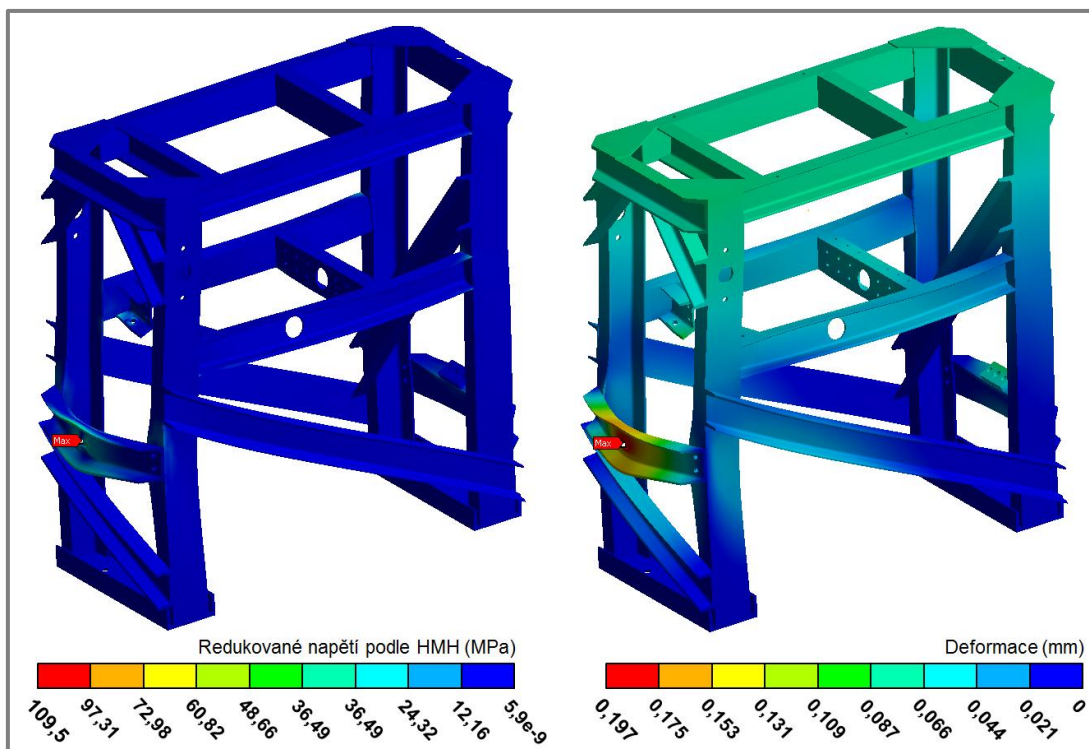
Před definováním okrajových podmínek (materiál, vazby a zatížení) bylo nutné vyšetřit silové účinky působící na rám. Vstupem pro výpočet silových účinků je požadovaná kontaktní síla (tab. 3-1). Vzhledem k bezpečnosti, a možnosti simulovat i vyšší kontaktní tlaky než 1 GPa, byl celý výpočet proveden pro kontaktní sílu 5 000 N, čemuž odpovídá kontaktní tlak 1,15 GPa. Silové účinky působící na rám, jsou uvedeny v příloze 1. Níže jsou definovány okrajové podmínky:

- Materiálem všech částí je konstrukční ocel ( $E = 2,308 \cdot 10^5$  MPa a  $\nu = 0,3$ )
- Na spodní ploše profilů U 160 jsou umístěny vazby vetknutí
- Zatížení vychází ze silových účinků popsanych v příloze 1.

Výpočetní síť byla rozdělena do dvou oblastí. První oblast zahrnuje veškeré „U-profil“ a plechy na horní straně rámu. U této oblasti byla nastavena velikost prvku 30 mm. Druhá oblast je tvořena „pomocnými podložkami“, které sice nejsou

<sup>11</sup> Veškeré simulace popsané v předložené práci byly prováděny metodou konečných prvků s využitím programu Ansys.

přímo součástí rámu, ale i přesto byly zahrnuty do analýzy, protože právě na tyto podložky je definováno zatížení. U těchto součástí byla nastavena velikost prvku sítě 15 mm. Na obr. 4.4 je vykreslen průběh redukovaného napětí podle hypotézy HMH a deformace rámu. I přesto, že výsledné napětí je ve většině části rámu zanedbatelné, maximální hodnota redukovaného napětí dosahuje velikosti 110 MPa. Toto napětí vzniká na výztuze 2 v místě, kde je zachycována třecí síla. Mez kluzu použitého materiálu je 235 MPa, z čehož vyplývá, že rám je vzhledem k meznímu stavu pružnosti vhodně navržen. Velikosti deformací rámu jsou zanedbatelné a nebudou mít vliv na funkčnost zařízení.



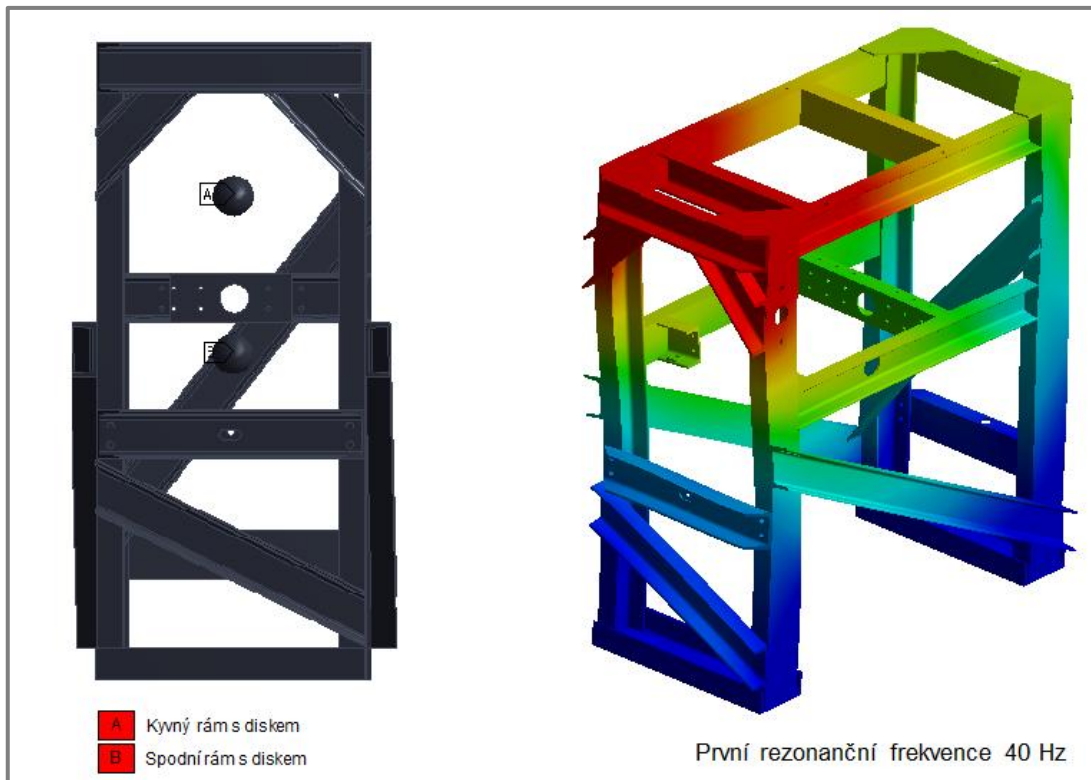
Obr. 4-4 Průběh redukovaného napětí a deformace hlavního rámu

#### Modální analýza

Na kmitání soustavy má zásadní vliv hmotnost a moment setrvačnosti. Z toho důvodu budou do modální analýzy zahrnuty i účinky obou disků, včetně rámu, na kterých jsou uloženy disky (kyvný a spodní rám). Tyto tělesa byly při simulaci nahrazeny dvojicí hmotných bodů (obr. 4-5). Zavazbení hmotných bodů respektuje skutečné uložení obou rámu vzhledem k hlavnímu rámu. Hmotné body jsou umístěny v těžišti kyvného rámu a disku resp. spodního rámu a disku. Oběma hmotným bodům je přiřazena odpovídající hmotnost a odpovídající hlavní momenty setrvačnosti.

Materiálové a vazebné okrajové podmínky jsou stejné jako v případě deformačně napěťové analýzy. Rozdíl nastává v zatížení rámu. Rám je zatížen pouze vlivem gravitačního zrychlení. Pro celý rám byla nastavena jednotná velikost prvků výpočtové sítě 30 mm. Ze srovnání rezonančních frekvencí s provozními frekvencemi (tab. 4-6) při režimu s převodovkou a bez převodovky je zřejmé, že při těchto režimech nedojde k rozkmitání rámu. Problém by však mohl nastat při vysokorychlostním režimu, kdy při přechodu na obvodovou rychlost 170 km/h

(47 Hz) musí pohon přejít přes rezonanční frekvenci 40 Hz. Přechod na vyšší frekvenci musí být tedy rychlý, a zařízení nesmí být provozováno při frekvenci blízké 40 Hz. Všechny rezonanční frekvence a deformační tvary jsou uvedeny v příloze 2.



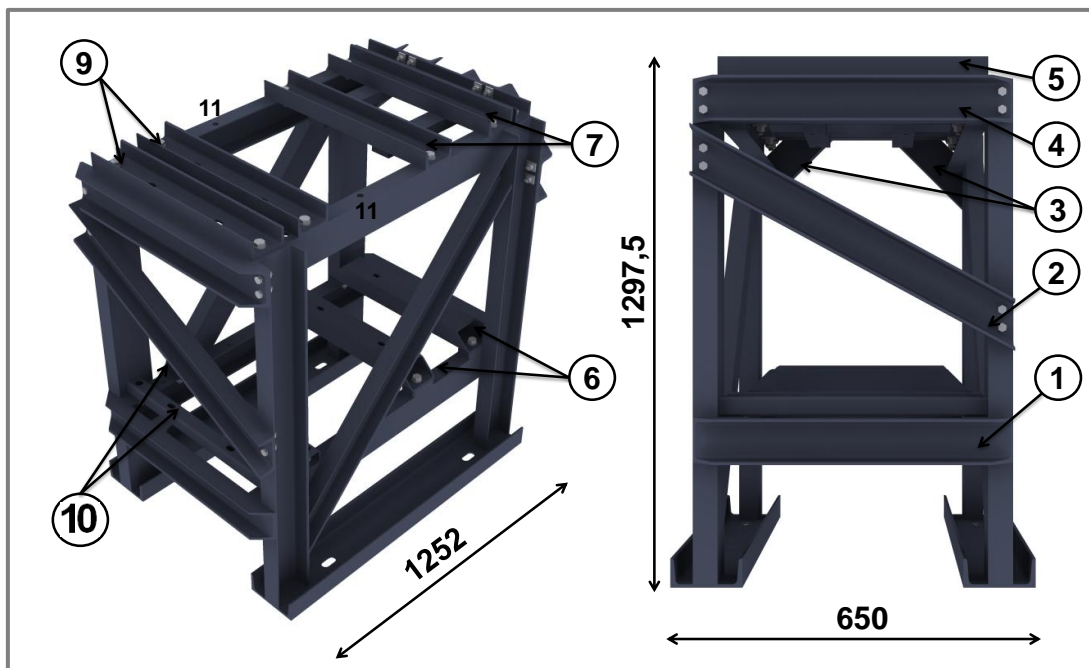
Obr. 4-5 Modální analýza hlavního rámu

## 4.5 Rám pro pohony

### Popis

Převážná část rámu je tvořena svařovanou konstrukcí (1) z profilu U 100 a U 160. Rám je stejně jako rám testeru připevněn k základové desce pomocí čtyř „t-matic“. Dalšími částmi rámu jsou připojitelné vzpěry (2-5), které se na svařovanou konstrukci přimontují po montáži převodovek a elektromotorů. Tyto vzpěry jsou vzhledem k tuhosti rámu nezbytnou částí konstrukce (viz simulace), ale jejich nezávislost na svařovaném rámu značně ulehčuje montážní operace.

Profily 6 a 7 plní funkci základny pro uložení elektromotorů. Vzhledem k požadované osové výšce spodního elektromotoru, jsou spodní profily (6) vypodloženy distančními podložkami. Ze stejného důvodu jsou mezi horní profily a elektromotory vloženy jakési „druhé patky“ elektromotoru, čímž je docíleno i požadované osové výšky horního elektromotoru. Převodovky budou přimontovány k profilům 9 a 10. Na svařovaném rámu je vyvrtáno několik děr navíc (11), které budou využity v případě režimu bez převodovky (kap. 4.9). V režimu bez převodovky jsou profily 9 a 10 z rámu odstraněny, a oba elektromotory jsou společně s profily 6 a 7 posunuty na předem vyvrtané otvory.

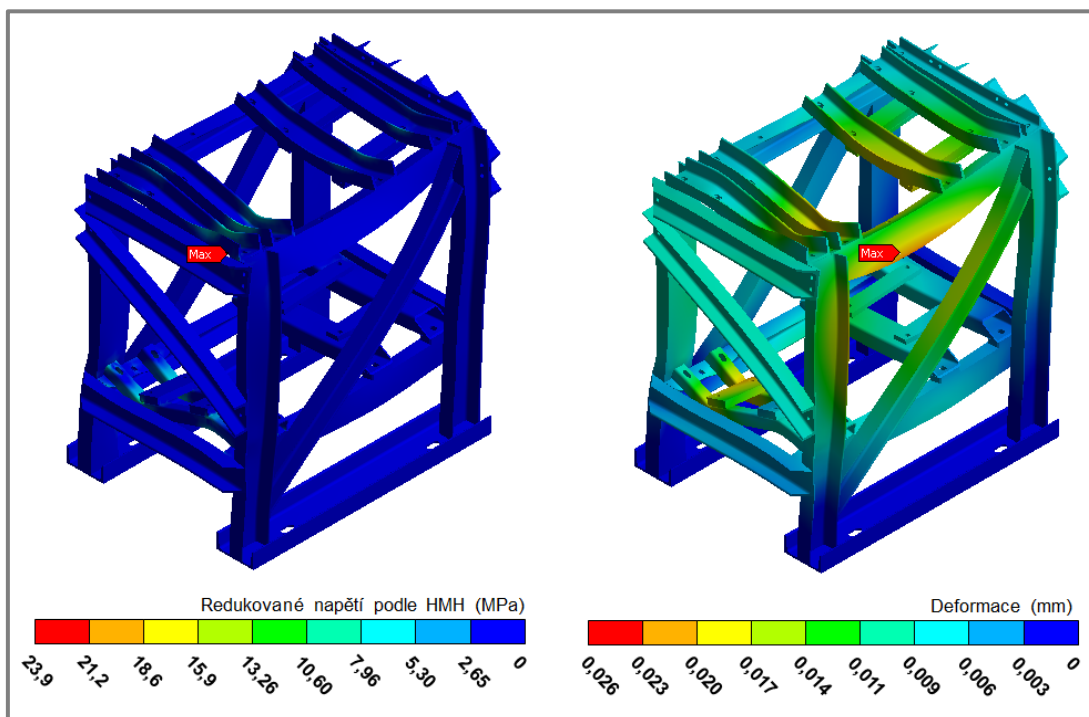


Obr. 4-6 Rám pro pohony

### Simulace

Deformačně napěťová analýza

Hlavní část zatížení je vyvolána krouticími momenty, které působí na výstupních hřídelích elektromotorů a převodovek. Při simulaci je nutné nastavit plochy, na které krouticí momenty působí. V tomto případě krouticí momenty působí na patky elektromotorů a převodovek, které jsou součástí modelu pro analýzu.



Obr. 4-7 Průběh redukovaného napětí a deformace rámu pro pohony

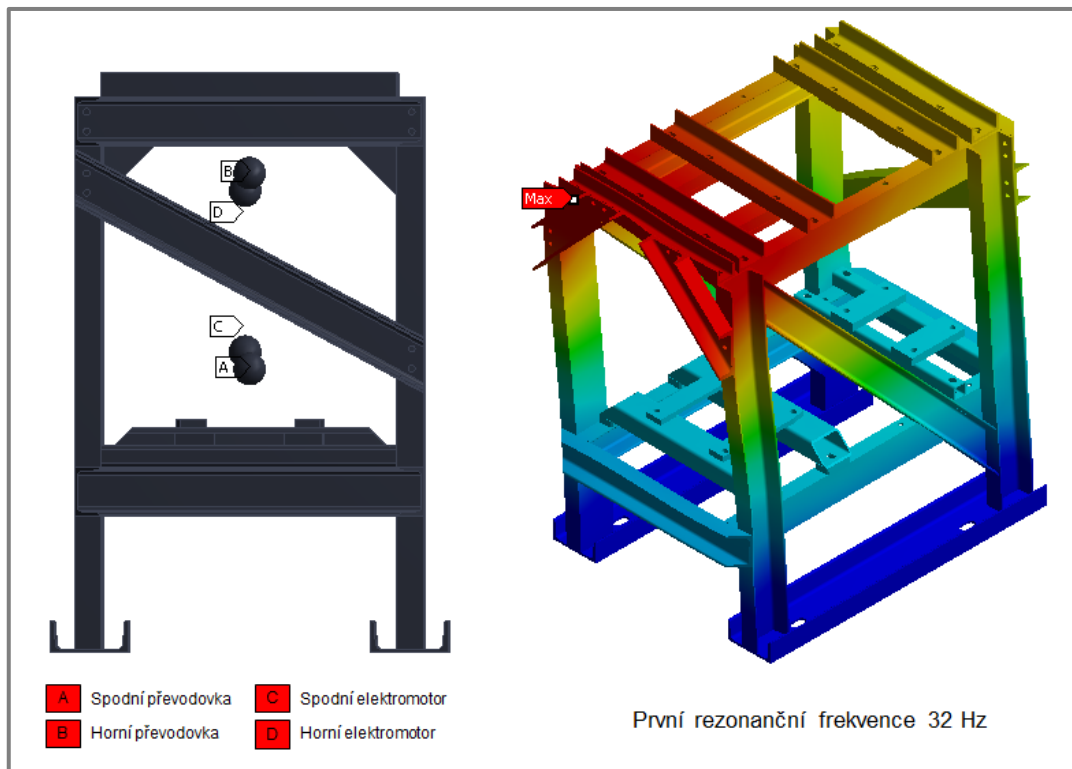
Další nezanedbatelnou částí zatížení jsou síly vyvolané hmotností převodovek a elektromotorů. Tyto síly byly nahrazeny tlakovým působením na patky převodovek a elektromotorů (příloha 3.). Pro deformačně napěťovou analýzu byly definovány následující okrajové podmínky:

- Materiálem všech částí je konstrukční ocel ( $E = 2,308 \cdot 10^5$  MPa a  $\nu = 0,3$ )
- Na spodní ploše profilů U 160 jsou umístěny vazby vetknutí
- Zatížení vychází ze silových účinků popsanych v příloze 3.

Při simulaci byly využity dvě velikosti prvků výpočetní sítě. Na patky elektromotorů a patky převodovek byly použity prvky velikosti 10 mm. Na zbylé části rámu pak prvky o velikosti 30 mm. Na obr. 4-7 je vykreslen průběh deformací a průběh redukovaného napětí podle hypotézy HMM. Největší napětí vzniká na přední straně rámu, kde dosahuje hodnoty 23,9 MPa. Rám je však svařen z materiálu s mezí kluzu 235 MPa, což zaručuje dostatečnou pevnost rámu. Velikost deformací je vzhledem k velikosti rámu zanedbatelná a nebude mít tedy vliv na funkčnost zařízení.

#### Modální analýza

Stejně jako u hlavního rámu, je nutné do modální analýzy zahrnout i součásti, které nejsou přímo součástí rámu, ale jsou na rámu uloženy. V tomto případě se jedná o převodovky a elektromotory. Převodovky i elektromotory byly nahrazeny hmotnými body, u kterých se nastaví odpovídající momenty setrvačnosti a hmotnosti (obr 4-8). Poloha hmotných bodů odpovídá těžišti elektromotorů resp. převodovek. Součástí modelu pro analýzu jsou patky elektromotorů a převodovek, ke kterým jsou hmotné body zavazbeny. Okrajové podmínky, stejně jako nastavení výpočtové sítě, byly shodné jako v případě deformačně napěťové analýzy. Rozdíl však nastává v zatížení. Zatížení je definováno pouze směrem a velikostí gravitačního zrychlení.



Obr. 4-8 Modální analýza rámu pro pohony

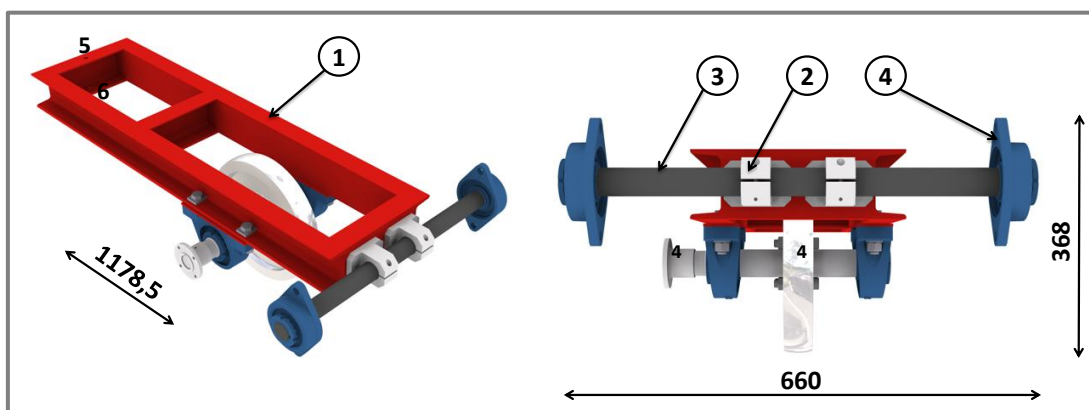
Na obr. 4-8 je vykreslena první rezonanční frekvence rámu pro pohony. K rozkmitání rámu dojde tehdy, bude-li zařízení provozováno při některé z rezonančních frekvencí (všechny rezonanční frekvence jsou uvedeny v příloze 4 a 5.). V tab. 4-6 jsou uvedeny provozní frekvence zařízení, z nichž je zřejmé, že při žádném režimu nedochází ke shodě mezi provozními a rezonančními frekvencemi. Pouze u vysokorychlostního režimu nesmí být zařízení provozováno při frekvenci 38 Hz, a přechod přes tuto frekvenci musí být dostatečně rychlý.

## 4.6 Kyvný rám s diskem

4.6

### Popis

Převážná část kyvného rámu (1) je tvořena svařencem z profilu U 100. Ke kyvnému rámu jsou pomocí šroubů připojeny dva svěrné členy (2), které zajišťují spojení s hřídelem (3). Hřídel je přes ložisková tělesa<sup>12</sup> (4) spojen s rámem testeru (obr. 4-2). Ložiska jsou pomocí upínacích pouzder uloženy přímo na hladké části hřídele. Na druhém konci kyvného rámu jsou vyvrtány dva otvory (5 a 6), které jsou určeny pro spojení se zátěžným a odlehčujícím mechanismem. Pevnostní výpočet hřídel (3) včetně kontroly ložisek je uveden v příloze 6.



Obr. 4-9 Kyvný rám s diskem

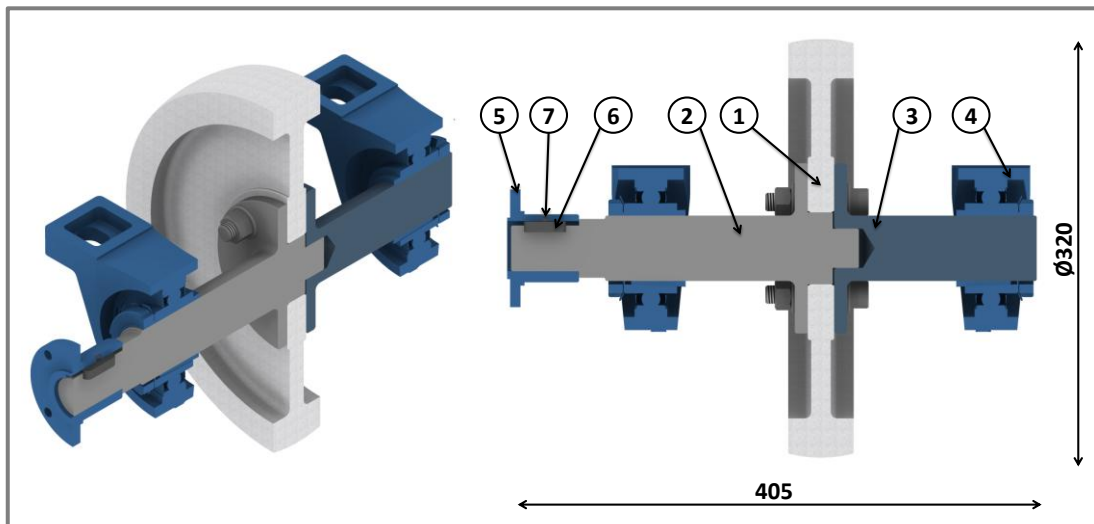
Ve střední části kyvného rámu je uložen disk simulující kolejnici. Na obr. 4.10 je zobrazen řez diskem a jeho uložení. Disk (1) je uložen pomocí dvou hřídelů (2 a 3). Na konci obou hřídelů je osazení, ve kterém jsou vyvrtány čtyři otvory. Stejně otvory jsou vyvrtány i přímo na disku. Hřídele jsou společně s diskem sešroubovány, čímž je vytvořeno třecí spojení. Vzhledem k požadované přesnosti je na hřídeli (2) vysoustružen středící průměr, který zaručí souosost obou hřídelů. Oba hřídele jsou na kyvném rámu uloženy pomocí ložiskových těles<sup>13</sup> (4). Hřídel (2) je zakončen válcovým koncem, na kterém je uložena příruba (5). Jedná se o normalizovanou přírubu<sup>14</sup>, která je určena pro spojení s vybraným kardanovým hřídelem. Přenos krouticího momentu z příruby na hřídel je zajištěn pomocí těsného pera (6). Zajištění vůči axiálnímu posunutí příruby zabezpečuje závrtný šroub (7). Pevnostní výpočet hřídelů a ložisek pro uložení disků, je uveden v příloze 7.

<sup>12</sup> Jedná se o ložiskové těleso SKF FYTB 509 M s kuličkovým ložiskem YSA 209-2FK

<sup>13</sup> Jedná se o ložiskové těleso SKF SY 511 M s kuličkovým ložiskem YSA 211-2FK

<sup>14</sup> Podle ISO 7646

Důležitým bodem byl výběr materiálu pro výrobu obou disků. Východiskem pro volbu materiálu byla norma ČSN EN 13 262+A2 a norma ČSN 13 674-2+A1, ve kterých jsou uvedeny informace o chemickém složení a mechanických vlastnostech materiálů, které jsou běžně používány při výrobě kol a kolejnic. Vzhledem k [22 a 29] byl pro oba disky jako vhodný „ekvivalentní“ materiál vybrán materiál 12 050. Pro dosažení požadovaných mechanických vlastností, bylo nutné disk kalit v celém objemu na hodnotu 245 HB (kolo) resp. 300 HB (kolejnice).



Obr. 4-10 Řez uložením „kolejnicového“ disku

#### Deformačně napěťová analýza kyvného rámu

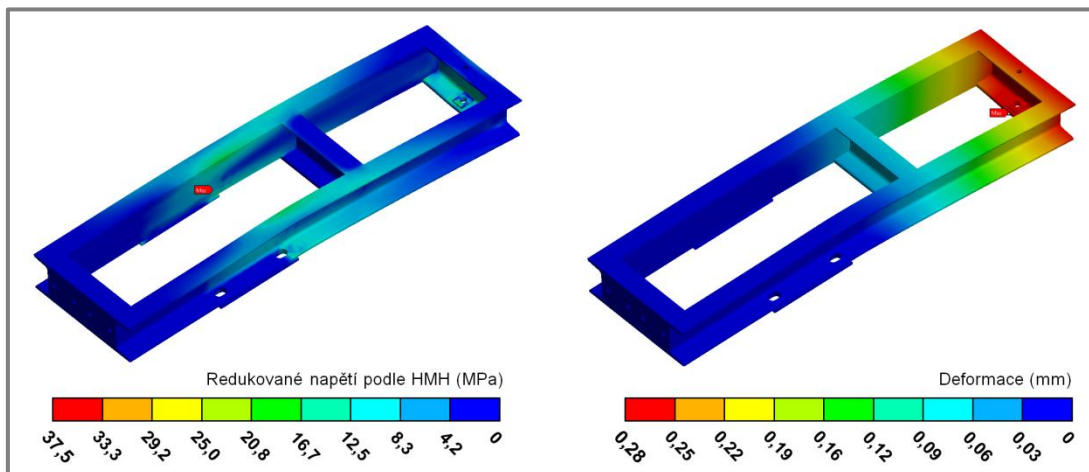
Analýza rámu byla provedena pro kontaktní sílu 5 000 N. Vzhledem k požadované kontaktní síle (tab. 4-1) se jedná o poměrně extrémní hodnotu kontaktní síly, nicméně při budoucích experimentech může být užitečné simulovat vyšší kontaktní tlak. Při analýze byl zanedbán vliv třecí síly. Moment vyvolaný třecí silou má tendenci kyvný rám „přizvedávat“ (při respektování směru otáčení uvedeného na obr. 4-1), tudíž snižuje požadavky na sílu vyvolanou zátěžným mechanismem. Při experimentech však může být do kontaktu disků úmyslně nanášena vrstva oleje, což může zapříčinit razantní pokles třecí síly (kap. 2.1). Z tohoto důvodu byla simulace provedena pro nejméně příznivý případ, tj. tehdy je-li moment od třecí síly nulový.

Pro deformačně napěťovou analýzu kyvného rámu byly definovány následující okrajové podmínky:

- Materiálem všech částí je konstrukční ocel ( $E = 2,308 \cdot 10^5$  MPa a  $\nu = 0,3$ )
- Na ploše, kde jsou připevněny svěrné členy (obr. 4-9) je umístěna vazba vetknutí
- Zatížení vychází ze silových účinků popsaných v příloze 8.

Pro analýzu byla nastavena jednotná velikost prvků výpočetní sítě 25 mm, s výjimkou podložky, na kterou je aplikováno zatížení od zátěžného mechanismu. Na této podložce byla nastavena velikost prvků sítě 10 mm. Na obr. 4-11 je vykreslen průběh redukovaného napětí a průběh deformací. Maximální napětí (44 MPa) vzniká v místě spoje (svaru) dvou profilů, blízko místa zavazbení kyvného rámu. Vzhledem k tomu, že kyvný rám je vyroben z materiálu s mezí kluzu 235 MPa, lze konstatovat,

že nenastane mezní stav pružnosti. Maximální deformace (0,6 mm) kyvného rámu nastává na konci rámu, což je místo, kde je připojen zátěžný člen. Tato hodnota je však vzhledem k velikosti kyvného rámu nepodstatná, a nebude mít vliv na funkčnost rámu.

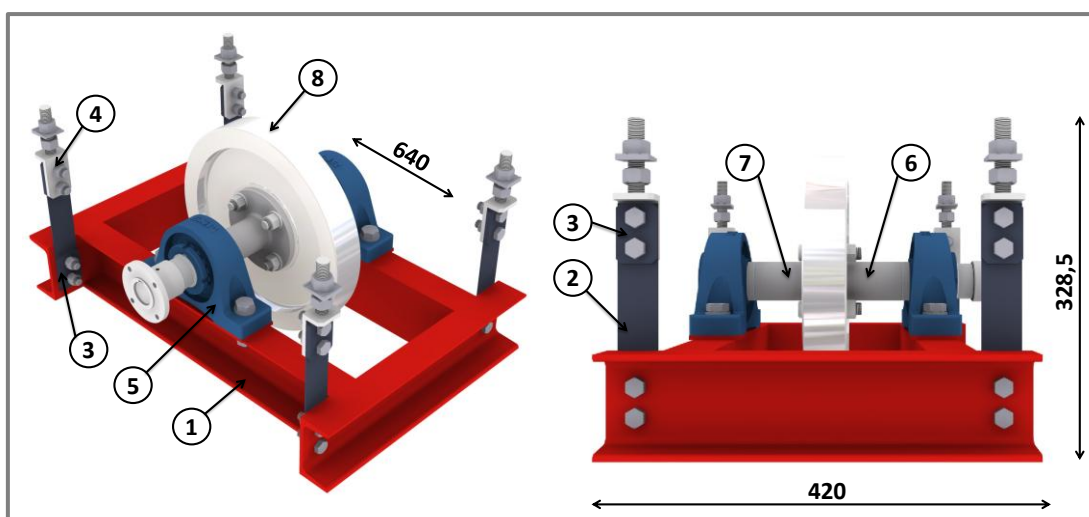


Obr. 4-11 Průběh redukovaného napětí a deformace kyvného rámu

## 4.7 Spodní rám s diskem

4.7

Spodní rám (1) je stejně jako horní rám svařen z profilu U 100. Při návrhu uložení spodního rámu vzhledem k hlavnímu rámu bylo klíčové, aby uložení umožňovalo měření třecí síly. Z tohoto důvodu byl celý spodní rám zavěšen na pásovinu (2), která plní funkci materiálového kloubu. Důležité však bylo vhodně navrhnout tloušťku a volnou délku<sup>15</sup> pásoviny (příloha 9). V případě, že by tuhost pásoviny byla příliš velká (ve směru třecí síly), mohl by nastat problém s vyhodnocením třecí síly.



Obr. 4-12 Spodní rám s diskem

<sup>15</sup> Za volnou délku je označován prostor mezi příložkami (3)

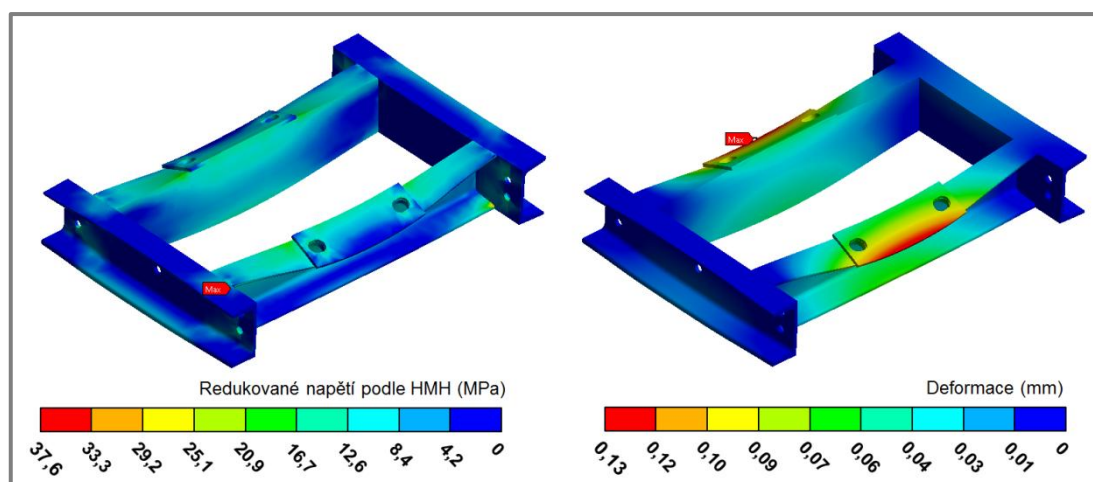
Pásovina je na jednom konci přišroubována ke spodnímu rámu a příložce (3), a na konci druhém je přišroubována k příložce (3) a ke svařovanému závěsu (4). Závěs umožňuje jednoduchou regulaci polohy celého spodního rámu. Na rámu jsou pomocí ložiskových těles (5) uloženy hřídele (6 a 7) s diskem (8), který simuluje kolo. Disk simulující kolo byl umístěn na spodní rám, kvůli nekonečnému poloměru křivosti  $r_{Tx}$  (tab. 4-1), což zajišťuje lepší distribuci pískovacího materiálu do kontaktu. Uložení disku simulující kolo je shodné s uložením „kolejnicového“ disku (obr. 4-10).

### Deformačně napěťová analýza spodního rámu

Na obr. 4-13 je vykreslen průběh redukovaného napětí a průběh deformace. Analýza byla provedena, stejně jako v předešlých simulacích, pro kontaktní sílu 5 000 N. Pro tuto simulaci byly definovány následující okrajové podmínky:

- Materiálem všech částí je konstrukční ocel ( $E = 2,308 \cdot 10^5$  MPa a  $\nu = 0,3$ )
- Vazba vetknutí byla definována v otvorech pro šrouby, které se využívají pro uchycení pásoviny (obr. 4.12)
- Zatížení vychází ze silových účinků popsanych v příloze 10.

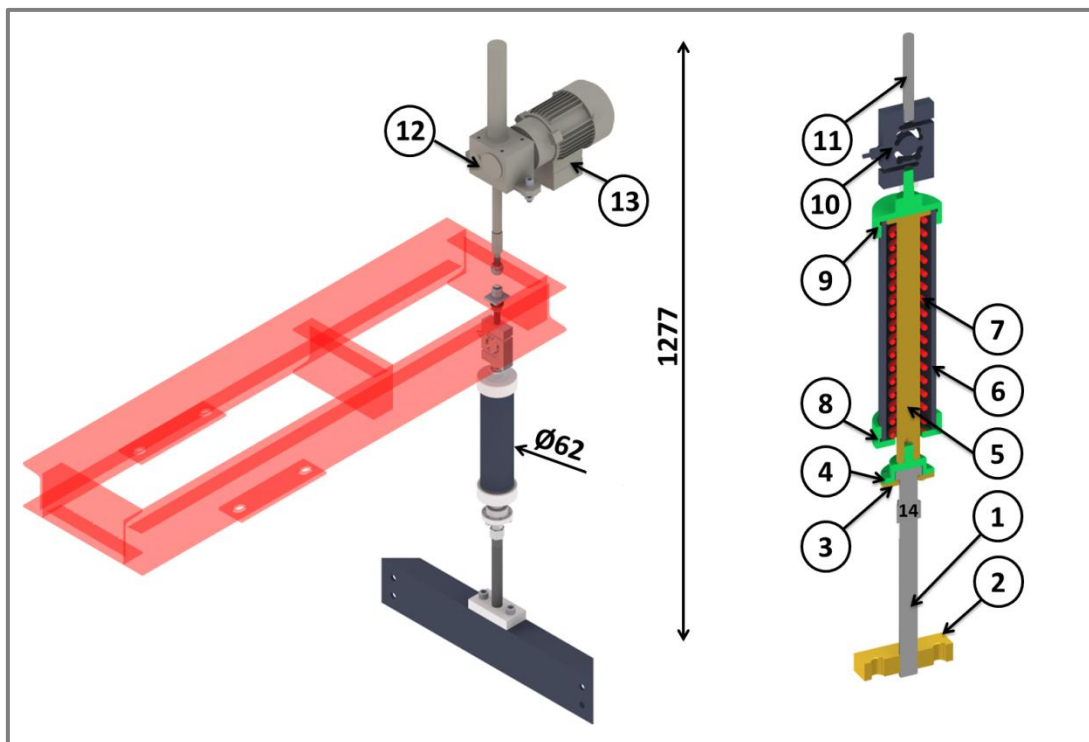
Pro simulaci byla definována jednotná velikost prvků výpočetní sítě 20 mm.



Obr. 4-13 Průběh redukovaného napětí a deformace spodního rámu

## 4.8 Zátěžný a odlehčující mechanismus

Základem zátěžného členu (obr. 4-14) je hřídel se závitem M20x1,5 (1). Závitový konec hřídele je zašroubovaný do desky (2), která je pomocí šroubů připevněna na výztuze rámu testeru. Druhý konec hřídele je uložen mezi dvoudílným víčkem (3) a přírubou (4), přičemž víčko a příruba jsou spojeny pomocí šesti šroubů. Součástí příruby (4) je dřík se závitem, který je zašroubovaný do táhla pružiny (5). Táhlou pružiny je umístěno v trubce (6), a slouží ke stlačení a vedení nástrojové pružiny (7). Na obou koncích trubky (6) jsou našroubovány víčka (8 a 9). Součástí horního víčka je stejně jako u příruby (4) dřík se závitem, který zajišťuje spojení se snímačem normálové síly (10). Druhý konec snímače síly je pomocí závitové tyče (11) propojen s kyvným rámem (obr. 4-14). Pevnostní výpočet je uveden v příloze 11.



Obr. 4-14 Zátěžný a odlehčující mechanismus

Zatížení se vyvozuje ručně pomocí klíče a šestihranu (14), který je přímo součástí hřídele se závitem. Při utahování je pozorována velikost zatížení, která je odečítána ze snímače síly (10). Při utahování táhlo stlačuje nástrojovou pružinu. Pružina je součástí zátěžného mechanismu kvůli kompenzaci rázů, které vznikají při průchodu pískovacího materiálu kontaktem disků, a také kvůli možnosti rychlého odtížení resp. zatížení kontaktu. Vzhledem k budoucím experimentům byly objednány dvě nástrojové pružiny s různou tuhostí (tab. 4.2). Jedná se o nástrojové pružiny firmy Alcomex [23].

Tab. 4-2 Vlastnosti vybraných nástrojových pružin

Katalogové číslo	Ø hřídele	Ø objímky	Délka ve volném stavu	Přípustné stlačení	Maximální síla	Tuhost
	(mm)	(mm)				
ST13980	25,5	51	254	177,8	6 515	85,5
ST13990				190,5		

Po nastavení požadovaného zatížení a po provedení plánovaného experimentu je vzhledem k opotřebení disků žádoucí, aby bylo možné kontakt co nejrychleji odlehčit. Kvůli rychlému uvedení disků do kontaktu a následnému odtížení, je součástí zátěžného mechanismu zdvižná převodovka (12), která je poháněna asynchronním elektromotorem (13). Řízení asynchronního elektromotoru je zajištěno frekvenčním měničem, který je připevněn na rámu testeru (obr. 4-2). Zdvižná převodovka je schopna překonat sílu akumulovanou v pružině, a tím přerušit kontakt mezi disky. V následujících tabulkách jsou uvedeny základní informace o vybrané zdvižné převodovce, asynchronním elektromotoru a frekvenčním měniči.

Tab. 4-3 Parametry zdvižné převodovky [24]

Označení zdvižné převod.	Max. síla	Přev. poměr	Rychlost	Zdvih	Vel. šroubu
	(N)	(1)	(mm/s)	(mm)	(mm)
HT05/0150/1:16	5 000 N	1:16	6,3	150	18 x 4

Tab. 4-4 Parametry asynchronního elektromotoru pro zdvižnou převodovku [25]

Označení elektromotoru	Jmenovitý výkon	Jmenovitý moment	Jmenovité otáčky
	(kW)	(N·m)	(min <sup>-1</sup> )
1LA7063-4AB12	0,18	1,3	1 350

Tab. 4-5 Parametry frekvenčního měniče pro zdvižnou převodovku [26]

Označení frek. měniče	Jmenovitý výkon	Jmenovitý proud	Vstupní napětí
	(kW)	(A)	(V)
1LA7063-4AB12	0,2	1,5	230

## 4.9 Režimy chodu a volba pohonu a převodovky

V kap. 2.1 byly definovány vstupní provozní parametry, na jejichž základě byl proveden návrh zařízení. Tyto parametry byly zásadní především pro stanovení požadavků na pohon zařízení (tab. 4-1). Vzhledem k plánovaným experimentům, je však nezbytné simulovat i vyšší rychlosti než 20 km/h. Z tohoto důvodu byly definovány tři režimy chodu zařízení. Provozní frekvence, včetně vlastních (rezonančních) frekvencí, při jednotlivých režimech jsou uvedeny v tab. 4-6.

Tab. 4-6 Provozní režimy a frekvence

Režim	Provozní fr. hlavního rámu	Provozní fr. rámu pohonů	Vlastní fr. hlavního rámu	Vlastní fr. rámu pohonů
S převodovkou	do 4,7 Hz	do 22,6 Hz	40 Hz	32 Hz
Bez převodovky	22,6 Hz	22,6 Hz	40 Hz	38 Hz
Vysokorychlostní	22,6 – 47 Hz	22,6 – 47 Hz	40 Hz	38 Hz

Provozní hodnoty (kontaktní síla, krouticí moment aj.) v režimu s převodovkou jsou uvedeny v tab. 4-1. V režimu s převodovkou budou experimenty prováděny při reálném kontaktním tlaku, ale při poměrně nízkých rychlostech (0–20) km/h. Bude se jednat zejména o experimenty zaměřené na adhezní vlastnosti.

V režimu bez převodovky bude dosahováno podstatně vyšších rychlostí (až 88 km/h), ale vzhledem k poklesu krouticího momentu budou experimenty prováděny při nižších kontaktních tlacích. Experimenty prováděné v tomto režimu budou zaměřeny především na sledování distribuce pískovacího materiálu do kontaktu a sledování chování pískovacího materiálu při průchodu kontaktem. Stejný typ experimentů bude prováděn i v režimu vysokorychlostním. V tomto režimu bude docházet k „přetáčení“ elektromotoru, čímž ale dojde k dalšímu poklesu krouticího momentu. Ve vysokorychlostním režimu budou tedy experimenty prováděny při extrémních rychlostech (až 170 km/h) a při velmi nízkém kontaktním tlaku.

Vzhledem k výše popsaným režimům chodu zařízení, byly vybrány níže specifikované elektromotory a převodovky [27, 28]. Elektromotor byl volen s ohledem na hodnoty v tab. 4-1.

- 4pólový asynchronní elektromotor

1LE1001-1DB43-4AB5-Z\_F70+F74+G41 (spodní pohon)

1LE1001-1DB43-4VB6-Z\_F70+F74+G41 (horní pohon)

kde:

1LE1001 značí třífázový nízkonapěťový elektromotor

4AB5, 4VB6 – montážní polohy pohonů

F70 – elektromotor je vybaven cizím chlazením

F74 – kovový kryt ventilátoru

G40 – úprava volného konce hřídele pro impulzní snímač

Tab. 4-7 Parametry asynchronních elektromotorů pro pohon disků [27]

Jmenovitý výkon (kW)	Počet pólů (1)	Jmenovitá otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )	Jmenovitý moment (N·m)	Účinnost 4/4 zátěž (%)	Účinek 4/4 zátěž (1)
15	4	1 475	97	92	0,85

▪ Čelní axiální převodovka

CV 552 P 1:4,57 B3 (spodní převodovka)

CV 552 P 1:4,57 B8 (horní převodovka)

kde:

CV značí, že na vstupu převodky je hřídel

552 – velikost převodovky

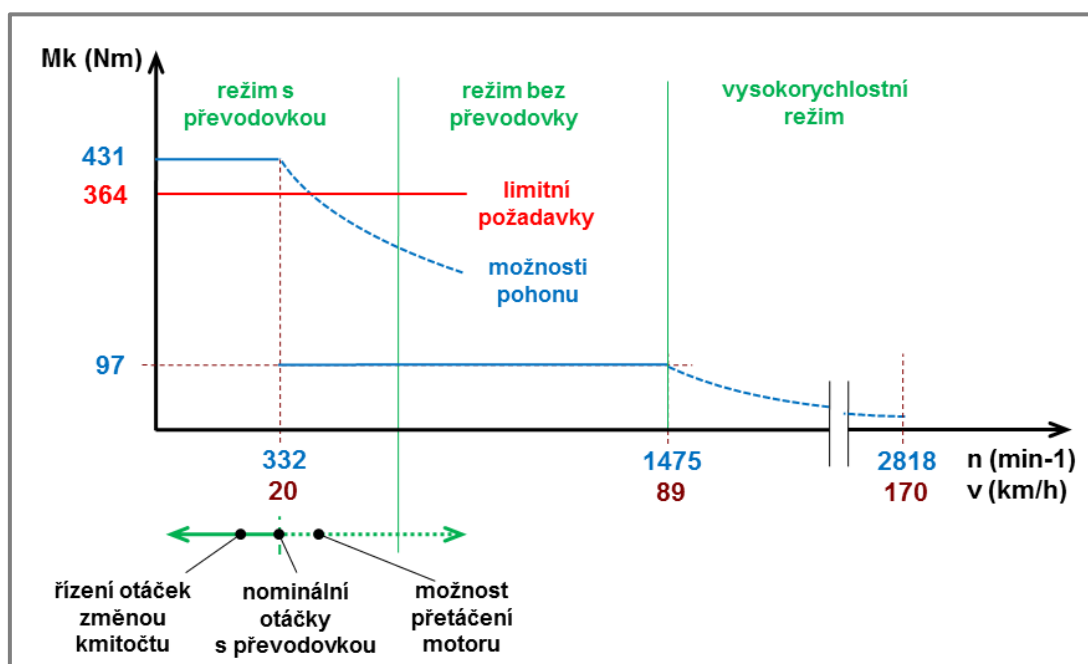
P – na výstupu převodovky je hřídel

4,57 – převodový poměr

B3, B8 – montážní polohy

Tab. 4-8 Parametry čelní axiální převodovky [28]

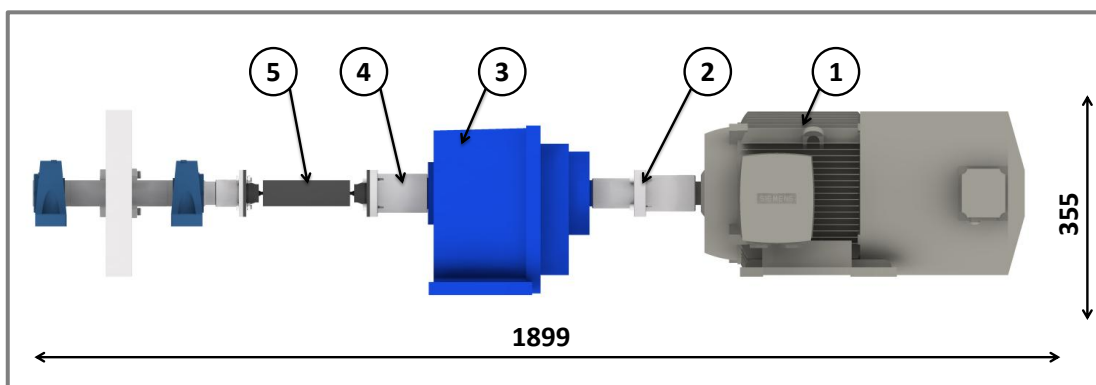
Převodový poměr (1)	Vstupní výkon (kW)	Počet stupňů (1)	Vstupní otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )	Výstupní otáčky ( $\text{min}^{-1}$ )	Účinnost (%)
4,57	24	2	1400	306	95



Obr. 4-15 Momentová charakteristika elektromotoru s režimy chodu

Na obr. 4-15 je vykreslena momentová charakteristika pohonu, která zahrnuje i vyznačení jednotlivých režimů chodu zařízení. V intervalu (0–20) km/h se jedná o režim s převodovkou. Je-li rychlost v intervalu (20–88) km/h, pak mluvíme o režimu bez převodovky, zatímco v intervalu (88–170) km/h se jedná o vysokorychlostní režim. Z průběhu momentové charakteristiky je zřejmé, že při vysokorychlostním režimu již nelze predikovat velikost krouticího momentu. Ve všech režimech je řízení elektromotorů zajištěno pomocí dvou nezávislých frekvenčních měničů.

Na obr. 4-16 je zobrazeno uspořádání výše zvoleného elektromotoru a převodovky. Elektromotor (1) je pomocí kotoučové spojky (2) připojen k převodovce (3), přičemž přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera. Na výstupu převodovky je uložena příruba (4) s těsným perem, která je připojena ke kardanově hřídeli (5). Výsuvný kardanův hřídel<sup>16</sup> zajišťuje propojení mezi rámem testeru a rámem pro pohony. Uložení a propojení jednotlivých částí u horního hřídele je zcela analogické.



Obr. 4-16 Spodní disk včetně pohonu

## 4.10 Geometrické varianty disků

Při výběru optimální varianty (str. 42) bylo zmíněno, že nevýhodou dvoudiskového zařízení je obrácený poměr elipticity kontaktní oblasti. Toto tvrzení platí však pouze tehdy, odpovídají-li poloměry křivosti obou disků tab. 4-1. V tomto případě je poloměr  $R_{2y}$  100 mm. Tato hodnota odpovídá skutečnému poloměru hlavy kolejnice [29], při respektování měřítka zmenšení 1:3. Vhodnou úpravou tohoto poloměru křivosti lze však dosáhnout správné orientace kontaktní oblasti<sup>17</sup>.

V tab. 4-9 jsou uvedeny tři geometrické varianty disků, které se liší jak velikostí kontaktní oblasti, tak poměrem elipticity. První varianta je varianta základní, která je popsána v tab. 4-1. Poloměry křivosti u druhé varianty byly navrženy tak, aby se kontaktní oblast svým tvarem co nejvíce blížila kruhu, zatímco u třetí varianty byl kladen důraz na správnou orientaci kontaktní oblasti (obr. 4-17).

Všimněte si však měnicích se požadavků na kontaktní sílu, výkon a krouticí moment u jednotlivých variant. Zátěžný mechanismus a pohony však byly navrženy pro první geometrickou variantu, která je z hlediska požadavků variantou nejnáročnější. Z předchozí věty jasně vyplývá, že při změně geometrie disků

<sup>16</sup> Kardan krátký s vyrovnáváním délky typ 30 [30]

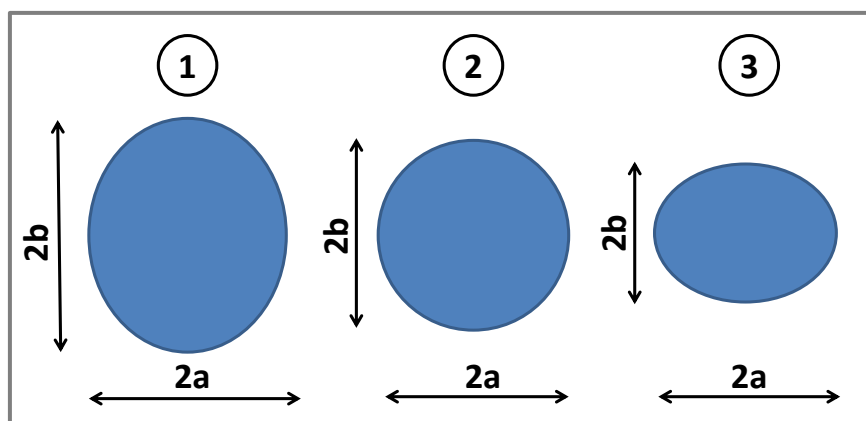
<sup>17</sup> Větší poloosa kontaktní elipsy je orientována ve směru dopředné rychlosti vozidla

nenastane problém s nedostatečným výkonem nebo nedostatečným krouticím momentem.

Tab. 4-9 Geometrické varianty disků

Var.	Rozměry disku 1		Rozměry disku 2		Normál. síla [kN]	Kontaktní oblast		Výkon [kW]	Krouticí moment [N·m]
	[mm]		[mm]			[mm]			
	$R_{1x}$	$R_{1y}$	$R_{2x}$	$R_{2y}$		$2a$	$2b$		
1.	160	$\infty$	160	100	3,2	2,28	2,71	13	365
2.	160	$\infty$	160	80	2,7	2,22	2,29	11	301
3.	160	$\infty$	160	50	1,8	2,1	1,6	7	198

Při experimentech by bylo vhodné otestovat všechny geometrické varianty, protože žádnou z variant nelze označit jako optimální. První varianta je sice svou geometrií nejbližší reálné kontaktní dvojici, ale dochází zde k otočení kontaktní oblasti. Opakem je varianta třetí, kdy kontaktní oblast má sice správnou orientaci kontaktní oblasti, ale poloměr  $R_{2y}$  nerespektuje měřítkové zmenšení. Optimální variantou vzhledem k aplikovatelnosti výsledků by tedy mohla být druhá geometrická varianta, což však nelze potvrdit bez provedení experimentů.



Obr. 4-17 Geometrické varianty disků

## 4.11 Připojitelné moduly

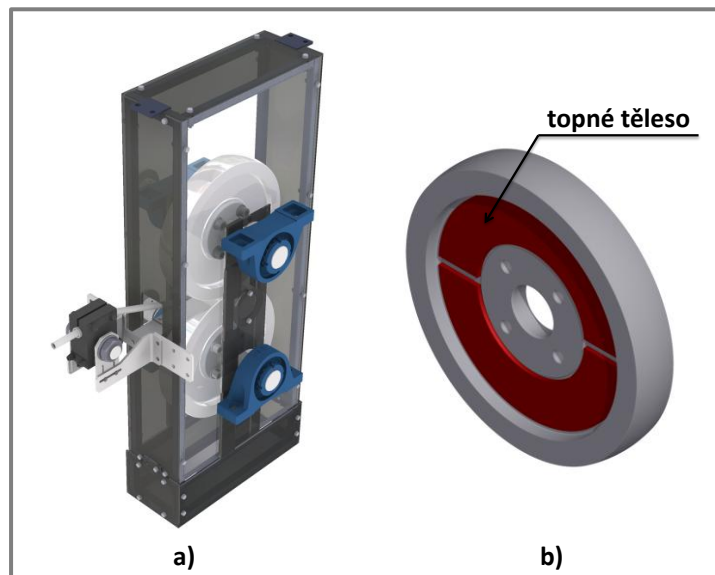
4.11

K zařízení je možné připojit několik modulů, které slouží pro simulaci okolních podmínek. Jedná se o následující moduly:

- **Modul pro přívod vody** – voda může být do kontaktů disků dodávána buď v podobě vodního paprsku, nebo v podobě „mlhy“. Jedná se však o dva různé stavy, které mohou mít zásadní vliv na míru adheze v kontaktu. Z tohoto důvodu byl pro přívod vody do kontaktu vybrán postřikovač, který umožňuje simulovat oba zmíněné stavy. U postřikovače je možné regulovat pracovní tlak a rozstřík vody pomocí regulační trysky.
- **Modul pro ohřev disků** – pro ohřev disků byly navrženy dvě odlišné varianty. První variantou je ohřev pomocí horkovzdušné pistole. Výhodou

této „jednodušší“ varianty je možnost dosahovat velmi vysokých teplot foukaného vzduchu a nízké finanční náklady na realizaci varianty. Problém však může nastat s rovnoměrností a dobou ohřevu na požadovanou hodnotu.

Proto byla navržena i alternativní varianta (obr. 4-18b), která odstraňuje nevýhody horkovzdušné pistole. Ohřev u alternativní varianty je zajištěn pomocí speciálně navržených topných těles. Tato topná tělesa jsou umístěna na obě čela každého z disků, čímž je zaručen rovnoměrný ohřev disků. Další výhodou této varianty je vysoká účinnost ohřevu.



Obr. 4-18 Komora (a) a topná tělesa na disku (b)

- **Modul pro chlazení disků** – při návrhu chladicího systému bylo zvažováno hned několik variant. První variantou bylo využití chladicí komory. Výhodou této varianty je především bezproblémové dosažení požadovaných teplot. Vzhledem k tomu, že by bylo nutné zařízení vždy demontovat a převést jej do chladicí komory, bylo od této varianty upuštěno. Další nevýhodou je i značné tepelné namáhání pohonů, převodovek, ložisek aj. částí zařízení.

Druhou možností chlazení byla varianta, kdy jsou disky chlazeny pomocí přiváděné vody. Tato varianta byla zavrhnuta především kvůli absenci možnosti simulovat záporné teploty, a také vzhledem k velké tepelné kapacitě disků, která prakticky znemožňuje ochladit disk ve velké části jeho objemu.

Třetí variantou je chlazení pomocí tlakové láhve s oxidem uhličitým. Regulace je zajištěna pomocí redukčního ventilu. Součástí modulu je také manometr pro kontrolu tlaku. Výhodou varianty je možnost rychlého uvedení modulu do provozu, cena a možnost dosahovat požadovaných teplot.

- **Modul pro přívod pískovacího materiálu** – písek bude do kontaktu dodáván pomocí pískovací trysky od společnosti TRIBOTEC (obr. 4-18). Samotná trubka trysky byla vyrobena ve stejném měřítku jako oba disky

(1:3). Písek je do kontaktu přiváděn pomocí stlačeného vzduchu. Množství dodávaného písku do kontaktu je ovládáno pomocí elektromagnetického ventilu. Rychlost pískovacího materiálu přiváděného do kontaktu je ovládána pomocí redukčního ventilu.

- **Modul pro nanášení maziva** – mazivo bude na disky nanášeno pomocí mazací jednotky od společnosti TRIBOTEC.
- **Komora** – jedná se o dvoudílnou komoru (obr. 4-18a), která slouží k odizolování disků od okolí zařízení. Primární funkcí komory je zabránit znečištění okolí zařízení přiváděným pískem, vodou a olejem. Komora bude také využívána pro snazší nahřívání resp. ochlazování disků.

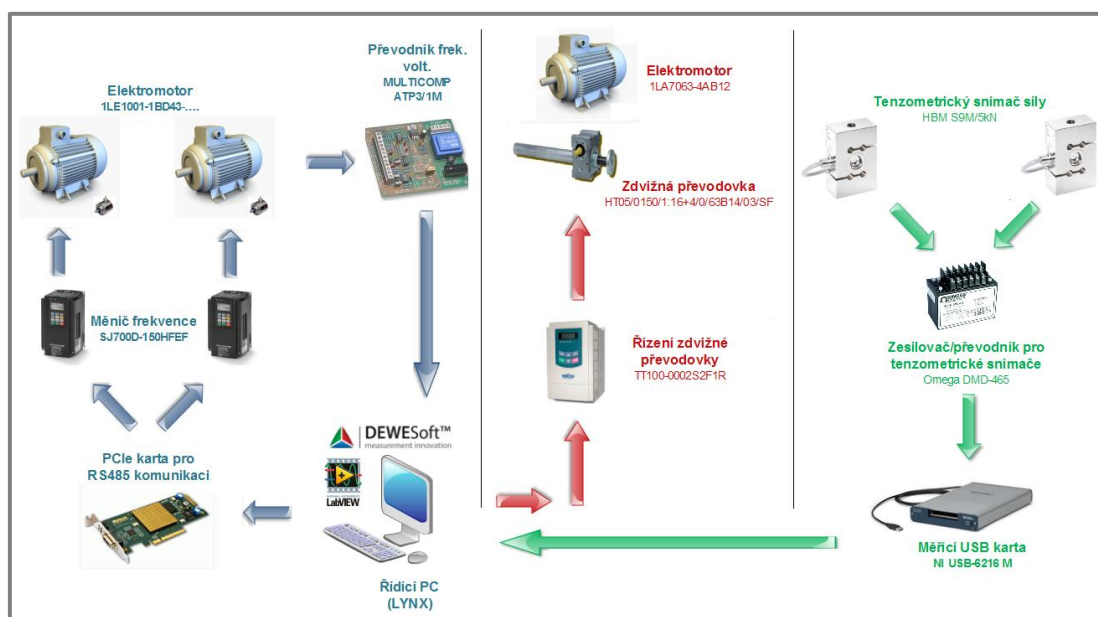
## 4.12 Měřicí řetězec

4.12

Měřicí řetězec je tvořen třemi větvemi. První větev řetězce zajišťuje řízení elektromotorů pro pohon disků. Požadované otáčky elektromotorů (popř. požadovaná dopředná rychlost) se nastaví v programu na řídicím PC, odkud jsou tyto informace přes PCIe kartu převedeny až k frekvenčním měničům. Každý z elektromotorů je vybaven inkrementálním čidlem pro snímání otáček. Data z čidel jsou přes frekvenční převodník převedeny zpět do řídicího PC.

Druhá větev řetězce zajišťuje řízení zátěžného mechanismu. Elektromotor zdvižné převodovky je stejně jako předešlé elektromotory řízen pomocí frekvenčního měniče. Frekvenční měnič zdvižné převodovky je přímo propojen s řídicím PC, ze kterého je ovládána rychlost a směr pohybu.

Třetí větví měřicího řetězce je větev pro měření normálové a třecí síly. Velikost těchto sil je měřena pomocí dvou tenzometrických snímačů sil. Oba snímače sil jsou zapojeny do převodníku, odkud jsou tyto hodnoty převedeny přes měřicí USB kartu do řídicího PC, kde jsou data ukládány v softwaru Dewesoft.



Obr. 4-19 Schéma měřicího řetězce

### 4.13 Cenová rozvaha

V tab. 4-10 jsou uvedeny orientační ceny za jednotlivé části zařízení. Kompletní rozpis jednotlivých položek a jejich cen je uveden v příloze 13.

Tab. 4-10 Cenová rozvaha

Komponenta	Cena za kus	Počet	Cena celkem bez DPH (Kč)
Elektromotory s příslušenství	292 006	1	292 006
Úprava rozvaděče	8 776	1	8 776
Čelní axiální převodovka Varmec	26 460	2	52 920
Zdvíhací převodovka s příslušenstvím	15 164	1	15 164
Stojaté ložiskové domky s ložisky	1 786	4	7 144
Oválné ložiskové domky s ložisky	1 164	2	2 328
Pružiny Alcomex	1 250	2	2 500
Kardanův hřídel s přírubou	6 000	2	12 000
Simulace okolních podmínek			13 143
Vyráběné součásti			179 800
Komponenty měřicího řetězce			100 440
<b>Cena celkem bez DPH</b>			<b>686 221</b>
<b>Cena celkem s DPH</b>			<b>830 327</b>

### 4.14 Metodika experimentu

Cílem experimentů je vyšetřit průběh trakční křivky pro předem zvolené okolní podmínky a provozní parametry. Po nastavení otáček (dopředné rychlosti), normálového zatížení, skluzu a okolních podmínek jsou disky pomocí zdvižné převodovky uvedeny do kontaktu. Následně jsou ze snímačů sil odečteny velikosti normálové a třecí síly. Na základě těchto dat je pomocí vztahu (1.6) vypočítán součinitel adheze pro předem zvolenou velikost skluzu. Výstupem z této části experimentu je tedy jeden bod na trakční křivce. Následně se pro jiné velikosti skluzu experiment několikrát opakuje, čímž jsou získány další body, na jejichž základě je poté sestavena trakční křivka. Při experimentech se bude hodnota skluzu pohybovat v rozsahu (0–10) %.

### 4.15 Průběh experimentu

Experimenty zaměřené na adhezní vlastnosti budou prováděny podle následujících kroků:

1. Vizuální kontrola zařízení (disky nejsou v kontaktu)
2. Nastavení požadovaného zatížení předepnutím pružiny (disky nejsou v kontaktu)

3. V řídicím PC se nastaví požadované otáčky disků (velikost skluzu)
4. Roztočení elektromotorů na požadované otáčky
5. Uvedení disků do kontaktu (pomocí zdvižné převodovky)
6. Ponechání disků v kontaktu pro dosažení ustáleného stavu
7. Spuštění záznamu dat ze snímačů sil v softwaru Dewesoft
8. Zastavení záznamu dat ze snímačů sil
9. Odlehčení kontaktu (pomocí zdvižné převodovky)
10. Zastavení elektromotorů
11. „Post-processing“ získaných dat

## 4.16 Úvodní experimenty

4.16

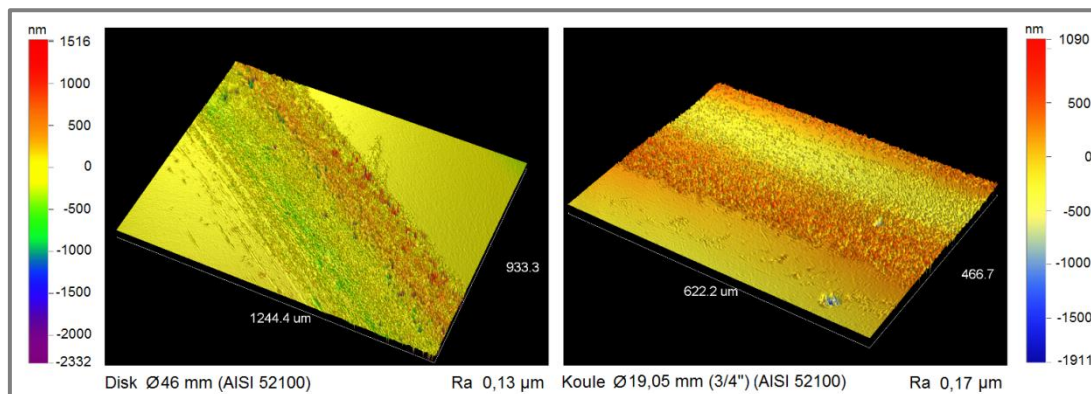
Cílem úvodních experimentů je ověřit funkčnost zařízení, a odstranění případných nedostatků. Úvodní experimenty budou provedeny v režimu s převodovkou. Pro úvodní experimenty byly vyrobeny disky geometrické varianty 1 (obr. 4-17). Při experimentech byly simulovány následující podmínky: suchý kontakt, kontakt s přítomností vody, kontakt s přítomností oleje a kontakt s přítomností vody a písku. Experimenty byly provedeny při kontaktním tlaku 1 GPa a při obvodové rychlosti 0,8 m/s. Nízká obvodová rychlost byla volena s ohledem na možnost porovnání výsledných dat s daty získaných na zařízení MTM (Mini Traction Machine), které pracuje na principu „Ball-on-disk“. Veškeré testy byly provedeny při teplotě 25 °C.

Tab. 4-11 Vstupní parametry experimentů pro dvoudiskové zařízení

Kontaktní tlak	Dopředná rychlost	Drsnost disku (kolo)	Drsnost disku (kolejnice)	Tvrdotost disku (kolo)	Tvrdotost disku (kolejnice)
(GPa)	(m/s)	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	(HB)	(HB)
1	0,8	Ra 0,27	Ra 0,25	245	290

Tab. 4-12 Vstupní parametry experimentů pro MTM

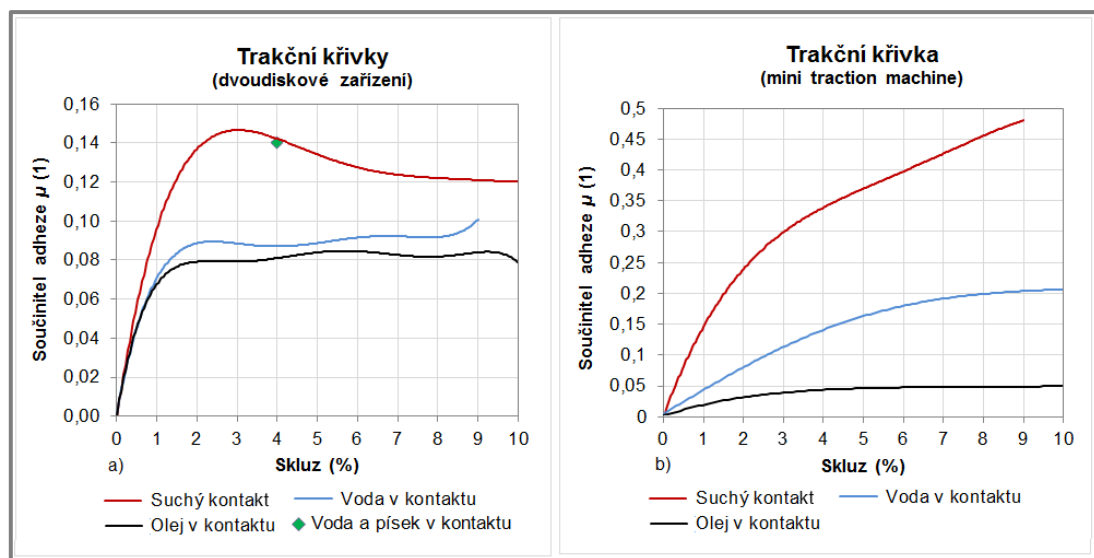
Kontaktní tlak	Dopředná rychlost	Drsnost disku ( $\varnothing 46$ mm)	Drsnost koule ( $\varnothing 19,05$ mm)	Tvrdotost disku	Tvrdotost disku (kolejnice)
(GPa)	(m/s)	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	(HB)	(HB)
1	0,8	Ra 0,13	Ra 0,17	673–728	746–854



Obr. 4-20 Drsnosti disku a koule (před experimenty) získané na optickém profilometru

Prvním testovaným případem byl kontakt při přítomnosti oleje. Při testech byl použit minerální olej FVA 3. V případě dvoudiskového zařízení byl olej nanesen na obvod obou disků, přičemž během experimentu nedocházelo k opětovnému nanášení maziva. Vzhledem k orientaci kontaktních těles u MTM by během experimentu docházelo k „odstředění“ maziva z kontaktu. Z tohoto důvodu byl disk olejem zaplaven, čímž byla zaručena existence mazacího filmu v kontaktu v průběhu celého experimentu. Na dvoudiskovém zařízení nastal bod saturace přibližně při 2% skluzu a součiniteli adheze 0,08, zatímco na MTM při 4% skluzu a součiniteli adheze 0,05. V obou případech vykazoval olej po dosažení bodu saturace neutrální tření. Při pohledu na hodnoty součinitele adheze je zřejmé, že přítomnost oleje v kontaktu zásadně snižuje efektivitu přenosu trakčních sil, což může vést až k selhání kolejové dopravy.

Druhým testovaným případem byl kontakt při přítomnosti vody. Na dvoudiskovém zařízení byla voda do kontaktu přiváděna v podobě „vodní mlhy“, která byla do kontaktu dodávána průběžně během experimentu. V případě MTM byl disk opět vodou zaplaven. Bod saturace u dvoudiskového zařízení nastal při 2% skluzu a součiniteli adheze 0,09. Na zařízení MTM nastal bod saturace přibližně při 10% skluzu a součiniteli adheze 0,2. V literatuře uváděné hodnoty bodu saturace pro kontakt při přítomnosti vody se pohybují právě okolo hodnoty 0,2, ovšem při nižších skluzových rychlostech než jak tomu bylo u křivky z MTM. Důvodem, proč se hodnoty získané na MTM a dvoudiskovém zařízení liší, může být kromě rozdílné geometrie a velikosti kontaktní oblasti také rozdílná drsnost disků, jiné materiálové vlastnosti a s tím spojené opotřebení, množství vody přiváděné do kontaktu (oleje viz text výše) a v neposlední řadě také vznik oxidických vrstev.



Obr. 4-21 Trakční křivky z dvoudiskového zařízení (a) a z MTM (b)

Dalším testovaným případem byl suchý kontakt. Z průběhu křivky z MTM je zřejmé, že bodu saturace nebylo dosaženo. Křivka vykazuje v celém rozsahu pozitivní tření. Z průběhu křivky lze predikovat, že součinitel adheze by dosáhl svého maxima mezi hodnotami 0,5–0,6, což je v souladu se závěrem v kap. 3. Tento závěr říká, že součinitel adheze se při suchém kontaktu pohybuje v rozmezí 0,5–0,6 a bod saturace nastává při 1% skluzu. U experimentu však bodu saturace nebylo dosaženo.

Důvodem může být značná míra opotřebení. U trakční křivky z dvoudiskového zařízení bod saturace nastal a to při 3% skluzu a součiniteli adheze 0,15. Velikost skluzové rychlosti sice nerespektuje výše zmíněnou hodnotu skluzu (1 %), ale je v souladu s reálným kontaktem, pro který je 3% skluz charakteristický. Součinitel adheze však dosahuje podstatně nižší hodnoty, než je pro suchý kontakt obvyklé. Důvodem, proč součinitel adheze nedosahuje vyšších hodnot, může být nedostatečné odmaštění povrchů disků. Dalším důvodem je velmi nízká hodnota drsnosti obou disků. Hodnota součinitel adheze je totiž silně závislá na drsnosti (obr. 1-12).

Posledním testovaným případem byl kontakt při přítomnosti vody a písku. Tento experiment nebyl proveden na MTM, a to kvůli malé velikosti kontaktní oblasti (vzhledem k zrnitosti pískovacího materiálu) a vzhledem k údržbě zařízení. Vzhledem k ceně a opotřebení disků byl proveden experiment při přítomnosti písku a vody v kontaktu pouze pro jednu hodnotu skluzu, a to pro 4% skluz. Pro takto nastavené podmínky dosáhl součinitel adheze hodnoty 0,14 (obr. 4-21). Tato hodnota je o 55 % větší, než v případě, kdy je v kontaktu pouze voda (bez písku). Drsnost disků po experimentech s pískem vzrostla na hodnotu  $R_a$  2  $\mu\text{m}$ .

## 5 DISKUZE

Výsledkem předložené práce je dvoudiskové experimentální zařízení, které umožňuje vyšetření průběhu trakčních křivek pro různé provozní parametry, při simulaci různých okolních podmínek. Zařízení je vybaveno pískovací jednotkou pro přívod pískovacího materiálu do kontaktu disků. Současně je na zařízení možné simulovat různé okolní podmínky, a to pomocí generátoru horkého vzduchu, trysky pro přívod vody a trysky, kde probíhá expanze oxidu uhličitého (simulace teplot nižších než teplota okolí). Součástí zařízení je dvojdílná komora, která zajišťuje, že okolí zařízení nebude znečištěno pískem ani vodou, a současně zvyšuje efektivitu nahřátí, resp. ochlazení disků. Zařízení umožňuje pracovat ve třech režimech, a to v režimu s převodovkou, bez převodovky a v režimu vysokorychlostním. Základním režimem je režim s převodovkou, při kterém je možné dosáhnout reálného kontaktního tlaku (1 GPa) a dopředné rychlosti 20 km/h. Ve zbylých dvou režimech je možné dosahovat podstatně vyšších rychlostí, ovšem s výrazně menším krouticím momentem, resp. kontaktním tlakem.

Funkčnost zařízení byla ověřena pomocí úvodních experimentů, které byly provedeny pro čtyři stavy kontaktu: suchý kontakt, kontakt při přítomnosti vody, kontakt při přítomnosti oleje a kontakt při přítomnosti vody a písku. Testy byly provedeny při reálném kontaktním tlaku (1GPa) a při dopředné rychlosti 0,8 m/s. Výsledky úvodních experimentů se zcela neshodují se závěry uvedené v podkapitole 2.1. Vzhledem k závěrům, které popisují důvody, proč data z měření nejsou shodná s teorií, by bylo vhodné zaměřit se na studium vlivu drsnosti (popř. i orientace drsnosti) na součinitel adheze. Protože data získaná při měření mají značný rozptyl, bylo by vhodné provést dynamické vyvážení disků. Během úvodních experimentů bylo zařízení doplněno o dva indukční snímače, které poskytují uživateli informace o otáčkách na výstupu převodovky.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, diplomová práce je součástí projektu „*Výzkum a vývoj progresivního pískovacího systému kolejových vozidel*“. Tento projekt lze rozdělit na tři etapy. První etapou je návrh zařízení, které umožní vyšetření optimálního množství pískovacího materiálu dodávaného do kontaktu pro různé provozní a okolní podmínky. Druhou etapou je návrh nového pískovacího zařízení s prvky inteligentního řízení. V poslední etapě bude navržen software pro inteligentní řízení adheze v kontaktu. Tento software bude schopen reagovat na změny okolních a provozních podmínek.

Prvním typem experimentů, které budou v blízké budoucnosti na zařízení prováděny, budou experimenty zaměřené na optimalizaci množství pískovacího materiálu dodávaného do kontaktu pro různé okolní a provozní podmínky. Následně budou provedeny experimenty, jejichž cílem bude optimalizovat nastavení pískovací trysky tak, aby se co největší množství pískovacího materiálu dostávalo přímo do kontaktu disků (kola a kolejnice). Na základě těchto dat bude následně navrženo nové pískovací zařízení a software pro řízení adheze v kontaktu.

Přínosem projektu bude zejména zvýšení účinnosti přenosu trakčních sil mezi kolem a kolejnicí (snížení dráhy nutné pro akceleraci a deceleraci vozidla) a zvýšení bezpečnosti kolejové dopravy. Dalším očekávaným přínosem je snížení negativních dopadů na životní prostředí (prašnost ve městech) a snížení dopadů na dopravní

infrastrukturu. Budoucí vizí je zvýšení konkurenceschopnosti kolejové dopravy vzhledem k jiným způsobům dopravy.

Při interpretaci a aplikaci výsledků do praxe je však nutné brát v úvahu rozdíly mezi modelovou a skutečnou situací. Zásadním rozdílem je geometrie a měřítko kontaktních těles. Z nahrazení kolejnice diskem vyplývá opačná orientace kontaktní oblasti (hlavní poloosa elipsy není rovnoběžná se směrem pohybu). Tuto odlišnost však lze odstranit vhodnou úpravou geometrie „kolejnicového“ disku, která je v práci popsána. Další nezanedbatelné zkreslení přináší zvolené měřítko zařízení (1:3), což vede ke zmenšení kontaktní oblasti. Velikost kontaktní oblasti může hrát významnou roli vzhledem k velikosti zrn pískovacího materiálu. Nezanedbatelným faktorem je i doba průchodu písku kontaktem. Z těchto důvodů by bylo vhodné provést experimenty zaměřené na „citlivost“ součinitel adheze na velikost zrn pískovacího materiálu. Při experimentech zaměřených na optimalizaci nastavení pískovací trysky, je důležité uvědomit si, že v tomto případě se výsledky v laboratorních podmínkách mohou značně lišit od reálné situace. Pro lepší distribuci písku do kontaktu je sice zařízení vybaveno konzolou pro distribuci písku, ale problém může nastat v prouděch vzduchu, které trysku a kolo při pohybu vozidla obtékají. Tyto jevy může být velice obtížné simulovat v laboratorních podmínkách, a pokud ano, pak jen v omezeném rozsahu.

## ZÁVĚR

---

Diplomová práce se zabývá návrhem a realizací experimentálního zařízení pro studium kontaktu kola a kolejnice, který je považován za kritické místo kolejové dopravy. Zařízení umožňuje sestavení trakčních křivek pro různé provozní parametry a pro různé okolní podmínky (přítomnost vody, oleje nebo písku v kontaktu při různých teplotách).

Diplomová práce obsahuje přehled současného stavu poznání, kde jsou definovány základní pojmy, jako je adheze, součinitel adheze, trakční křivka aj. Součástí kapitoly je také popis několika zařízení, která jsou ve světě využívána pro studium kontaktu kola a kolejnice. U každého zařízení jsou kromě popisu samotné konstrukce a principu měření, zmíněny i experimenty, které byly na těchto zařízeních provedeny. Následně jsou v práci zhodnoceny poznatky získané na základě rešerše, a to jak z oblasti konstrukce zařízení, tak i z oblasti experimentů. Dále se práce zabývá konstrukčními variantami, přičemž za stěžejní část lze označit podkapitulu „*Výpočet měřítkových variant*“. V této podkapitole je uvedena metodika výpočtů zátěžné síly, která je nezbytná pro dosažení požadovaného kontaktního tlaku. Součástí výpočtu je také výpočet velikosti kontaktní oblasti a výpočet požadavků na pohon. Na základě těchto poznatků byla jako optimální varianta vybrána koncepce dvoudiskového zařízení v měřítku 1:3, která je následně v práci detailně rozebrána. Součástí práce je popis připojitelných modulů, popis měřicího řetězce, cenová rozvaha, metodika experimentu a popis průběhu experimentu. V samotném závěru této části práce jsou uvedeny ověřovací experimenty a jejich stručné zhodnocení. Závěrečnou kapitolou práce je kapitola „*Diskuze*“. V kapitole jsou zhodnoceny výsledky vzhledem ke stanoveným cílům. Součástí kapitoly je také popis „omezení“ plynoucí z koncepce zařízení a ze zmenšeného měřítku. V samotném závěru kapitoly jsou zmíněny nadcházející směry výzkumu, přínos provedené a budoucí práce a doporučení autora.

Výsledkem této práce je funkční vzorek dvoudiskového zařízení, které bude primárně sloužit ke studiu tribologických aspektů kola a kolejnice. Funkčnost zařízení byla ověřena úvodními experimenty. Zařízení je umístěno v laboratořích Ústavu mechaniky těles na Fakultě strojního inženýrství v Brně.

**BIBLIOGRAFIE**

- [1] *Wheel-rail interface handbook*. 1st pub. Editor R. Lewis, U. Olofsson. Cambridge: Woodhead, 2009, xxii, 842 s. Woodhead publishing in mechanical engineering. ISBN 978-1-84569-412-8.
- [2] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004, 206 s. ISBN 80-719-4696-6.
- [3] OLOFSSON, Ulf a Roger LEWIS. Tribology of the Wheel – Rail Contact. IWNICKI, Simon. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton: CRC/Taylor, 2006, s. 121-141. ISBN 978-0849333217.
- [4] FLETCHER, D.I. a J.H. BEYNON. Development of a Machine for Closely Controlled Rolling Contact Fatigue and Wear Testing. *Journal of Testing and Evaluation*. 2000, roč. 28, č. 4, s. 267-. DOI: 10.1520/JTE12104J.
- [5] ARIAS-CUEVAS, O., Z. LI, R. LEWIS a E.A. GALLARDO-HERNÁNDEZ. Rolling-sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel-rail contacts. *Wear*. 2010, roč. 268, 3-4, s. 543-551. DOI:10.1016/j.wear.2009.09.015.
- [6] ARIAS-CUEVAS, O., Z. LI, R. LEWIS a E. A. GALLARDO-HERNÁNDEZ. Investigating the Lubricity and Electrical Insulation Caused by Sanding in Dry Wheel-Rail Contacts. *Tribology Letters*. 2010, roč. 37, č. 3, s. 623-635. ISSN 1023-8883. DOI: 10.1007/s11249-009-9560-1.
- [7] ARIAS-CUEVAS, Oscar, Zili LI a Roger LEWIS. A laboratory investigation on the influence of the particle size and slip during sanding on the adhesion and wear in the wheel-rail contact. *Wear*. 2011, roč. 271, 1-2, s. 14-24. ISSN 00431648 . DOI: 10.1016/j.wear.2010.10.050.
- [8] LI, Z., O. ARIAS-CUEVAS, R. LEWIS a E. A. GALLARDO-HERNÁNDEZ. Rolling-Sliding Laboratory Tests of Friction Modifiers in Leaf Contaminated Wheel-Rail Contacts. *Tribology Letters*. 2009, roč. 33, č. 2, s. 97-109. ISSN 1023-8883. DOI: 10.1007/s11249-008-9393-3.
- [9] EADIE, Donald T., Dave ELVIDGE, Kevin OLDKNOW, Richard STOCK, Peter POINTNER, Joe KALOUSEK a Peter KLAUSER. The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: Full-scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling. *Wear*. 2008, roč. 265, 9-10, s. 1222-1230. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2008.02.029.
- [10] STOCK, Richard, Donald T. EADIE, Dave ELVIDGE, Kevin OLDKNOW, Peter POINTNER, Joe KALOUSEK a Peter KLAUSER. Influencing rolling contact fatigue through top of rail friction modifier application - A full scale wheel-rail test rig study. *Wear*. 2011, roč. 271, 1-2, s. 134-142. DOI:10.1016/j.wear.2010.10.006.

- [11] MATSUMOTO, Akira, Yasuhiro SATO, Hiroyuki ONO, Yonjin WANG, Masayuki YAMAMOTO, Masuhisa TANIMOTO a Yasushi OKA. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model. *Wear*. 2002, roč. 253, 1-2, s. 199-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(02)00100-X.
- [12] CHEN, H., T. BAN, M. ISHIDA a T. NAKAHARA. Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. *Wear*. 2008, roč. 265, 9-10, s. 1504-1511. DOI: 10.1016/j.wear.2008.02.034.
- [13] LIU, Q.Y., B. ZHANG a Z.R. ZHOU. An experimental study of rail corrugation. *Wear*. 2003, roč. 255, 7-12, s. 1121-1126. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00213-8.
- [14] WANG, W.J., P. SHEN, J.H. SONG, J. GUO, Q.Y. LIU a X.S. JIN. Experimental study on adhesion behavior of wheel/rail under dry and water conditions. *Wear*. 2011, roč. 271, 9-10, s. 2699-2705. ISSN 00431648 . DOI: 10.1016/j.wear.2011.01.070.
- [15] WANG, W.J., H.F. ZHANG, H.Y. WANG, Q.Y. LIU a M.H. ZHU. Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions. *Wear*. 2011, roč. 271, 9-10, s. 2693-2698. DOI: 10.1016/j.wear.2010.12.019.
- [16] ZHANG, Weihua, Jianzheng CHEN, Xuejie WU a Xuesong JIN. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig. *Wear*. 2002, roč. 253, 1-2, s. 82-88. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/S0043-1648(02)00086-8.
- [17] STACHOWIAK, G a A. BATCHELOR. *Engineering tribology*. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, xxiv, 801 s. ISBN 07-506-7836-4.
- [18] SPIRYAGIN, Maksym, Kwan Soo LEE, Hong Hee YOO, Oleksandr KASHURA a Sergey POPOV. Numerical calculation of temperature in the wheel-rail flange contact and implications for lubricant choice. *Wear*. 2010, roč. 268, 1-2, s. 287-293. DOI: 10.1016/j.wear.2009.08.014.
- [19] HIBBELER, R. *Engineering mechanics*. 11th ed. Upper Saddle River, N.J.: Pearson/Prentice-Hall, c2007, xvi, 718 p. ISBN 01-322-1509-8.
- [20] ČERNÝ, Ondřej, Radovan DOLEČEK a Jaroslav NOVÁK. Synchronní motory s permanentními magnety pro trakční pohony kolejových vozidel. In: *Vědeckotechnický sborník ČD: č. 29/2010*. Praha: Generální ředitelství Českých drah, 2010, s. 1-9. ISSN 1214-9047. Dostupné z: <http://www.cd rail.cz/vts/CLANKY/vts29/2908.pdf>
- [21] RIPKA, Pavel, Stanislav ĎAĎO, Marcel KREIDL a Jiří NOVÁK. *Senzory a převodníky*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 136 s. ISBN 80-010-3123-3.

- [22] ČSN EN 13 262+A2. *Železniční aplikace - dvojkolí a podvozky - Kola - Požadavky na výrobek*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [23] Nástrojové pružiny. *Alcomex: SPRING WORKS S R.O* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: [http://www.alcomex.cz/Katalog/stempel\\_15-19.pdf](http://www.alcomex.cz/Katalog/stempel_15-19.pdf)
- [24] Zdvižné převodovky MECVEL. *Raveo* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: <http://raveo.cz/en/node/209>
- [25] Nízkonapěťové motory: Trojfázové asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko. *SIEMENS: Technika pohonů* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/khttp://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/k02/cat\\_k02\\_2010-04\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/khttp://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_2010-04_cz.pdf)
- [26] Frekvenční měniče TT100. *Raveo* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: <http://raveo.cz/frekvencni-menic>
- [27] Nízkonapěťové motory 1LE1. *SIEMENS: Technika pohonů* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81/cat\\_d81\\_2012\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81/cat_d81_2012_cz.pdf)
- [28] Čelní axiální převodovky. *MOTOR-GEAR* [online]. Praha, 2001, 2009 [cit. 2013-04-07]. Dostupné z: [http://www.motorgear.cz/userfiles/file/06\\_cely-katalog-8.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/06_cely-katalog-8.pdf)
- [29] ČSN EN 13674-2+A1. *Železniční aplikace – Kolej – Kolejnice – Část 2: Kolejnice pro výhybky a výhybkové konstrukce používané s Vignolovými železničními kolejnicemi o hmotnosti 46 kg/m a větší*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [30] Krátké kardanové hřídele s vyrovnáním délky. *ML-Tuning: Výrobce kardanů a kloubových hřídelí* [online]. [cit. 2013-02-07]. Dostupné z: [http://www.kardan.cz/kardany/kardanove\\_hridele\\_kratke\\_s\\_vyrovnanim\\_de\\_lky](http://www.kardan.cz/kardany/kardanove_hridele_kratke_s_vyrovnanim_de_lky)
- [31] *SKF* [online]. [cit. 2013-02-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/12-75526/Y-bearings-and-units.pdf>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

## Seznam zkratek

Suros	Sheffield University Rolling Sliding
MTM	Mini Traction Machine

## Seznam symbolů a veličin

Označení	Jednotka	Název veličiny
$\alpha$	°	úhel náběhu
$\bar{\epsilon}$	1	zjednodušený eliptický integrál
$\mu$	1	součinitel adheze
$\mu_x$	1	součinitel adheze v ose $x$
$\mu_y$	1	součinitel adheze v ose $y$
$\zeta$	m	rameno valivého odporu
$\nu$	1	Poissonovo číslo pro ocel
$\nu_A$	1	Poissonovo číslo tělesa $A$
$\nu_B$	1	Poissonovo číslo tělesa $B$
$\omega$	s <sup>-1</sup>	úhlová rychlost kola
$\omega_w$	s <sup>-1</sup>	úhlová rychlost disku simulující kolo
$a$	m	poloosa kontaktní elipsy ve směru pohybu vozidla
$(a/b)_{lab}$	1	poměr poloos kontaktní elipsy experimentálního zařízení
$(a/b)_{field}$	1	poměr poloos kontaktní elipsy při styku kola a kolejnice
$b$	m	poloosa kontaktní elipsy ve směru kolmém na směr vozidla
$E$	Pa	Youngův modul pro ocel
$E_A$	Pa	Youngův modul tělesa $A$
$E_B$	Pa	Youngův modul tělesa $B$
$F_n$	N	normálová síla v kontaktu
$F_t$	N	třecí síla
$F_{val}$	N	síla vyjadřující velikost valivého odporu
$I_w$	kg·m <sup>2</sup>	moment setrvačnosti disku simulující kolo
$\bar{k}$	1	zjednodušený eliptický integrál
$M_t$	N·m	kroučící moment na hřídeli motoru
$M_w$	N·m	kroučící moment na disku simulující kolo
$p_k$	Pa	požadovaný kontaktní tlak
$P$	W	požadovaný výkon pohonu
$P_c$	W	celkový výkon
$p_e$	1	poměr elipticity
$P_t$	W	výkon potřebný pro překonání třecí síly
$P_{val}$	W	výkon potřebný pro překonání valivého odporu
$R$	m	poloměr kola
$R'$	m	redukovaný poloměr křivosti
$R_{ax}$	m	redukovaný poloměr křivosti tělesa $A$ ve směru $x$

$R_{ay}$	m	redukovaný poloměr křivosti tělesa A ve směru $y$
$R_{bx}$	m	redukovaný poloměr křivosti tělesa B ve směru $x$
$R_{by}$	m	redukovaný poloměr křivosti tělesa B ve směru $y$
$R_x$	m	redukovaný poloměr křivosti ve směru $x$
$R_y$	m	redukovaný poloměr křivosti ve směru $y$
$R_w$	m	poloměr disku simulující kolo
$r_{wheel}$	m	průměr disku simulující kolo
$r_{rail}$	m	průměr disku simulující kolejnici
$s$	1	skluz
$s_x$	1	skluz v ose $x$
$s_y$	1	skluz v ose $y$
$v$	$m \cdot s^{-1}$	dopředná rychlost vozidla
$v_{val}$	N	obvodová rychlost kola
$w_{rail}$	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost disku simulující kolejnici
$w$	$m \cdot s^{-1}$	skluzová rychlost
$w_x$	$m \cdot s^{-1}$	skluzová rychlost v ose $x$
$w_y$	$m \cdot s^{-1}$	skluzová rychlost v ose $y$
$w_{wheel}$	$m \cdot s^{-1}$	obvodová rychlost disku simulující kolo

## SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

## Seznam obrázků

<b>Obr. 0-1</b> Kontakt kola a kolejnice	12
<b>Obr. 1-1</b> Rozklad rychlostí a sil působících na kolo a kolejnici	15
<b>Obr. 1-2</b> Kontaktní plocha kola a kolejnice	16
<b>Obr. 1-3</b> Trakční křivka	16
<b>Obr. 1-4</b> Zařízení využívané pro studium kontaktu kola a kolejnice	17
<b>Obr. 1-5</b> Zařízení Suros	17
<b>Obr. 1-6</b> Zařízení voestalpine Schienen	19
<b>Obr. 1-7</b> Vliv modifikátoru tření na opotřebení	20
<b>Obr. 1-8</b> Zařízení v Tokiu	21
<b>Obr. 1-9</b> Trakční křivka pro suchý kontakt (a) a s modifikátorem tření (b)	22
<b>Obr. 1-10</b> Zařízení v „Railway Technical Research Institute“ v Tokiu	22
<b>Obr. 1-11</b> Vliv teploty vody v kontaktu na součinitel adheze	23
<b>Obr. 1-12</b> Vliv drsnosti disků na součinitel adheze	24
<b>Obr. 1-13</b> Zařízení „JD-1 wheel/rail simulation facility“	25
<b>Obr. 1-14</b> Vliv rychlosti (a), úhlu náběhu (b) a normálového zatížení (c) na souč. adheze při suchém kontaktu	25
<b>Obr. 1-15</b> Vliv rychlosti (a), úhlu náběhu (b) a normálového zatížení (c) na součinitel adheze při přítomnosti vody v kontaktu	26
<b>Obr. 1-16</b> Vliv pískování na součinitel adheze pro kontaminovaný kontakt [15]	26
<b>Obr. 1-17</b> Zařízení na Jiaotongské univerzitě [16]	27
<b>Obr. 1-18</b> Vliv rychlosti a normal. zatížení na souč. adheze s olejem v kontaktu	28
<b>Obr. 1-19</b> Vliv rychlosti na součinitel adheze v suchém kontaktu	29
<b>Obr. 3-1</b> Kontaktní elipsa	36
<b>Obr. 3-2</b> Elektromotory používané v kolejové dopravě	38
<b>Obr. 4-1</b> Koncepční řešení	42
<b>Obr. 4-2</b> Výsledná sestava s popisem hlavních částí	43
<b>Obr. 4-3</b> Hlavní rám	44
<b>Obr. 4-4</b> Průběh redukováného napětí a deformace hlavního rámu	45
<b>Obr. 4-5</b> Modální analýza hlavního rámu	46
<b>Obr. 4-6</b> Rám pro pohony	47
<b>Obr. 4-7</b> Průběh redukováného napětí a deformace rámu pro pohony	47
<b>Obr. 4-8</b> Modální analýza rámu pro pohony	48
<b>Obr. 4-9</b> Kyvný rám s diskem	49
<b>Obr. 4-10</b> Řez uložením „kolejnicového“ disku	50
<b>Obr. 4-11</b> Průběh redukováného napětí a deformace kyvného rámu	51
<b>Obr. 4-12</b> Spodní rám s diskem	51
<b>Obr. 4-13</b> Průběh redukováného napětí a deformace spodního rámu	52
<b>Obr. 4-14</b> Zátěžný a odlehčující mechanismus	53
<b>Obr. 4-15</b> Momentová charakteristika elektromotoru s režimy chodu	55
<b>Obr. 4-16</b> Spodní disk včetně pohonu	56
<b>Obr. 4-17</b> Geometrické varianty disků	57
<b>Obr. 4-18</b> Komora (a) a topná tělesa na disku (b)	58
<b>Obr. 4-19</b> Schéma měřicího řetězce	59

<b>Obr. 4-20</b> Drsnosti disku a koule (před experimenty) získané na optickém profilometru	61
<b>Obr. 4-21</b> Trakční křivky z dvoudiskového zařízení (a) a z MTM (b)	62

### **Seznam tabulek**

<b>Tab. 1-1</b> Závislost součinitele adheze na okolních podmínkách	14
<b>Tab. 1-2</b> Chemické složení a mech. vlastnosti materiálů pro kola a kolejnice	24
<b>Tab. 1-3</b> Vliv rychlosti a normál. zatížení na souč. adheze s vodou v kontaktu	28
<b>Tab. 3-1</b> Koncepční a měřítkové varianty	37
<b>Tab. 3-2</b> Přístupy k vyhodnocení součinitele adheze	40
<b>Tab. 4-1</b> Požadavky na vybranou měřítkovou variantu	41
<b>Tab. 4-2</b> Vlastnosti vybraných nástrojových pružin	53
<b>Tab. 4-3</b> Parametry zdvižné převodovky [24]	54
<b>Tab. 4-4</b> Parametry asynchronního elektromotoru pro zdvižnou převodovku	54
<b>Tab. 4-5</b> Parametry frekvenčního měniče pro zdvižnou převodovku	54
<b>Tab. 4-6</b> Provozní režimy a frekvence	54
<b>Tab. 4-7</b> Parametry asynchronních elektromotorů pro pohon disků	55
<b>Tab. 4-8</b> Parametry čelní axiální převodovky	55
<b>Tab. 4-9</b> Geometrické varianty disků	57
<b>Tab. 4-10</b> Cenová rozvaha	60
<b>Tab. 4-11</b> Vstupní parametry experimentů pro dvoudiskové zařízení	61
<b>Tab. 4-12</b> Vstupní parametry experimentů pro MTM	61

---

## SEZNAM PŘÍLOH

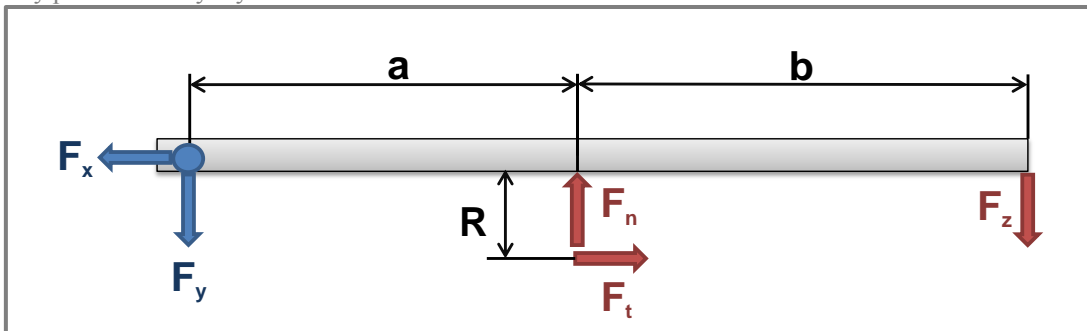
- Příloha 1** Deformačně napěťová analýza hlavního rámu
- Příloha 2** Modální analýza hlavního rámu
- Příloha 3** Deformačně napěťová analýza rámu pro pohony
- Příloha 4** Modální analýza rámu pro pohony při režimu s převodovkou
- Příloha 5** Modální analýza rámu pro pohony při bezpřev. a vysokorychlostním režimu
- Příloha 6** Pevnostní výpočet hřídele kyvného rámu a kontrola ložisek
- Příloha 7** Pevnostní výpočet hřídelů a ložisek pro uložení disků
- Příloha 8** Deformačně napěťová analýza kyvného rámu
- Příloha 9** Návrh závěsu spodního rámu
- Příloha 10** Deformačně napěťová analýza spodního rámu
- Příloha 11** Pevnostní výpočet zátěžného mechanismu
- Příloha 12** Volba a kontrola převodovky
- Příloha 13** Cenová rozvaha
- Příloha 14** Seznam výkresové dokumentace
- Příloha 15** Fotografie funkčního vzorku

## PŘÍLOHA 1

### Deformačně napěťová analýza hlavního rámu

#### 1. Silové účinky

Síly působící na kyvný rám



**Pozn.:** Vzhledem k tomu, že moment od třecí síly  $F_t$  má tendenci „přizvedávat“ kyvný rám, čímž snižuje nároky na sílu zátěžného členu  $F_z$ , bude moment od třecí síly zanedbán. Na obrázku výše jsou znázorněny síly působící na kyvný rám. Tyto síly působí i na hlavní rám, s tím rozdílem, že mají opačnou orientaci (zákon akce a reakce).

Vstupní parametry:

- Rozměr  $a = 405$  mm
- Rozměr  $b = 712,5$  mm
- Součinitel adheze  $\mu = 0,7$
- Normálová síla v kontaktu  $F_n = 5000$  N (extrémní hodnota)

Hodnoty plynoucí z podmínky statické rovnováhy:

- $F_z = 1812$  N (síla zátěžného členu)
- $F_t = 3500$  N
- $F_x = 3500$  N
- $F_y = 3188$  N

Síly působící na hlavní rám:

- $A = F_z = 1812$  N
- $B = F_t = 3500$  N
- C, D, E, F = 1 370 N (síla vychází ze síly  $F_n$  a hmotnosti spodního rámu)
- G, H = 2367 N (vektorový součet sil  $F_x/2$  a  $F_y/2$ )

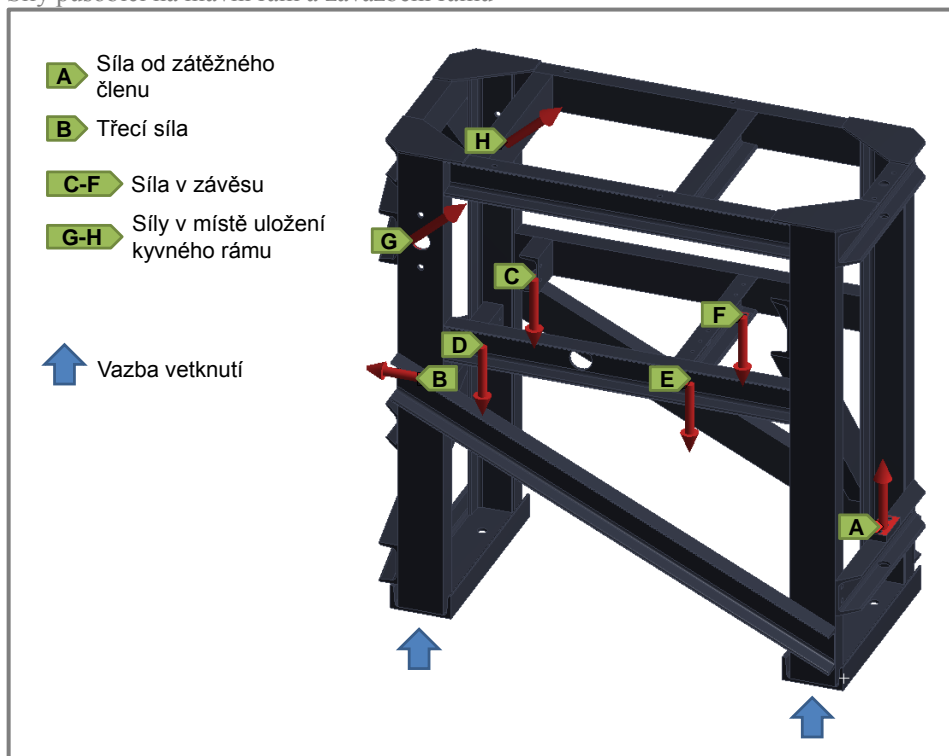
Zavazbení

- Spodní plochy profilů U 160 jsou vetknuty

#### 2. Výpočtová síť

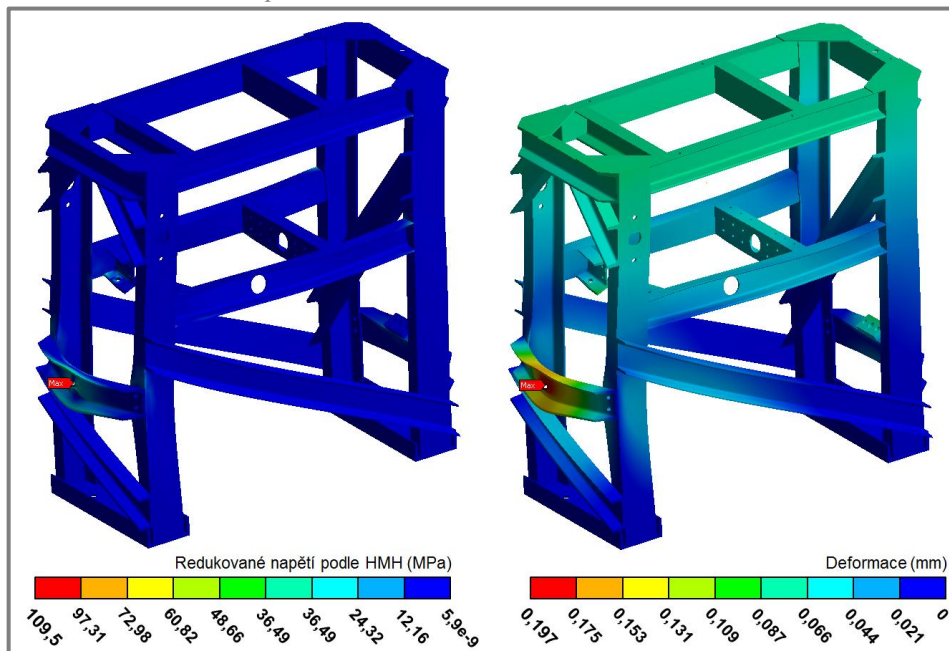
Velikost prvku sítě 30 mm (U-profilů a krycí plechy) a 15 mm (podložky na, které jsou aplikovány síly).

Síly působící na hlavní rám a zavazbení rámu



### 3. Redukované napětí podle hypotézy HMM a deformace

Průběh redukovaného napětí a deformace



Maximální napětí 109,5 MPa < Mez kluzu materiálu 235 MPa

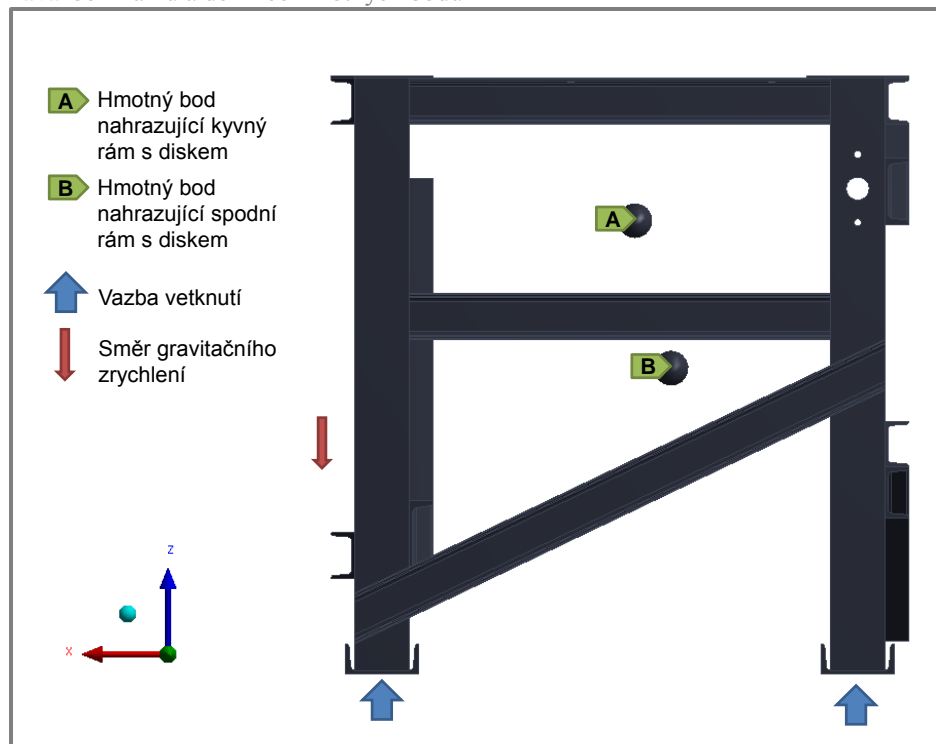
**Rám je vhodně navržen**

## PŘÍLOHA 2

### Modální analýza hlavního rámu

#### 1. Zavazbení rámu a definice hmotných bodů

Zavazbení rámu a definice hmotných bodů



Momenty setrvačnosti bodu A:

- $I_x = 0,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_y = 5,50 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_z = 5,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Momenty setrvačnosti bodu B:

- $I_x = 0,94 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_y = 1,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_z = 1,97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

**Pozn.:** Oba hmotné body jsou umístěny v těžišti kyvného rámu resp. spodního rámu.

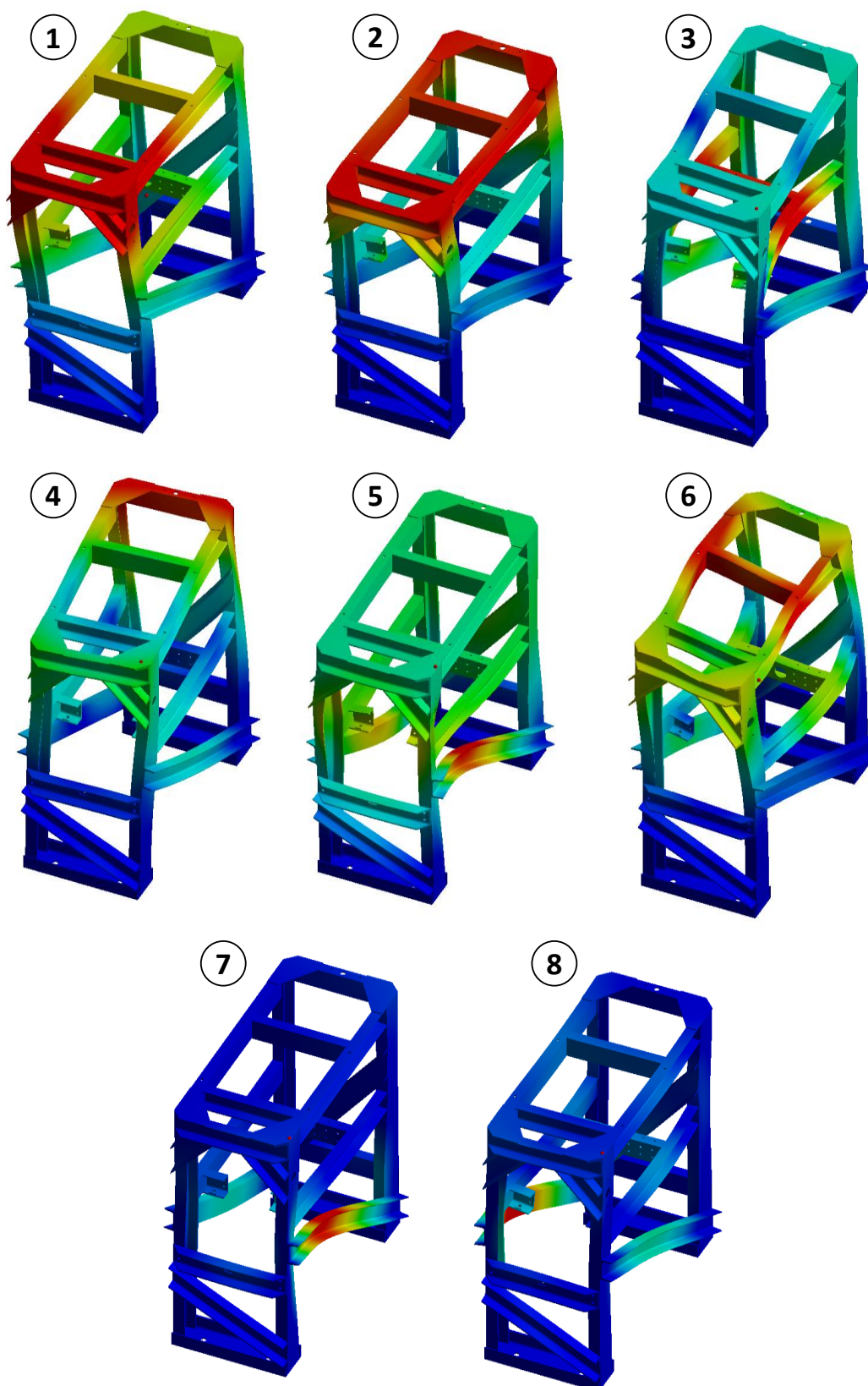
#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku výpočtové sítě pro celý rám byla nastavena 30 mm.

#### 3. Vlastní frekvence

Mód	Frekvence (Hz)
1.	39,9
2.	69,6
3.	78,1
4.	82,2
5.	109,6
6.	119,3
7.	137,0
8.	145,7

Rezonanční frekvence a deformační tvary (porovnání s provozními fr. je uvedeno v kap. 4.9)

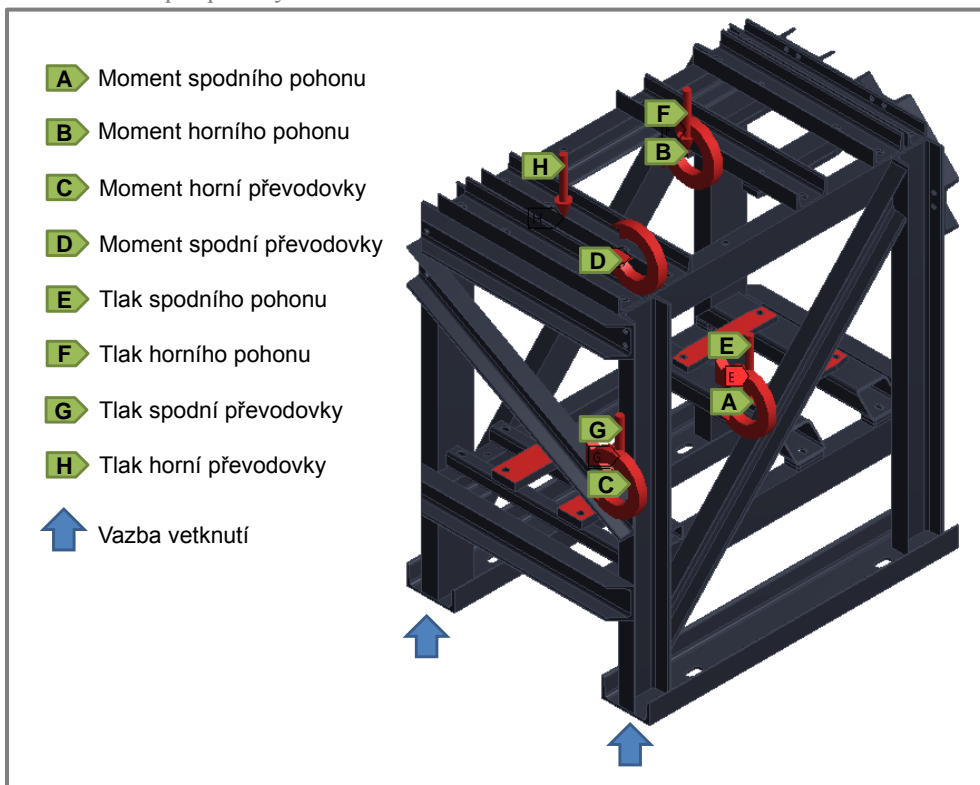


## PŘÍLOHA 3

### Deformačně napěťová analýza rámu pro pohony

#### 1. Silové účinky

Zatížení rámu pro pohony



Zatížení rámu:

- $A = 97 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $B = 97 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $C = 443 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $D = 443 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $E = 24\,000 \text{ Pa}$
- $F = 24\,000 \text{ Pa}$
- $G = 25\,000 \text{ Pa}$
- $F = 25\,000 \text{ Pa}$

**Pozn.:** Při simulaci je předpokládána 100% účinnost elektromotorů a převodovek.

Zavazbení

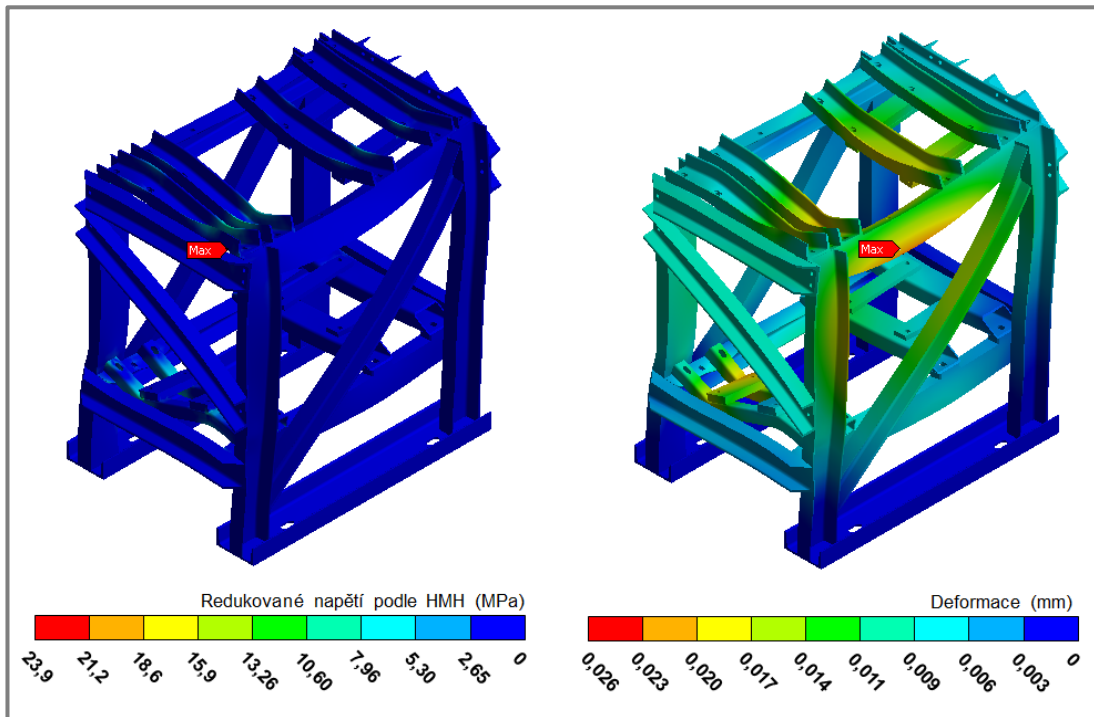
- Spodní plochy profilů U 160 jsou vetknuty

#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku sítě 30 mm (U-profil) a 10 mm (patky elektromotoru a převodovek).

### 3. Redukované napětí podle HMM a deformace

Průběh redukovaného napětí a deformace



Maximální napětí 23,9 MPa < Mez kluzu materiálu 235 MPa

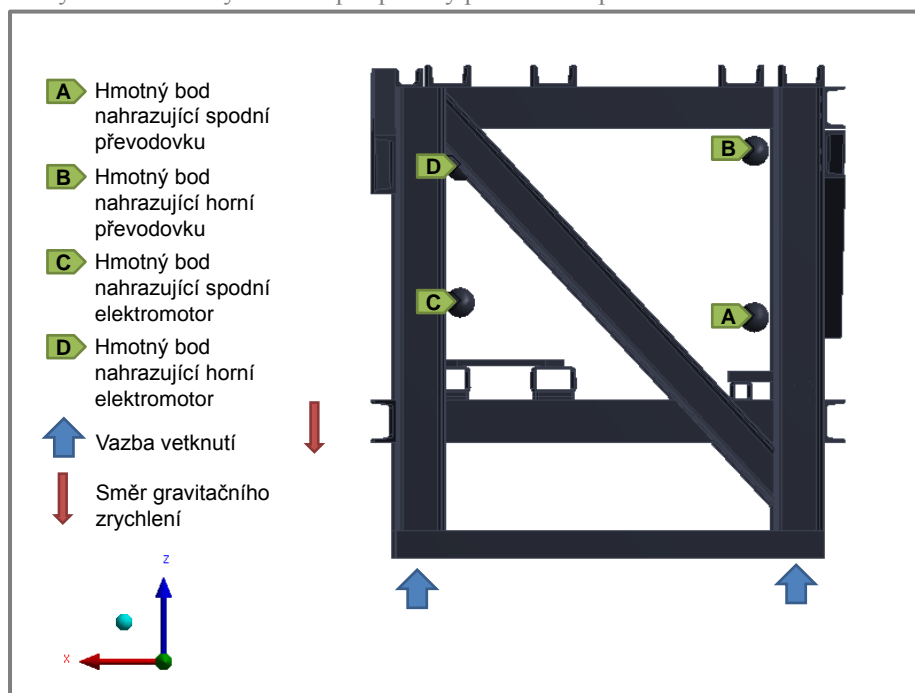
**Rám je vhodně navržen**

## PŘÍLOHA 4

### Modální analýza rámu pro pohony při režimu s převodovkou

#### 1. Zavazbení rámu a definice hmotných bodů

Vazby a hmotné body na rámu pro pohony při režimu s převodovkou



Momenty setrvačnosti bodu A a B:

- $I_x = 1,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_y = 0,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_z = 0,85 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $m = 79 \text{ kg}$

Momenty setrvačnosti bodu C a D:

- $I_x = 2,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_y = 1,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_z = 2,97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $m = 83 \text{ kg}$

**Pozn.:** Všechny hmotné body jsou umístěny v těžišti elektromotorů resp. převodovek.

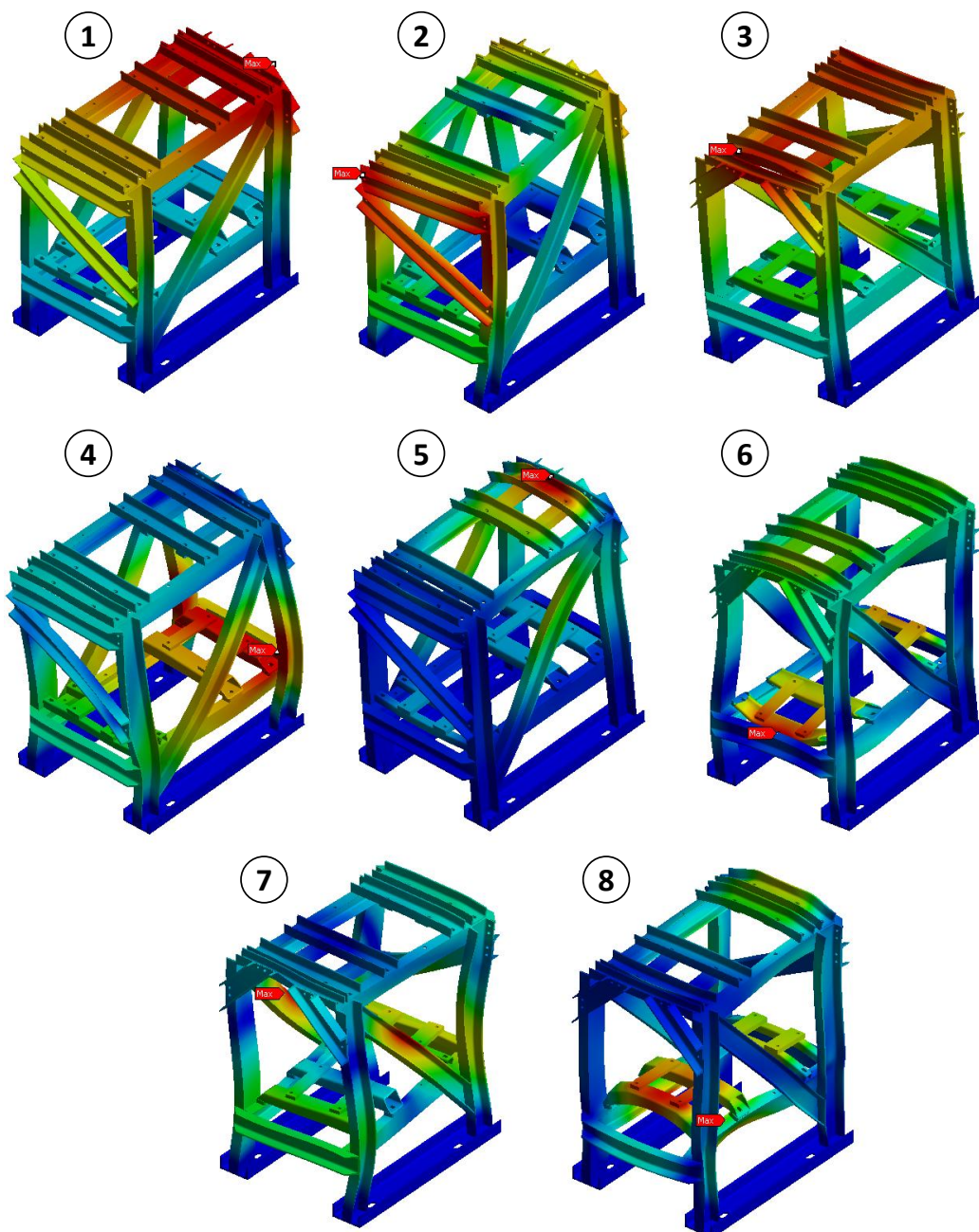
#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku sítě 30 mm (U-profil) a 10 mm (patky elektromotoru a převodovek).

#### 3. Vlastní frekvence

Mód	Frekvence (Hz)
1.	32
2.	84
3.	96
4.	99
5.	122
6.	142
7.	168
8.	171

Rezonanční frekvence a deformační tvary (porovnání s provozními fr. je uvedeno v kap. 4.9)

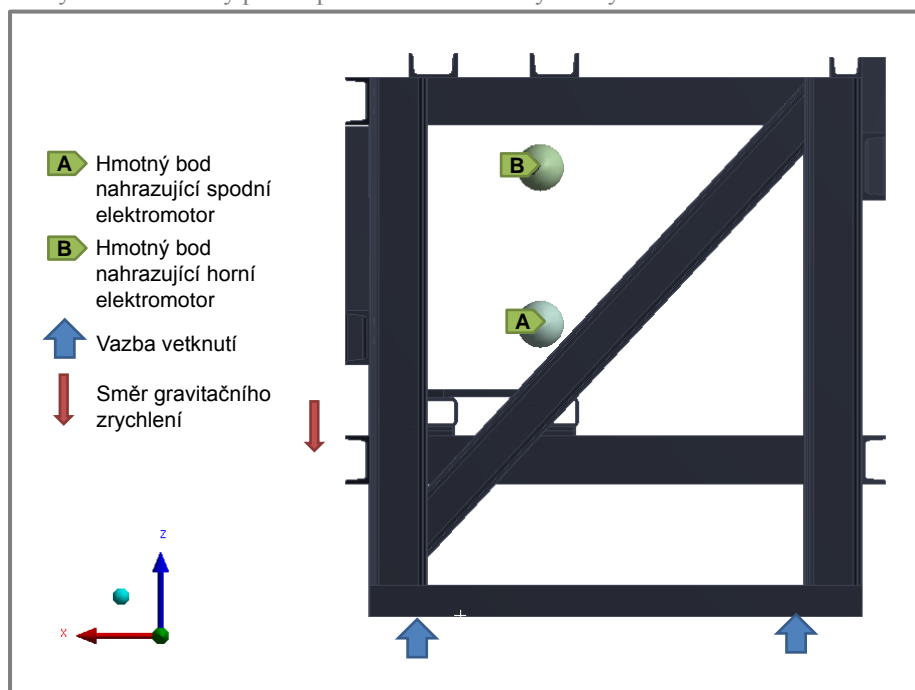


## PŘÍLOHA 5

### Modální analýza při bezpřevodkovém a vysokorychl. režimu

#### 1. Zavazbení rámu a definice hmotných bodů

Vazby a hmotné body při bezpřevodkovém. a vysokorychlostním. režimu



Momenty setrvačnosti hmotný bodu A a B:

- $I_x = 2,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_y = 1,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_z = 2,97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $m = 83 \text{ kg}$

**Pozn.:** Hmotné body jsou umístěny v těžišti elektromotorů.

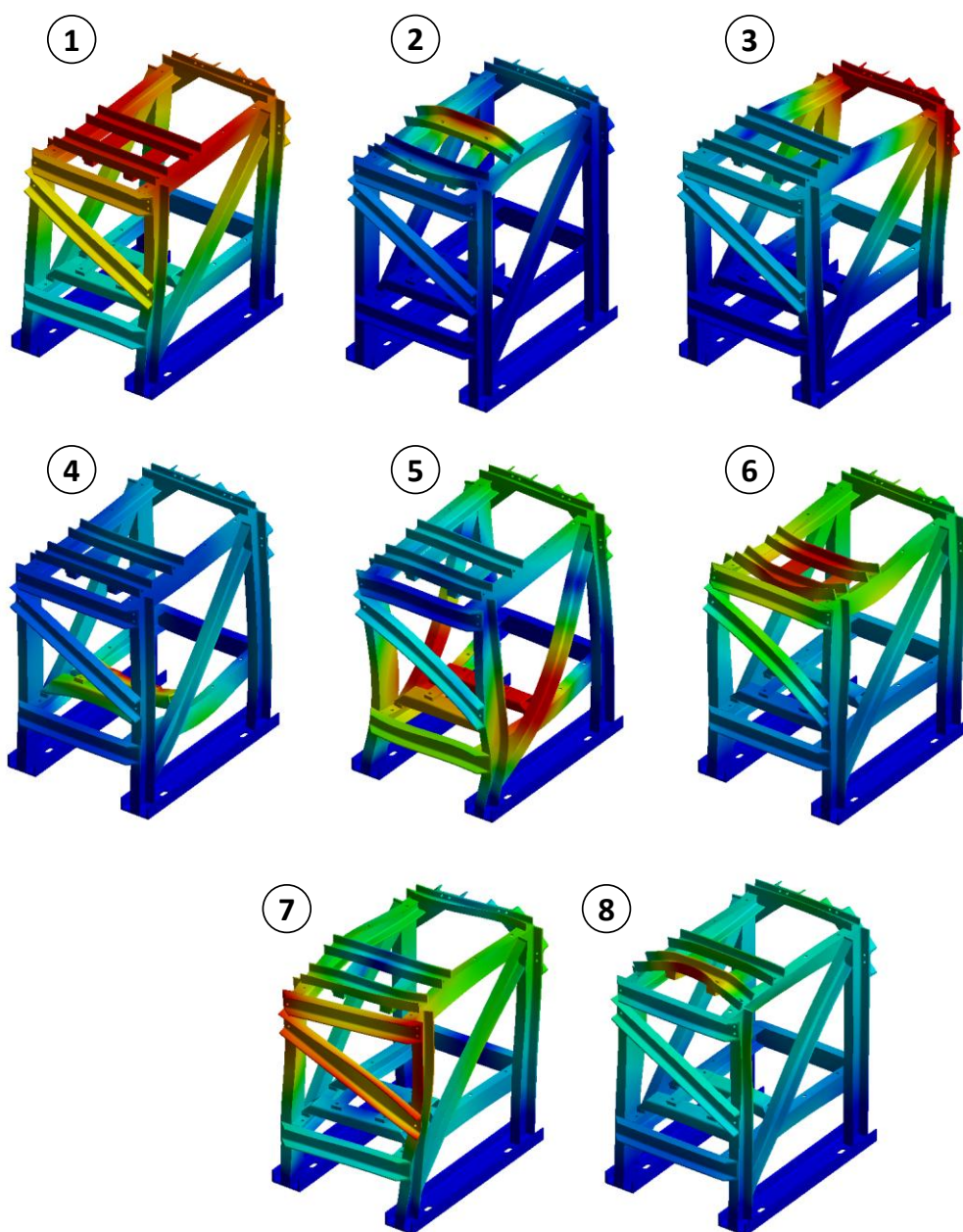
#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku sítě 30 mm (U-profilu) a 10 mm (patky elektromotoru a převodovek).

#### 3. Vlastní frekvence

Mód	Frekvence (Hz)
1.	38
2.	68
3.	82
4.	85
5.	98
6.	123
7.	146
8.	163

Rezonanční frekvence a deformační tvary (porovnání s provozními fr. je uvedeno v kap. 4.9)

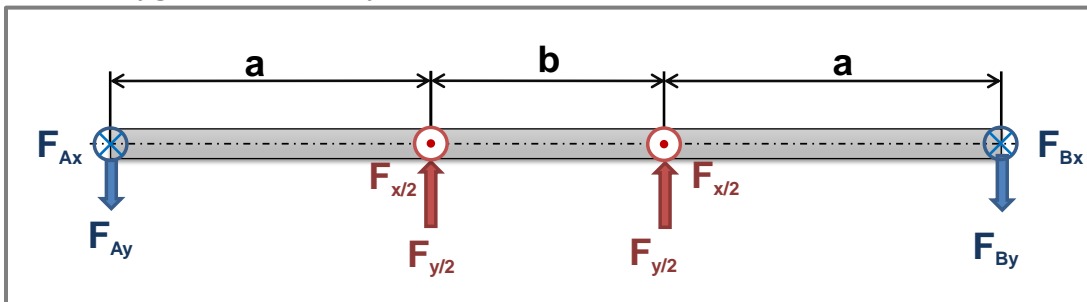


## PŘÍLOHA 6

### Pevnostní výpočet hřídele kyvného rámu a kontrola ložisek

#### 1. Výpočet průměru hřídele a volba ložiska

Silové účinky působící na „osu“ kyvného rámu



Vstupní parametry:

- Rozměr  $a = 241 \text{ mm}$
- Rozměr  $b = 116 \text{ mm}$
- Max. třecí síla  $F_t = 3500 \text{ N}$  (viz příloha 1)
- Normálová síla  $F_y = 3188 \text{ N}$  (viz příloha 1)
- $F_{x/2} = F_t/2 = 1750 \text{ N}$
- $F_{y/2} = F_y/2 = 1594 \text{ N}$
- Materiál 11 700 ( $R_e = 325 \text{ MPa}$ )
- Koeficient bezpečnosti  $k = 2,5 \Rightarrow \sigma_{dov} = 130 \text{ MPa}$

Hodnoty plynoucí z podmínky statické rovnováhy:

- $F_{Ax} = F_{Bx} = 1750 \text{ N}$
- $F_{Ay} = F_{By} = 1594 \text{ N}$

Maximální ohybový moment:

$$M_{ox} = F_{Ax} \cdot a = 1750 \cdot 0,241 = 421,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oy} = F_{Ay} \cdot a = 1594 \cdot 0,241 = 384,15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{421,75^2 + 384,15^2} = 570,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet průměru hřídele:

$$\sigma_{dov} \geq \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_o}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 570,5}{\pi \cdot 130 \cdot 10^6}} = 35,5 \text{ mm}$$

Vzhledem k vnitřnímu průměru ložiska byl zvolen průměr  $d = 40 \text{ mm}$ .

Volba ložiska [31]:

Ložisko YSA 209-2FK

- Dynamická únosnost  $C = 33,2 \text{ kN}$
- Statická únosnost  $C_0 = 21,6 \text{ kN}$

## 2. Kontrola životnosti ložiska

Vzhledem k tomu, že ložisko kyvného rámu nebude rotovat, bude toto ložisko kontrolováno vzhledem ke statické únosnosti. Požadovaný bezpečnostní koeficient  $s_{0q} = 2$ .

Radiální a axiální zatížení ložiska:

$$F_r = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1\,750^2 + 1\,594^2} = 2\,367,2 \text{ N}$$
$$F_a = 0 \text{ N}$$

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot 0,6 \cdot F_a = 0,6 \cdot 2\,367,2 + 0,5 \cdot 0 = 1\,420,3 \text{ N}$$

Je-li však  $P_0 < F_r$ , pak platí:

$$P_0 = F_r = 2\,367,2 \text{ N}$$

Kontrola:

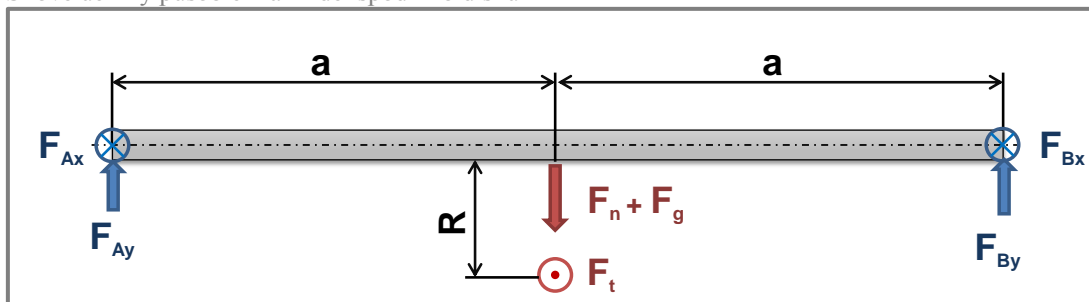
$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{21\,600}{2\,367,2} = 9,12 > s_{0q} = 2 \Rightarrow \text{Ložisko vyhovuje}$$

## PŘÍLOHA 7

## Pevnostní výpočet hřídelů a ložisek pro uložení disků

## 1. Výpočet průměru hřídele a volba ložiska

Silové účinky působící na hřídel spodního disku



Vstupní parametry:

- Rozměr  $a = 130 \text{ mm}$
- Max. třecí síla  $F_t = 3500 \text{ N}$  (viz příloha 1)
- Normálová síla  $F_n = 5000 \text{ N}$  (viz příloha 1)
- Gravitační síla  $F_g = 177 \text{ N}$
- Poloměr disku  $R = 160 \text{ mm}$
- Materiál 11 600 ( $R_e = 284 \text{ MPa}$ )
- Koeficient bezpečnosti  $k = 2,5 \Rightarrow \sigma_{dov} = 114 \text{ MPa}$

Hodnoty plynoucí z podmínky statické rovnováhy:

- $F_{Ax} = F_{Bx} = 1750 \text{ N}$
- $F_{Ay} = F_{By} = 2588,5 \text{ N}$

Maximální ohybový moment:

$$M_{ox} = F_{Ax} \cdot a = 1750 \cdot 0,130 = 227,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oy} = F_{Ay} \cdot a = 2588,5 \cdot 0,130 = 336,51 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{227,5^2 + 336,51^2} = 406,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment:

$$M_k = F_t \cdot R = 3500 \cdot 0,160 = 560 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného napětí a kontrola hřídele:

$$\sigma_{dov} \geq \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \Rightarrow d \geq \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot M_o^2 + 3 \cdot 16^2 \cdot M_k^2}{\pi^2 \cdot \sigma_{dov}^2}} =$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{32^2 \cdot 406,2^2 + 3 \cdot 16^2 \cdot 560^2}{\pi^2 \cdot (1,14 \cdot 10^8)^2}} = 38,3 \text{ mm} \Rightarrow d = 50 \text{ mm}$$

Průměr byl navržen vzhledem k vyšší bezpečnosti a vzhledem k normalizovaným vnitřním průměrům ložisek.

Volba ložiska [31]:

Ložisko YSA 211-2FK

- Dynamická únosnost  $C = 43,6\text{kN}$
- Statická únosnost  $C_0 = 29\text{kN}$

## 2. Kontrola životnosti ložiska

Radiální a axiální zatížení ložiska:

$$F_r = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{1750^2 + 2588,5^2} = 3124,6 \text{ N}$$
$$F_a = 0 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

Je-li  $F_a/F_r \leq e$ , pak platí:

$$P = F_r = 3124,6 \text{ N}$$

Požadovaná životnost:

$$L_{10hp} = 10000 \text{ hod}$$

Kontrola životnosti:

Vzhledem k tomu, že zařízení bude nejčastěji pracovat v režimu s převodovkou, bude kontrola životnosti ložiska provedena právě vzhledem k tomuto režimu.

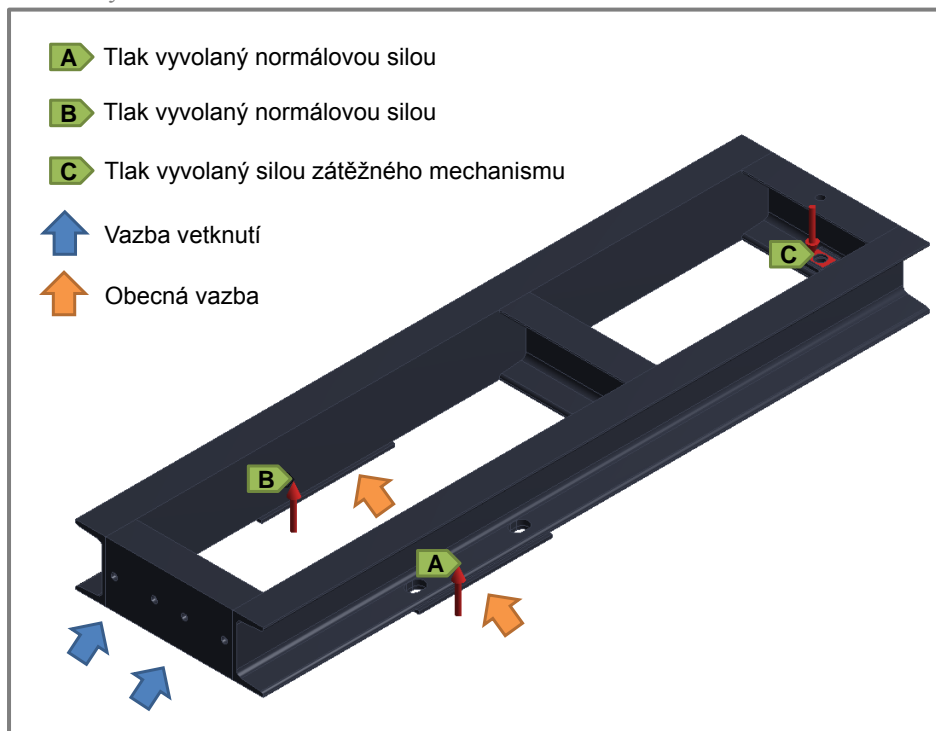
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{43600}{3124,6}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 323} = 140192 \text{ hod} \Rightarrow \text{Ložisko vyhovuje}$$

## PŘÍLOHA 8

### Deformačně napěťová analýza kyvného rámu

#### 1. Silové účinky

Zatížení kyvného rámu



Zatížení rámu:

- A = 0,2045 MPa
- B = 0,2045 MPa
- C = 3,61 MPa

**Pozn.:** Při simulaci je předpokládána normálová síla v kontaktu disků 5 000 N.

Zavazbení

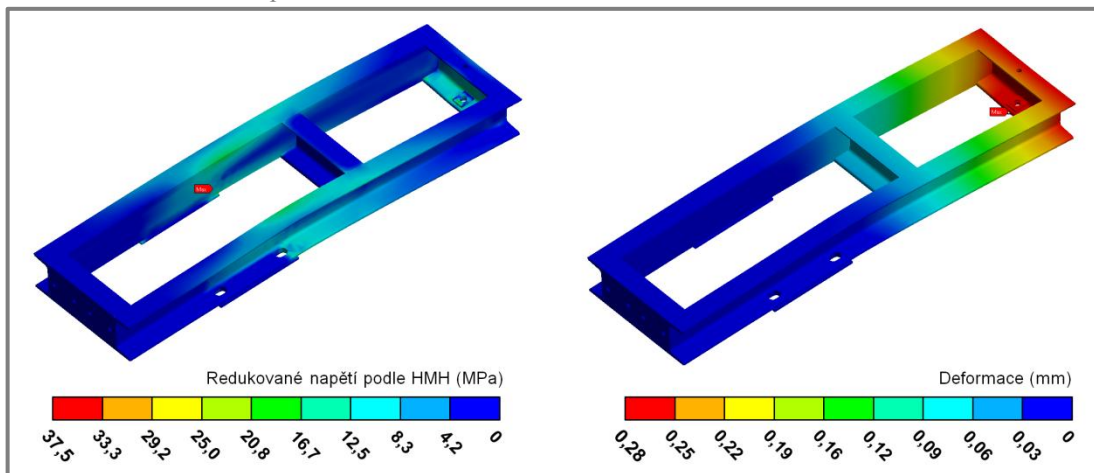
- Konec rámu, na kterém jsou přimontovány svěrné členy (obr. 4.9) je vetknut
- V místě, kde dosedají ložiskové domky pro uložení hřídele disku je umístěna obecná vazba

#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku sítě je pro všechny části 25 mm, výjimku tvoří podložka, na kterou je definováno tlakové působení C. Zde je velikost prvku 10 mm.

### 3. Redukované napětí podle HMM a deformace

Průběh redukovaného napětí a deformace



Maximální napětí 37,5 MPa < Mez kluzu materiálu 235 MPa

**Rám je vhodně navržen**

## PŘÍLOHA 9

### Návrh závěsu spodního rámu

#### 1. Silové účinky a pevnostní kontrola závěsu

$$F_{t/4} = 875 \text{ N}$$

$$F_{zav} = 1\,370 \text{ N (viz příloha 1)}$$

Kontrola tlaku v závitu:

- Koeficient bezpečnosti  $k = 2,5$
- Šroub třídy 8.8  $\Rightarrow p_d = 150 \text{ MPa}$
- Dovolené napětí  $p_{dov} = 60 \text{ MPa}$
- $p$  - rozteč,  $m$ - výška matice a  $d$  a  $D_1$  - rozměry závitu

$$p = \frac{4 \cdot F_{zav}}{\pi \cdot n_z \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot F_{zav}}{\pi \cdot \frac{m}{p} \cdot (d^2 - D_1^2)} =$$

$$p = \frac{4 \cdot 1\,370}{\pi \cdot \frac{14,8}{2} \cdot (0,016^2 - 0,013835^2)} = 3,7 \text{ MPa}$$

$$p = 3,7 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Šroub vyhovuje}$$

Kontrola „pásoviny“ vzhledem k tahovému namáhání:

- Koeficient bezpečnosti  $k = 2,5$
- Pro mat. 11 500  $p_d = 245 \text{ MPa}$
- Dovolené napětí  $p_{dov} = 98 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F_{zav}}{S} = \frac{F_{zav}}{t \cdot b} = \frac{1\,370}{0,002 \cdot 0,04} = 1,7 \text{ MPa}$$

$$p = 1,7 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 98 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Závěs vyhovuje}$$

#### 2. Deformace závěsu

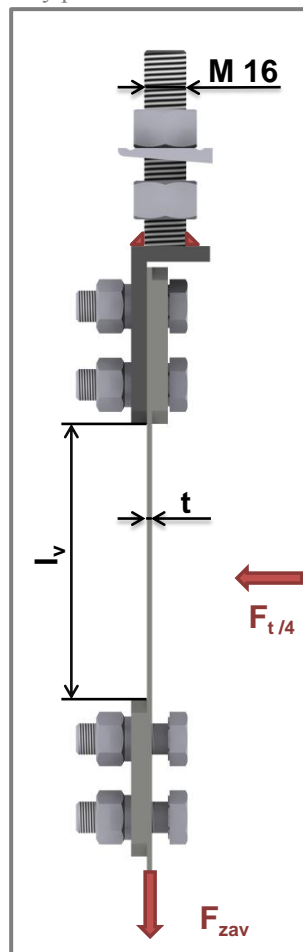
Pro změření třecí síly je nezbytné, aby třecí síla byla schopna „vychýlit“ rám z původní polohy. Velikost této deformace by se měla pohybovat alespoň kolem hodnoty 0,1 mm. Při výpočtu bude použita třecí síla odpovídající kontaktnímu tlaku 1 GPa a součiniteli adheze 0,7.

$$u = \frac{F_{t/4} \cdot l_v}{4 \cdot E \cdot t \cdot b} = \frac{560 \cdot 0,1055}{4 \cdot 2,07 \cdot 10^6 \cdot 0,002 \cdot 0,04} = 0,09 \text{ mm} \Rightarrow \text{deformace je dostatečná}$$

#### 3. Kontrola svaru

Pomocí simulace vytvořené v programu Autodesk Inventor byla provedena kontrola únosnosti svarového spoje. Kontrolovaný svar je červeně znázorněn na obr. výše. Při výpočtu byl zvolen součinitel bezpečnosti  $n_s = 2$ . Hodnoty meze kluzu a meze pevnosti v tahu (vlastností spoje) spoje byly záměrně voleny velmi nízké.

Sily působící na závěs

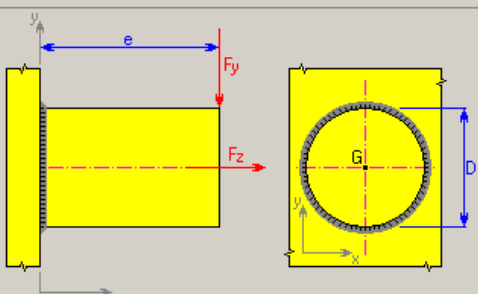


## Kontrola únosnosti svaru

Zatížení	
Axiální síla	$F_z$ 1370
Ohybová síla	$F_y$ 875
Rameno síly	$e$ 75 mm

Rozměry	
Výška svaru	$a$ 3,5
Průměr nosníku	$D$ 16

Materiál a vlastnosti spoje	
<input type="checkbox"/> Vlastní	...
Mez kluzu v tahu	$S_y$ 355
Mez pevnosti v tahu	$S_u$ 440
Souč. bezpečnosti	$n_s$ 2,000 ul
Dovolené napětí	$S_{al}$ 177,500 MPa

Výsledky	
$\sigma_A$	177,500 MPa
$a_{min}$	1,656 mm
$D_{min}$	10,000 mm
$\tau$	4,081 MPa
$\sigma$	69,173 MPa
$\sigma_R$	69,533 MPa

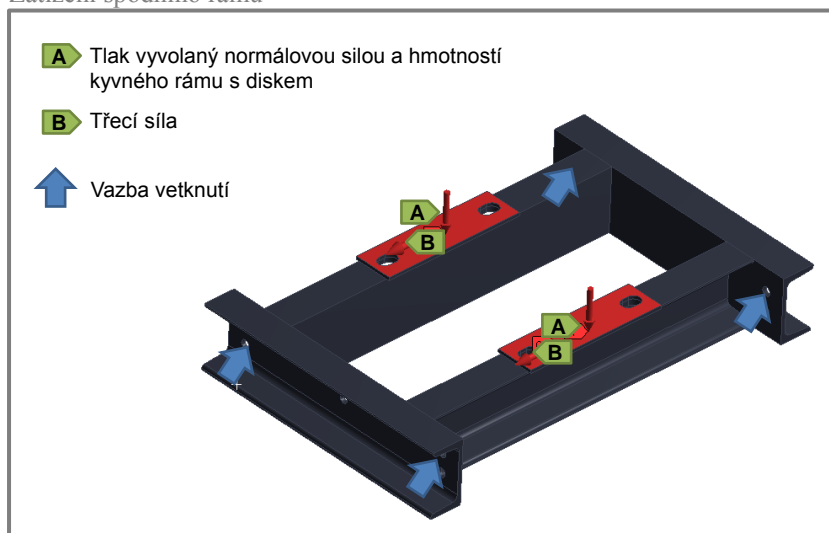
$a = 3,5 \text{ mm} > a_{min} = 1,7 \text{ mm} \Rightarrow \text{svar vyhovuje}$

## PŘÍLOHA 10

### Deformačně napěťová analýza spodního rámu

#### 1. Silové účinky

Zatížení spodního rámu



Zatížení rámu:

- $A = 0,2045 \text{ MPa}$
- $B = 3\,500 \text{ N}$

**Pozn.:** Při simulaci je předpokládána normálová síla v kontaktu disků  $5\,000 \text{ N}$  a souč. adheze  $0,7$ .

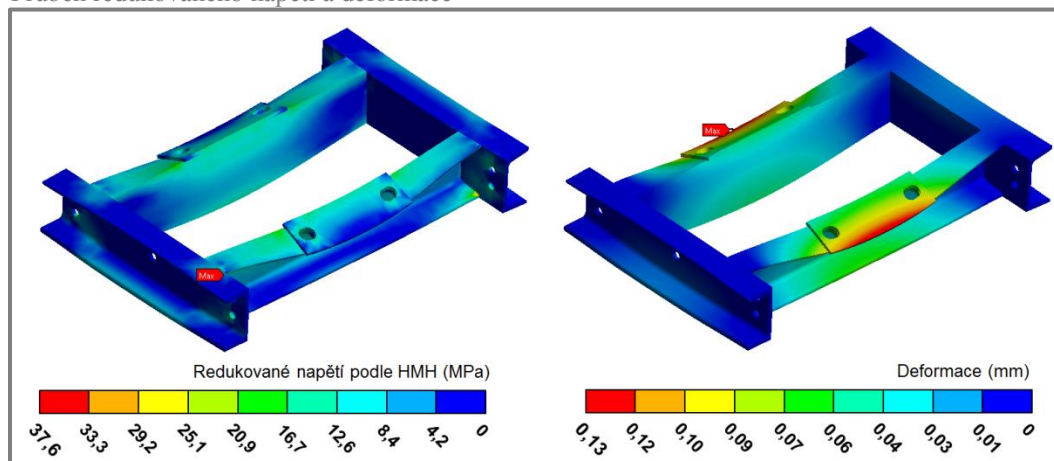
Zavazbení

- V místě, kde je připevněn závěs spodního rámu je umístěna vazba vetknutí

#### 2. Výpočtová síť

Velikost prvku sítě je pro všechny části  $20 \text{ mm}$ .

Průběh redukovaného napětí a deformace



## PŘÍLOHA 11

### Pevnostní výpočet zátěžného mechanismu

Kontrola tlaku v závitu v místě 1:

- Koefficient bezpečnosti  $k = 2,5$
- Pro mat. 11 500  $p_d = 245$  MPa
- Dovolené napětí  $p_{dov} = 98$  MPa
- $p$  - rozteč,  $m$ - výška matice a  $d$  a  $D_1$ - rozměry závitu
- Síla  $F_z = 1\,812$  N (1 GPa)

$$p = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot n_z \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot \frac{m}{p} \cdot (d^2 - D_1^2)} =$$

$$p = \frac{4 \cdot 1\,812}{\pi \cdot \frac{12,8}{1,5} \cdot (0,012^2 - 0,010376^2)} = 7,4 \text{ MPa}$$

$$p = 7,4 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Závit vyhovuje}$$

Kontrola tlaku v závitu v místě 2:

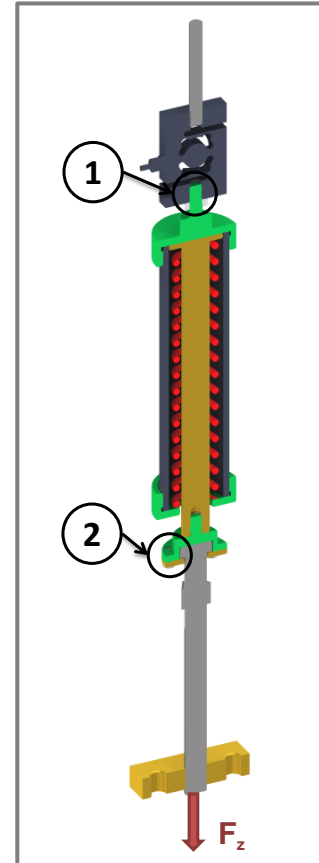
- Koefficient bezpečnosti  $k = 2,5$
- Šroub třídy 8.8  $\Rightarrow p_d = 150$  MPa
- Dovolené napětí  $p_{dov} = 60$  MPa
- $p$  - rozteč,  $m$ - výška matice a  $d$  a  $D_1$ - rozměry závitu
- Síla  $F_z = 1\,812$  N (1 GPa)
- Počet šroubů  $i = 6$

$$p = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot n_z \cdot i \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot \frac{m}{p} \cdot i \cdot (d^2 - D_1^2)} =$$

$$p = \frac{4 \cdot 1\,812}{\pi \cdot \frac{7,5}{1} \cdot 6 \cdot (0,006^2 - 0,004917^2)} = 4,4 \text{ MPa}$$

$$p = 4,4 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Závit vyhovuje}$$

Síla v zátěžném mechanismu



## PŘÍLOHA 12

### Volba a kontrola převodovky

Volba převodovky:

Níže zvolená převodovka byla volena s ohledem na požadované vstupní parametry (str. 31) a na [28].

CV 552 P 1:4,57 B3 popř. CV 552 P 1:4,57 B3

Požadované výstupní otáčky:

- Dopředná rychlost vozidla  $v = 20$  km/h, poloměr disku  $R = 160$  mm

$$n_{2p} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{20}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,16} = 5,52 \text{ min}^{-1}$$

Jmenovitý vstupní výkon:

- Výkon motoru  $P_m = 15$  kW (str. 55)
- Servisní faktor  $F_s = 1,25$

$$P_{n1} = P_m \cdot F_s = 15 \cdot 1,25 = 18,75 \text{ kW}$$

Jmenovitý výstupní výkon převodovky:

- Dynamická účinnost převodovky CV 552  $R_d = 0,95$

$$P_{n2} = P_{n1} \cdot R_d = 18,75 \cdot 0,95 = 17,81 \text{ kW}$$

Výstupní krouticí moment:

- Krouticí moment elektromotoru  $M_m = 97$  N·m (str. 55)
- Převodový poměr převodovky CV 552  $i = 4,57$

$$M_2 = M_m \cdot i = 97 \cdot 4,57 = 443,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kontrola krouticího momentu převodovky:

- Přípustný moment na výstupu převodovky  $M_{n2} = 732$  N·m

$$M_{n2} \geq M_2 \cdot F_s$$

$$732 \geq 443,3 \cdot 1,25$$

$$732 \text{ Nm} \geq 553,75 \text{ Nm} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola tepelného výkonu převodovky:

- Požadovaný vstupní výkon  $P_{r1} = 15$  kW (tab. 4.7)
- Tepelný výkon převodovky  $P_t = 16,4$  kW
- Koeficient použití  $f_u = 1,15$
- Koeficient chlazení  $f_a = 1$
- Koeficient mazání  $f_l = 0,9$

$$P_{r1} \leq P_t \cdot f_u \cdot f_a \cdot f_l = 16,4 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 0,9 = 16,97 \text{ kW}$$

$$15 \leq 16,4 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 0,9$$

$$15 \text{ kW} \leq 16,97 \text{ kW} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Skutečné otáčky na výstupu převodovky:

$$n_{2p} = \frac{n_m}{i} = \frac{1\,475}{4,57} = 318,8 \text{ min}^{-1}$$

Skutečná dopředná rychlost:

$$v_{ds} = 2 \cdot \pi \cdot n_{2p} \cdot R = 2 \cdot \pi \cdot \frac{318,8}{60} \cdot 0,16 = 5,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cong 20 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$$

## PŘÍLOHA 13

### Cenová rozvaha

	<b>Komponenta</b> <b>Katalogové číslo/číslo výkresu</b>	<b>Cena za kus</b> <b>bez DPH (Kč)</b>	<b>Počet</b> <b>kusů</b>	<b>Cena celkem</b> <b>bez DPH (Kč)</b>
<b>Pohony</b>	Elektromotory včetně příslušenství viz příloha	292 006	1	292 006
	Úprava rozvaděče a připojení rozvaděče pískování viz příloha	8 776	1	8 776
<b>Převodovky</b>	Čelní axiální převodovka Varmec CV 552 P 1:4,57 B3	26 460	1	26 460
	Čelní axiální převodovka Varmec CV 552 P 1:4,57 B8	26 460	1	26 460
<b>Zdvížná převod.</b>	Zdvížná převodovka HT05/0150/1:16+4/0/63B14/03/SF	10 915	1	10 915
	Řízení zdvižné převodovky TT100-0002S2F1R	2 690	1	2 690
	Elektromotor zdvižné převodovky 1LA7063-4AB12	1 559	1	1 559
<b>Měření ot.</b>	Převodník frekvence MULTICOMP ATP3/1M	1 932	2	3 864
	Konektor FTDI USB-RS485-WE-1800-BT	660	2	1 320
<b>Snimače síly</b>	Tenzometrický snímač síly HBM S9M/5kN 1-U2A/1T/ZGUW	9 540	2	19 080
	Zesilovač/převodník pro tenzometrické snímače Omega DMD-465	10 634	2	21 268
<b>Další komp. měř. řetězce</b>	Řídící PC LYNX	8 850	1	8 850
	PCIe karta pro komunikaci NI PCIe-8433/2	10 321	1	10 321
	Měřicí USB karta NI USB-6216 M	28 237	1	28 237
	Software DEWESOFT-7-DSA-EDU	7 500	1	7 500
<b>Kardany</b>	Kardan krátký s vyrovnáním délky Typ 30	5 500	2	11 000
	Náboj s přírubou DIN Řada 30	500	2	1 000

	<b>Komponenta</b> <b>Katalogové číslo/číslo výkresu</b>	<b>Cena za kus</b> <b>bez DPH (Kč)</b>	<b>Počet</b> <b>kusů</b>	<b>Cena celkem</b> <b>bez DPH (Kč)</b>
<b>Kardany</b>	Kardan krátký s vyrovnáním délky Typ 30	5 500	2	11 000
	Náboj s přírubou DIN Řada 30	500	2	1 000
<b>Simulace okolních podmínek</b>	Lepidlo 100 g Acifix 192	208	1	208
	Extrudované plexisklo Plexiglas XT 1520 x 1020 x 5	1 156	4	4 624
	Exktrudované plexisklo Plexiglas XT 1520 x 1020 x 10	2 311	2	4 622
	Postřikovač Strators Gloria Stratos 5l	1 851	1	1 851
	Horkovzdušná pistole BOSCH Bosch PHG 630-DCE	1 838	1	1 838
	<b>Ložiska a ložiskové tělesa</b>	Ložiskové těleso SKF SY 511 M	693	4
Ložisko SKF YSA 211-2FK SKF		1 093	4	4 372
Ložiskové těleso SKF FYTB 509 M SKF		422	2	844
Ložisko SKF YSA 209-2FK SKF		742	2	1 484
<b>Pružiny</b>	Nástrojová pružina Alcomex ST13990	1 250	1	1 250
	Nástrojová pružina Alcomex ST13980	1 250	1	1 250
<b>Vyráběné součásti</b>	Hlavní rám 2-UK-01-00	40 000	1	40 000
	Rám pohonů 2-UK-02-00	40 000	1	40 000
	Horní rám 2-UK-03-00	8 000	1	8 000
	Spodní rám 3-UK-04-00	8 000	1	8 000
	Disky 4-UK-05-06, 4-UK-05-07	9 800	6	58 800
	Ostatní vyráběné součásti + spoj. součásti viz výkresová dokumentace			25 000
<b>Cena celkem bez DPH</b>				<b>686 221 Kč</b>
<b>Cena s DPH</b>				<b>830 327 Kč</b>

## PŘÍLOHA 14

### Seznam výkresové dokumentace

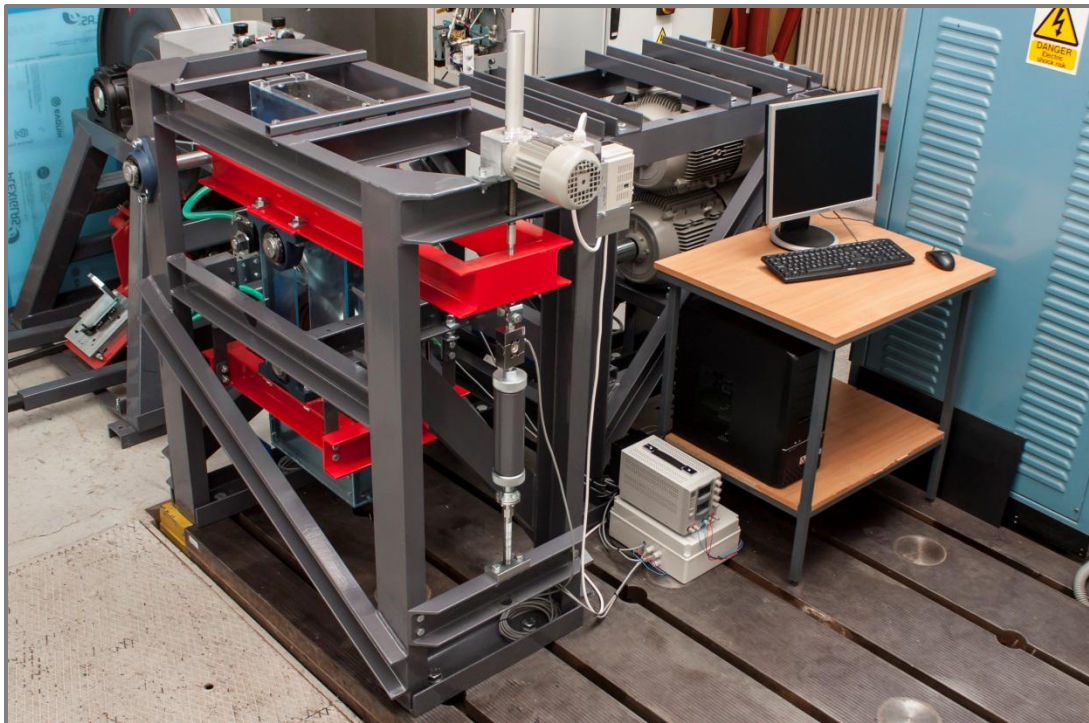
<b>Dvoudiskové zařízení</b>	<b>1-UK-00-00</b>	<b>Rám pohonů</b>	<b>2-UK-02-00</b>
Osa	3-UK-00-01	Základna	4-UK-02-01
Svěrný člen	3-UK-00-02	Základna 2	4-UK-02-02
Držák motoru 2	3-UK-00-03	Stojan 4	3-UK-02-03
Držák převodovky 2	3-UK-00-04	Stojan 3	3-UK-02-04
Držák motoru 1	4-UK-00-05	Stojan 2	3-UK-02-05
Držák převodovky 1	4-UK-00-06	Stojan 1	3-UK-02-06
Výztuha rámu 1	4-UK-00-07	Vzpěra boční 2	4-UK-02-07
Výztuha rámu 2	4-UK-00-08	Vzpěra boční 1	4-UK-02-08
Výztuha pohonu 1	4-UK-00-09	Podpora 1	3-UK-02-09
Výztuha pohonu 2	4-UK-00-10	Podpora 2	3-UK-02-10
Výztuha pohonu 3	4-UK-00-11	Podpora 3	3-UK-02-11
Roh 1	4-UK-00-12	Podpora 4	3-UK-02-12
Roh 2	4-UK-00-13	Výztuha	4-UK-02-13
Držák komory	4-UK-00-14	<b>Horní rám</b>	<b>2-UK-03-00</b>
Patka	4-UK-00-15	Profil boční 1	3-UK-03-01
Podložka pod motor	4-UK-00-16	Profil boční 2	3-UK-03-02
List	4-UK-00-17	Profil střední	4-UK-03-03
Příložka	4-UK-00-18	Profil zadní	4-UK-03-04
T-matice	4-UK-00-20	Profil přední	4-UK-03-05
Úchyt tenzometru	4-UK-00-21	Plech pod ložisko	4-UK-03-06
Úchyt tenzometru II.	4-UK-00-22	<b>Dolní rám</b>	<b>3-UK-04-00</b>
<b>Hlavní rám</b>	<b>2-UK-01-00</b>	Profil boční	3-UK-04-01
Stojna 4	4-UK-01-01	Profil zadní	4-UK-04-02
Stojna 3	4-UK-01-02	Profil přední	4-UK-04-03
Stojna 2	3-UK-01-03	Plech pod ložisko	4-UK-03-06
Stojna 1	3-UK-01-04	<b>Disk 1</b>	<b>1-UK-05-00</b>
Vzpěra hlavní 2	4-UK-01-05	<b>Disk 2</b>	<b>1-UK-05-001</b>
Vzpěra hlavní 1	4-UK-01-06	Hřídel 1	3-UK-05-01
Základna U 160	4-UK-01-07	Hřídel 2	3-UK-05-02
Podpora 4	4-UK-01-08	Příruba 1	3-UK-05-03
Podpora 3	4-UK-01-09	Příruba 2	3-UK-05-04
Podpora 2	4-UK-01-10	Příruba 3	3-UK-05-05
Podpora 1	4-UK-01-11	Disk - kolejnice	4-UK-05-06
Vzpěra zadní	4-UK-01-12	Disk - kolo	4-UK-05-07
Vzpěra přední	4-UK-01-13	<b>Zatěžovací mechanismus</b>	<b>2-UK-06-00</b>
Výztuha 4	4-UK-01-14	Kloubová příruba	4-UK-06-05
Výztuha 3	4-UK-01-15	Víčko	4-UK-06-06
Držák dlouhý	4-UK-01-16	Šroubová hřídel	3-UK-06-07
Držák dlouhý	3-UK-01-17	Závitové vedení	4-UK-06-08
Roh 2	4-UK-01-18	<b>Konzola</b>	<b>3-UK-07-00</b>
Roh 1	4-UK-01-19	Montážní plech	4-UK-07-01
Plech rohový	4-UK-01-20	Plech kolejnice	4-UK-07-02
Držák krátký 2	4-UK-01-21	<b>Zvedací mechanismus</b>	<b>2-UK-08-00</b>
Držák krátký 1	4-UK-01-22	Přípojka	4-UK-08-01

<b>Pružinový mechanismus</b>	<b>3-UK-09-00</b>	Plexisklo boční	4-UK-14-03
Víčko horní	4-UK-09-01	<b>Dolní svař. komory</b>	<b>3-UK-15-00</b>
Víčko dolní	4-UK-09-02	Profil 1	4-UK-15-01
Trubka vedení	4-UK-09-03	<b>Rámeček 1</b>	<b>4-UK-16-00</b>
Táhlo pružiny	4-UK-09-04	Profil 1	4-UK-16-01
<b>Svařenec konzoly</b>	<b>3-UK-10-00</b>	Profil 3	4-UK-16-02
Držák kolejničky	4-UK-10-01	<b>Rámeček 2</b>	<b>4-UK-17-00</b>
Žebro	4-UK-10-02	Profil 2	4-UK-17-01
Plech s drážkami	4-UK-10-03	Profil 3	4-UK-17-02
<b>Závěs</b>	<b>4-UK-11-00</b>	<b>Sestava trysky</b>	<b>2-UK-18-00</b>
Deska L	4-UK-11-01	Hřídél	4-UK-18-01
<b>Horní část komory</b>	<b>2-UK-12-00</b>	Plech ohnutý 1	4-UK-18-02
Plexisklo horní	4-UK-12-01	Plech ohnutý 2	4-UK-18-03
Plexisklo boční 1	4-UK-12-02	Plech s drážkami	4-UK-18-04
Plexisklo boční 2	4-UK-12-03	Tryska	4-UK-18-05
Plexisklo násuvné	4-UK-12-04	Vložka 1	4-UK-18-06
Víčko	4-UK-12-05	Vložka 2	4-UK-18-07
<b>Horní svař. komory</b>	<b>3-UK-13-00</b>	<b>Lepená část komory 1</b>	<b>3-UK-19-00-1</b>
Profil 2	4-UK-13-01	<b>Lepená část komory 2</b>	<b>3-UK-19-00-2</b>
Plech	4-UK-13-02	Plexisklo přední	4-UK-19-01
<b>Dolní část komory</b>	<b>2-UK-14-00</b>	Plexisklo opěrné	4-UK-19-02
Plexisklo spodní	4-UK-14-01	Pás dlouhý	4-UK-19-03
Plexisklo přední	4-UK-14-02	Pás krátký	4-UK-19-04

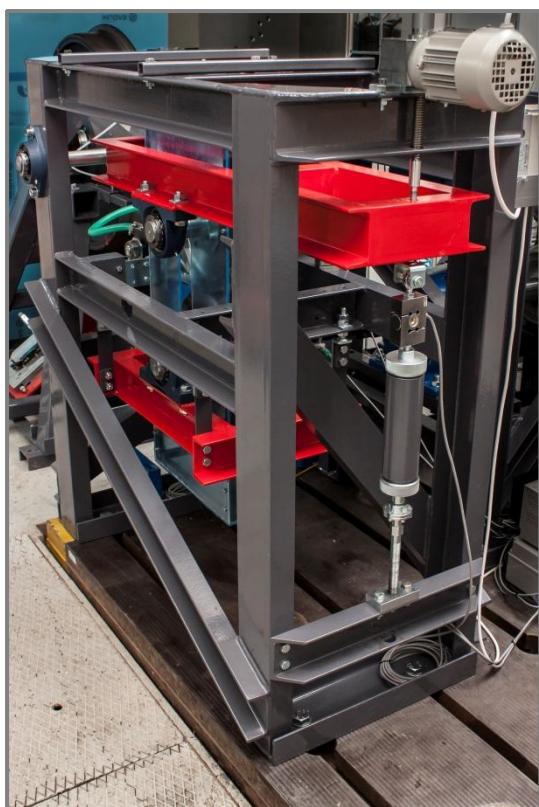
Pozn.: Tučně zvýrazněné výkresy, jsou k práci přiloženy v papírové podobě. Zbylé výkresy jsou k dispozici pouze na přiloženém CD.

## PŘÍLOHA 15

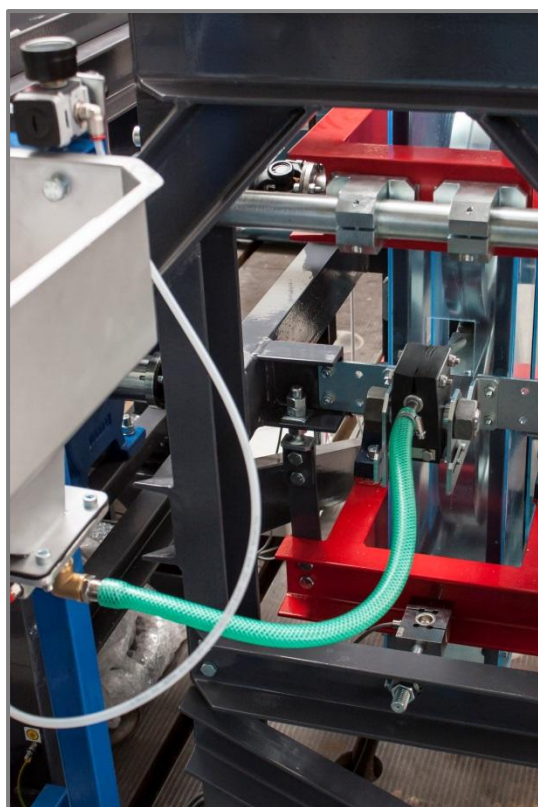
### Fotografie zařízení



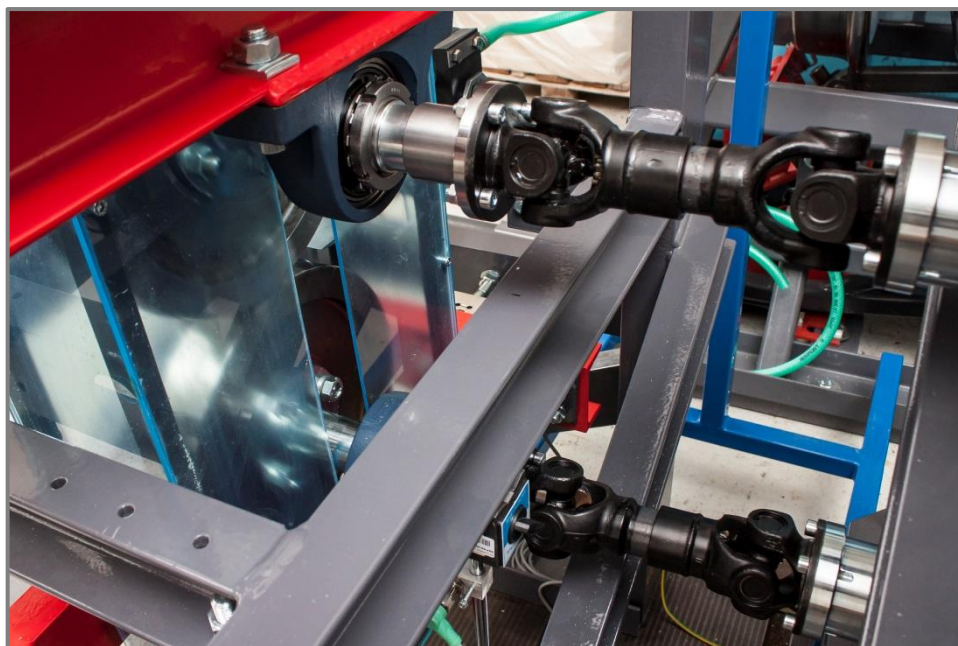
Celkový pohled



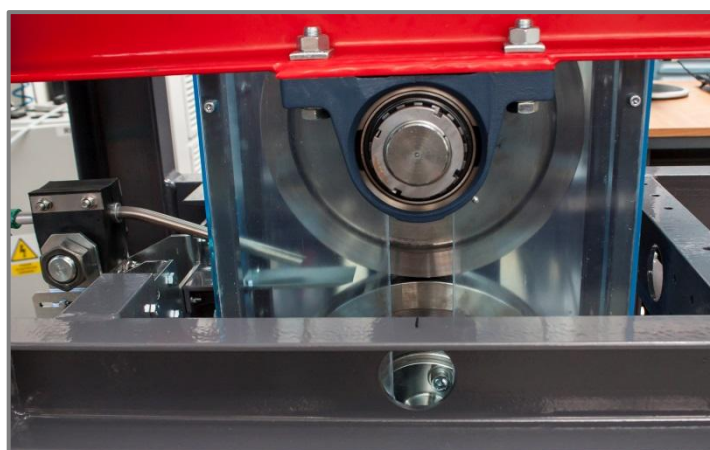
Rám testeru



Pískovací tryska s násypkou



Spojení rámu testeru s rámem pro pohony



Detail na komoru a pískovací trysku



Detail na kontakt disků