



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 MAZÁNÍ OKOLKU KOLEJOVÝCH VOZIDEL

*DESIGN OF WHEEL FLANGE LUBRICATION EXPERIMENTAL APPARATUS*

*DIPLOMOVÁ PRÁCE*

*MASTER'S THESIS*

*AUTOR PRÁCE*  
AUTHOR

*Bc. RADOVAN NEPOVÍM*

*VEDOUCÍ PRÁCE*  
SUPERVISOR

*prof. Ing. MARTIN HARTL, Ph.D.*

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radovan Nepovím

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

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

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

### **Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolku kolejových vozidel**

v anglickém jazyce:

#### **Design of Wheel Flange Lubrication Experimental Apparatus**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh experimentálního zařízení určeného pro výzkum tvaru mazacího filmu ve styku mezi funkční plochou okolku a hlavou kolejnice.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení
8. Závěr (konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)

Forma diplomové práce: průvodní zpráva, technická dokumentace

Typ práce: konstrukční

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Výstup RIV: funkční vzorek

Seznam odborné literatury:

KUMAR, S.; ALZOUBI, M.F. Wheel/Rail Adhesion Wear Investigation Using A Quarter-Scale

Laboratory Test Facility. In Proceedings of the 1996 ASME/IEEE Joint Railroad Conference.

1996, s. 247-254.

LARSSON, P.-O. Lubricating Parameters for Wheel–Rail Interface. In ELGI AGM Proceedings,

European Lubricating Grease Institute Annual General Meeting. 2000.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 30.11.2010

L.S.

---

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

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

---

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a praktickou realizací experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel. Experimentální zařízení, v modelové situaci 1:1, využívá ke studiu chování maziva v kontaktu okolek – kolejnice optickou interferometrii. Jedná se o inovativní přístup, který nebyl doposud pro tyto experimenty využit. Cílem budoucího měření na zařízení je stanovení minimální dávky ekologického maziva v kontaktu kolejnice – okolek za variantních podmínek, kdy nedojde k prolomení mazacího filmu. Zařízení umožňuje měřit opotřebení reálné kolejnice. Práce obsahuje přehled zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel, charakteristiku kontaktu okolek – kolejnice, popis vlivu mazání na opotřebení a akustickou emisi a detailní popis experimentálního zařízení.

### ***Klíčová slova***

Kontakt kolo - kolejnice, experimentální zařízení v modelové situaci 1:1, mazání okolků, tření, opotřebení, optická interferometrie

## **ABSTRACT**

The diploma thesis deals with construction design and practical realisation of experimental apparatus for investigation of wheel flange track vehicle lubrication. Experimental apparatus in full-scale uses optical interferometry for investigation of lubrication behaviour in wheel flange contact. It is an innovative approach which has not been used for such experiments so far. The aim of the following measurement with this apparatus is to determine the minimal amount of ecological lubrication in wheel flange contact under certain conditions when there is no lubrication film interruption. The apparatus enables to measure real rail wear. This work contains the apparatus description for the study of wheel flange lubrication, wheel flange contact specifications, the description of its influence on wear and acoustic emission, and a detailed description of the experimental apparatus.

### ***Key words***

Wheel/Rail Contact, Full – Scale Wheel/Rail Test Stand, Wheel Flange Lubrication, Friction, Wear Optical Interferometry

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

NEPOVÍM, R. Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 104 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D..

---



---

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci *Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel* jsem vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce prof. Ing. Martina Hartla, Ph.D. a uvedl v seznamu všechny použité literární zdroje.

V Brně dne 24. Května 2012

---

Vlastnoruční podpis autora

---





---

## PODĚKOVÁNÍ

Touto formou bych rád poděkoval prof. Ing. Martinu Hartlovi, Ph.D. za ochotu a profesionální vedení diplomové práce, Ing. Milanu Omastovi a Ing. Marku Hruškovi za spolupráci při návrhu konstrukčního řešení. Také bych chtěl poděkovat svým rodičům a přítelkyni za podporu během studia.

---

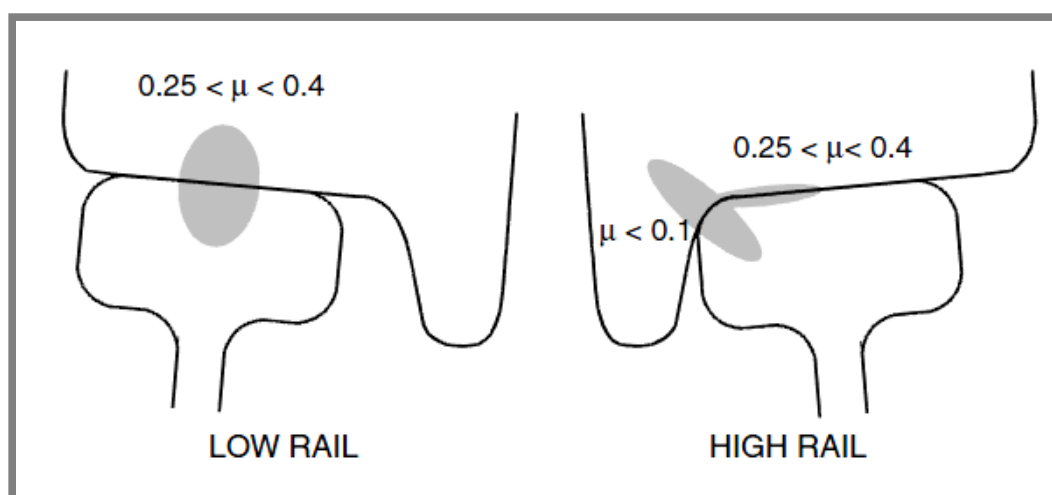


<b>OBSAH .....</b>	<b>11</b>
<b>ÚVOD .....</b>	<b>13</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....</b>	<b>15</b>
1.1 Modelové testy 1:1 („full scale“).....	16
1.2 Experimentální zařízení ve zmenšeném měřítku („scale“).....	20
1.3 Numerická řešení.....	25
<b>2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA.....</b>	<b>27</b>
2.1 Kinematika pohybu kolejového vozidla.....	27
2.2 Silové poměry a popis kontaktu okolek – kolejnice.....	28
2.3 Způsoby mazání.....	31
2.4 Vliv mazání na opotřebení.....	32
2.5 Vliv mazání na hlukovou emisi.....	34
2.6 Shrnutí.....	35
<b>3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE .....</b>	<b>38</b>
<b>4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ.....</b>	<b>39</b>
<b>5 NÁVRH VARIANT A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY.....</b>	<b>42</b>
5.1 Varianta č. 1.....	42
5.2 Varianta č. 2.....	43
5.3 Varianta č. 3.....	44
5.4 Výběr optimální varianty.....	45
<b>6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>48</b>
6.1 Mechanismus k zprostředkování kontaktu.....	49
6.1.1 Kontaktní tělesa.....	49
6.1.2 Rám kola.....	51
6.1.3 Uložení kola.....	53
6.1.4 Pohon.....	54
6.1.5 Brzda.....	56
6.1.6 Odlehčovací mechanismus.....	57
6.1.7 Zátěžový mechanismus.....	58
6.1.8 Modul pro měření.....	59
6.1.8.1 Úhlový stůl a otočná deska.....	60
6.1.8.2 Posuvná konzole.....	61
6.1.8.3 Držák plankonvexní čočky a reálného vzorku.....	62
6.1.8.4 3D stůl.....	63
6.1.8.5 Pomocné páky k vysunutí posuvné konzole.....	64
6.2 Měřicí zařízení.....	65
6.2.1 Mikroskop a kamera.....	65
6.2.2 Profilometr.....	66
6.2.3 Snímač otáček železničního kola.....	66
6.3 Mazací zařízení.....	67
6.4 Ověřovací experimenty.....	69
6.4.1 Reálný vzorek.....	69
6.4.2 Ověření funkčnosti modulu pro měření.....	70

<b>7 ZÁVĚR .....</b>	<b>71</b>
7.1 Konstrukční rozbor .....	71
7.2 Technologický a ekonomický rozbor .....	72
7.3 Plánované experimenty .....	72
<b>8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>73</b>
<b>9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN.....</b>	<b>77</b>
<b>10 SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK .....</b>	<b>79</b>
10.1 Seznam obrázků.....	79
10.2 Seznam tabulek .....	80
<b>11 SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>81</b>

## ÚVOD

Železniční doprava zaujímá v celosvětové dopravní infrastruktuře významné postavení. Jedná se o energeticky výhodný a téměř ekologický způsob dopravy. Železniční doprava vyžaduje značnou pozornost v oblasti údržby kolejové infrastruktury. Především v důsledku opotřebení vzniklé třením mezi kolem a kolejnicí. S těmito procesy je spojena taktéž hluková emise a díky dynamickým procesům i kontaktní únava. Při průjezdu vlaku traťovým obloukem dochází ke dvěma kontaktům. První kontakt je mezi hlavou kolejnice a kónickou částí kola a druhý kontakt mezi zaoblenou částí hlavy kolejnice a okolku kola. V kontaktu mezi hlavou kolejnice a kónickou částí kola je tření příznivé a zajišťuje neustálé odvalování kola. V tomto kontaktu dochází k nežádoucím skluzům, které souvisejí s účinností lokomotivy. V kontaktu mezi zaoblenou částí hlavy kolejnice a okolku kola dochází k čistému skluzu a tedy k tření mezi okolkem a hlavou kolejnice, což způsobuje opotřebení, jehož míra závisí především na poloměru traťového oblouku, velikosti součinitele tření, geometrii profilu kontaktních těles (kola a kolejnice) a nápravového zatížení.



Obr. 1.1 Kontaktní oblasti mezi železničním kolem a kolejnicí [1]

Vhodným způsobem snížení součinitele tření je možné minimalizovat opotřebení a tím zvýšit životnost kontaktních prvků. Dříve se tento problém řešil změnou materiálů kontaktních těles, kdy se používaly otěruvzdorné materiály s malým součinitelem tření. Nejúčinnější způsob eliminování procesů opotřebení představuje mazání, kdy je nanášeno mazivo na zaoblenou část kolejnice nebo okolek. Tato metoda se používá od sedmdesátých let minulého století, kdy byl značný nárůst železniční dopravy a zvýšení nápravového zatížení. Například výzkum vedený Švédskými státními drahami (SJ) uvádí, že nanesením i nepatrného množství plastického maziva je možno dosáhnout snížení opotřebení hlavy kolejnice až o 98% [2].

V dnešní době existují tři základní způsoby nanášení maziva na kontaktní prvky (kolejnice, kolo). Velice účinný způsob nanášení maziva na vnitřní bok hlavy kolejnice lze provést vozidlem údržby (hi-rail). Tento způsob však vyžaduje omezení vlakového provozu. Druhým způsobem je metoda, která spočívá v nanášení maziva

na vnitřní bok hlavy pomocí stacionárních mazacích zařízení, které jsou umístěny podél trati. Nevýhodou tohoto zařízení je velká náchylnost na vnější vlivy (počasí, vlhkost, teplota, atd.). Poslední, do budoucna velice progresivní metodou, jsou on-board mazací systémy, které jsou umístěny na podvozek hnacího kolejového vozidla. Princip činnosti těchto systémů spočívá v nanesení tenké vrstvy tuhého maziva nebo olejové mlhy na funkční plochu okolku.

V současné době je mnoho výrobců zabývajících se vývojem a výrobou on-board mazacích systémů. Jeden z nejvyspělejších on-board mazacích systémů je od společností Rowe Hankins Ltd. a REBS Zentralschmiertechnik GmbH [3]. Systém obsahuje programovatelný řídicí modul, který získává vstupní informace z GPS (poloha vlaku) a snímačů zrychlení a rychlosti (okamžité zrychlení a rychlost). Řídicí modul je vyhodnotí podle předepsaného matematického algoritmu a nanese požadované množství maziva.

I přesto, že existují systémy s takto dokonalou technikou, není dosud přesně stanoveno jaké množství maziva je potřeba nanést na funkční plochu okolku. Například v [4] se uvádí, že roční spotřeba plastických maziv pro mazání okolků se pohybuje v rozmezí 0,7 až 2,5 kg/km. Samozřejmě je tato hodnota závislá na hustotě dopravy, tvaru tratě a vyspělosti mazacích systémů. Snahou výzkumných skupin je snížení spotřeby maziva, a tím minimalizování finančních nákladů na údržbu. Důležitým hlediskem je i ekologie, neboť řada provozovatelů používá biologicky neodbouratelná maziva, která znečišťují prostředí, a snížení spotřeby maziv by snížilo znečištění přírody.

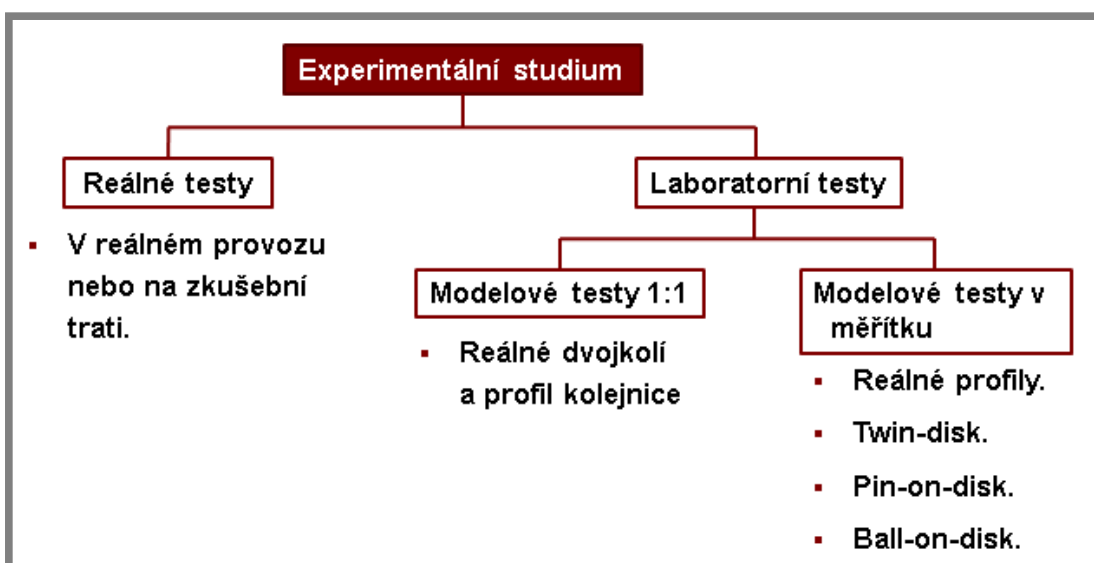
Cílem této práce je konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel. Zařízení poslouží k objasnění procesů probíhajících v kontaktu mezi kolejnici a okolkem, a tím predikovat správné způsoby mazání. Diplomová práce má vazbu na projekt MPO zabývající se vývojem inovativního on-board mazacího systému pro společnost Tribotec, spol. s r.o., jehož výzkumným partnerem je ÚK FSI VUT Brno. Přínosem je přesné stanovení dávkování ekologického maziva za variantních podmínek (různý poloměr traťových oblouků, typ maziva, vnější vlivy, zatížení, atd.).

První kapitola diplomové práce seznámí čtenáře s popisem dosud navržených zařízení využívaných pro studium mazání okolků kolejových vozidel a jejich rozdělení. Poslední část kapitoly patří i numerickým simulacím kontaktu kolo – kolejnice, které jsou nedílnou součástí téměř všech konstrukčních prací. V druhé kapitole je uvedena technická a vývojová analýza, kde je popis základních pojmů, shrnutí vlivu mazání na tření, opotřebení a procesy s nimi spojené a rozbor základních částí experimentálního zařízení pro mazání okolků kolejových vozidel. Následující kapitola shrnuje cíle práce. Ve čtvrté kapitole je výčet veškerých činností při tvorbě diplomové práce. Pátá kapitola obsahuje tři návrhy variant, z nichž je dle ekonomického a technologického hlediska vybrána jedna varianta. Šestá kapitola popisuje konstrukci navrhovaného zařízení, jeho části a základní výpočty při návrhu. V závěru je uvedeno zhodnocení splněných cílů a ekonomická rozvaha.

## 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Všeobecně studiem mazání okolků kolejových vozidel se zabývá množství vědeckých skupin. Pro svůj výzkum potřebují napodobit přibližně stejné podmínky, jako nastávají při jízdě železničního vozidla v reálném provozu. Experimenty se dají rozdělit dle několika hledisek. Například dle polohy kontaktu na koleji lze studie rozdělit na kontakt na temeně hlavy kolejnice ([5],[6]), na zaoblené části temene hlavy a pojížděné hrany kolejnice a na experimenty obou dvou případů zároveň.

Dříve se testy prováděly přímo na reálných tratích [7]. Pomocí těchto testů se získaly velmi důležité informace o vlivu maziva na opotřebení železničního kola a kolejnice. Takovéto testy jsou velice nákladné a vyžadují velkou finanční podporu. Proto je snahou provádět tyto experimenty v laboratorních podmínkách i za cenu zkreslení výstupních dat vlivem zmenšení, nezahrnutí dynamických jevů, povětrnostních podmínek (teplota, tlak, rychlost větru), obsahu vody, atd. Nejméně nákladné testy na zkušebních tratích se nejčastěji provádí pomocí testovacích papírků. Postup zkoušky udává například norma ČSN EN 15427 – Mazání okolků [8]. Na kolejnici se položí testovací papírky a při průjezdu vlaku dochází ke kontaktu kola s papírkem, a tím i k přenosu maziva mezi nimi. Po zkoušce se analyzuje, které papírky obsahují mazivo, a tím je možné stanovit, zda množství maziva stačilo k oddělení třecích povrchů při projetí železničního vozidla v předepsané vzdálenosti.



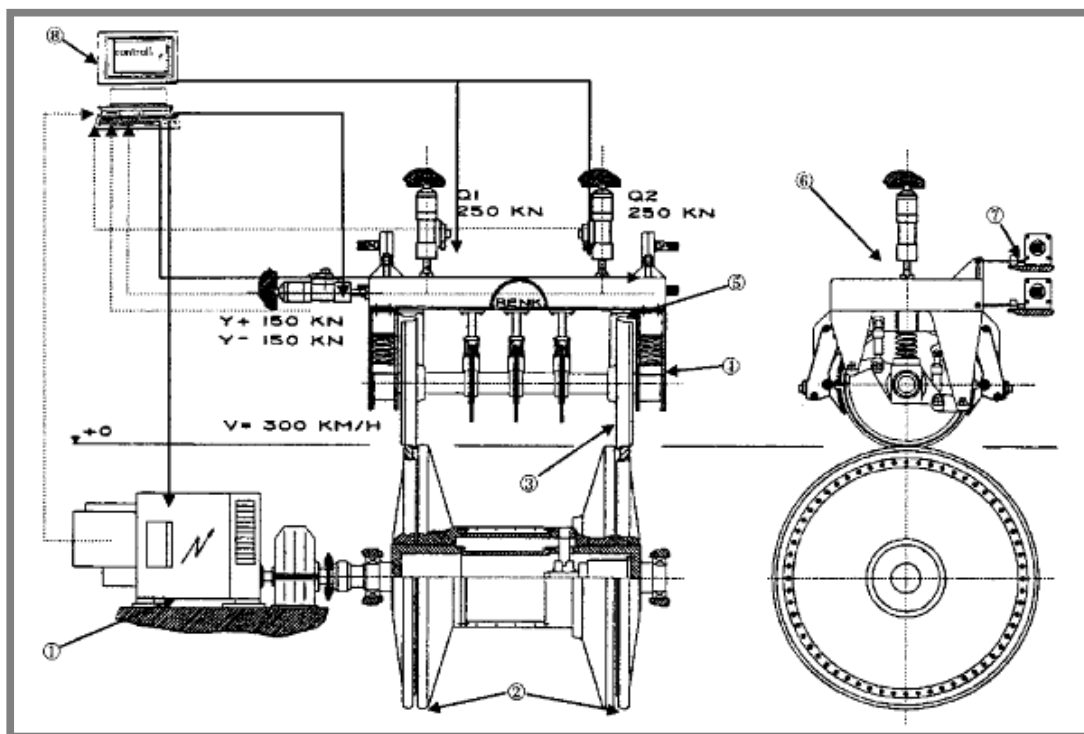
Obr. 1.2 Rozdělení experimentálních zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel

Laboratorní experimentální zařízení jsou uspořádána tak, aby umožňovala studium parametrů (míra opotřebení, vzhled povrchu, velikost třecí síly, apod.) v závislosti na daných podmínkách. Jestliže experimentální zařízení využívají ve svých konstrukcích reálné kontaktní prvky nebo alespoň zachovávají jejich jízdní profily, pak se tato zařízení nazývají „v plné velikosti“ (v zahraniční literatuře označované jako „full scale“). Naproti tomu některé vědecké skupiny využívají zmenšeného modelu („scaled“), kde je experimentální zařízení tvořeno kontaktními prvky ve zmenšeném měřítku. Specifickou skupinou, kterou lze však zařadit do experimentálních zařízení „ve zmenšeném měřítku“, jsou zařízení založená na metodě „pin-on-disk“, „ball-on-disk“ a „twin-disk“.

V následujícím textu jsou popsána experimentální zařízení ke studiu mazání okolků kolejových vozidel dle rozdělení na obr. 1.2. Často návrhu experimentálního zařízení předchází numerická simulace. Proto tato kapitola obsahuje zmínku o numerických simulacích týkajících se kontaktu kolejnice a okolku.

### 1.1 Modelové testy 1:1 („full scale“)

Jedním z prvních experimentálních zařízení ve velikosti 1:1 pro studium mazání okolků kolejových vozidel bylo sestrojeno italskými vědci a konstruktéry Brunim, Chelim a Restim v roce 2001 [9]. Zařízení umístěné v Miláně v Itálii je schematicky zobrazeno na obr. 1.3. Slouží k hodnocení dynamických odezev na vnější podmínky, jakými jsou vertikální a laterální zatížení. Výsledky z tohoto zařízení se porovnávají s matematickými modely objasňujícími dynamické projevy a s nimi spojenou kontaktní únavu.



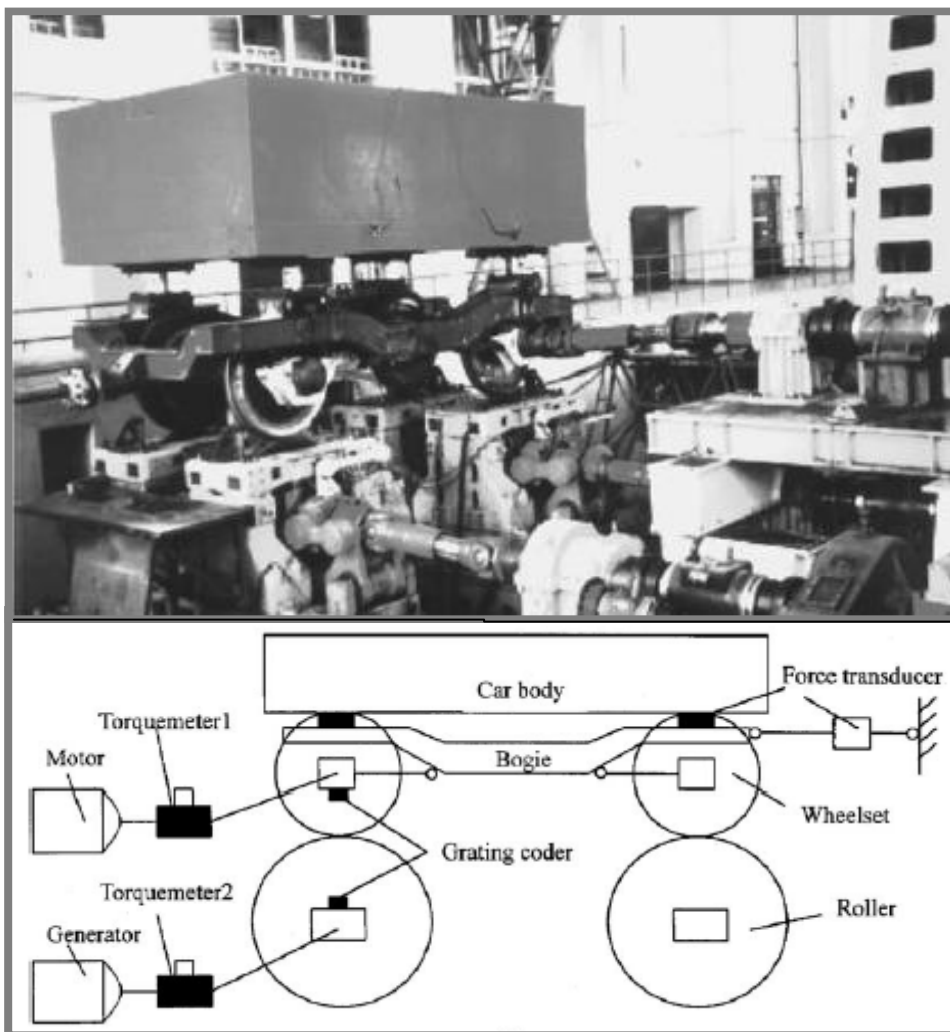
Obr. 1.3 Experimentální zařízení dle Bruniho, Cheliho a Resti [9]

Zařízení se skládá se ze dvou párů kol. První pár kol nahrazuje kolejnici s poloměrem zakřivení (průměr kola) 2000 mm s profilem kolejnice S1002. Kola jsou připevněna na hřídeli, která je uložena v ložiscích v rámu zařízení a poháněna stejnosměrným elektrickým motorem. Druhým párem kol se rozumí klasická náprava s nalisovanými železničními koly o profilu UNI-60. Tato náprava je zavěšena na podvozku pomocí tlačných pružin a viskózních tlumičů. Náprava je vybavena pohonem kol a brzdami na každé straně. Rám podvozku je zavěšen ve vertikálním směru na hydraulických pístech a v podélném směru (kolmo k osám kol) na lineárních servopohonech. Lineární elektrické servopohony vyvolávají laterální sílu o velikosti až 150 t. Pomocí vertikálních pístů, které se dají řídit samostatně, je



možno nastavit zatížení až na hodnotu 250 t na každém pístu. Všechny pohony se ovládají řídicí jednotkou přes počítač. Rychlost valení dosahuje až 300 km/hod.

Zhang a kol. z čínské Jihovýchodní Univerzity Jiaotong v roce 2002 využili ke svým experimentům zařízení na obr. 1.4 [10]. Cílem zařízení je stanovení součinitele tření mezi kolem a kolejnicí při rozdílných podmínkách, jakými jsou: rychlost valení (až 280 km/hod), nápravové zatížení (s pevnými hodnotami 44, 67, 88, 110 a 135 kN), kontakt suchý s obsahem vody nebo oleje.



Obr. 1.4 Experimentální zařízení dle Zhanga a kol. [10]

Zařízení se skládá z podvozku nákladní lokomotivy a dvou páru kol uložených pod podvozkem představující kolejnici s profilem UIC-60. Na rámu podvozku je umístěno závaží, jehož hmotnost odpovídá reálnému zatížení nápravy při provozu (vertikální zatížení). Pod závažím se nachází snímač síly, pomocí kterého se stanoví přesná hodnota zatížení. Rám je ukotven k nastavitelnému nosníku, který udržuje podvozek lokomotivy nad párem kol a může vyvodit laterální sílu. Na nosníku je umístěn snímač síly, který měří laterální sílu a sílu ve směru valení. Přední dvojkolí na podvozků je hnané elektrickým pohonem o výkonu

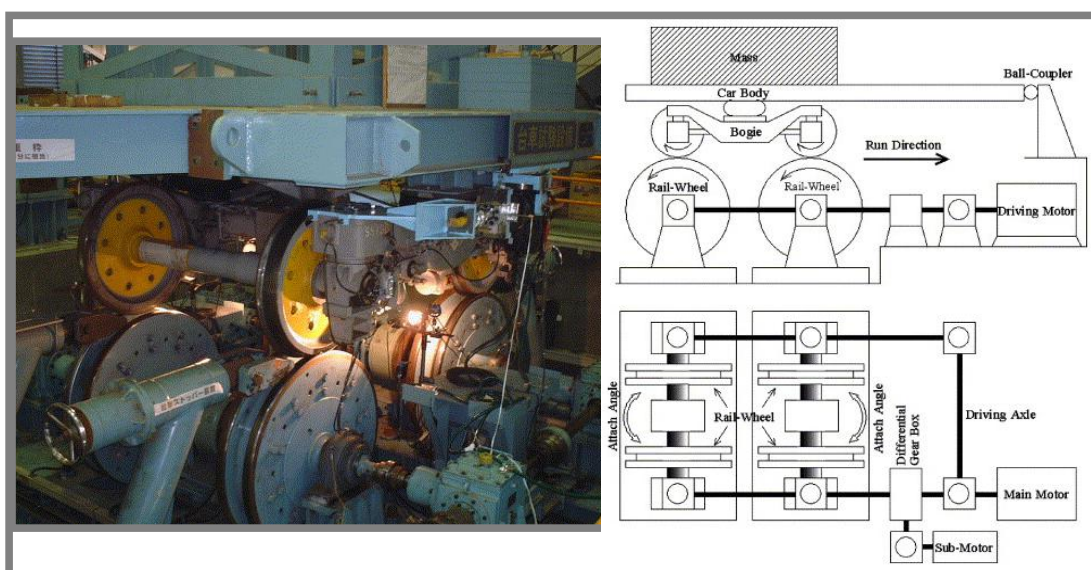
800 W. Mezi nápravou železničního dvojkolí a pohonem je vložen snímač krouticího momentu a snímač otáček.

Dva páry kol (dvě dvojkolí) umístěné pod podvozkem jsou připevněny pomocí přírub k hřídelím, které jsou uloženy v ložiscích rámu stroje. Přední pár kol je spojen s elektrickým generátorem, který může vytvářet prokluz. Mezi elektrickým generátorem a hřídelí, kde je uloženo dvojkolí, se nachází snímač krouticího momentu a snímač otáček. Zařízení umožňuje dosáhnout rychlost valení až 280 km/hod.

Japonští vědci a konstruktéři Matsumoto a kol. zkonstruovali experimentální zařízení v plné velikosti zobrazené na obr. 1.5 [11]. Zařízení se nachází v Tokiu a konstrukčně se podobá experimentálnímu zařízení dle Zhanga0 a kol. [10]. Zařízením se získá závislost úhlu náběhu (poloměru traťového oblouku) na vertikální a laterální síle pro mazaný a suchý kontakt.

Zařízení se skládá z podvozku železničního vlaku (dvojice železničních dvojkolí o průměru 860 mm) ukotveného pomocí páky k rámu stroje. Pod nápravou se nachází dva páry kol (průměr kol 1200 mm) usazených v základu stroje, které reprezentují kolejnici o profilu JIS50kgN (japonské dráhy). Spodní kola pohání hlavní a pomocný elektrický motor. Krouticí moment se přenáší přes hřídele, převodovky a diferenciál umožňující odlišné nastavení otáček dolních pravých a levých kol. Uložení dolních kol je možné vychýlit a nahradit zakřivení traťového oblouku v rozpětí poloměrů 180 – 600 mm (max.  $2,5^\circ$ ).

Vyvození vertikální síly se uskutečňuje pomocí přidané hmoty uložené na nápravě. Laterální síla je vyvozena posuvem základu zařízení boční silou zprostředkovanou hydraulickým zařízením, která může činit až 4,5 tuny. Zařízení je vybaveno na podvozku piezoelektrickými snímači ke zjištění působících sil a dynamických jevů. Předností zařízení je možnost nastavení laterální a vertikální síly, úhlu náběhu a rozdílných otáček horních a dolních kol, což simuluje skluz. Měření pro suchý a modifikovaný kontakt bylo provedeno pro mazivo Kelsan KELTRACK.



Obr. 1.5 Experimentální zařízení dle Matsumota a kol. [11], [12]

Kanadští vědci Eadie a kol. zkonstruovali pro měření zařízení zobrazené na obr. 1.6 [13]. Sledovanou veličinou na tomto zařízení je velikost opotřebení kolejnice v závislosti na úhlu náběhu ( $0^\circ$ ;  $0,25^\circ$  a  $0,5^\circ$ ), způsobu mazání (suché, s mazivem), intervalu mazání, velikosti zatížení (vertikální, laterální), prokluzu mezi kolem a kolejnicí a počtem cyklů. Jeden cyklus představuje najetí kola na kolejnici při daném laterálním a vertikálním zatížení, posuv kolejnice za současného otáčení kola (s prokluzem nebo bez prokluzu), nadzvednutí kola a návrat kolejnice zpět do počáteční polohy.



**Obr. 1.6** Experimentální zařízení dle Eadieho a kol. [13]

Experimentální zařízení se skládá z železničního kola nákladního vozu o průměru 920 mm a kolejnice s profilem běžně užívaným v Evropě (profil UIC/ORE S1002). Kolo je nalisováno na hřídel, která je uložena v kluzných ložiscích připevněných k pohyblivému nosníku. Hřídel s ložisky je možno vychýlit, a tím vytvořit úhel náběhu. Nosník, z jedné strany uložený na čepu a z druhé strany zatížený hydraulickým pístem, zajišťuje vertikální zatížení mezi kolem a kolejnicí.

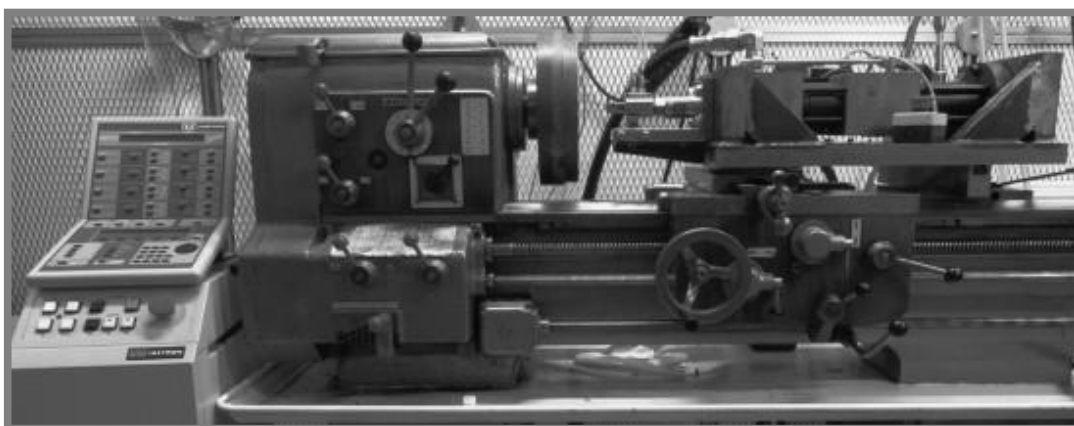
Vertikální zatížení lze nastavit až na hodnotu 100 t. Na nosníku je též připevněn pohon (elektromotor s převodovkou), s jehož pomocí koná kolo otáčivý pohyb a kterým je možno docílit brzdě síly až do velikosti 3,5 t.

Kolejnice o délce 1,5 m je připevněna pomocí upínek k pohyblivému stolu konajícího lineární pohyb. Pohyblivý stůl leží na kluzném vedení rámu zařízení. Lineární pohyb zajišťují hydraulické písty se zdvihem 1 000 mm. Příčným nastavením kolejnice lze měnit laterální zatížení až do hodnoty 10 t. Jednotlivé síly (vertikální, laterální, brzdě) jsou snímány pomocí senzorů ve třech směrech.

Nezbytnou součástí stroje je Hi-Rail vstřikovací zařízení, které je možno nastavovat vůči kolejnici a měnit tak sklon trysky. Na vstřikovacím zařízení se nastavují různé intervaly mazání a objem dávky maziva. Při měření je využito maziva KELTRACK Hi-Rail na vodní bázi s obsahem pevných látek a směsí polymerních částic.

## 1.2 Experimentální zařízení ve zmenšeném měřítku („scale“)

Na obrázku 1.7 je zobrazeno zařízení využívané švédskými vědci Sundhou a Olofssonem založené na koncepci ball on disc [14]. Vychází z konvenčně vyráběného soustruhu. Původně bylo zařízení navrženo v roce 1990 Andersonem a kol. [15], kdy sloužilo ke zkoumání vlivů viskozity oleje na strukturu povrchu a opotřebení při skluzu ve smíšeném mazaném kontaktu [16]. Následně bylo zařízení upraveno pro vyšší skluzové rychlosti [17] a vybaveno hydraulickým zařízením [18]. Měřil se součinitel tření, míra opotřebení a struktura povrchu v závislosti na druhu maziva (bio - odbouratelné oleje, syntetický olej a řepkový olej), otáčkách disku (skluzová rychlost 0,5, 0,7, 1,1 a 2,5 m/s), tvrdosti materiálu (vzorky vyrobené ze stejných materiálů jako jsou vyrobené kolejnice a železniční kolo; kolejnice UIC 60 900A a UIC 60 1100A o tvrdosti: 300 HV, 375 HV; železniční kolo R7 o tvrdosti 400 HV) a přitlačné síle hydraulických pístů vždy po jedné otáčce disku. K hodnocení povrchu se zde využilo optických metod.



Obr. 1.7 Experimentální zařízení dle Sundha a kol. [16]

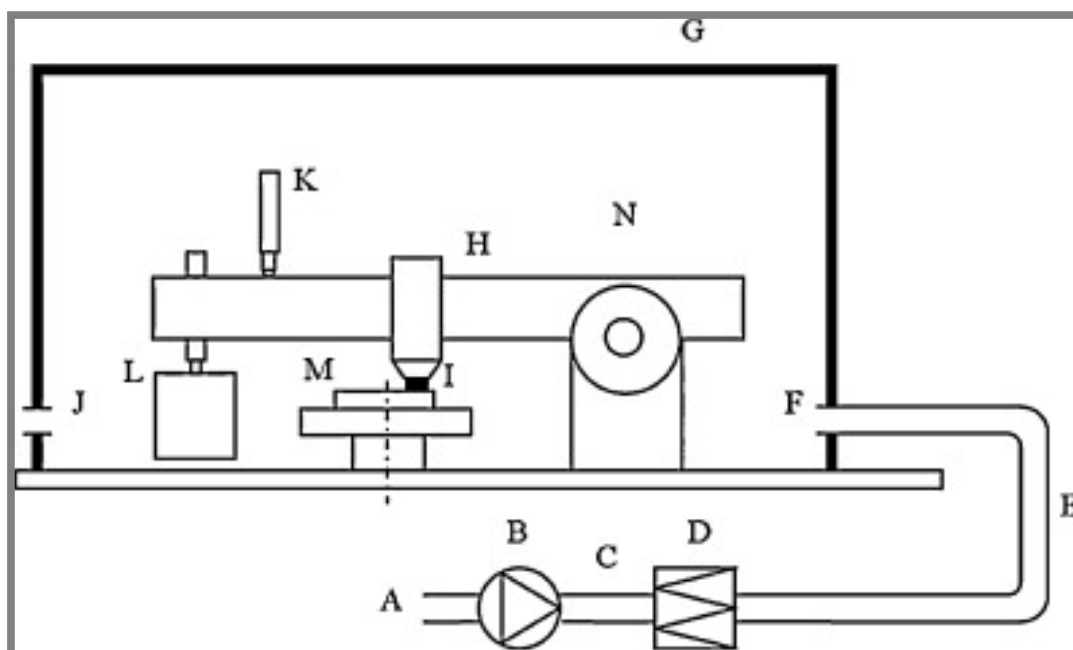
Ve vřetenu soustruhu je upevněn rotační disk o průměru 100 mm. V upínce na hydraulickém servomotoru je upnut element (ball) o daném poloměru zaoblení a dané tvrdosti. Element je přitlačován ke kolu pomocí hydraulického servomotoru,



kteřý je připevněn k příčnému stolu na supportu soustruhu. Servomotor může vyvíjet maximální sílu až 2,5 MN, ale v měření se používá maximální zatížení o velikosti 800N. Toto experimentální zařízení bylo později upraveno na pin on disc, kde došlo ke změně tvaru přítlačného tělíska z kuličky na válec [19].

Sundha a Olofsson zkonstruovali také zařízení k měření opotřebení v závislosti na vlhkosti a teplotě okolí [20]. Zařízení, založené na metodě pin on disk, je schematicky nakresleno na obr. 1.8. Základními částmi stroje je rotující kotouč (M) připevněný k hřídeli s vertikální osou rotace a pin (I) připevněný na páce. Páka je uložena z jedné strany na čepu a spojena s rámem stroje. Na druhém konci páky se nachází zavěšené závaží (L). Celý stroj je uzavřen v klimatizované komoře (G) a vybaven pneumatickým obvodem, který zajišťuje přívod a odvod vzduchu od pinu. Princip činnosti je patrný z obr. 8. Zařízení umožňuje měření při různých teplotách a vlhkosti. Ventilátor (B) přivede vzduch z okolního prostředí (A) do komory přes průtokoměr (C), filtr (D) a otvorem sání (F). Spojení jednotlivých komponent je pomocí hadic (E). Veškeré spoje měřících systémů vstupujících a vystupujících z komory jsou utěsněny, aby se zabránilo nežádoucímu úniku média.

Tímto zařízením se provádí měření opotřebení a součinitele tření v závislosti na vlhkosti a teplotě okolí, poloměru pinu, otáčkách disku. K vyhodnocení struktury povrchů se opět používá optických metod.



Obr. 1.8 Experimentální zařízení dle Sundha a kol. [20]

A – okolní prostředí, B – ventilátor, C – průtokoměr, D – filtr, E – hadice, F – sání vzduchu, měřící bod, G – uzavřená komora, H – zařízení pin-on-disk, I – vzorek (pin), J – výstup vzduchu, měřící bod, K – posuvné měřidlo, L – závaží, M – vzorek (rotující disk), N – vzduch v komoře.

Japonští vědci Jin, Ishida a Namura sestrojili zařízení zobrazené na obr. 1.9, které umožňuje nastavení úhlu náběhu [21]. Sledovanými veličinami v tomto zařízení bylo opotřebení v závislosti na vlivu vertikálního (23 t) a laterálního zatížení (7,6 t – 11 t), úhlu náběhu (0,3°, 0,6°), tvrdosti materiálu disku odpovídající

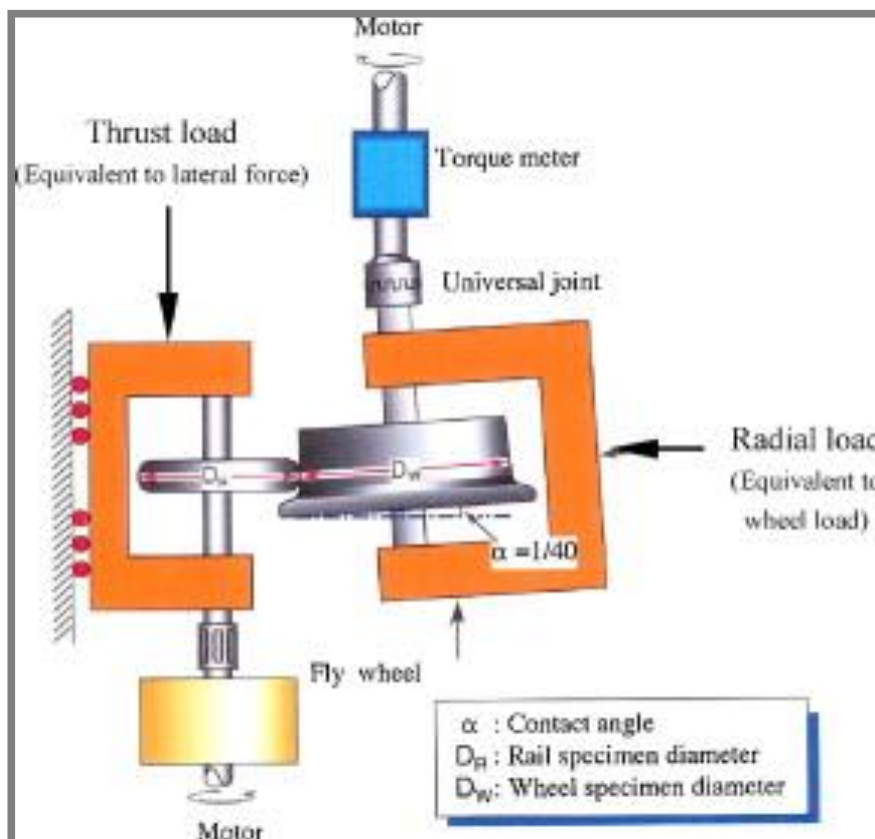
kolejnice (250 HV, 340 HV, 380 HV, tvrdosti materiálu železničního kola – 350 HV), mazání (voda, olej) a počtu cyklů.

Zařízení se skládá ze dvou nezávisle rotujících disků vyrobených ze stejných materiálů na výrobu kol a kolejnic užívaných v Japonsku s různou tvrdostí. Disk kola o průměru 500 mm a disk simulující železnici o průměru 350 mm mají stejný profil jako komerčně užívané profily kol a kolejnic.

Železniční kolo uložené na hřídeli posuvného stolu s valivým vedením koná díky servopohonu otáčivý pohyb. Laterální síla je zprostředkována zatížením posuvného stolu. Takto je možné přesouvat kontakt z temene hlavy kolejnice do zaoblení mezi temenem a pojížděnou hranou kolejnice.

Disk kola uložený v naklápěcích podporách na stole koná taktéž otáčivý pohyb díky servopohonu, kde je krouticí moment přenesen přes pružnou spojku, která dovolí natočení celého stolu. Zatížením rámu, na kterém je uložen disk kola, se vyvodí vertikální síla (nápravové zatížení). Vhodným nastavením otáček jednotlivých kol se nastaví požadovaný skluz.

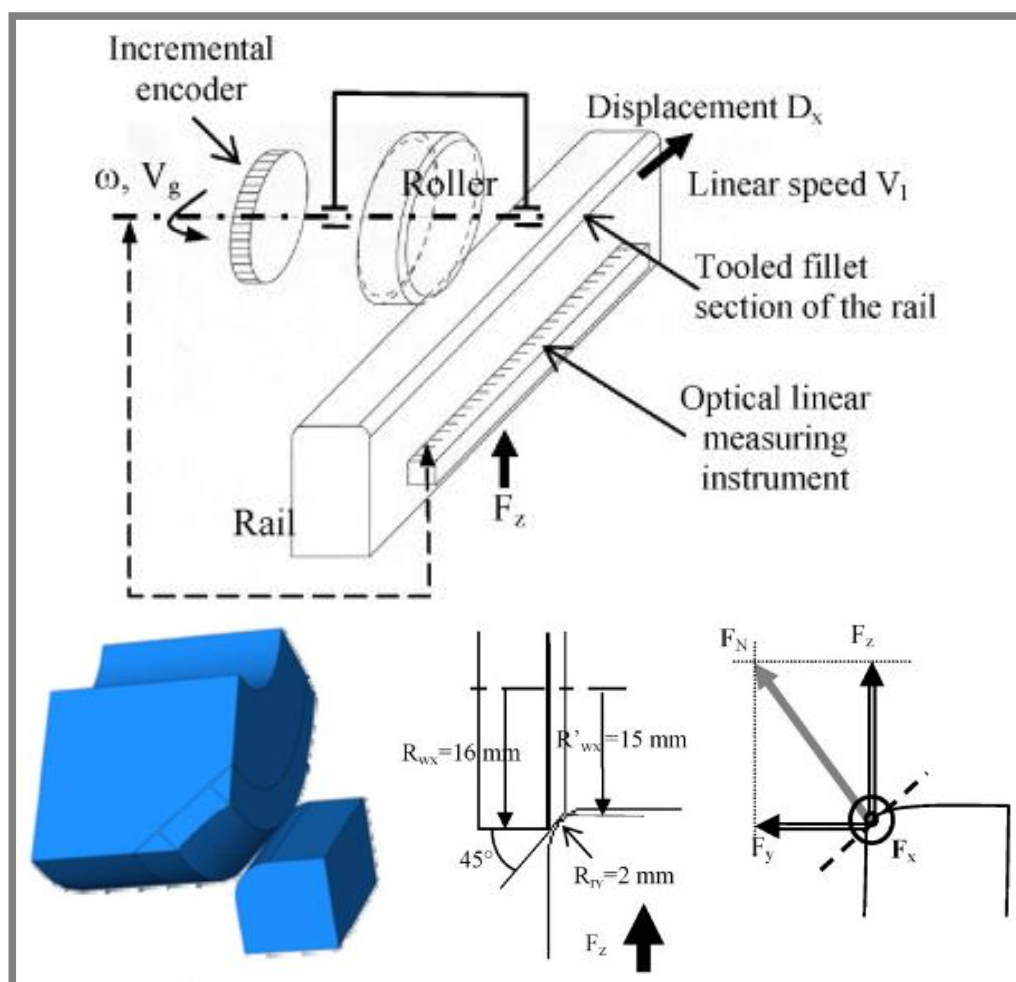
Návrhu experimentálního zařízení předcházela kontaktní analýza, podle které se stanovily potřebné údaje o hodnotách velikosti sil odpovídajících reálným podmínkám na trati při zachování stejné kontaktní oblasti (velikost kontaktu). Ověřilo se, že úhel náběhu odpovídající zakřivení traťového oblouku má podstatný vliv na opotřebení kolejnice a kola. Důvod je patrný z polohy kontaktu, neboť poloha kontaktu se se zvyšujícím úhlem náběhu vzdaluje od bodu otáčení, a tím vzrůstá skluzová rychlost, která má za následek vyšší opotřebení.



Obr. 1.9 Experimentální zařízení dle Jina, Ishidy a Namury [21]

Francouzští vědci S. Descartes a kol. zkonstruovali zařízení, které je schematicky zobrazeno na obr. 1.10 [22]. Skládá se ze zmenšeného kola a kolejničky, které se vůči sobě pohybují. Takovéto zařízení slouží pouze k vytvoření kontaktu mezi okolkem kola a zaobleným přechodem temene hlavy a pojižděné hrany kolejničky. Kolejnička, uložená ve vedení, se pohybuje v podélném směru o max. rychlosti 60 mm/s a svislém směru, kde je aplikována svislá síla o max. hodnotě 350 N. Svislá síla zajišťuje přitlačení kolejničky ke kolu a je vyvozena hydraulickým válcem. Pomocí těchto válců se může měnit rychlost kolejničky. Síly vyvolané kontaktem jsou měřeny ve třech směrech pomocí piezoelektrických snímačů (podélné, vertikální a laterální).

Kolo opatřené vnitřním zaoblením (zaoblená část okolku) koná otáčivý pohyb pomocí servopohonu s inkrementálním měřením otáček kola. Kolejnička a kolo konají nezávislé pohyby, a tímto je možné vytvořit skluz (max. 2%) a valení mezi kolem a kolejničkou. Hodnotí se vzhled povrchu kolejničky po 60 až 400 cyklech za normálních podmínek a maziva využívaného francouzskými drahami (Vacuoline od firmy Mobil).

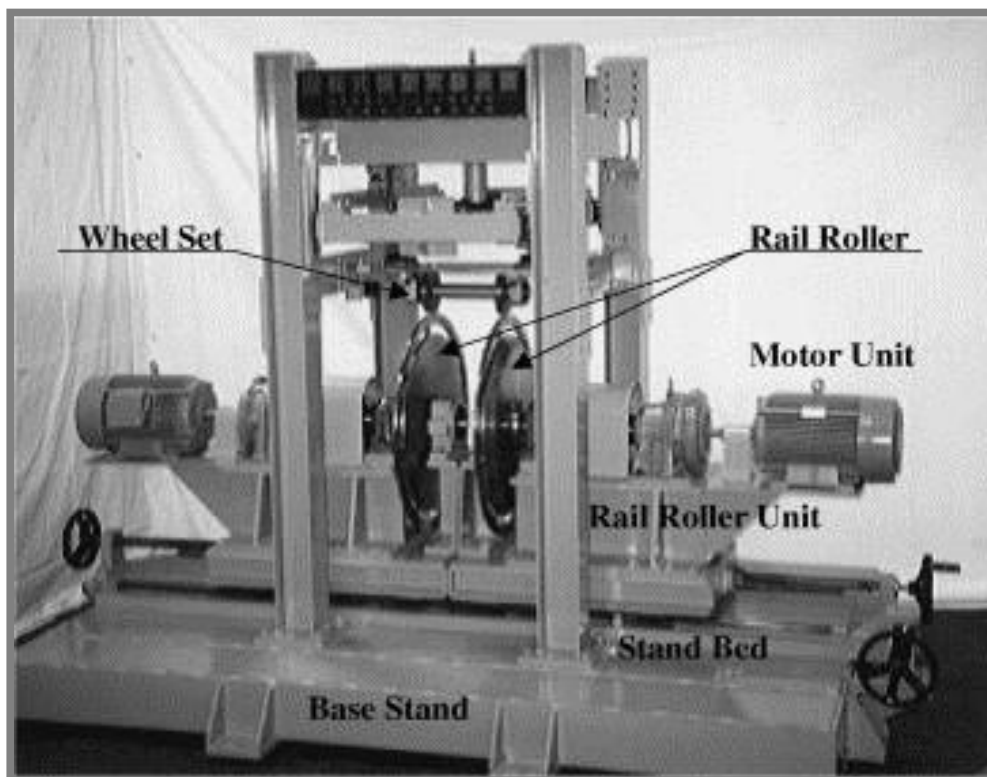


Obr. 1.10 Experimentální zařízení dle Descartese a kol [22]

K hodnocení povrchu se využívá optická mikroskopie a k hodnocení obsažených částic v mazivu na povrchu skenovací elektronová mikroskopie (SEM). Před návrhem zařízení nasimulovali kontaktní úlohu do výpočtového softwaru Abaqus (metoda konečných prvků) a takto zjistili potřebnou sílu svislého zatížení k vytvoření potřebné velikosti kontaktní plochy odpovídající reálné skutečnosti.

Japonští vědci Matsumoto a kol. sestrojili zařízení ve zmenšeném měřítku 1:5 zobrazené na obr. 1.11 [23]. Hlavním cílem zařízení je stanovení creepové charakteristiky v závislosti na geometrii profilu dvojkolí, typu mazání (suché, mazané) a poměru laterální síly (vyvolané ručním posunutím stolu s železničními koly) a nápravového zatížení (hmotnost závaží zavěšené na dvojkolí).

Hlavními částmi stroje jsou základní deska (Base stand), rám (stand bed), velká kola reprezentující kolejnice (rail roller), pohon velkých kol a dvojkolí tvořené párem malých kol reprezentující profil železničního kola (wheel set). Rám, vyroben z u-profilů, je přišroubován k základní desce a slouží jako nosný prvek dvojkolí. Základní deska je vybavena kluzným vedením, které slouží k vedení stolů na každé straně. Na každém stole je uložena hřídel, na které je připevněno velké kolo o průměru 860 mm. Hřídel, uložena na každé straně v ložiscích, je poháněna elektrickým pohonem, který se skládá z planetové převodovky a asynchronního motoru. Výstupní krouticí moment pohonu dosahuje 700 Nm s maximálními výstupními otáčkami  $312,5 \text{ min}^{-1}$ . Stoly na kluzném vedení je možno pomocí pohybových šroubů nastavit na požadované rozpětí a dosáhnout tak požadovaný rozchod kolejnice, popřípadě laterální tření na hlavě kolejnice.



Obr. 1.11 Experimentální zařízení dle Matsumota a kol. [23]



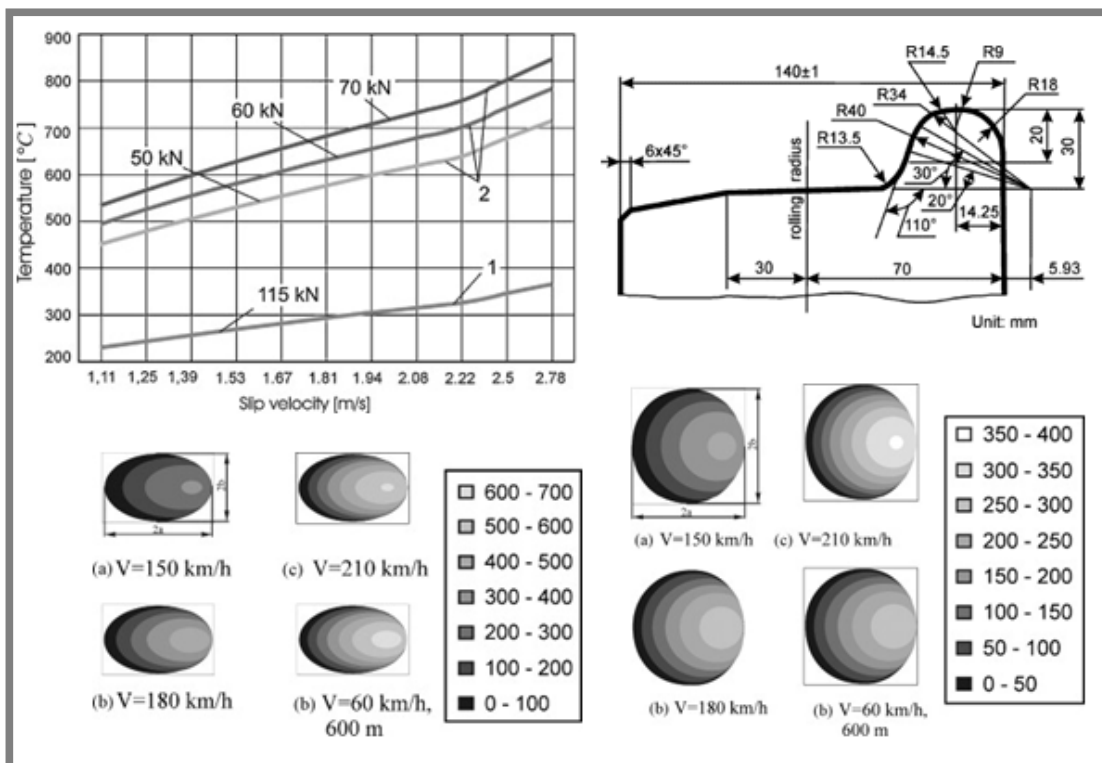
Na rámu stroje je uloženo dvojkolí, které nahrazuje kolejnice. Dvojkolí uložené v ložiskách je zatíženo závažím, které simuluje nápravové zatížení železničních kol (až 1000 N). K dispozici jsou tři typy železničních dvojkolí s různými tvary profilů kol (různá geometrie okolků). Celý rám je možno otočit kolem vertikální osy, čímž jsou dvojkolí natočena vůči železničním kolům a je tak poskytnut případ, kdy vlak projíždí traťovým obloukem (úhel náběhu může být až  $2^\circ$ ). Tohoto nastavení úhlu náběhu spolu s rozdílnými otáčkami železničních kol se dosáhne přibližně stejných kinematických podmínek jako v reálné situaci. Zařízení je vybaveno mnoha snímači. Jednak snímači krouticího momentu na hřídeli železničních kol, laserovými snímači zaznamenávající boční posuv kola a tenzometrickými snímači připevněnými na železničním kole.

### 1.3 Numerická řešení

1.3

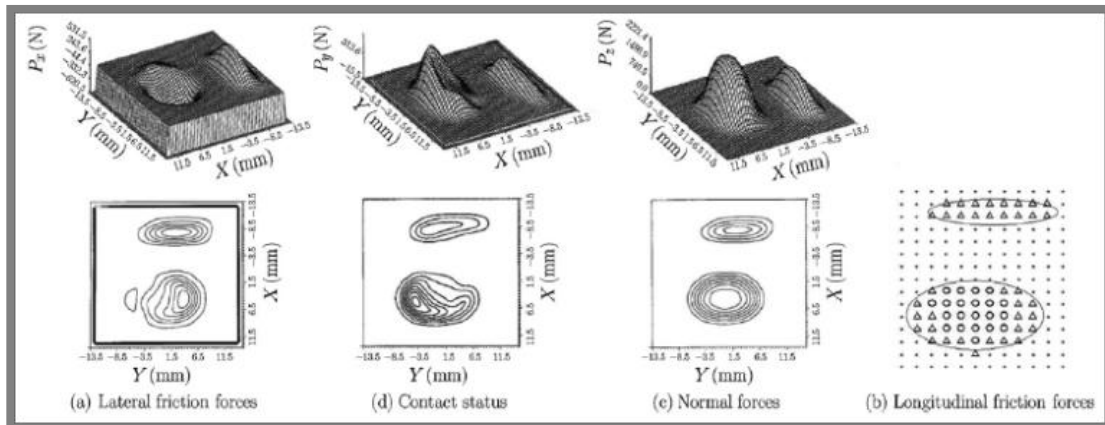
Řada experimentů je doprovázena numerickými simulacemi (většinou metodou konečných prvků). Pomocí numerických simulací se dají zjistit parametry (např. velikost zatížení) potřebné pro návrh experimentálního zařízení. Samozřejmě je řada prací, které se čistě zabývají pouze numerickými metodami [24],[25].

Spiryagin a kol. se ve své práci [26] zabývá zjištěním teploty v kontaktu mezi kolejnicí a železničním kolem při proměnných hodnotách laterálních sil, vertikálních sil a skluzové rychlosti (součinitel tření, rychlost otáčení kola). Zjistili, že při skluzové rychlosti 2,5 m/s odpovídající rychlosti vlaku 210 km/h může dojít k navýšení teploty v kontaktu až na hodnotu  $800^\circ\text{C}$  (obr. 1.12). Tato hodnota byla později ověřena v [20].



Obr. 1.12 Teplotní distribuce (ve  $^\circ\text{C}$ ) v kontaktu mezi okolkem a zaoblenou částí kola a mezi hlavou kolejnice a funkční plochou kola, závislost teploty v kontaktu na skluzové rychlosti [26]

Poslední z mnoha prací je od Zhanga a kol. [27], kteří numericky simulovali dvoubodový kontakt mezi kolem a kolejnicí při reálných podmínkách (příčné a radiální zatížení, velikost kontaktní oblasti a kontaktních těles). Cílem práce je zjištění velikosti kontaktní oblasti v závislosti na laterální a vertikální síle při daném úhlu náběhu a součinitele tření (mazivo). Tato práce ověřuje skutečnost, že v kontaktu mezi temenem hlavy kolejnice a funkční plochou kola dochází jednak k valení, ale taktéž k nevyhovujícímu skluzu. V druhém kontaktu mezi zaoblením kolejnice a funkční plochou okolku dochází k čistému skluzu (obr. 1.13).



Obr. 1.13 Numerická simulace, velikost a poloha kontaktní oblasti [27].

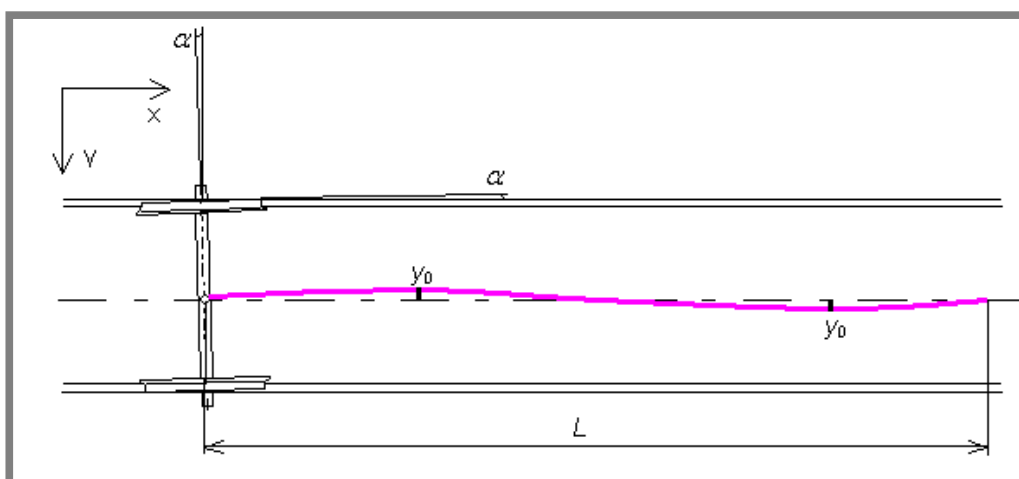
## 2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

2

### 2.1 Kinematika pohybu kolejového vozidla

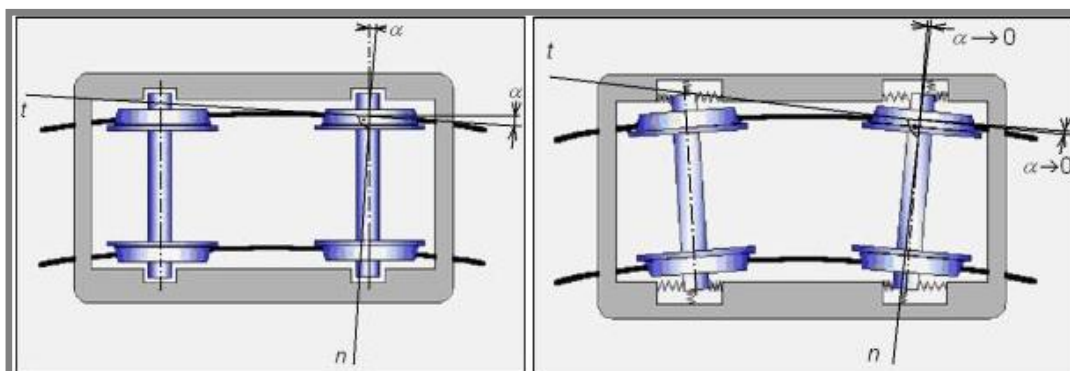
2.1

Pohyb dvojkolí na přímé trati spočívá ve valení dvou spojených kuželů, které se odvalují po rovnoběžných přímkách. Vlak díky těmto kuželům koná neustálý vlnitý pohyb, který má za následek příčný skluz, a tím se značně opotřebovává hlava kolejnice a styčná plocha okolku.



Obr. 2.1 Pohyb dvojkolí na přímé trati [28]

Při jízdě kolejového vozidla v zakřivené části trati je vozidlo vedeno kolejí a díky odstředivé síle dochází k příčnému posunutí dvojkolí na stranu vnější kolejnice. Tím dochází k navýšení vodící síly mezi zaoblení kolejnice a okolkem. Vedení je dáno geometrickým vztahem mezi příčnými profily kol a kolejnic. Poloha bodů dotyků (bod valení) způsobí, že každé kolo se otáčí s jiným poloměrem valení, a tudíž kola konají rozdílné dráhy, a tímto způsobem dvojkolí zatačí.



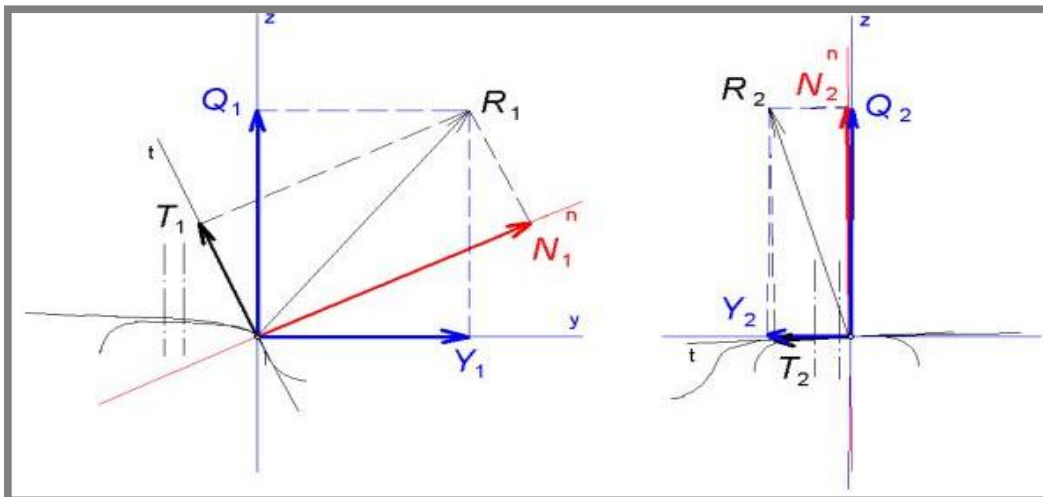
Obr. 2.2 Pohyb dvojkolí v zakřivené části trati (nenatočené a natočené dvojkolí) [28]

Poloha dvojkolí vzhledem ke koleji je charakterizována tzv. úhlem náběhu, který je definován jako úhel mezi dvojkolím a osou koleje v příčné rovině. Úhel náběhu nepříznivě ovlivňuje třecí procesy, které vedou k zvýšení opotřebení,

zmenšení účinnosti při valení, zvýšení hluku a snížení bezpečnosti (možnost vykolejení). Proto jsou některá kolejová vozidla vybavena mechanismem umožňující natočení dvojkolí tak, aby se úhel náběhu co nejvíce eliminoval.

## 2.2 Silové poměry a popis kontaktu okolek – kolejnice

Ve styku kolo-kolejnice působí síly vertikální (normálové  $Q$ ), laterální (příčná  $Y$ ) a třecí (podélné  $T$ ). Při nájezdu kolejového vozidla do traťového oblouku dochází k postupné změně polohy kontaktu. Z hlavy kolejnice do zaoblené části hlavy kolejnice a ze styčné plochy kola do okolku. Toto má za následek zvětšení laterální i třecí síly. Velikost těchto sil závisí na rychlosti kolejového vozidla, poloměru traťového oblouku, geometrie profilů kontaktních prvků a dynamických projevech způsobených například špatnou kvalitou geometrických parametrů koleje, nevhodnou konstrukcí podvozku (odpružení), atd.



Obr. 2.3 Silové poměry ve styku kolo – kolejnice [28]

Posunem kontaktu směrem do okolku se mění i poloměr valení, a tím i skluzová rychlost v místě kontaktu. Vzniká tak dvoubodový kontakt, kde dochází jednak ke kontaktu mezi hlavou kolejnice a styčné plochy okolku a jednak ke kontaktu mezi okolkem a zaoblenou částí kolejnice (obr. 2.4).

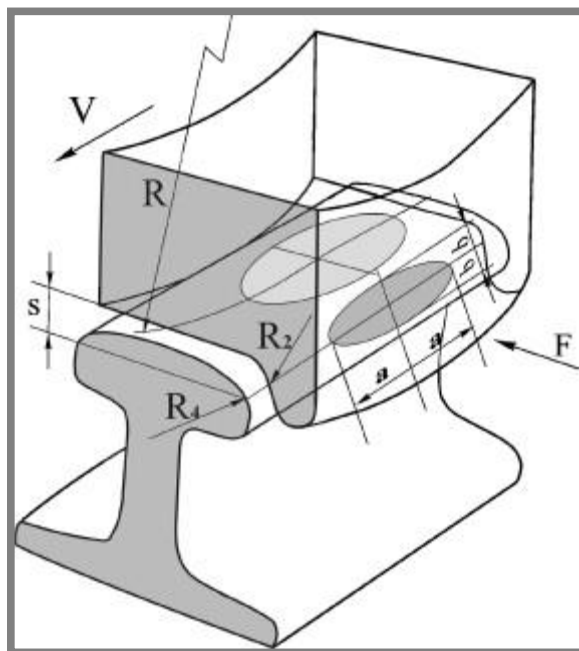
Vlivem deformace těles se vytvoří kontaktní plocha, jejíž velikost je závislá na velikosti působících sil, materiálu a kontaktnímu úhlu, což je úhel mezi kontaktní plochou a horizontální rovinou. Kontakt mezi okolkem a kolejnici si je možno představit jako kontakt mezi válcem a toroidem s osami kolmo vůči sobě. Pak dle Hertzovy teorie je možno vypočítat velikost kontaktní oblasti (osy poloos elipsy) a maximální tlak dle vztahu, který je převzat z [29]:

Velikost velké poloosy  $a$  (mm) je dána:

$$a = 1.397n_a \sqrt[3]{\frac{F}{E_m} \left( \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} \right)} \quad (2.1)$$

Velikost malé poloosy  $b$  (mm) je dána:

$$b = 1.397n_b \sqrt[3]{\frac{F}{E_m} \left( \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}} \right)} \quad (2.2)$$



Obr. 2.4 Dvoubodový kontakt [26]

Maximální Hertzův tlak  $\sigma_{max}$  je dán:

$$\sigma_{max} = 0.245n_p * \sqrt[3]{FE_m^2 \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right)^2} \quad (2.3)$$

kde:

- $n_a, n_b, n_p$  (-) jsou koeficienty převzaté z tabulek [31],  
 $F$  (N) - laterální síla,  
 $E_m$  (MPa) - redukovaný modul pružnosti,  
 $R_1$  (mm) - poloměr zakřivení kola v radiálním směru,  
 $R_2$  (mm) - poloměr zakřivení okolku,  
 $R_3$  (mm) - poloměr zakřivení traťového oblouku v podélném směru,  
 $R_4$  (mm) - poloměr zakřivení zaoblené části kolejnice.

Pro poloměr kola v radiálním směru platí vztah:

$$R_1 = R + s \quad (2.4)$$

kde:

- $R$  (mm) je poloměr valení kola,  
 $s$  (mm) - vzdálenost kontaktu o hlavy kolejnice v radiálním směru.

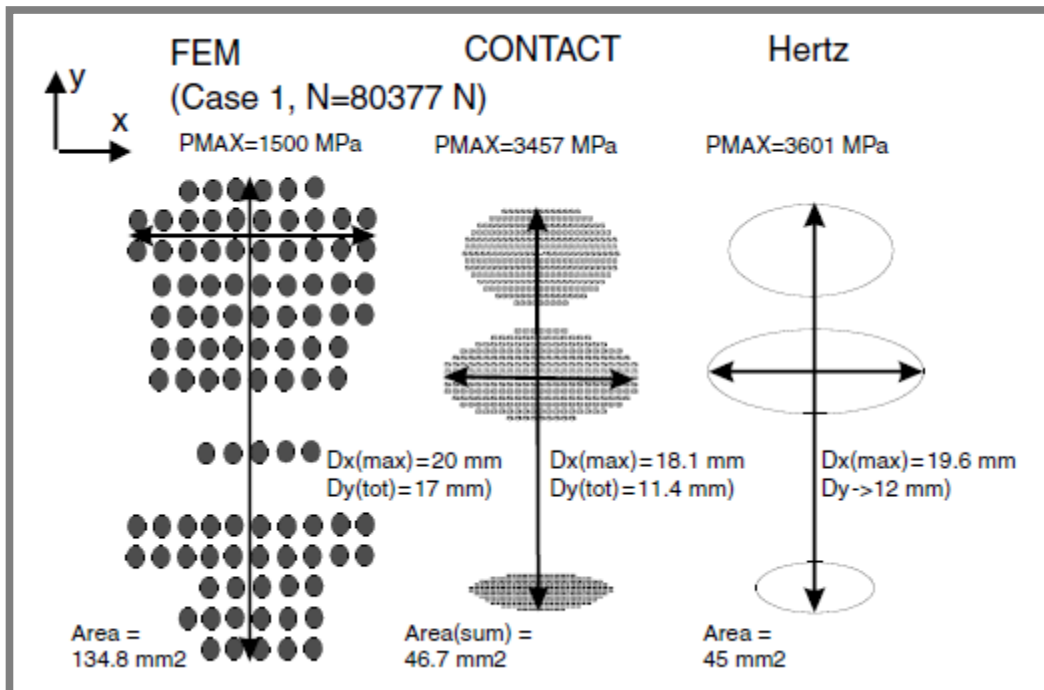
Redukovaný modul pružnosti je dán:

$$E_m = \frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad (2.5)$$

kde:

- $\nu_1$  (-) je Poissonův poměr kola,
- $\nu_2$  (-) - Poissonův poměr kolejnice,
- $E_1$  (MPa) - Youngův modul pružnosti kola,
- $E_2$  (MPa) - Youngův modul pružnosti kolejnice.

V [26] se uvádí, že velikost kontaktní plochy dosahuje rozměrů poloos  $10 \times 6$  mm ( $a \times b$ ) při běžném zatížení nápravy 230 kN, velikost laterální síly 60 kN a poloměru traťového oblouku 600 m. Ve skutečnosti nedochází k vytvoření kontaktní oblasti ve tvaru elipsy. V [30] porovnávají velikosti kontaktních oblastí při výpočtu metodou FEM, programem CONTACT (využití hraničních prvků) a Hertzovou teorií. Na obrázku 2.5 je patrné, že velikost hlavní poloosy je ve shodě, ale velikost vedlejší poloosy je ve FEM analýze větší než u metody CONTACT a Hertzovy teorie. Je uvedeno, že velikost kontaktní plochy je až o 300% větší. Tento rozdíl je způsoben porušením Hertzových předpokladů o velikosti kontaktní plochy (kontaktní oblast **není** velmi malá ve srovnání s poloměry křivosti stýkajících se těles) a relativní pohyb mezi tělesy. S velikostí kontaktní plochy souvisí i kontaktní tlak, který je v případě uvažování FEM metody podstatně nižší než u ostatních případů (síla působí na větší ploše). V oblasti malých kontaktních tlaků jsou výsledky ze všech tří metod téměř ve shodě.



Obr. 2.5 Porovnání velikostí kontaktních oblastí a kontaktního tlaku u metody konečných prvků (FEM), hraničních prvků (CONTACT) a Hertzovy teorie [30]

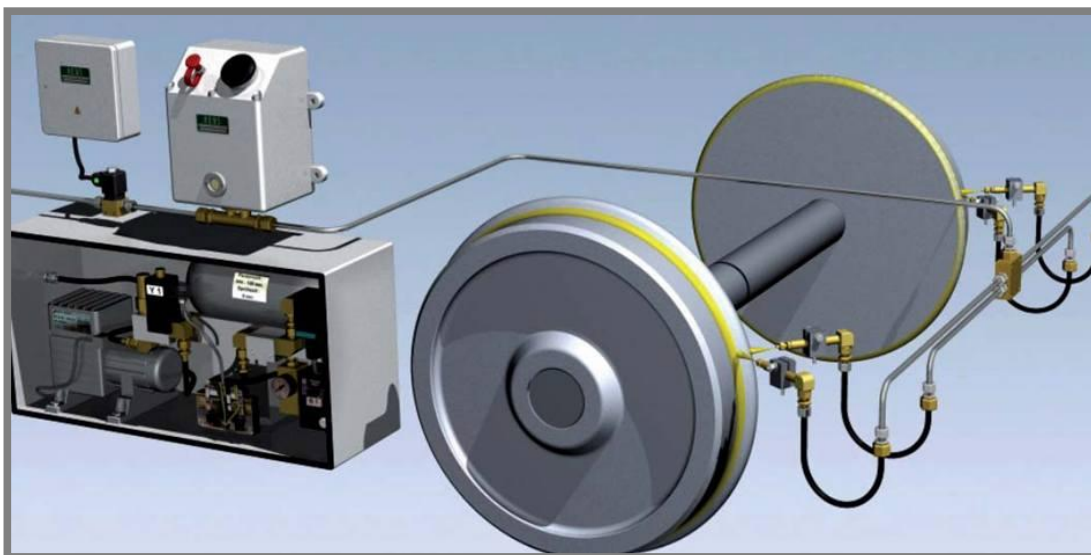


Velikost součinitele tření není jednoduché určit, protože závisí na okolních parametrech (rychlost vlaku, geometrie těles, typ kontaktu, vlhkost, teplota atd.) a taktéž na podmínkách mazání. Všeobecně lze stanovit, že součinitel tření mezi železničním kolem a kolejnicí může dosahovat až hodnoty 0,9 (statický součinitel tření). V mazaném kontaktu se výrazným způsobem sníží koeficient tření na hodnotu kolem 0,1 až 0,2. V [31] se udává, že pomocí modifikátoru tření lze dosáhnout koeficientu tření až 0,06 (KELSAN LCF).

## 2.3 Způsoby mazání

2.3

Jako nejúčinnější předcházení opotřebení jízdních profilů železničního kola a kolejnice je aplikace modifikátoru tření mezi okolcem a zaoblenou částí kolejnice. Jedná se o vytvoření tenké vrstvy maziva v místě styku okolku železničního kola s kolejnicí (obr. 2.6). Mazivo je aplikováno zpravidla jen u prvního dvojkolí, dále se využívá principu nepřímého mazání, kdy mazivo přechází z kola na kolejnici, a tak je zajištěno mazání následujících dvojkolí. Množství aplikovaného maziva je závislé na počtu náprav vlakové soupravy, za běžných provozních podmínek se aplikuje cca 0,15 až 0,25 g maziva na nápravu. Toto množství může být také řízeno řídicí jednotkou podle momentálních jízdních podmínek (rychlost, zrychlení, atd.). Modifikátory tření pro mazání okolků kolejových vozidel se dají rozdělit do dvou skupin na kapalné a tuhé mazivo. Nejrozšířenější maziva pro mazání okolků jsou vápenatá, lithiová nebo hlinitá. Od maziva se očekává vysoká adheze ke třecím povrchům, odolnost proti vysokým tlakům, vysoká teplota vzplanutí a dostatečná viskozita za nízkých teplot.



Obr. 2.6 On-board mazací systém okolků kolejových vozidel od společnosti [32]

Princip nanášení maziva spočívá ve vytlačování kapalného maziva ve formě mlhy ze zásobníků stlačovaným vzduchem nebo přitlačováním tuhého maziva na okolek nebo na kolejnici. Dávkovací trysky pro přívod kapalného maziva nebo držáky podavače tuhého maziva musí být správně nastaveny, aby vytvořený film zasahoval  $\frac{3}{4}$  své plochy na okolek a  $\frac{1}{4}$  na přechodovou část z okolku do jízdní plochy [33]. Pokud film nebude ležet v předepsaném prostoru, mohou nastat dva

případy: nedostatečné a nadměrné mazání okolků železničních kol. Nedostatečné mazání bývá způsobeno umístěním trysky směrem k okolku. Může být taktéž způsobeno při ojedinělém průjezdu lokomotiv vybavených mazacím zařízením, dlouhých dráhových mazacích intervalech, intenzitě mazání neúměrně geometrickým poměrům pojezděné tratě a intenzitou provozu. Nadměrné mazání nastává při poloze trysky nebo blíže k funkční části okolku, kde se pak mazivo hromadí na hlavě kolejnice. Pak například při pískování (zvyšování adheze na hlavě kolejnice při rozjíždění, stoupání, atd.) se vytvoří směs maziva a písku, která působí na kontaktní prvky jako brusná pasta. Může také dojít ke směsi maziva s okolními pevnými částicemi z prostředí nebo s opotřebeným materiálem, což má za následek opět vytvoření brusné pasty. Takovéto brusné směsi mají za následek snížení adheze mezi hlavou kolejnice a funkční částí železničního kola. To způsobí už zmíněné opotřebení, urychlení kontaktní únavy, snížení účinnosti trakce, snížení bezpečnosti vůči vykolejení, atd.

Dříve se k mazání okolků kolejových vozidel používaly manuální mazací systémy, kdy bylo dávkování zprostředkováno na povel obsluhy. Dnešní mazací systémy aplikují modifikátor tření automaticky (obr. 2.6), popřípadě i v kombinaci s manuálním dávkováním. Nejnovější trendy dávají najevo jasný směr vývoje mazacích systémů. Jde především o automatické mazací systémy, které jsou schopny regulovat dávku maziva za variantních podmínek.

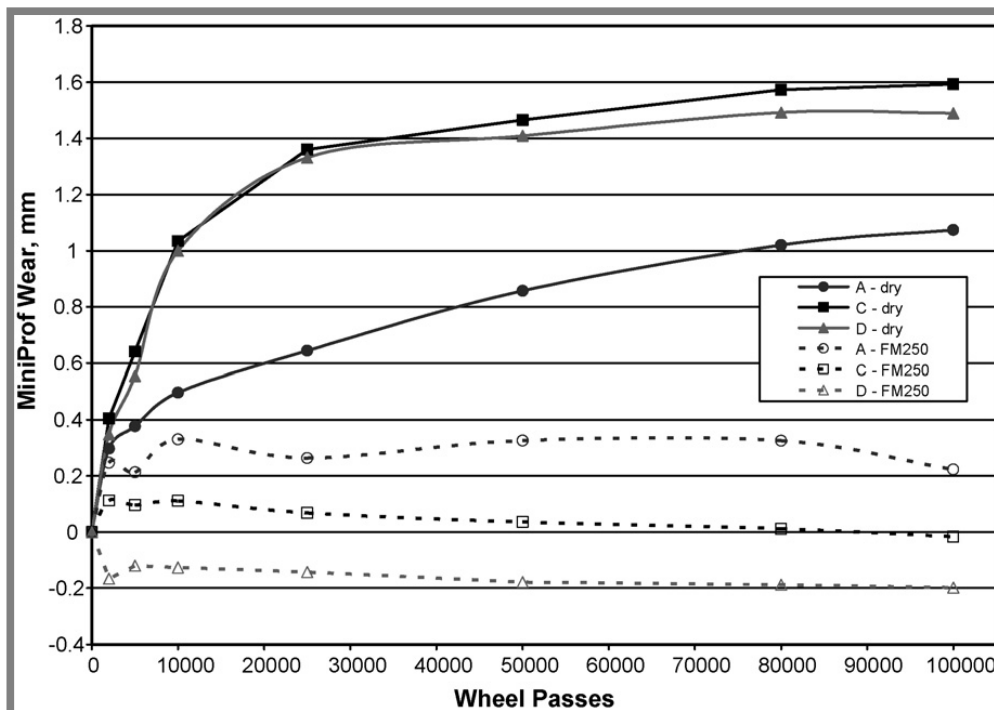
Všeobecně lze stanovit, že správné mazání okolků kolejových vozidel má pozitivní vliv na tyto procesy:

- snížení opotřebení,
- úspora energie snížením tření okolků a kolejnic,
- snížení hluku (pískot),
- zvýšení bezpečnosti železniční dopravy,
- úspora finančních prostředků,
- a další.

## 2.4 Vliv mazání na opotřebení

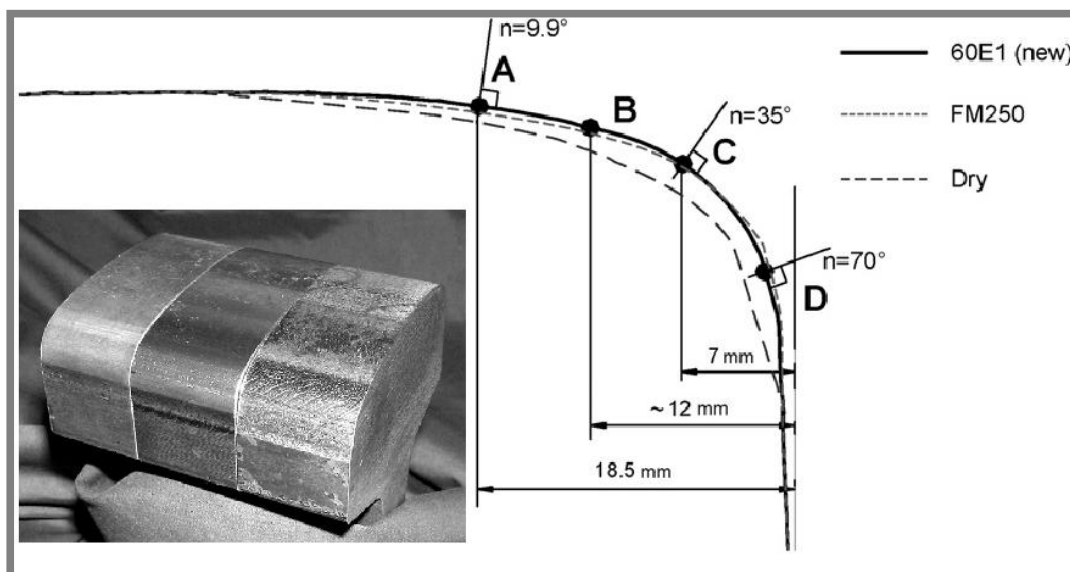
Opotřebení kol a kolejnic je problémem, který řeší železniční správy na celém světě. Díky velice drahé revitalizaci železničních drah a reprofilaci železničních kol je jasné, že se provozovatelé drah snaží různými způsoby zajistit větší životnost kontaktních prvků. Je všeobecně známo, že životnost kolejnic je dána především opotřebením, velikostí a závažností kontaktně-únavových vad. Opotřebení a ani kontaktně-únavové procesy kontaktních prvků nejsou jednoduše popsateľné děje. Závisí na mnoha faktorech, jakými jsou: tvar a materiál kolejnic a okolků, úklon kolejnic, pružnost upevnění, typ podvozku vlaku, geometrické parametry a geometrická kvalita koleje a železničního kola, provozní zatížení, hmotnost na nápravu, traťová rychlost, jízdní obrysy kol, způsob mazání, povětrnostní podmínky a mnoho dalších. Pro prodlužování životnosti kontaktních prvků je velice důležité porozumět mechanismům únavového opotřebení a úbytku materiálu kolejnic. Velice progresivní metodou pro snížení opotřebení kontaktních prvků je mazání okolků hnacích vozidel, popřípadě pojezděné hrany kolejnice.





Obr. 2.7 Závislost opotřebení na počtu vykonaných cyklů (otáček kola) pro suchý a modifikovaný kontakt [13]

V obloucích menších poloměřů (menších jak 500 m) dochází k výraznému opotřebení kolejnic kontaktních prvků. Pro kolejnice je však vhodné použít materiály s vyšší otěruvzdorností, kterou lze dosáhnout vhodným legováním kolejnicové oceli nebo tepelným zpracováním hlavy kolejnice (nejčastěji zjemněním perlitické struktury). Za přispění mazání mezi pojížděnou hranou kolejnice a okolkem lze vytvořit nejúčinnější opatření pro snížení opotřebení.

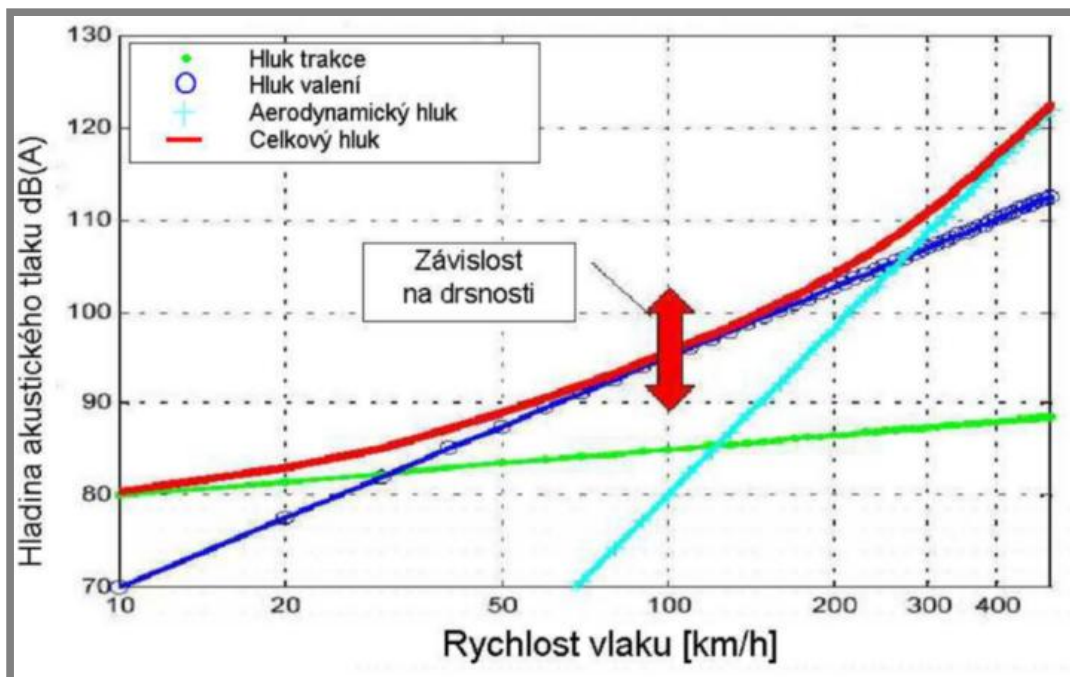


Obr. 2.8 Měřené body opotřebení [13]

Na obr. 2.7 jsou zobrazeny výsledky měření pro mazaný a suchý kontakt, který byl proveden v [13]. Míra opotřebení se stanovila pomocí profilometru vždy po určitých cyklech (otáčkách kola) a v určitých bodech (A, B, C a D, viz obr. 22). V suchém kontaktu zhruba do 20 000 cyklů dochází k výraznému nárůstu míry opotřebení. Po této hodnotě sice dochází k menšímu nárůstu opotřebení, ale přesto je toto opotřebení značné (až 1,6 mm). V porovnání s mazaným kontaktem dochází k výraznému snížení opotřebení. Z průběhu opotřebení v závislosti na počtu cyklů lze stanovit, že v mazaném kontaktu dochází téměř ke konstantnímu opotřebení. Z uvedeného obrázku je taktéž důležitá poloha bodu s největším opotřebením. Ten se nachází v rozmezí hodnot kontaktních úhlů  $30^\circ$  až  $37^\circ$  měřené od osy symetrie kolejnice (obr. 2.8). Tato hodnota se shoduje i s dalšími experimenty [34], [35].

## 2.5 Vliv mazání na hlukovou emisi

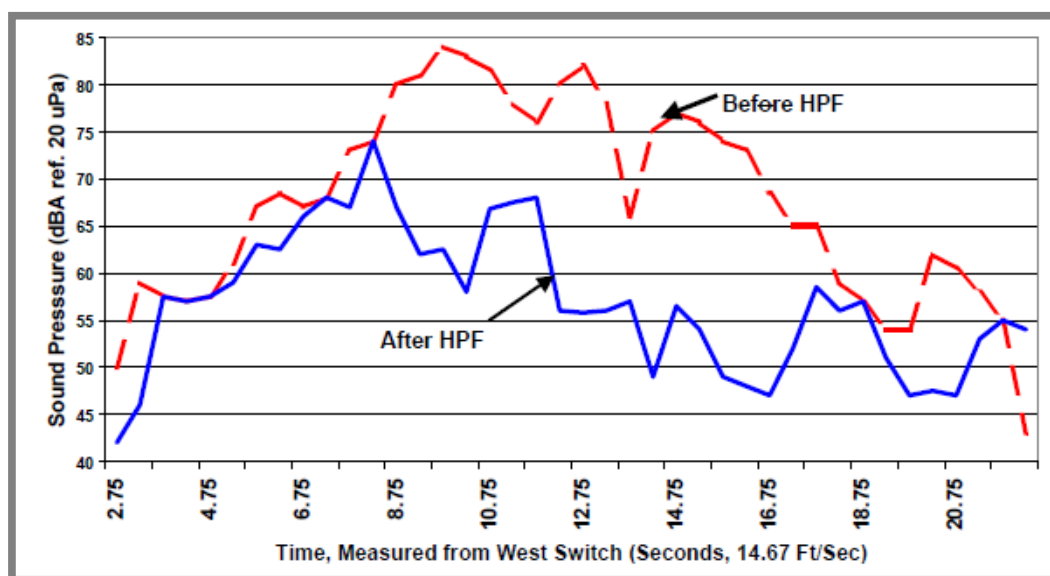
Sílicí tlak veřejnosti na ochranu životního prostředí způsobuje, že se do popředí pozornosti dostávají všechny dopady, které životní prostředí ovlivňují. Součástí těchto celkových dopadů jsou i hlukové emise a v kontextu s tím i emise jako součást znečištění životního prostředí. Železniční doprava je všeobecně považována za šetrnou k životnímu prostředí, ale hlukové emise z železničního provozu tuto domněnku vyvrací, jelikož není zanedbatelná. Dopravní politika EU předpokládá trvale udržitelný rozvoj dopravy s minimalizací negativních dopadů na životní prostředí.



Obr. 2.9 Příspěvek hlavních zdrojů hlukových emisí na celkovém hluku [36]

Hluk z železničního provozu se skládá zhruba ze tří složek, a to z hluku trakce, hluku valení a aerodynamického hluku (obr. 2.9). Při rychlostech nižších než 60 km/h je často dominantní hluk trakčních motorů nebo pomocných systémů. Při rychlosti vlakové soupravy 60 – 200 km/h a při jízdě v traťovém oblouku je dominantní hluk valení, který je závislý na struktuře funkčních povrchů kol

a kolejnic. Při vysokých rychlostech nad 200 km/h začíná dominovat aerodynamický hluk. Hluk valení vzniká interakcí nerovností na povrchu kola a kolejnice. Z hlediska akustických emisí je pro hluk valení dominantní tzv. struktura funkčního povrchu koleje a oběžných ploch kol a úhel náběhu. Zatímco akustickou emisi vyvolanou strukturou funkčních povrchů koleje a oběžných ploch je možno snížit zkvalitněním stýkajících se ploch, tak vliv úhlu náběhu (tzn. dvojkolí nacházející se v traťovém oblouku) je možno ovlivnit jednak také zkvalitněním stýkajících se ploch, a také přivedením maziva do styku mezi okolkem železničního kola a zaoblenou částí kolejnice. V [37] se uvádí, že přidání maziva má podstatný vliv na snížení hlukové emise. Na obr. 2.10 je možno vidět výsledek akustické zkoušky při suchém a mazaném kontaktu měřeném na trati v Evropě. Z výsledků této práce vyplývá, že lze snížit hlukovou emisi až o 20 dB. Metody měření hlukové emise jsou uvedeny například v [36].



Obr. 2.10 Snížení hluku vlivem mazání [37]

## 2.6 Shrnutí

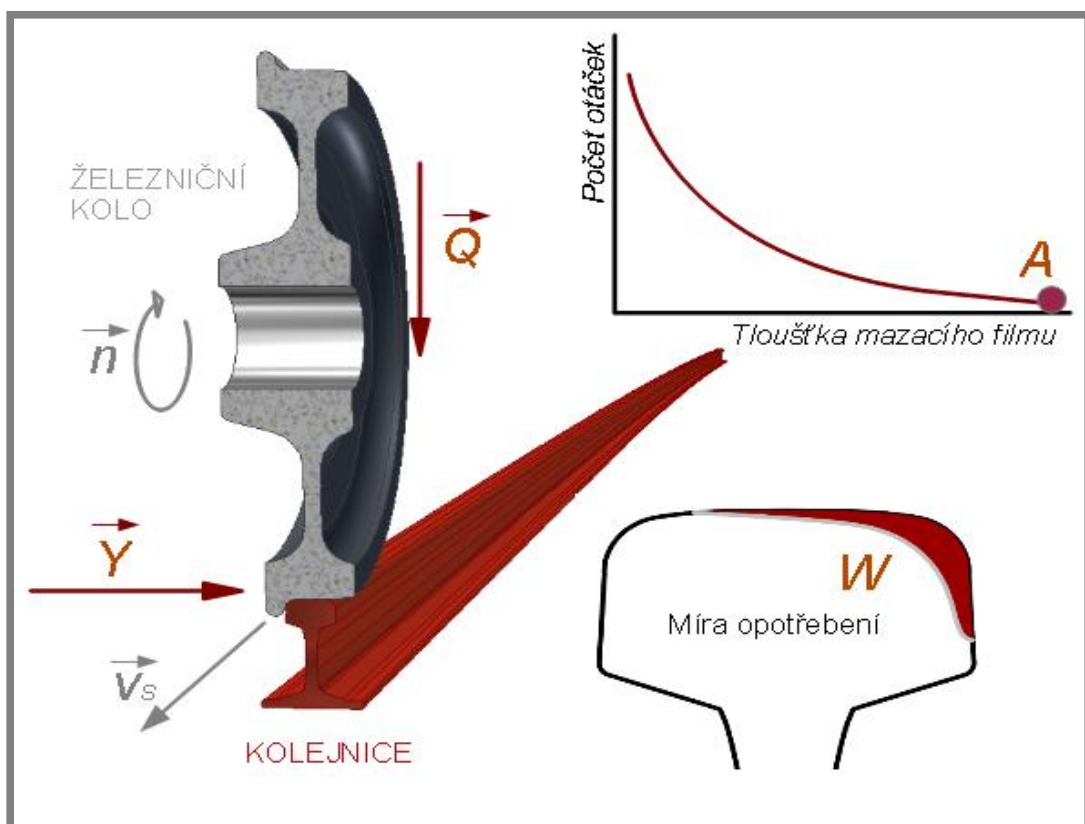
2.6

Určit přesný objem dávky není jednoduchý úkol, protože závisí na mnoha parametrech, které se mohou velice rychle měnit. Nejdůležitějšími parametry jsou: úhel náběhu, skluzová rychlost (rychlost lokomotivy), velikost nápravového zatížení, geometrie profilu kontaktních prvků (železniční kolo, kolejnice), atd. Stanovení co nejpřesnějšího objemu dávky maziva, kdy dojde k bezprostřednímu oddělení třecích povrchů kontaktních prvků, bude mít za následek snížení spotřeby maziva při totožné míře opotřebení jako při nadměrném mazání. Snížení spotřeby maziva koresponduje i se snížením nákladů na pořízení maziva a po ekologické stránce dojde i k menšímu zásahu do životního prostředí.

Na obrázku 2.11 je schematicky zobrazen kontakt železničního kola s kolejnicí při jízdě v traťovém oblouku. Železniční kolo se odvaluje po kolejnici s otáčkami  $n$ , které udávají skluzovou rychlost v místě kontaktu kolejnice - okolek. Na kontaktní prvky působí vertikální síla vyvozená od zatížení nápravy a laterální síla vyvolaná odstředivou silou. Tyto všechny parametry spolu s úhlem náběhu jsou důležitou vstupní informací pro dávkování maziva do místa kontaktu. Nanesené

mazivo na přední dvojkolí v místě kontaktu částečně přechází z železničního kola na kolejnici.

Mazivo předané na kolejnici musí stačit k namazání všech dvojkolí vlakové soupravy, a pokud bude následně projíždět vlaková souprava bez mazacího systému okolků, pak musí zajistit i oddělení třecích povrchů i této vlakové soupravy. Rozhodujícím parametrem je tloušťka mazacího filmu, která nesmí klesnout pod mezní hodnotu, při níž dochází k narušení mazacího filmu, a tudíž k bezprostřednímu styku mezi okolcem a kolejnicí. Zjednodušený průběh tloušťky mazacího filmu v závislosti na počtu otáček, je zobrazen v pravém horním rohu na obrázku 17. V bodě A dochází k porušení mazacího filmu a místně dochází k přímému styku okolku a kolejnice, a tím dochází k větší míře opotřebení kolejnice, popř. železničního kola. Snahou je sice snížit objem dávky maziva, ale také zabránit poklesu tloušťky maziva pod mezní hodnotu.



Obr. 2.11 Analýza mazání okolků kolejových vozidel

**Charakteristiky reálného kontaktu kolo – kolejnice**

Parametry kontaktu jsou při jízdě vlaku velice proměnlivé. Z dosud provedených laboratorních testů, reálných testů na tratích, popřípadě numerických simulací, lze stanovit běžné parametry reálného kontaktu. Hodnoty jsou uvedeny v tab. 2.1.

**Tab. 2.1** Charakteristiky reálného kontaktu okolek - kolejnice

	<b>Symbol</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Hodnota</b>
Vertikální zatížení dvojkolí	$Q$	kN	100 až 250
Laterální zatížení	$Y$	kN	10 až 60
Velikost kontaktní oblasti	$2a \times 2b$	mm x mm	10 x 6
Kontaktní tlak	$p_k$	GPa	0,5 až 3
Skluzová rychlost	$v_s$	$\text{ms}^{-1}$	0,1 až 0,8
Teplota v kontaktu	$t_{loc}$	$^{\circ}\text{C}$	až 700

### 3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

---

#### Širší cíle

Tato práce je součástí projektu MPO, jehož cílem je výroba a ověření prototypu nového on-board mazacího systému zajišťující optimální mazání okolků kolejových vozidel za účelem dosažení podstatného snížení tření a opotřebení jízdních ploch kol a kolejnic. Snahou je vyvinout modulární centrální mazací systém (aplikace na tramvaje, metro, příměstské vlaky, lokomotivy, rychlostní lokomotivy, speciální a servisní traťová vozidla) s prvky inteligentního řízení přesně dávkující biologicky odbouratelnou mazací směs v závislosti na aktuálních provozních podmínkách kolejového vozidla v reálném čase. Inteligentní řízení bude realizováno na bázi unikátních algoritmů získaných experimentálním výzkumem. Řízení bude ovládáno souběžně od řídicí jednotky nebo mapového podkladu pomocí GPS. Mazací systém bude umožňovat využití moderních ekologických maziv, popř. stávajících maziv s vysokým podílem grafitové báze. Odhadem je stanoveno, že aplikací systému dojde ke snížení energetické náročnosti provozu vozidla až o 8% a poklesu spotřeby maziva až o 15-25% oproti současným systémům. [37].

#### Primární cíl

Cílem diplomové práce je návrh a realizace experimentálního zařízení, které bude využito k získání parametrů pro vývoj nového adaptivního on-board mazacího systému mazání okolků kolejových vozidel.

#### Dílčí cíle v bodech

- Návrh konstrukce experimentálního zařízení v modelové situaci 1:1
  - V modelové situaci 1:1 je minimálně jedno z kontaktních těles ve skutečné velikosti.
  - Při návrhu experimentálního zařízení je nutno vzít v potaz také celkové rozměry zařízení a prostor kolem něj (bezpečnost při měření). Zařízení bude umístěno v laboratoři na FSI VUT v Brně.
- Využití optické interferometrie
- Měření opotřebení
  - Nezbytnou součástí práce je taktéž posouzení opotřebení kontaktních prvků, např. pomocí profilometru
- Realizace experimentálního zařízení
  - Výroba a sestavení konečného výrobku, odladění chyb, atd.
- Provedení prvních experimentálních měření
  - Měření opotřebení v závislosti na vnějších podmínkách (zatížení, otáčky, atd.), kalibrace optické soustavy → měření tloušťky maziva.

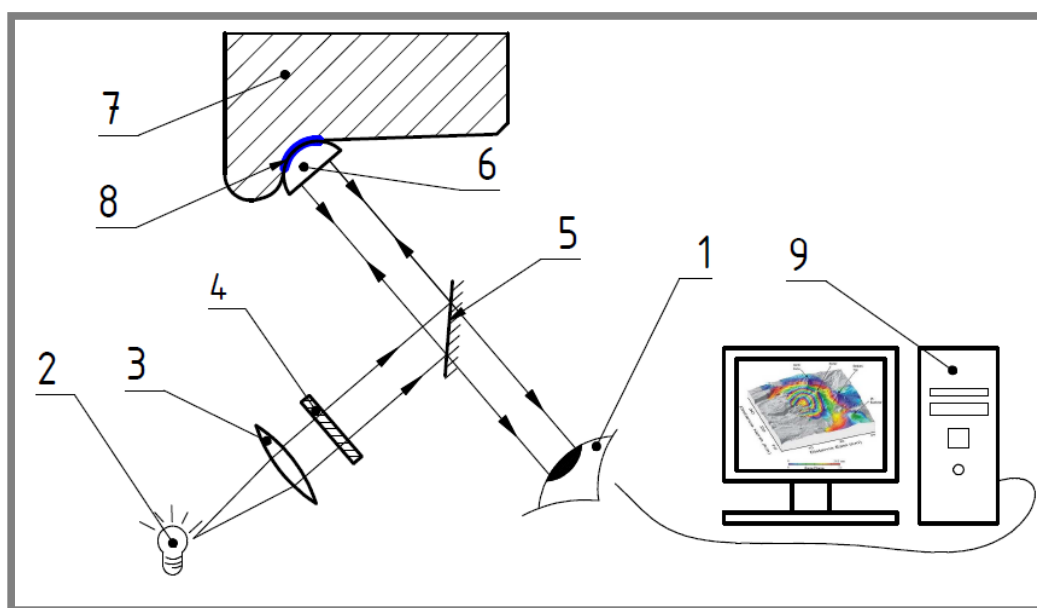
## 4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4

### Návrh metody měření tloušťky mazacího filmu

Při vhodném návrhu konstrukce experimentálního zařízení lze využít k měření tloušťky mazacího filmu optickou interferometrii. Ta vyžaduje, aby jedno z těles bylo světelně propustné. Fyzikální princip optické interferometrie je patrný ze schematického obrázku 4.1. Světlo, které je produkováno ať už z monochromatického nebo chromatického zdroje (2), prochází soustavou čoček (3) a filtrů (4). Světelný paprsek je veden pomocí polopropustného zrcadla (5) do kontaktu, kde se odráží od mazacího filmu (8) a povrchu kontaktního tělesa (7). Odražené paprsky se vrací zpět k polopropustnému zrcadlu, jímž procházejí a vedou do interferenčního objektivu, kde spolu interferují. Výsledný interferogram je pak snímán CCD kamerou (1).

Tloušťka mazacího filmu vychází z intenzity odražených světelných paprsků, které vytvářejí oblasti s různými barevnými odstíny (u monochromatického světla – šedé odstíny). Pomocí softwaru v počítači (9) je barevným odstínům přiřazena tloušťka mazacího filmu. Více o optické interferometrii využívané k měření tloušťky mazacího filmu je uvedeno v [38], [39], [40].



Obr. 4.1 Fyzikální princip optické interferometrie

1 – kamera, 2 - zdroj světla, 3 – kolimační čočka, 4 – filtr, 5 – polopropustné zrcadlo (dělič svazku), 6 – světelně propustné těleso, 7 – železniční kolo (světelně nepropustné těleso), 8 – mazací film, 9 - počítač

### Časový harmonogram činností

Diplomová práce je součástí projektu MPO, pro který je nutné respektovat časový harmonogram projektu. Dle rozdělení projektu spadá tato diplomová práce do I. etapy (aplikovaný výzkum mazacího filmu – příprava experimentálního zařízení) a částečně do II. etapy tohoto projektu (aplikovaný výzkum mazacího filmu – realizace experimentálních měření).



Vzhledem k zefektivnění je konstrukční práce řešena v jednotlivých etapách, které na sebe navazují a tvoří tak logickou posloupnost činností. Logická posloupnost činností je zobrazena na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Posloupnost činností diplomové práce

### 1. ETAPA: Analýza současného stavu poznání

- sběr informací o dané problematice,
- rozbor získaných informací,
- konkretizace zadání diplomové práce: vymezení vstupů a výstupů práce.

### 2. ETAPA: Návrh variant

- konceptuální návrh možných variant,
- porovnání jednotlivých variant (technické a ekonomické porovnání),
- výběr optimální varianty.

### 3. ETAPA: Konstrukční proces výsledného řešení

- rozpracování vybraného konceptu do detailní podoby dle konstrukčních požadavků,
- úpravy konstrukčních uzlů dle námětů firmy Tribotec, spol. s.r.o.,
- kontrolní výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů,
- optimalizace řešení.



#### 4. ETAPA: Realizace zařízení

- tvorba výkresové dokumentace,
- výstupní kontrola podkladů pro výrobu a nákup dílů,
- výroba zařízení,
- montáž zařízení,
- úprava zařízení,
- příprava měření.

#### 5. ETAPA: Realizace experimentů

##### **Volba nástrojů pro návrh zařízení:**

Jako konstrukční software byl zvolen program Inventor 2012 od firmy AutoDesk. Jedná se o parametrický modelář pro tvorbu digitálních prototypů, který zahrnuje nadstavby pro vizualizaci, FEM výpočty, dynamickou simulaci, tvorbu plechových dílů a svařovaných dílů atd. Studentská licence taktéž obsahuje velkou knihovnu 3D normalizovaných dílů (spojovací díly, polotovary, atd.).

Podporuje tvorbu asociativní výkresové dokumentace, tj. vzájemné propojení sestav, dílů a výkresů. Umožňuje exportovat výkresy do DXF formátu (vhodné pro výrobu plechových dílů). Tvorba výkresové dokumentace se bude řídit dle norem ČSN a ISO. Systém číslování výkresové dokumentace respektuje interní číslování ve firmě Tribotec, spol. s.r.o. Struktura číslování je patrná z přehledu obsaženého v příloze 1. Všechny výpočty potřebné pro návrh konstrukce (např.: výpočet těsných per, šroubů, svarů, převodů, čepů, atd.) vycházejí ze vztahů uvedených v [41]. Konstrukční výpočty budou podpořeny matematickým softwarem MathCad a FEM analýzou v softwaru Ansys WorkBench od firmy Ansys, Inc.

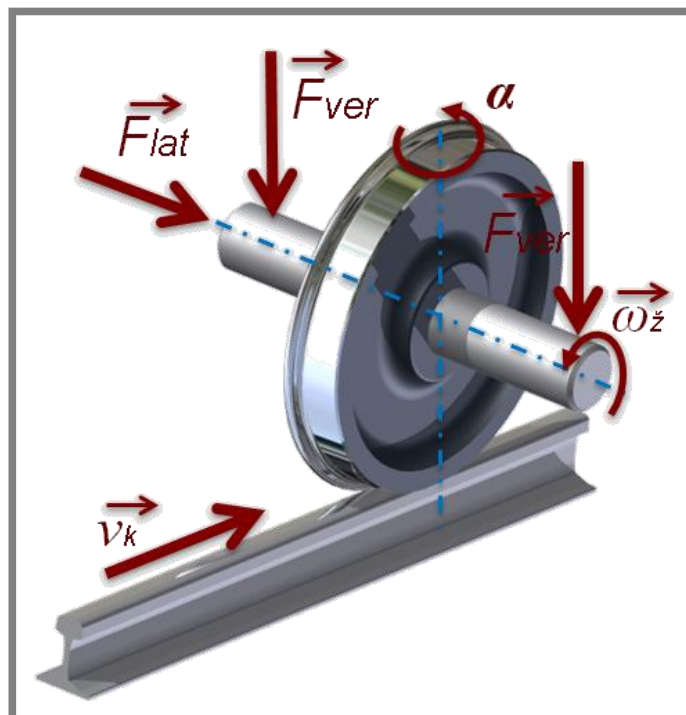
## 5 NÁVRH VARIANT A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

Experimentální zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel využívající optickou interferometrii má dvě základní části: mechanickou část a optickou část. Úkolem mechanické části je zprostředkování kontaktu mezi zkoumanými tělesy. Kontaktní oblast musí být dostatečně velká (dostatečně velké zatížení), aby jí optická soustava byla schopna zachytit. Optická část slouží k osvětlení kontaktu a jeho zaznamenání s dostatečně velkým rozlišením na fotocitlivý film nebo čip kamery. Zaznamenané snímky kontaktu se pak ukládají do paměti pro pozdější analýzu.

Při uvážení měření reálného vzorku je zařízení tvořeno pouze mechanickou částí. Míra opotřebení se dá měřit na běžném profilometru. Otázkou však zůstává: „Na jakém tělese měřit opotřebení, popřípadě jaké těleso nebo část tělesa zvolit jako světelně propustné“? Dalším úkolem je zvolit kinematické pohyby a způsob zatížení kontaktních těles. Dle kinematických pohybů a způsobu zatížení kontaktních těles jsou představeny tři varianty řešení.

### 5.1 Varianta č. 1

Kinematika pohybů a zatížení kontaktních těles první varianty, zobrazené na obr. 5.1, vychází například z konstruovaného experimentálního zařízení dle Eadieho a kol. [13] nebo Descartese a kol. [22]. Ideový návrh se skládá z železničního kola uloženého na hřídeli a kolejnice. Železniční kolo koná rotační pohyb  $\vec{\omega}_z$  a je zatíženo silou v laterálním  $\vec{F}_{lat}$  a vertikálním směru  $\vec{F}_{ver}$ . Kolo je možno vychýlit kolem svislé osy o úhel  $\alpha$  (úhel náběhu), který nahrazuje poloměr zakřivení traťového oblouku (vychýlení hřídele v ložiscích). Železniční kolo je poháněno elektropohonem.



Obr. 5.1 Návrh varianty č. 1

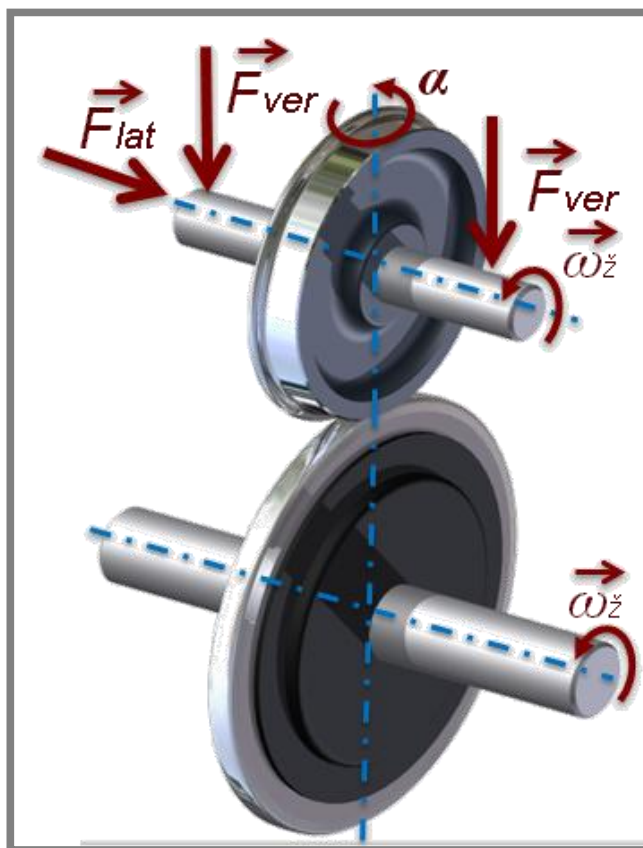
Kolejnice koná pouze lineární pohyb s rychlostí posuvu  $\vec{v}_k$ , odpovídající reálné rychlosti vlakové soupravy v traťovém oblouku. Vertikální a laterální zatížení kola může být vyvozeno například hydraulicky nebo mechanicky (pákového mechanismu). Kolejnice je upevněna k lineárnímu stolu, který je polohován pomocí např. hydraulického válce, šnekového převodu nebo hřebenového převodu.

Vzhledem k náročnosti výroby světelně propustné části železničního kola je v této variantě volena, jako světelně propustné těleso, část kolejnice. Světelně propustný element nahrazuje pouze zaoblenou část kolejnice mezi temenem hlavy a pojížděnou hranou kolejnice. Optická soustava je upevněna stacionárně k rámu stroje (kolejnice koná relativní pohyb vůči optické soustavě) a objektiv je směřován za strany kolejnice do místa kontaktu. Míra opotřebení se dá měřit na obou kontaktních prvcích. Nejvhodnější volbou k měření míry opotřebení z důvodu lepší manipulace, popřípadě ekonomické náročnosti, je oddělená část z kolejnice (výřezy).

## 5.2 Varianta č. 2

5.2

Navrhovaná varianta č. 2, zobrazená na obr. 5.2, se z kinematického hlediska a způsobu zatížení shoduje s experimentálními zařízeními dle Bruniho, Chelima a Restima [9], Zhanga a kol. [10] nebo Matsumoto a kol. [11]. Ideový návrh je tvořen dvěma koly: železničním kolem a kolem s profilem kolejnice. Železniční kolo je uloženo na hřídeli a koná, tak jako u varianty č. 1, rotační pohyb  $\vec{\omega}_z$ . Kontakt je vytvořen silovým zatížením v laterálním  $\vec{F}_{lat}$  a vertikálním směru  $\vec{F}_{ver}$ . Kolo se dá vychýlit natočením hřídele s ložisky kolem svislé osy o úhlu  $\alpha$  (úhel náběhu).



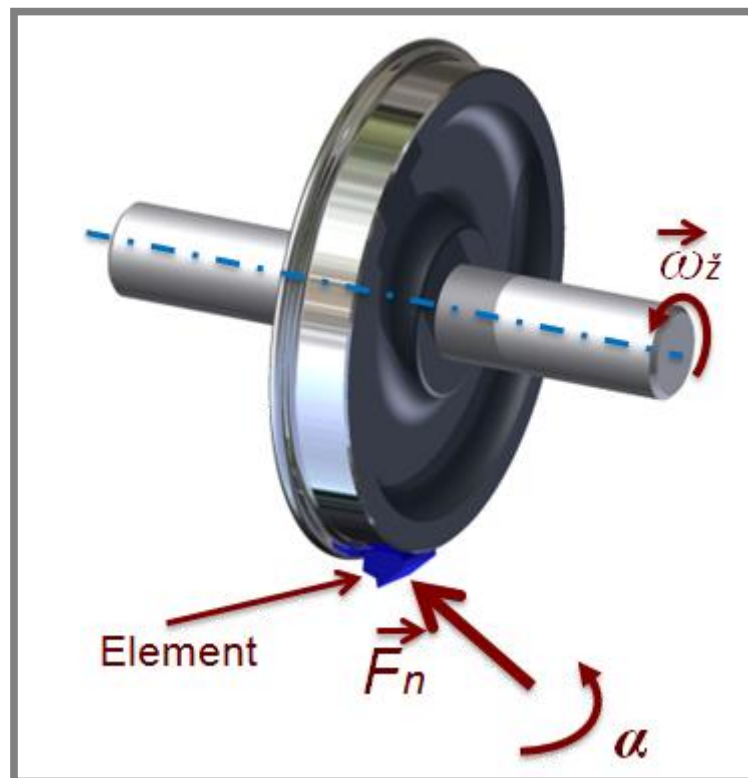
Obr. 5.2 Návrh varianty č. 2

Kolo s profilem kolejnice koná pouze rotační pohyb s úhlovou rychlostí  $\vec{\omega}_z$  odpovídající reálné rychlosti vlakové soupravy. Vertikální a laterální zatížení železničního kola může být vyvozeno, stejně jako v předchozím případě, například hydraulicky nebo mechanicky (pákový mechanismus). Obě kola jsou poháněna separátně elektropohonem.

Jako světelně propustné těleso je volena část kolejnice (zaoblená část kolejnice v místě kontaktu). Optická soustava je upevněna stacionárně k rámu stroje (kolejnice koná relativní pohyb vůči optické soustavě) a objektiv je směřován za strany kola s profilem kolejnice do místa kontaktu. Míra opotřebení profilů kontaktních prvků se může stanovit na obou kontaktních prvcích.

### 5.3 Varianta č. 3

Kinematika pohybů a zatížení kontaktních těles 3. varianty jsou schematicky znázorněny na obr. 5.3. Ideový návrh se skládá z železničního kola uloženého na hřídeli a elementu kolejnice (zaoblená část kolejnice), popřípadě opticky propustného prvku (např. čočka). Kolo uložené na hřídeli koná pouze rotační pohyb  $\vec{\omega}_z$  a je poháněno elektromotorem. Hřídel s uloženým železničním kolem je pevně uložena v ložiscích na rámu stroje.



Obr. 5.3 Návrh varianty č. 3

Element nahrazující zaoblenou část kolejnice je připevněn k pojezdu, který je uložen na úhlovém stole. Sklon stolu vychází z úhlu s největším opotřebením a ten se nachází v rozmezí  $30^\circ$  až  $37^\circ$  [13]. Pojezd spolu se vzorkem je možno vychýlit o úhel  $\alpha$  a simulovat tak úhel náběhu. Laterální a vertikální síly jsou nahrazeny

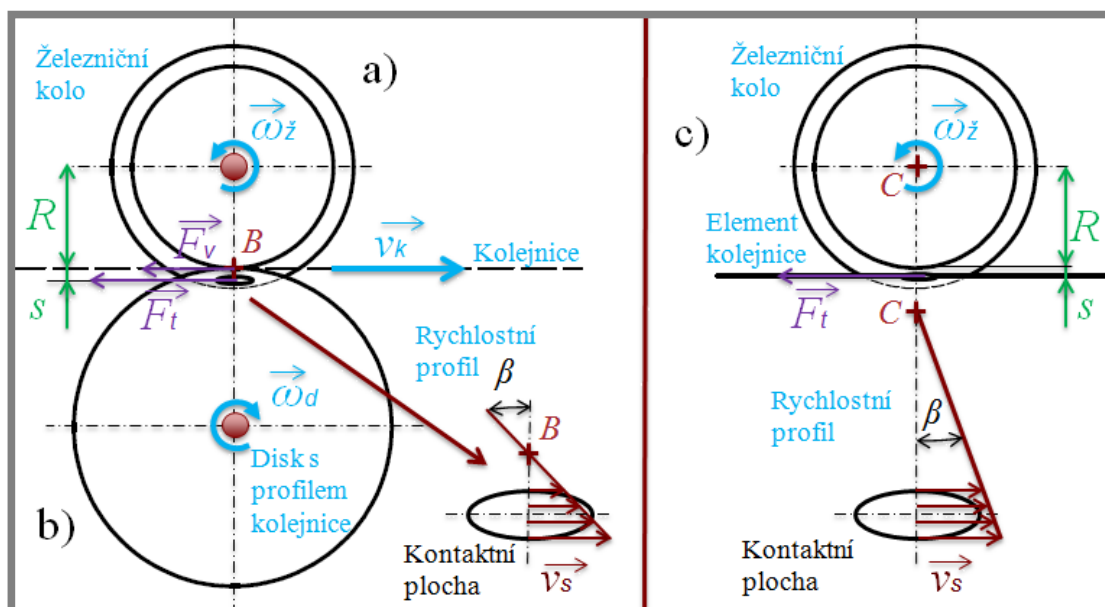
normálovou silou  $\vec{F}_n$ , která je vyvozena zatížením pojezdu (např. pákovými mechanismy nebo hydraulickými válci).

Jako světelně propustné těleso je volena zaoblená část kolejnice, která se nachází v držáku na pojezdu. Optická soustava je připevněna k pojezdu a pohybuje se spolu se vzorkem. Míra opotřebení se dá měřit na obou kontaktních prvcích, ale vzhledem k manipulaci je jako nejvýhodnější kontaktní těleso k měření míry opotřebení volen element oddělený z kolejnice (výřez).

## 5.4 Výběr optimální varianty

5.4

Ideové návrhy lze porovnávat na základě modelového zobrazení vůči reálné situaci. Modelovým zobrazením v tomto případě může být např.: rozdílný rychlostní profil kolem bodu valení a velikost kontaktní oblasti. Rychlostní profil jednotlivých variant je zobrazen na obr. 5.4. Při výběru základní koncepce experimentálního zařízení je nutné porovnat ekonomické, technologické a technické aspekty jednotlivých variant. Ekonomické výdaje vycházejí ze složitosti, velikosti zařízení, volby typu zatížení, optické soustavy, atd.



Obr. 5.4 Porovnání rychlostních profilů

a) Varianta č. 1, b) Varianta č. 2, c) Varianta č. 3

U varianty č. 1 nedochází ke zobrazení rychlostního profilu kolem bodu valení (B) a ani ke zobrazení kontaktní oblasti. Jako opticky propustné těleso je využita komerčně vyráběná plankonvexní čočka, která nahrazuje zaoblenou část kolejnice. Konstrukce vyžaduje pohyblivý stůl, který koná lineární pohyb o značné rychlosti  $\vec{v}_k$  a překonává značné síly od zatížení kola. K pohybu stolu využívá hydraulického pístu, který však podstatně navyšuje cenu zařízení. Kolo je poháněno pohonem, který musí překonat především třecí sílu  $\vec{F}_t$ , vyvozenou laterálním zatížením a odpor valení  $\vec{F}_v$ .

Varianta č. 2 využívá jako kontaktní tělesa dva disky, které jsou samostatně poháněny elektromotory. Elektropohony musí překonat obdobné síly jako v předcházející variantě. U této koncepce nedochází ke zkreslení rychlostního profilu kolem bodu otáčení (B). Zkreslení se projeví v kontaktní oblasti, jejíž geometrie je závislá na poloměru kola s profilem kolejniče. Zařízení vyžaduje vzhledem k velikosti kol velký zastavěný prostor. Z velikosti, složitosti zařízení a výrobní náročnosti optického elementu lze odhadnout, že finanční prostředky na tuto variantu budou z představených tří variant největší.

Ve variantě č. 3 se ke zprostředkování kontaktu využívá zatížení v jednom směru. Oproti předchozím variantám tedy dochází k uspořené jednoho mechanismu k zatížení. Železniční kolo je poháněné elektropohonem, který musí překonat třecí sílu  $\vec{F}_t$  vyvolanou normálovým zatížením. Vlivem bodu otáčení kola (C), který není totožný s bodem valení (B) železničního kola po kolejnici, dochází ke zkreslení rychlostního profilu. Velikost a tvar kontaktní oblasti odpovídají reálné situaci. Zařízení je kompaktnější a jednodušší než předchozí varianty, tudíž i finanční nároky na stavbu zařízení jsou menší.

Na základě zvážení všech aspektů je vybrána varianta č. 3. Hlavně díky menším finančním nárokům na stavbu, menšímu pracovnímu prostoru a zařízení nevyžaduje vyšší výkon elektropohonu jako ostatní varianty. Nevýhodou může být zkreslení rychlostního profilu. Ale vzhledem k vyšší rychlosti v oblasti kontaktu je úloha řešení prolomení mazacího filmu za variantních podmínek konzervativnější. V tab. 5.1 jsou uvedeny vstupní parametry jednotlivých variant pro konstrukci experimentálního zařízení. Výpočet jednotlivých parametrů je dán vztahy:

Výkon elektropohonu je dán:

$$P = P_1 + P_2 \quad (4.1)$$

kde:

$P_1$  (W) je výkon nutný k překonání třecí síly  $F_t$ ,  
 $P_2$  (W) - výkon nutný k překonání valivého odporu.

Třecí síla je dána:

$$F_t = \mu F_{lat}, F_t = \mu F_n \quad (4.2)$$

kde:

$\mu$  (-) je součinitel tření mezi železničním kolem a kolejnici,  
 $F_{lat}$  (N) - laterální síla,  
 $F_n$  (N) - normálová síla.

Výkon k překonání třecí síly  $F_t$  je dán:

$$P_1 = F_t v_s \quad (4.3)$$

kde:

$F_t$  (N) je třecí síla vyvolaná laterálním zatížením,  
 $v_s$  ( $\text{ms}^{-1}$ ) - skluzová rychlost.

Výkon k překonání valivého odporu  $F_v$  je dán:

$$P_1 = F_v v_k \quad (4.4)$$

kde:

$F_v$  (N) je velikost valivého odporu,  
 $v_k$  ( $\text{ms}^{-1}$ ) - rychlost kolejniče, obvodová rychlost železničního kola.

Velikost valivého odporu je dána:

$$F_v = \vartheta \frac{R}{F_{ver}} \quad (4.5)$$

kde:

- $\vartheta$  (m) je součinitel valivého tření (pro ocelové kolo – kolejnice  
 $\vartheta = 0,0005$ ),  
 $R$  (m) - poloměr kola,  
 $F_{ver}$  (N) - vertikální zatížení na jedno kolo.

Tab. 5.1 Porovnání variant, vstupní parametry pro konstrukční řešení

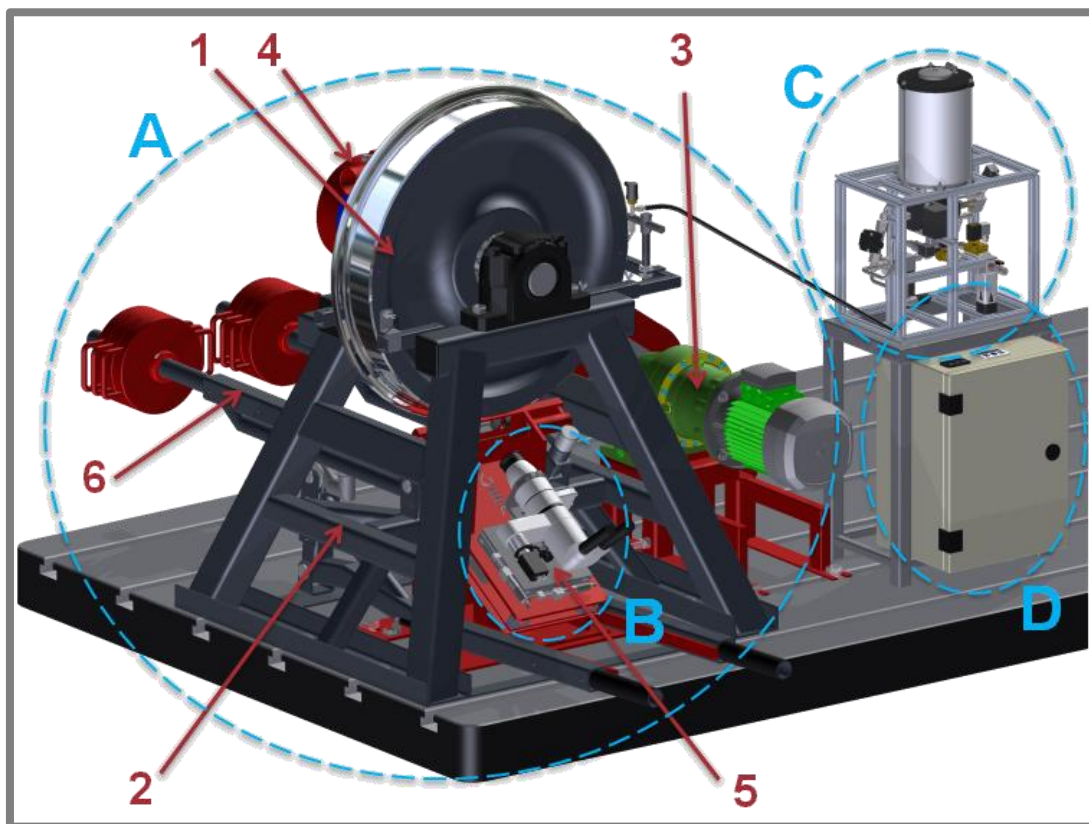
	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Výkon elektropohonu	3 kW	3 kW	2,5 kW
Otáčky železničního kola	490 min <sup>-1</sup>	490 min <sup>-1</sup>	12 min <sup>-1</sup>
Úhel $\beta$	~ 3,5°	~ 3,5°	~ 0,07°
Velikost zástavby	-	-	+
Finanční prostředky	-	-	+

Pozn.: Hodnoty uvedené v tab. 5.1 jsou stanoveny pro: skluzovou rychlost  $v_s = 0,5$  ms<sup>-1</sup>), poloměr železničního kola  $R = 860$  mm a součinitele tření mezi železničním kolem a kolejnicí ( $\mu = 0,3$ ). Není uvažován úhel náběhu a skluzu mezi hlavou kolejnice a funkční částí železničního kola.



## 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Navrhované experimentální zařízení je zobrazené na obr. 6.1. Skládá se ze čtyř hlavních částí: z mechanismu k zprostředkování kontaktu (A), modulu pro měření (B), mazacího zařízení (C) a elektrické rozvodové skříně (D). Mechanismus k zprostředkování kontaktu slouží k vyvození styku mezi kontaktními tělesy. Skládá se ze tří nezávislých částí: rámu kola, modulu pro měření a pohonu. Pohon dle obr. 6.1 se nachází napravo od rámu kola a zprostředkovává relativní pohyb mezi kontaktními tělesy. Modul pro měření je uložen uvnitř rámu. Na rámu kola jsou umístěny mechanismy k odlehčení a zatížení. Mechanismus k odlehčení se ovládá v přední části a mechanismus k zatížení (velikost zátěžové síly) se nastavuje v zadní části experimentálního zařízení.



Obr. 6.1 Experimentální zařízení

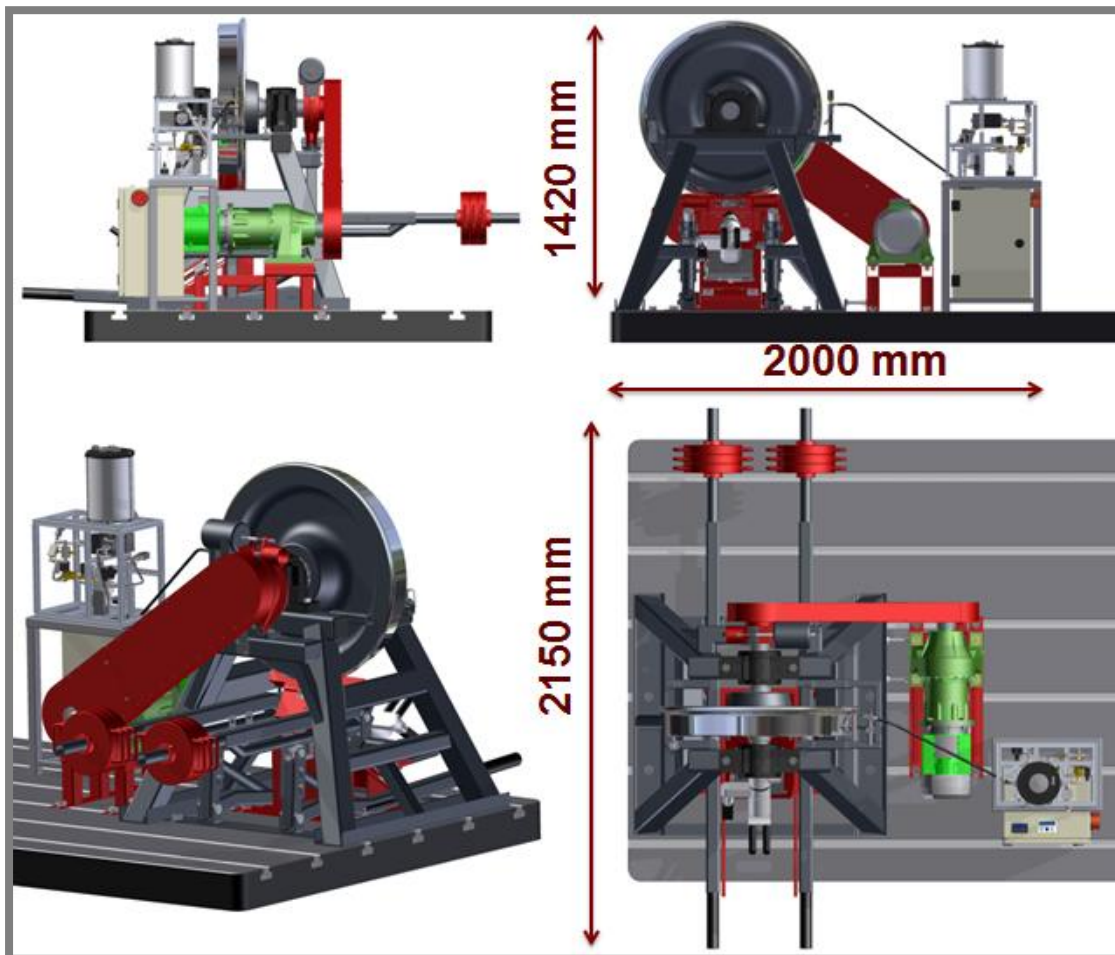
A – mechanismus k zprostředkování kontaktu, B – měřicí zařízení, C – mazací zařízení, D – elektrická rozvodová skříň.

1 – kontaktní těleso, 2 – rám kola, 3 – pohon, 4 – brzda, 5 – měřicí modul, 6 – pákové mechanismy

Úkolem měřicího zařízení je měření tloušťky a distribuce maziva v kontaktu a měření opotřebení reálné kolejnice. K měřicímu zařízení náleží i snímač otáček železničního kola. Mazací zařízení slouží k mazání okolku železničního kola v určitých sekvencích a k měření fyzikálních veličin uvnitř mazací jednotky.



Experimentální zařízení je uloženo na základní desce, která je opatřena T drážkami o jmenovité šířce drážky 36 mm. To umožňuje posun komponent experimentálního zařízení vždy ve směru drážky. Deska, ukotvená v podlaze laboratoře, je velice tuhá a její rozměry jsou 4000 x 1900 mm. V blízkosti desky se nachází rozvod tlakového vzduchu a elektrické přípojky pro 230 V a 320 V



Obr. 6.2 Základní rozměry experimentálního zařízení

## 6.1 Mechanismus k zprostředkování kontaktu

6.1

Popis jednotlivých částí mechanismu k zprostředkování kontaktu je rozdělen na několik skupin. Základními částmi mechanismu, zobrazené na obr. 6.1, jsou: kontaktní tělesa (1), rám (2) a uložení kola, pohon (3), brzda (4), měřicí modul (5) a pákové mechanismy k zatížení a odlehčení (6).

### 6.1.1 Kontaktní tělesa

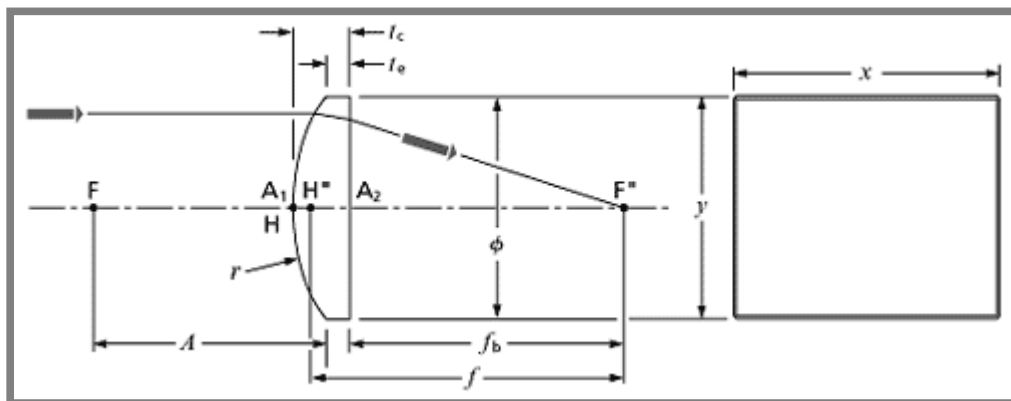
6.1.1

Železniční kolo a kolejnice jsou simulovány reálným železničním kolem a plankonvexní čoučkou, popřípadě výřezem z reálné kolejnice. Obrázek 6.4 zobrazuje výřez vzorku z reálné kolejnice. Plankonvexní čoučka (obr. 6.3) představuje část profilu kolejnice mezi temenem hlavy a pojižděné hrany kolejnice. Aby zde bylo

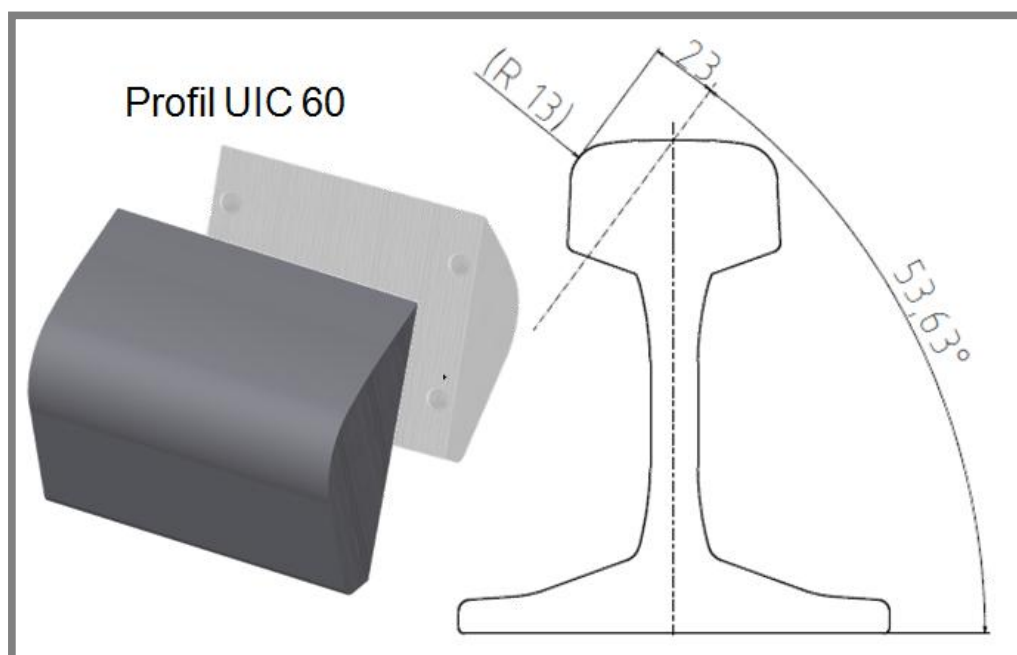
možné využít optickou interferometrii je zapotřebí, aby jedno z kontaktních těles bylo transparentní a mohlo jím procházet světlo. Transparentní těleso je v tomto případě plankonvexní čočka od firmy CVI Melles Griot, vyrobená z borosilikátového skla BK7 [42]. Parametry čočky jsou uvedeny v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Parametry plankonvexní čočky

	Symbol	Jednotka	Hodnota
Poloměr zaoblění	$r$	mm	13,1
Délka	$x$	mm	60
Šířka	$y$	mm	22
Výška	$t_c$	mm	7
Youngův modul pružnosti	$E$	GPa	81
Poissonův poměr	$\nu$	1	0,208

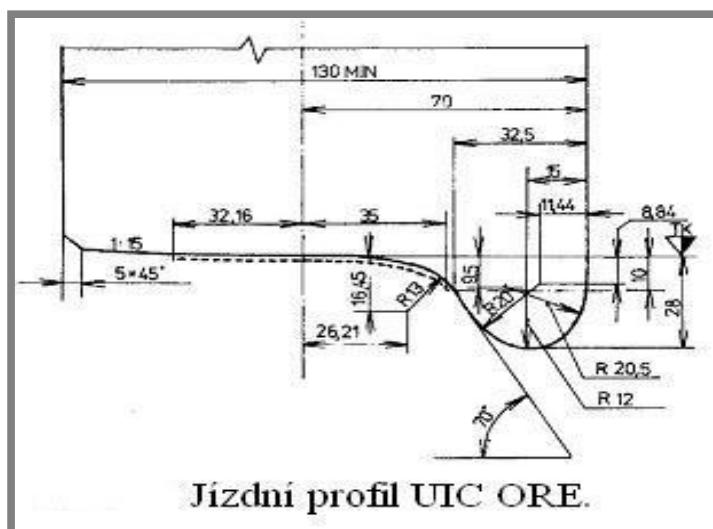


Obr. 6.3 Plankonvexní čočka [41]



Obr. 6.4 Řez vzorku z kolejničky o profilu UIC 60

Železniční kolo vyrobené z korozivzdorné oceli s vysokou pevností představuje světelně neprostupné kontaktní těleso. Jedná se o běžně využívané kolo v tramvajích s jízdním profilem S1002 (obr. 6.5). V konstrukci experimentálního zařízení se využívá reprofilované kolo, jehož průměr činí 800 mm (průměr nového kola 840 mm).

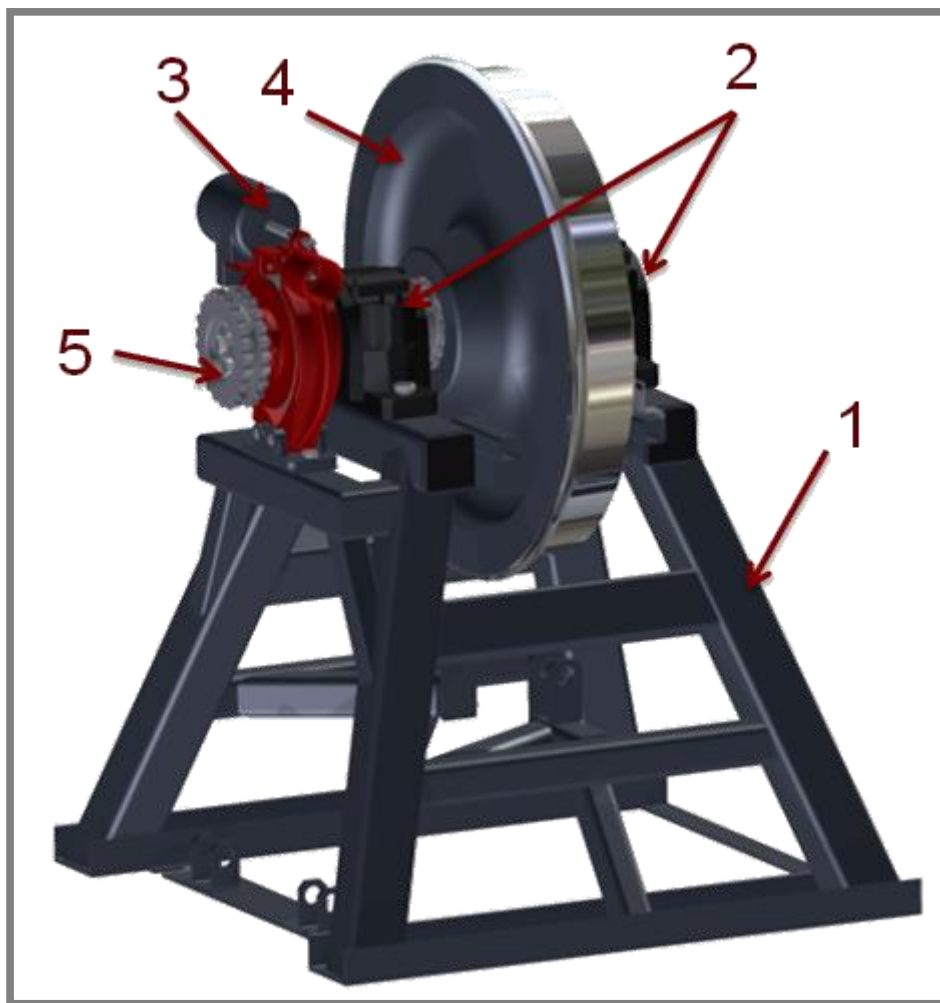


Obr. 6.5 Jízdní profil železničního kola UIC ORE (UIC S1002) [43]

### 6.1.2 Rám kola

Na rámu kola (1), zobrazeného na obr. 6.6, jsou uložena ložiska (2), brzda (3), páky k odlehčení a zatížení kontaktu mezi kolem a plankonvexní čoučkou. Umístění jednotlivých součástí na rámu kola je zobrazeno na obr. 6.7 Rám, základ experimentálního zařízení, musí mít dostatečnou tuhost, neboť na něj působí tíhové síly od kola (4), ložisek, hřídele, řetězového kola (5), řetězu, síly vyvolané od zátěžového mechanismu a síly vyvolané kontaktem mezi kolem a plankonvexní čoučkou. Tuhost a pevnost rámu je ověřena metodou konečných prvků v programu Ansys. Výsledky jsou obsaženy v příloze 2. Rám se skládá převážně z čtvercových ocelových trubek spojených navzájem svarovými spoji. Tvar rámu připomíná komolý čtyřboký jehlan. Díky tomuto tvaru je konstrukce velice tuhá a může odolávat nadměrným zatížením.

Strany komolého jehlanu jsou tvořeny čtvercovými ocelovými trubkami o rozměrech 100 x 100 x 8 mm ležící na dvou tyčích o průřezu U (dolní podstava komolého jehlanu) s rozměry 140 x 70 mm, v nichž jsou vyvrtány díry k upnutí celého rámu k základní desce. Vzhledem k možné deformaci rámu jsou tyče o průřezu U vzájemně spojeny dvěma plochými tyčemi, které slouží i k upnutí zařízení k základní desce díky vyrobeným drážkám v ploché tyči o rozměrech 100 x 6 mm. Na této tyči jsou přivařeny dvě vidlice vyrobeny z ohnuté ploché tyče (50 x 8 mm). Ve vidlici jsou souosé díry pro vsazení čepu, kolem kterého se vychyluje páka k odlehčení zátěžových pák.



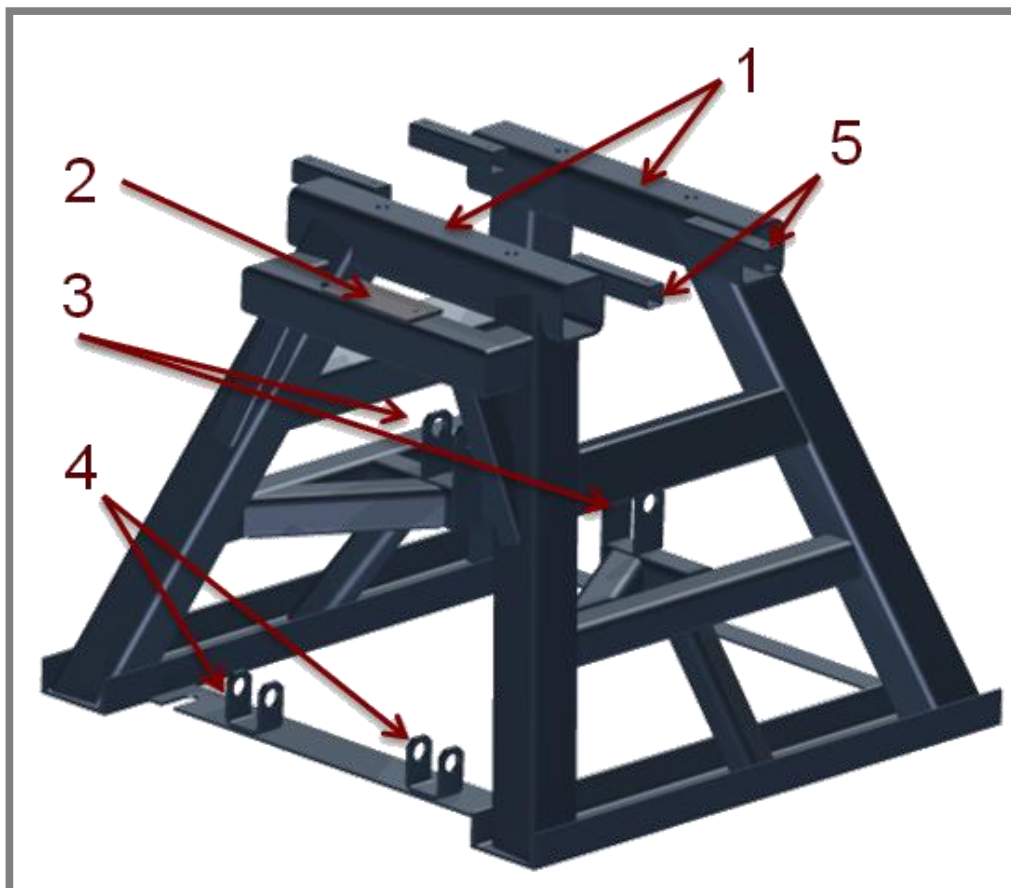
Obr. 6.6 Rám a uložení železničního kola

1 – rám, 2 – ložisková tělesa, 3 – brzda, 4 – železniční kolo, 5 – řetězové kolo

Výztuhy z čtvercových ocelových trubek o rozměrech 100 x 100 x 5 mm vyztužují rám a zvyšují tak stabilitu celého zařízení. Pod těmito výztuhami se nachází nosníky tvořené čtvercovými ocelovými trubkami o rozměrech 70 x 70 x 6 mm. Nosníky jsou podepřeny vzpěrou vsazenou do tyče o průřezu U v podstavě komolého jehlanu. Nosníky slouží k uložení zátěžových pák, které je zprostředkováno pomocí přivařených plochých tyčí opatřených souosými dírami pro uložení čepu, kolem něhož se vychylují zátěžové páky.

Horní podstavu představují čtvercové ocelové trubky o rozměrech 100 x 100 x 8 mm. V těchto trubkách jsou vyrobeny čtyři otvory pro připevnění ložiskových těles, v kterých jsou uložena ložiska podpírající hřídel s kolem. Spojení je realizováno pomocí čtyř šroubů M 24. K trubkám tvořícím horní podstavu jsou z boku připevněny čtvercové tenkostěnné ocelové trubky pro uložení držáku trysky. V trubkách pro uložení držáku na vstřikovací trysku jsou vyrobeny díry a přivařeny matice M 6, do kterých se vkládají křídlové šrouby aretující polohu vstřikovací trysky.

Poslední částí rámu je podpora pro uložení desky čelist'ové brzdy. Tu tvoří nosník z tyčí s dutým čtvercovým profilem o rozměrech 80 x 80 x 6 mm a 50 x 50 x 3 mm, na němž je připevněna ocelová deska pro následné obrobení k přesnému ustavení čelist'ové brzdy.



**Obr. 6.7** Rám kola, umístění součástí

Plochy a otvory pro uložení: 1 – ložiskových těles, 2 – čelist'ové brzdy, 3 - zátěžových pák, 4 – pák k odlehčení, 5 – rámu vstřikovací trysky

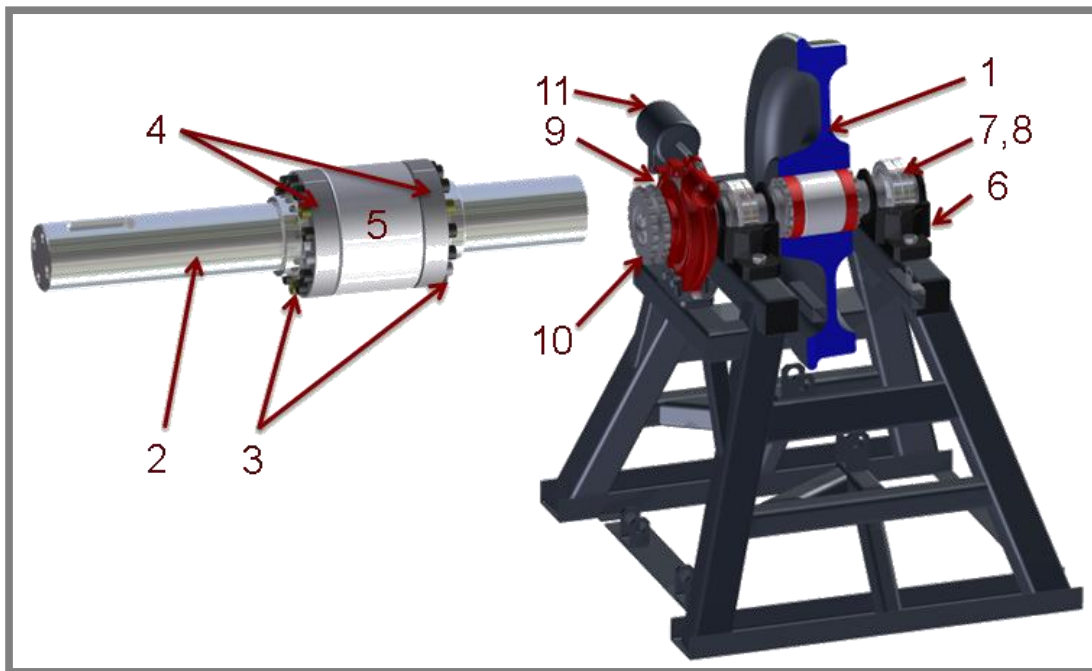
### 6.1.3 Uložení kola

Obrázek 6.8 znázorňuje železniční kolo (1) uložené na hřídeli (2). Jelikož musí mít minimální obvodové a čelní házení, jsou mezi hřídelí a kolem vložena hřídelová upínací pouzdra SIT – LOCK 1 (3), která nejsou samostředící a umožňují tak vyrovnání házení dotažením vhodných šroubů na čele upínacího pouzdra. Princip upínacího pouzdra spočívá v rozpínání vnitřního a vnějšího kuželového kroužku pomocí čtrnácti šroubů M 12 a takto je zajištěno pevné spojení mezi hřídelí a kolem (přenos krouticího momentu až 10 500 Nm). Jelikož průměr vnějšího kroužku hřídelového upínacího pouzdra je o 1,5 mm menší než průměr díry v železničním kole, tak je mezi ně vložen vymežovací kroužek (4) vyrobený svinutím proužku plechu. Mezi upínacími pouzdry je vloženo silonové distanční pouzdro (5) z důvodu vymezení vůle mezi oběma upínacími pouzdry. Hřídel je uložena ve dvou dělených ložiskových tělesech SNL 519 – 616 od firmy SKF (6) se soudečkovými dvouřadými ložisky L 2019 K od firmy ZKL (7). Pevné spojení mezi vnitřním ložiskovým kroužkem a hřídelí zajišťuje upínací pouzdro s pojistnou maticí H 319 (8). Ložisková



tělesa jsou z důvodu zamezení vstupu nečistot a úniku maziva utěsněna pomocí dvoudílného těsnění s dvěma těsnícími bříty TSN 519. Soudečková ložiska v ložiskových tělesech jsou vymezena pomocí vmezovacích kroužků FRB 12.5/170.

Na konci hřídele je uložen brzdový buben (9) a řetězové kolo (10). Brzdný moment je převeden z brzdy (11) na buben pomocí tření mezi bubnem a čelistmi brzdy. Brzdý moment z bubnu na hřídel, a tím i kolo, je zprostředkován pomocí těsného pera. Vzhledem k možnému axiálnímu posuvu bubnu je buben zajištěn stavěcím šroubem M6 x 10. Na volném konci se nachází řetězové kolo s osazením, které je nasazeno na hřídel a zajištěno dvěma lícovanými šrouby M16 a dvěma předepnutými šrouby M16. Zatížení a výpočet hřídele je uveden v příloze 3.

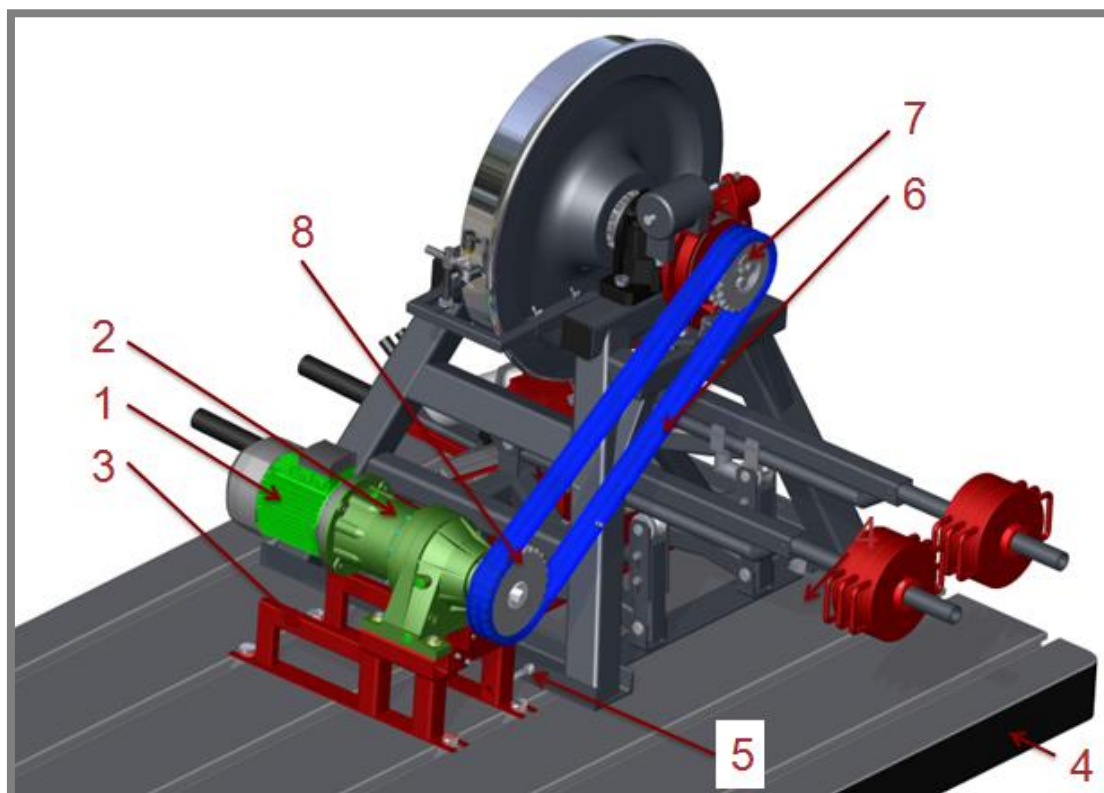


**Obr. 6.8** Uložení železničního kola

1 – železniční kolo, 2 – hřídel, 3 – upínací pouzdra, 4 – vmezovací kroužky, 5 – distanční pouzdro, 6 – ložiskový domek, 7 – soudečková ložiska, 8 - upínací pouzdra, 9 – brzdový buben, 10 – řetězové kolo, 11 - brzda

#### 6.1.4 Pohon

Pohon na obr. 6.9 se skládá z 4-pólového asynchronního 3-fázového elektromotoru BE 112 M4 (1), planetové převodovky (2) a řetězového převodu. Asynchronní elektromotor je připevněn pomocí čtyřech šroubů M12 k přírubě B5 planetové převodovky. Planetová převodovka s elektromotorem je spojena čtyřmi šrouby M16 k napínacímu stolu (3), který je přišroubován pomocí čtyřech šroubů M24 k základní desce (4). Napínací stůl je svařenec tvořený čtvercovými ocelovými trubkami o rozměrech 60 x 60 x 5 mm, obdélníkovými ocelovými trubkami o rozměrech 50 x 30 x 3 mm a plochými ocelovými tyčemi o rozměrech 60 x 6 mm. Mezi napínacím stůl a tyč o průřezu U (tvořící základnu rámu kola) jsou vloženy dva šrouby s maticí M16 (5). Při napínání šroubů dochází k posuvu napínacího stolu s pohonem ve směru drážek od rámu kola. Po dostatečném napnutí řetězu se utáhnou šrouby spojující napínací stůl a základní desku.



Obr. 6.9 Pohon

1 – asynchronní elektromotor, 2 - planetová převodovka, 3 – napínací stůl, 4 – základní deska, 5 – napínací šroub, 6 – řetěz, 7,8 – řetězová kola

Přenos krouticího momentu z převodovky na hřídel, kde je uloženo železniční kolo, poskytuje řetězový převod tvořený dvěma řetězovými koly a řetěz 16B-2 (6). Řetězové kolo (7) o průměru roztečné kružnice 186,5 mm (počet zubů  $z = 23$ ) je nasazeno na hřídel a přišroubováno dvěma lícovanými šrouby M16 a dvěma předepjatými šrouby M16. Řetězové kolo (8) o průměru roztečné kružnice 226,8 mm (počet zubů  $z = 28$ ) je uloženo na výstupní hřídeli převodovky. Axiální posuv kola na hřídeli zamezuje podložka se šroubem M20 na čele výstupní hřídele. Krouticí moment z výstupní hřídele převodovky na řetězové kolo, je přenášen pomocí těsného pera. Tabulka 6.2 uvádí parametry pohonu. Výstupní otáčky motoru, a tím i železničního kola jsou řízeny frekvenčním měničem umístěným v elektrické rozvodové skříni. Vzhledem k bezpečnosti je stroj opatřen krytem. Kryt je zobrazen například na obr. 6.2. Skládá se ze dvou dílů, které je možné spojit dle aktuální osové vzdálenosti. Díly tvoří ohýbané ocelové plechy o tloušťce 1,2 mm spojené nýty. Kryt je připevněn pomocí držáků k napínacímu stolu a rámu kola.

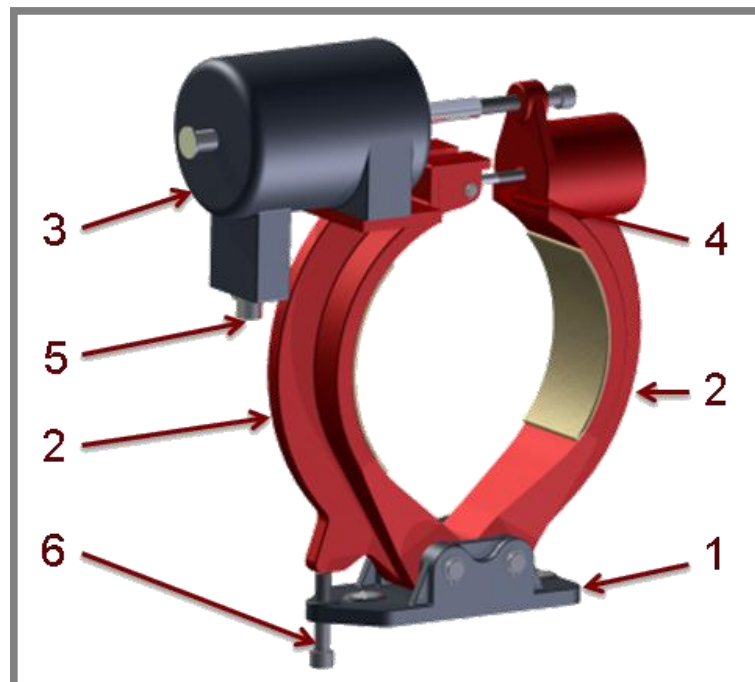
Tab. 6.2 Parametry pohonu

	Symbol	Jednotka	Hodnota
Výkon motoru	$P$	kW	4
Výstupní otáčky převodovky	$n_p$	$\text{min}^{-1}$	13,3
Otáčky železničního kola	$n_k$	$\text{min}^{-1}$	16,2
Krouticí moment železničního kola	$M_k$	Nm	2140
Jmenovité napětí motoru	$U$	V	230
Celkový převodový poměr	$i_c$	1	88,6

### 6.1.5 Brzda

K zastavení železničního kola slouží jednočinná dvoučelist'ová brzda o průměru bubnu 220 mm, která se běžně používá u výtahů (obr. 6.10). V tomto zařízení se využilo starší vyřazené dvojčelist'ové brzdy. Podstavu tvoří deska (1), která je přišroubována k rámu kola dvěma šrouby M12. Na desce jsou nasazené dva čepy, na nichž se natáčejí čelisti (2) zachytávající točivý moment od bubnu uloženého na hřídeli kola. Na konci jedné čelisti je brzdná cívka (3) a na konci druhé čelisti je táhlo s pružinou (4). Středění čelistí se provádí pomocí středící šroubu (6). Brzdného momentu se docílí tlakem pružin (brzdná síla), které svírají čelisti. Brzdná síla se dá regulovat pomocí matice nasazené na táhlu, která přitahuje pružinu. Je-li vinutí cívky brzdy pod napětím, je brzda odbrzděna. Cívky pracují při napětí 24V.

Pozn.: Model brzdy byl vytvořen na základě 3D skenování jednotlivých dílů brzdy na zařízení Atos od firmy GOM. Získaná STL data byla následně upravena v softwaru Atos od stejné firmy.



Obr. 6.10 Brzda

1 – deska, 2 – čelisti, 3 – cívka, 4 – táhlo s pružinou, 5 – připojení el. napětí, 6 – středící šroub.

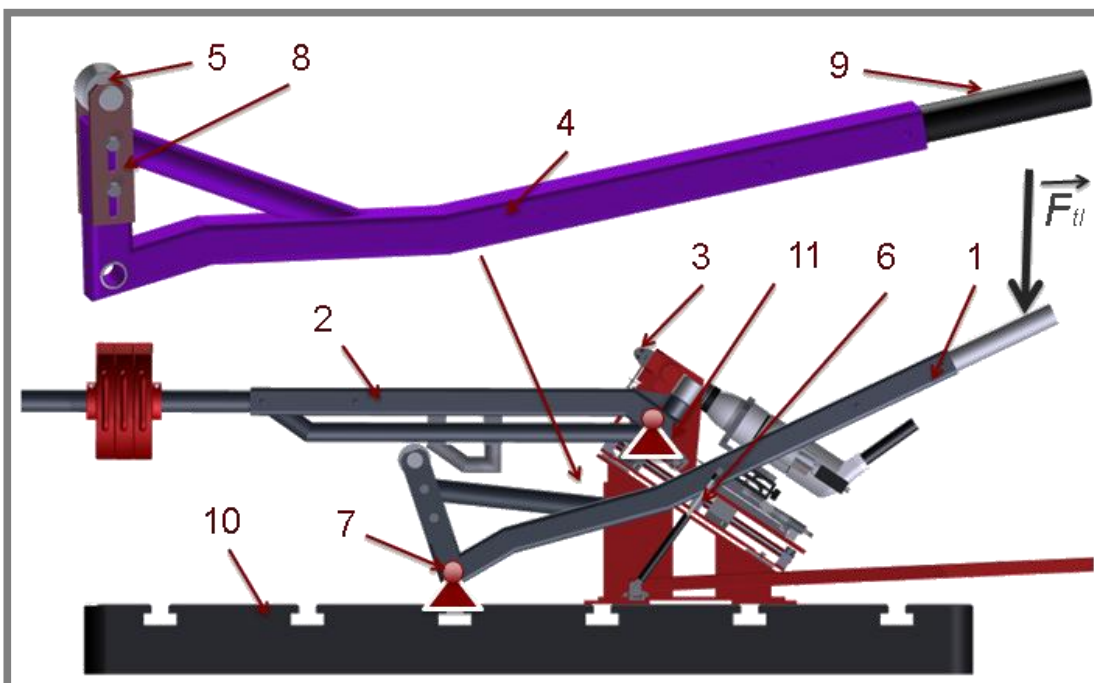


### 6.1.6 Odlehčovací mechanismus

Odlehčovací mechanismus, zobrazený na obr. 6.11 se skládá z dvou totožných nezávislých pák (1). Páky slouží k nadzvednutí zátěžových pák (2). Tímto dojde k zamezení kontaktu mezi železničním kolem a plankonvexní čočkou (3). Páky musí poskytovat dostatečný zdvih, aby se zajistila komfortní výměna a údržba plankonvexní čočky. Geometrie pák je navržena tak, aby se využilo prostoru mezi rámem kola a měřícím aparátem. Skládá se ze svařeného rámu (4) vyrobeného převážně čtvercových ocelových trubek o rozměrech 60 x 60 x 5 mm, výškově nastavitelné kladky (5) a plynových vzpěr (6). Páky se natáčí kolem čepů (7) uložených ve vidlicích z ocelového plechu (na rámu kola), kde jsou vytvořeny otvory pro otočný čep a zajištěný vůči axiálnímu posunu pojistným kroužkem.

Na jednom konci páky jsou upevněny (dvěma šrouby s maticemi M12) ploché tyče (8), v nichž je uložený čep (zajištěný pojistným kroužkem), kolem kterého se otáčí kladka. Vzhledem k rozdílné výšce při zvedání páky, jsou kladky nastavovací. Toto zajišťují drážky vytvořené v plochých tyčích. Na druhé straně pák je přivařena do čtvercové ocelové trubky ocelová trubka, která slouží jako madlo (9) při nadzvedávání či odlehčování zátěžových pák. Z vizuálních a ergonomických důvodů jsou na madlech teplem nalisované černé plastové trubky.

Páka se ovládá ze strany u kamery (obr. 6.1). Důvod je patrný: například při nečekaném problému při měření může operátor okamžitě reagovat a nadzvednout zátěžové páky. Při nadzvedávání zátěžové páky se kladky odlehčující páky postupně dostávají až za osu otáčení, což zaručuje samosvornost při úplném nadzvednutí zátěžových pák. To způsobí, že páky samovolně drží zátěžové páky v odlehčené poloze.



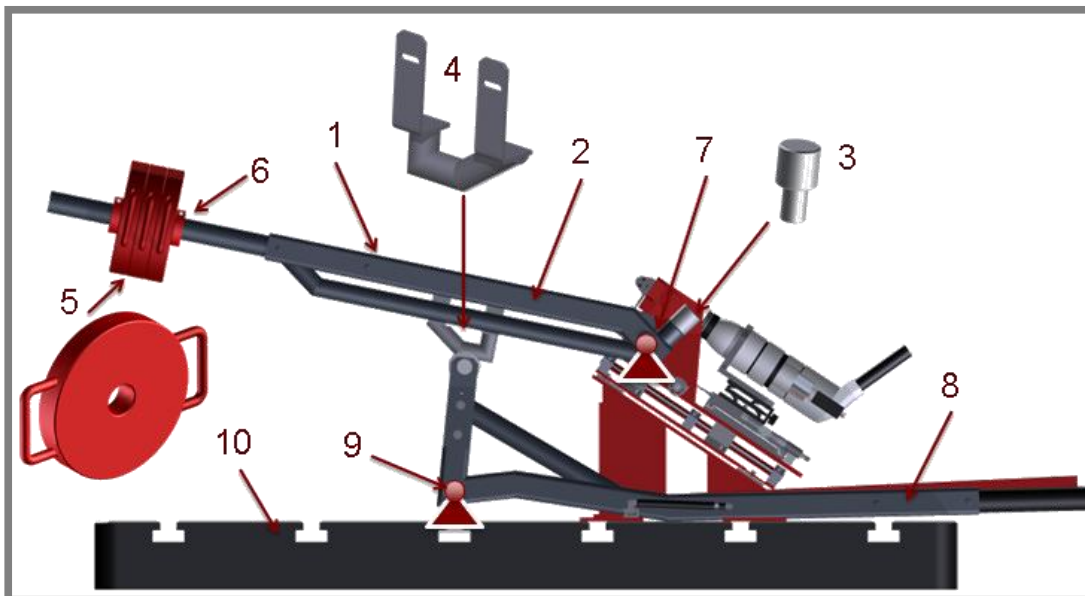
**Obr. 6.11** Pákový mechanismus k odlehčení

$F_t$  – tlačná síla, 1 – páka k odlehčení, 2 – zátěžová páka, 3 – plankonvexní čočka, 4 – rám páky k odlehčení, 5 – kladka, 6 – plynová vzpěra, 7 – čep v rámu kola pro odlehčovací páku, 8 – ploché tyče k nastavení kladky, 9 – madlo, 10 – základní deska, 11 – čep v rámu kola pro zátěžovou páku

Odlehčovací páky mají díky masivní konstrukci značnou hmotnost. Těžiště páky leží daleko od bodu otáčení, a tak odlehčující páka působí svojí hmotností k samovolnému nadlehčování zátěžových pák. Tento problém řeší plynové vzpěry, které drží odlehčovací páky ve zvednuté poloze. Jedná se o vzduchové vzpěry používané v automobilovém průmyslu k nadzvednutí 5. dveří. Plynová vzpěra je z jedné strany uložena na čepu (zbohu zátěžové páky) a z druhé strany uložena na čepu v konzole přivrtané ke stolu pojezdu. Pevnostní analýza rámu páky je obsažena v příloze 4. Silové poměry pákového mechanismů k odlehčení zobrazuje příloha 5.

### 6.1.7 Zátěžový mechanismus

Kontakt mezi železničním kolem a plankonvexní čočkou je vyvolán pákovým mechanismem (obr. 6.12). Z důvodu možnosti natočení otočného stolu je mechanismus tvořen dvěma nezávislými pákami (1). Mechanismus obsahuje následující části: rám páky (2), tlačný čep (3), nájezdová konzole (4) a závaží (5). Páku tvoří svařenec složený z čtvercových ocelových trubek o rozměrech 60x60x5 mm a výztuh z ocelových trubek o průměru 50 mm a tloušťce 5 mm. Na konci páky je navařena tyč ocelová tyč o průměru 48,3 mm a tloušťce 5 mm, která umožňuje libovolné umístění závaží a tím i nastavení zátěžové síly. Závaží jsou zajištěna z obou stran svěrnými pouzdry (6). Na druhé straně páky se vkládá čep, který zajišťuje přenos síly na pojezd, který pak tlačí plankonvexní čočku do kontaktu s železničním kolem. Páka se otáčí kolem čepu (7), který je uložen mezi dvěma plochými tyčemi s otvory pro čep na rámu kola. Čep je zajištěn pojistným kroužkem.



Obr. 6.12 Pákový mechanismus k zatížení

1 – páka k zatížení, 2 – rám páky k zatížení, 3 – tlačný čep, 4 – nájezdová konzole, 5 – závaží, 6 – svěrné pouzdro, 7 – čep v rámu kola pro zátěžovou páku, 8 – odlehčovací páka, 9 – čep v rámu kola pro odlehčovací páku, 10 – základní deska

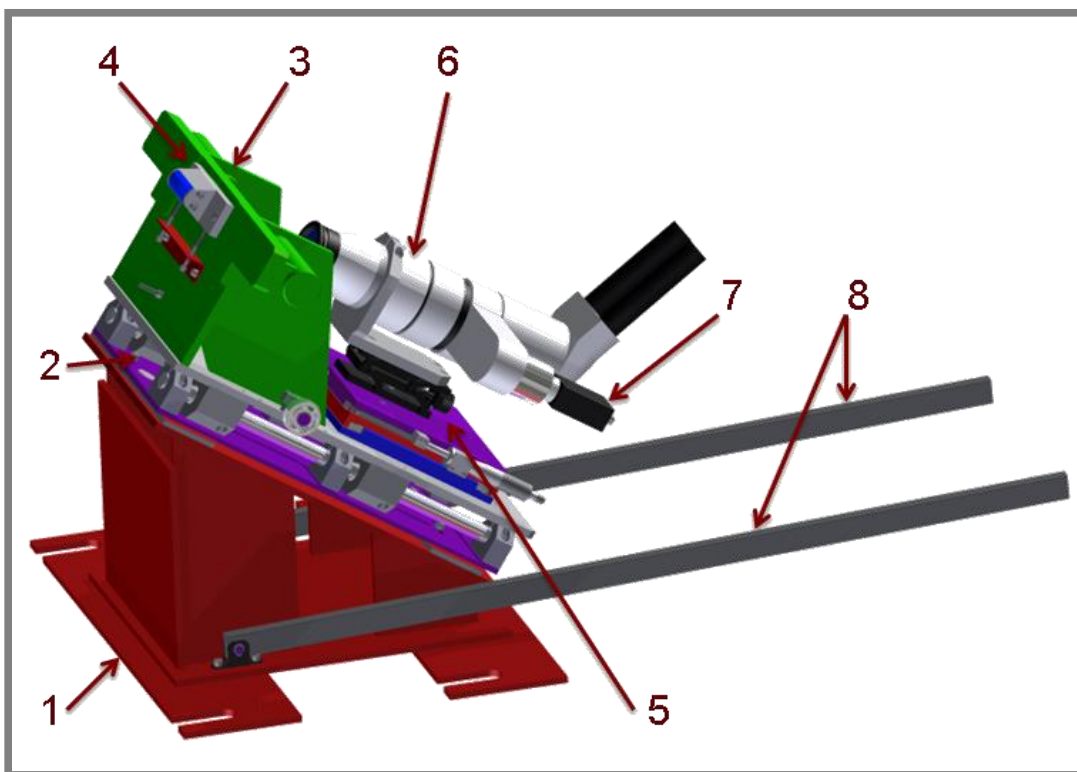
Páka umožňuje přenos síly v poměru 1:8 až 1:11. Zátěžové páky musí vyvolat sílu v kontaktu až 10 kN pro reálný vzorek. Tato hodnota vychází zjednodušeně z Hertzovi teorie pro vytvoření kontaktní oblasti o velikosti 10 x 6 mm. Páka překonává sílu od tíhové síly pojezdu na modulu pro upnutí optické soustavy. Silové poměry páky jsou uvedeny v příloze 5 a pevnostní analýza rámu páky v příloze 7. Hmotnost závaží je ze silové rovnováhy stanovena na 46 kg na každou páku. Vzhledem k lepší manipulaci je hmotnost 46 kg rozložena do třech závaží (o stejné hmotnosti) s madly pro uchopení. Nad kladkami mechanismu k odlehčení páky se nachází konzolový nájezd sloužící k většímu vychýlení (nadzvednutí) zátěžových pák. Tvoří ho svařenec vyrobený z ohnutého plechu a ocelových trubek o průměru 35 mm a tloušťce 4 mm. Celá konzole je připevněna k zátěžovým pákám dvěma šrouby M 10.

Pozn.: Plankonvexní čočku lze dle Hertzovi teorie zatěžovat maximální silou o velikosti 1 kN. Vzhledem k značné hmotnosti zátěžových pák nelze tyto páky využít. Proto jsou navrženy zátěžové páky, závaží a konzolové nájezdy pro menší zatížení. Páky pro zatížení plankonvexní čočky zobrazuje příloha 6.

### 6.1.8 Modul pro měření

Modul na obr. 6.13 slouží k zprostředkování kontaktu, k připevnění a polohování mikroskopu (6) a kamery (7). Skládá se z úhlového stolu (1), otočné desky (2), posuvné konzole (3), držáku plankonvexní čočky (4), 3D stolu (5) a pomocných pák k vysunutí posuvné konzole (8). Modul je umístěn pod železničním kolem a upevněn čtyřmi šrouby M24 k základní desce.

6.1.8



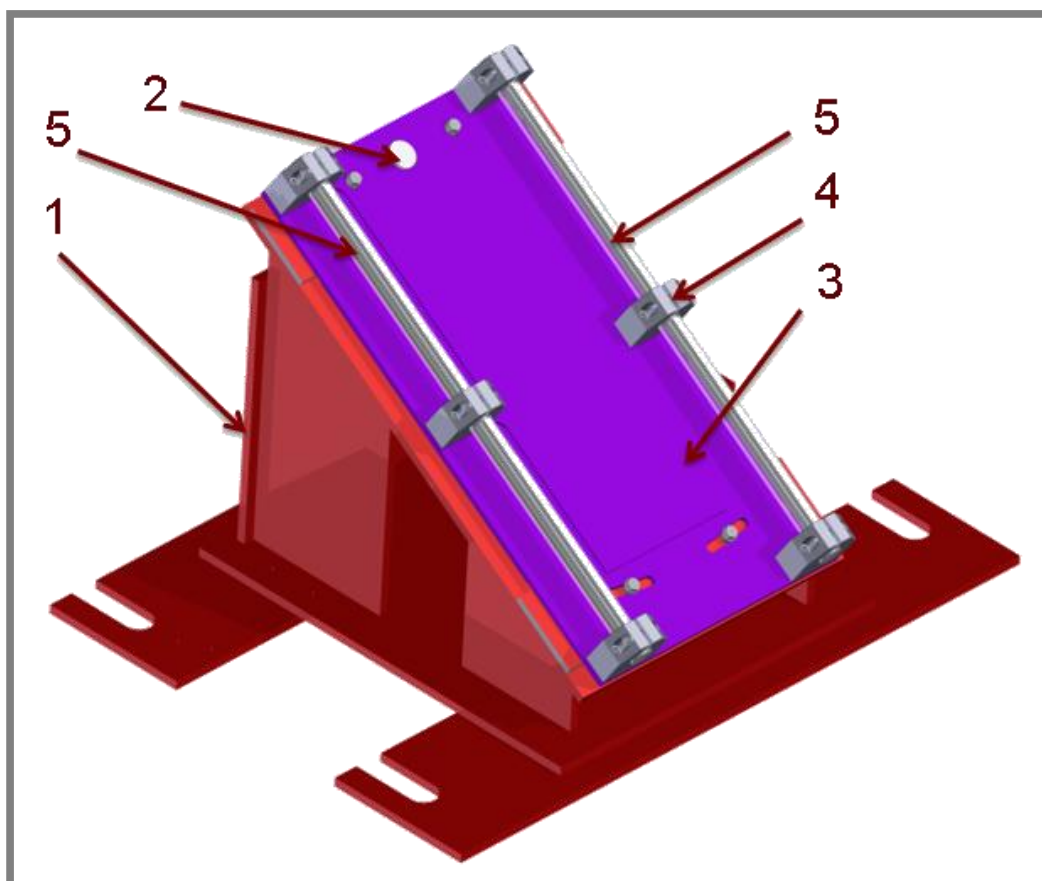
Obr. 6.13 Modul pro měření

1 – úhlový stůl, 2 – otočná deska, 3 – posuvná konzole, 4 – držák plankonvexní čočky, 5 – 3D stůl, 6 – mikroskop, 7 – kamera, 8 – pomocné páky

## 6.1.8.1 Úhlový stůl a otočná deska

Stůl (1) vyrobený z ocelových desek spojených svarovými spoji má horní plochu skloněnou pod úhlem  $33,5^\circ$  (obr. 6. 14). Tento úhel odpovídá kontaktnímu úhlu mezi kolem a kolejnicí, kde dochází k největšímu opotřebení. [13] Spodních desky rámu stolu jsou opatřeny drážky pro šrouby M24, které fixují stůl k základní desce. Na horní obrobene ploše se nachází čep (2), který slouží k uložení otočné desky (3). K následnému aretování otočné desky slouží čtyři závitové díry M6.

Otočná deska, vyrobená z ocelové desky o tloušťce 7 mm, slouží jako vedení posuvné konzole, která vede plankonvexní čočku do kontaktu. Deskou se dá pootočit maximálně o  $2^\circ$ . Tento úhel simuluje úhel náběhu mezi kolejnicí a železničním kolem. Otočná deska je opatřena výsečovými drážkami pro možnost libovolného nastavení a zajištění otočné desky pomocí čtyřech šroubů M6 a pružných podložek. Na horní ploše otočné desky je upevněno šest koncových úchytů vodících tyčí (4) dvanácti šrouby M6. V úchytech se nacházejí přesné broušené ocelové tyče (5), které slouží jako vedení posuvné konzole při zatížení a odlehčení. Koncové úchyty vodících tyčí fungují jako svěrná pouzdra a tlakem zajišťují aretaci vodících tyčí. V posuvné desce jsou vyfrézovány drážky pro ložiskové domky nesoucí pojezdovou konzoly.



**Obr. 6.14** Úhlový stůl a otočná deska

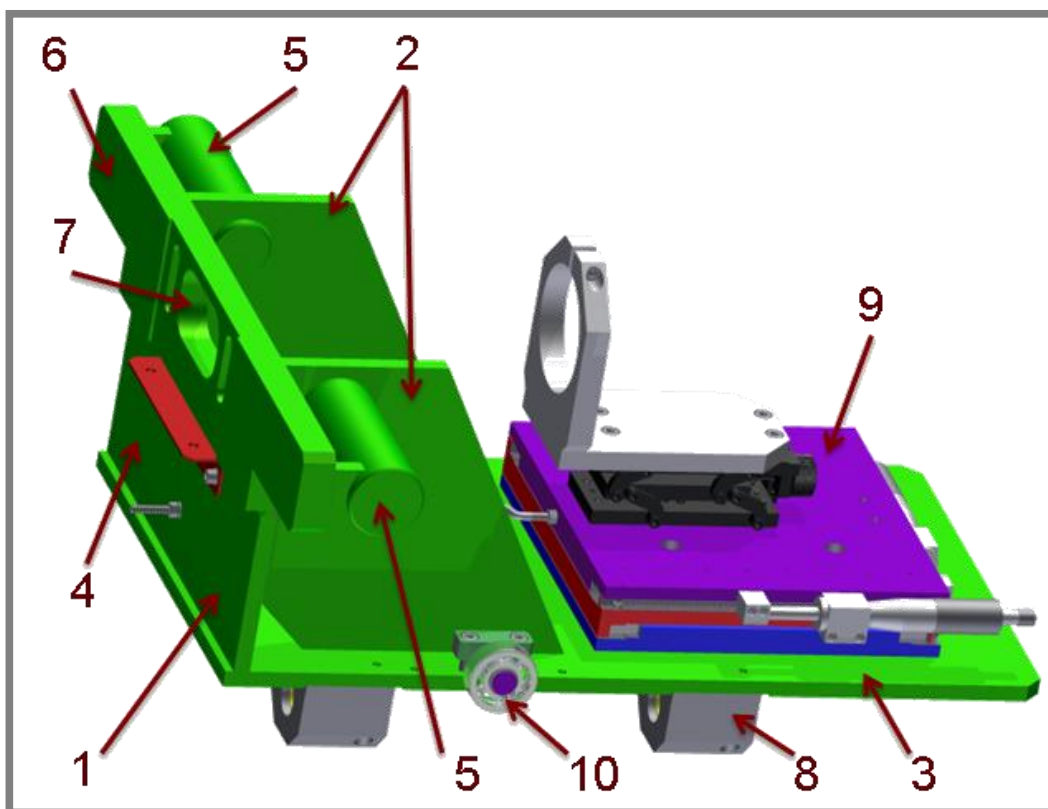
1 – rám úhlového stolu, 2 – čep, 3 – otočná deska, 4 – koncové úchyty vodících tyčí, 5 – ocelové tyče

## 6.1.8.2 Posuvná konzole

Posuvná konzole (1), tvořena převážně ocelovými deskami o tloušťce 10 mm a kruhovými ocelovými tyčemi o průměru 45 mm, je spojena svarovými spoji (obr. 6.15). Jedná se o velice namáhanou součást, která musí odolávat tlaku od držáku plankonvexní čočky při zatížení a boční síle vyvolané třením mezi kontaktním tělesem a železničním kolem. Tuhost zajišťují výztuhy (2) spojující spodní (3) a čelní desku (4). Ve výztuhách jsou uloženy a svárem spojeny ocelové čepy (5), které slouží k přenosu tlačné síly od zátěžových pák na držák plankonvexní čočky. Čelní deska se skládá ze dvou dílů (horní, dolní).

V horním dílu (6) čelní desky (silnější ocelová deska) je jednak otvor (7) pro průchod světelného svazku z mikroskopu (snímání kontaktu) a také dvě drážky pro šrouby upevňující držák plankonvexní čočky. Drážky je možno nastavit tak, aby plankonvexní čočka byla přesně v místě kontaktu. Na čelní straně se nachází vyfrézovaná plocha pro přesné dosednutí držáku plankonvexní čočky.

Na spodní desce posuvné konzoly jsou upevněny pomocí osmi šroubů M6 čtyři lineární kluzná pouzdra (8), která jsou vedena vodícími tyčemi. Tato kluzná pouzdra jsou tvořena eloxovaným hliníkovým domkem, ve kterém je uložena kluzná vložka (JUM-02). Vložka velice dobře pohlcuje vibrace, má velmi nízký koeficient smykového tření ( $s$  ocelí až 0,2), vysokou odolnost proti opotřebení a chemikáliím a má samomaznou schopnost. K spodní desce je též připevněn 3D stůl (9) a dvě ložiska ke zdvihu posuvné konzoly (10).



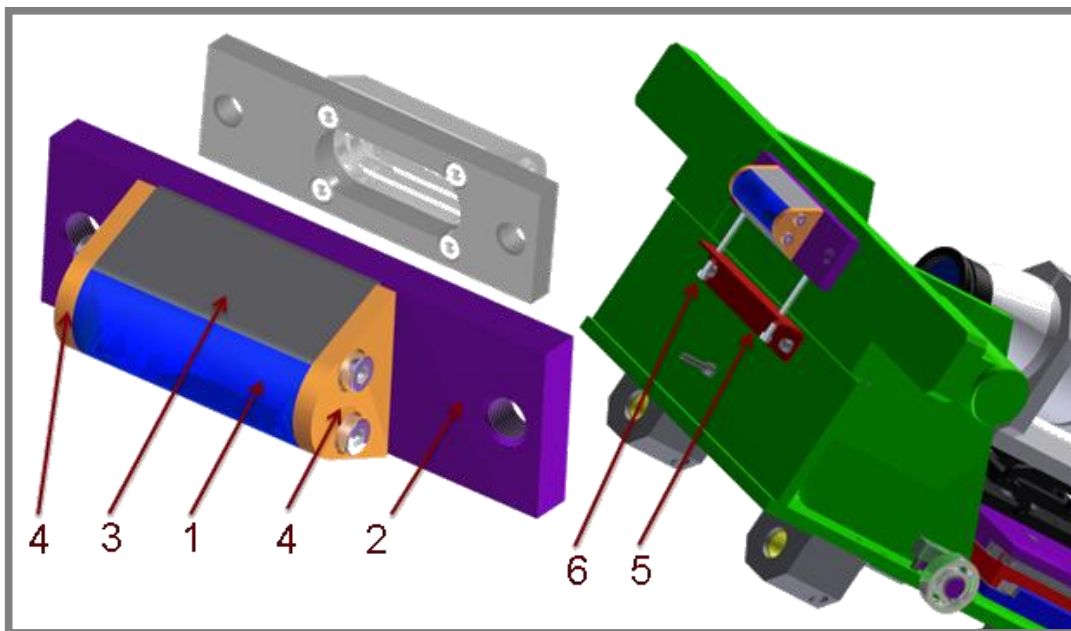
Obr. 6.15 Posuvná konzole

1 – posuvná konzole, 2 – výztuhy, 3 – spodní deska, 4 – čelní deska, 5 – čepy, 6 – horní deska, 7 – otvor pro snímání kontaktu, 8 – lineární kluzná pouzdra, 9 – 3D stůl, 10 – ložiska



## 6.1.8.3 Držák plankonvexní čočky a reálného vzorku

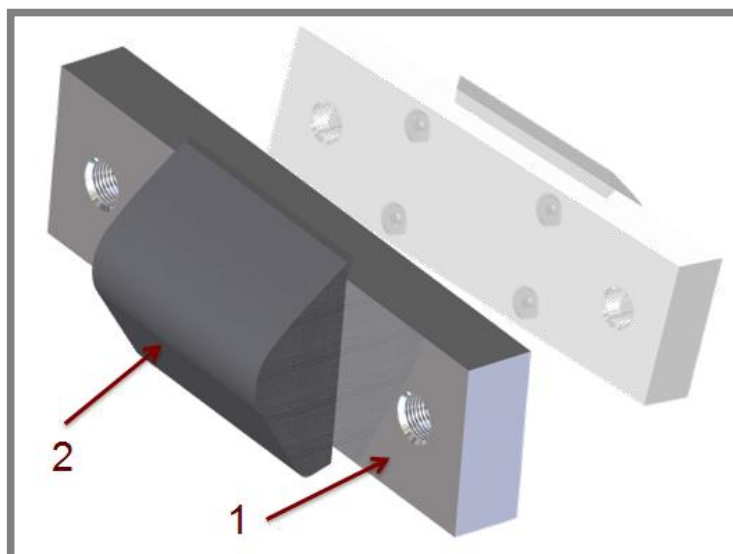
Úkolem držáku, zobrazeného na obr. 6. 16 je stabilní uchycení plankonvexní čočky, popř. reálného vzorku (1). Geometrie plankonvexní čočky přesně kopíruje zaoblenou část kolejničky. Nosným elementem držáku plankonvexní čočky je ocelová deska (2), v níž je otvor pro průchod světelných paprsků z mikroskopu. Na desce se nachází tělo držáku (3), který taktéž obsahuje otvor, ale kónického tvaru, z důvodu zorného pole mikroskopu. Tělo je k ocelové desce přišroubováno pomocí čtyř šroubů M5. K zamezení podélnému posuvu plankonvexní čočky jsou na bocích přichyceny tvarované ocelové desky (4) dvěma šrouby M6 na každé straně. Držák pro reálný vzorek, zobrazený na obr. 6.17, se skládá pouze z ocelové desky (1), ke které je pomocí čtyř šroubů M5 upevněn vzorek reálného vzorku (2).



Obr. 6.16 Držák plankonvexní čočky

1 – plankonvexní čočka, 2 – deska, 3 – tělo držáku, 4 – boční desky, 5 – nosník, 6 – šrouby k nastavení polohy kontaktního tělesa

K nastavení plankonvexní čočky nebo reálného vzorku v horizontální poloze slouží nosník (5) umístěný na čele posuvné konzoly (obr. 6.16). Spojení mezi nimi zajišťují dva šrouby M5. K nosníku, o profilu rovnoramenného trojúhelníku, náleží dvě matice spojené svárem. Maticemi prochází šrouby M5 (6), pomocí nichž je možno nastavit pozici plankonvexní čočky nebo reálného vzorku do místa kontaktu.



**Obr. 6.17** Držák reálného vzorku  
1 – ocelová deska, 2 – reálný vzorek

#### 6.1.8.4 3D stůl

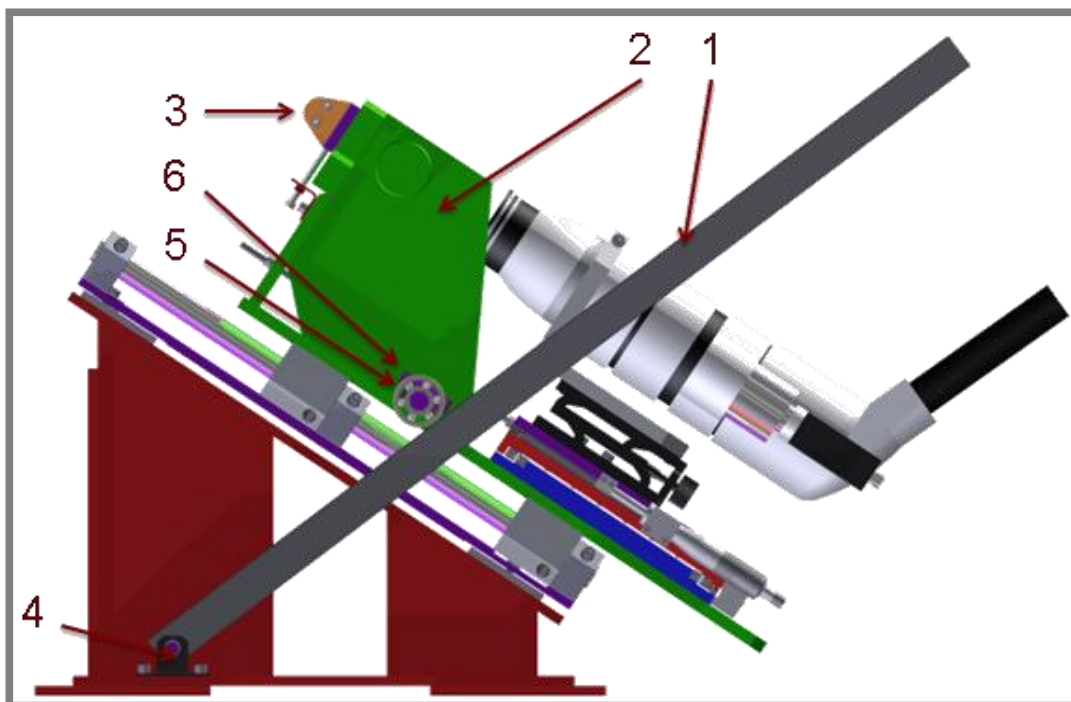
3D stůl, zobrazený na obr. 6.18, tvoří křížový stůl (1) a vertikální stůl (2). 3D stůl musí splňovat vysoké nároky na přesnost při nasměrování světelného svazku (mikroskopu) do kontaktu. Hlavně při nastavení osové vzdálenosti mezi objektivem mikroskopu a plankonvexní čočkou, která určuje zaostření objektu (kontaktu). Taktéž musí odolávat zatížení od mikroskopu (kolem 7 kg) a kamery. V případě využití vysokorychlostní kamery musí přenášet hmotnost více než 15 kg.

Křížový stůl je tvořen třemi deskami vzájemně se pohybujících po lineárních ložiscích LWR 3200 KIT (3). Dolní deska stolu (4) leží na spodní desce posuvné konzoly a je přišroubována pomocí čtyř zápusťných šroubů s válcovou hlavou M6. Ve vyfrézovaných drážkách spodní desky křížového stolu se nacházejí dvě vodící lišty lineárního vedení LWR pevně spojené se spodní deskou osmi šrouby M3. Stejným způsobem je navržena horní deska (6). Na střední desce (5) jsou vodící lišty přišroubované, stejně jako v předchozím případě, ale z obou stran. Při sestavení desek se mezi vodící lišty vkládají valivé elementy, v tomto případě kuličky v kleci, které jsou zajištěny šroubem M2 na každé straně vodící lišty. Ve střední a horní desce (6) křížového stolu jsou vyvrtány díry o stejné rozteči jako díry v dolní desce, které slouží k upevnění stolu k dolní desce posuvné konzoly. Důvodem je komfortnější montáž, neboť pokud by byly díry vytvořeny jen ve spodní desce, tak by se při demontáži musely odebrat valivé elementy

K přesnému nastavení polohy mikroskopu slouží dvě mikrometrické hlavice (7) od firmy Mitutoyo s měřícím rozsahem 0 – 50 mm a rozlišením 0,01 mm upevněné v držáku a zajištěné pojistnou maticí. Držáky (8) jsou přišroubovány k horní a spodní desce dvěma šrouby M3. Měrné válečky mikrometrických hlavice dosedají na doraz (9), a tím umožňují nastavení polohy jednotlivých desek. Dorazy, vyrobené z oceli, jsou přišroubovány dvěma šrouby M3 k horní a spodní desce. Aby nedocházelo k samovolnému posunutí jednotlivých desek vůči sobě, jsou desky

spojeny pružinami T 170 (10) od firmy Alcomex spring works s.r.o. Vzhledem k vysoké hmotnosti zařízení (mikroskop, držák mikroskopu) je nutné odlehčit mikrometrickou hlavici ve směru osy objektivu. Odlehčení zajistí předepnutí pružiny zavěšené na okách, které jsou přišroubovány k horní desce křížového stolu a k čelu posuvné konzoly.

Na horní ploše křížového stolu leží vertikální stůl s mikrometrickým nastavením výšky. Vertikální stolů umožňuje výškové nastavení v rozsahu 0 - 25 mm. Na vertikálním stolku je přišroubován držák (11) mikroskopu pomocí čtyřech šroubů M6. Skládá se z desky a objímky spojené šrouby M8. Do objímky se vloží tělo mikroskopu a zajistí dotažením šroubu M6 zapuštěného v objímce.



Obr. 6.19 Pomocné páky k vysunutí posuvné konzole

1 - pomocná páka, 2 – posuvná konzole, 3 – vzorek, 4 – vidlice, 5 – kuličkové ložisko, 6 - svěrka

#### 6.1.8.5

##### 6.1.8.5 Pomocné páky k vysunutí posuvné konzole

Páky (1) o délce 800 mm slouží k vysunutí posuvné konzole (2) při odlehčení zátěžových pák tak, aby bylo možné vyjmout čepy z pouzder v zátěžových pákách (obr. 6.19). Po vyjmutí čepů klesne posuvná konzola až na dolní mez (ke koncovým úchytům hřídele). Tímto má obsluha dostatečný prostor pro vyjmutí nebo výměnu vzorku (3).

Páky se využijí i při přípravě měření, kde se vysune posuvná konzole, vloží se čepy a může pak začít měření. V páce je vyvrtaná díra pro uložení čepu, který je umístěn ve vidlici (4) a zajištěn pojistnými kroužky. Vidlice, vyrobená z ocelového plechu, je přišroubována dvěma šrouby M6. Při zvedání dojde ke kontaktu mezi pákou a radiálním kuličkovým ložiskem (5). Radiální kuličkové ložisko je nalisováno na čep, jenž je upevněný svěrkou (6) k posuvné konzole pomocí dvou šroubů M6.



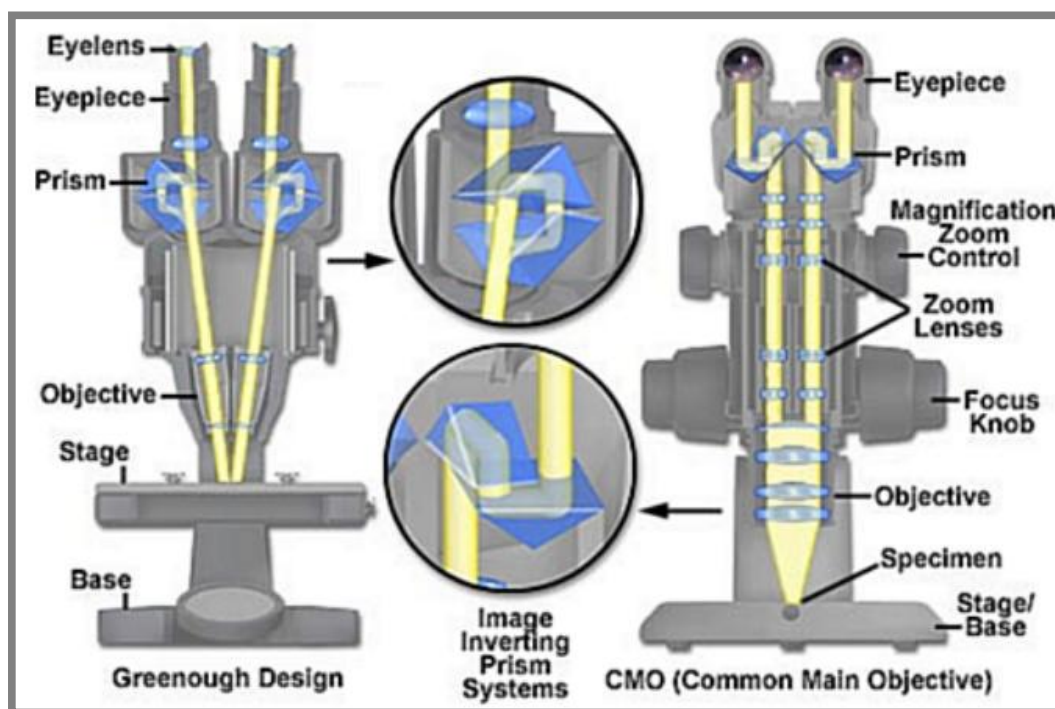
## 6.2 Měřicí zařízení

6.2

### 6.2.1 Mikroskop a kamera

6.2.1

Hlavní výhodou a předností stereoskopických mikroskopů je trojrozměrné (prostorové) pozorování studovaných předmětů. Při využití klasických mikroskopů nejsme schopni zobrazit tak velké zorné pole jako tomu je v tomto případě (velikost kontaktní oblasti 10 x 6 mm). Proto se využilo stereoskopického mikroskopu Nikon SMZ800 a objektivem P-Pan APO 0.5x (od firmy Nikon se zvětšením 0,5 x). Tento mikroskop obsahuje binokulární hlavice pro pozorování očima a přepínací táhlo trinokulární hlavice pro pozorování pomocí kamery, popřípadě fotoaparátu. Mikroskop se skládá z kovového těla, v němž je uložena optická soustava (čochy, hranoly), osvětlovače, mechanismů k zaostření a přiblížení vzorku (v našem případě kontaktu) a přepínacího mechanismu k vedení odražených paprsků do trinokuláru (video kamera). Obrázek 6.20 zobrazuje optickou dráhu světelného paprsku ve stereoskopickém mikroskopu a popis základních ovládacích prvků.



Obr. 6.20 Porovnání mezi klasickým mikroskopem a stereoskopem [44]  
vpravo – klasický mikroskop, vlevo - stereoskop

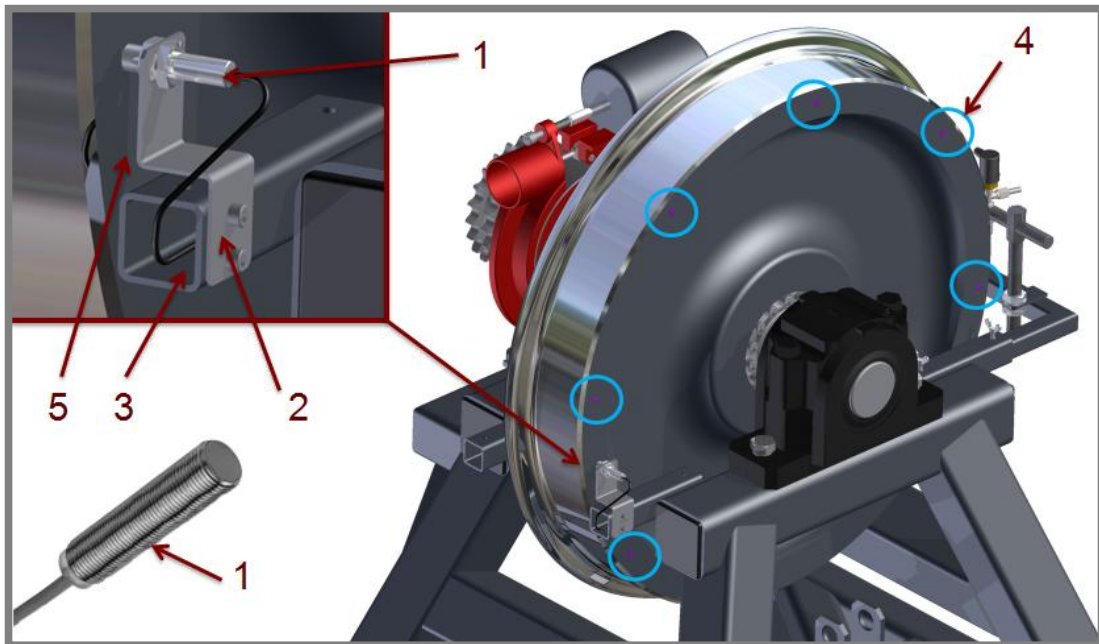
Na trinokulární hlavici stereoskopického mikroskopu je nasazena barevná kamera Manta G-504B/C s rozlišením 2452 x 2056 pixelů. Při plném rozlišení je schopna snímat 9 snímků za vteřinu. Vzhledem k nízké hmotnosti kamery není nutno podepřít kameru.

### 6.2.2 Profilometr

K měření opotřebení vzorku reálné kolejnice je využit optický profilometr Contour GT-X8 od firmy Bruker AXS. Optický profilometr Contour GT-X8 disponuje vysokou přesností měření, rychlostí a rozlišením. Parametry profilometru jsou v příloze D4.

### 6.2.3 Snímač otáček železničního kola

K měření otáček železničního kola se využívá indukčního snímače NBB2 12 GM50 od firmy Pepperl+Fuchs GmbH a osmi permanentních magnetů o rozměrech 10 x 6 x 2 mm. Obrázek 6.21 zobrazuje umístění indukčního snímače (1), který je fixován dvěma tenkými maticemi M12 v držáku snímače (2). Držák, připevněný dvěma šrouby M6 k rámu kola (3), je opatřen drážkou pro nastavení polohy indukčního snímače. Princip měření otáček železničního kola spočívá v zaznamenávání změny elektromagnetického pole indukčním snímačem při pohybu permanentních magnetů (4) přilepených k boku železničního kola (5). Permanentní magnety jsou umístěny na čele železničního kola po 45°. Indukční snímač zaznamenává signál maximálně ve vzdálenosti 2 mm od permanentního magnetu. Indukční snímač je připojen k čítači pulzů napětí v elektrické rozvodové skříni.



Obr. 6.21 Umístění snímače otáček železničního kola

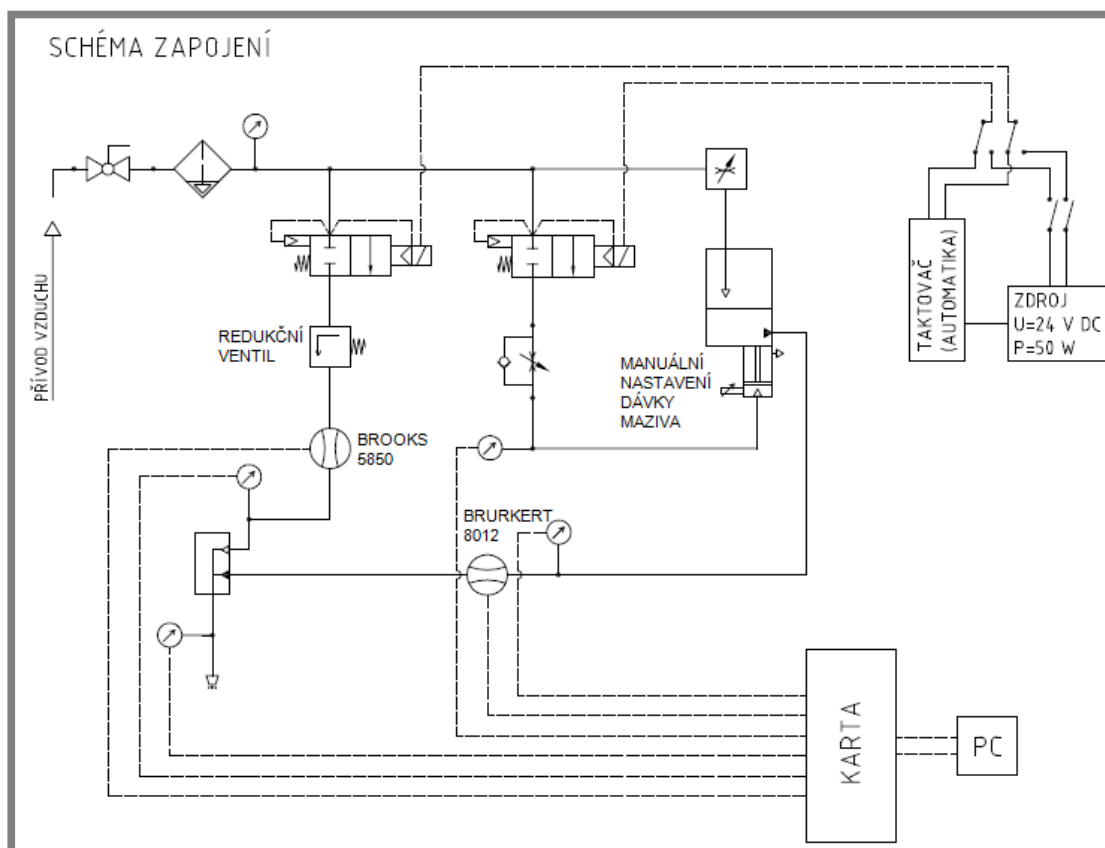
1 – indukční snímač, 2 – držák snímače, 3 – rám železničního kola, 4 – permanentní magnety, 5 – železniční kolo

### 6.3 Mazací zařízení

K experimentálnímu zařízení přísluší stend pro analýzu přístroje mazání okolků kolejových vozidel. Stend, jehož schéma zapojení prvků je zobrazeno na obr. 6. 22, slouží k:

- regulování/měření průtoku vzduchu před směšovačem
- regulování množství maziva dodávaného do směšovače
- měření maziva přicházejícího do směšovače
- měření tlaku v daných uzlech stendu.

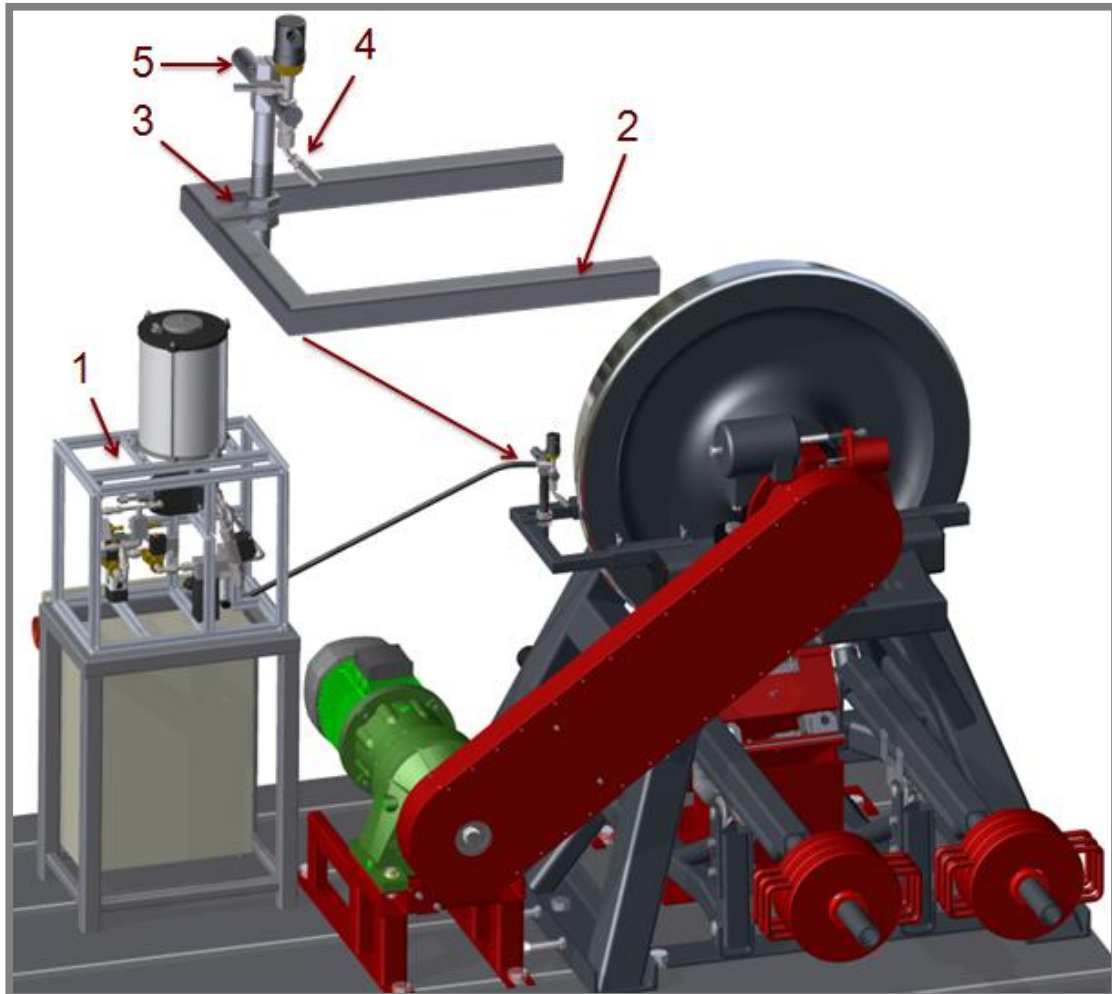
Funkce zařízení je následující. Stlačený vzduch se přivádí přes kulový ventil, vzduchový filtr a řízený elektromagnetický ventil, za nímž se potrubí rozděluje na dvě větve. Jedna větev vede přímo ke směšovači a druhá větev vede přímo do pístového mazacího přístroje. Pak mechanismus poháněný stlačeným vzduchem dávkuje z nádrže mazivo potrubím do směšovače. Ve směšovači dochází k mísení maziva se vzduchem a tato směs je následně vedena do trysky. Stend je umístěn na stole vedle experimentálního zařízení pro mazání okolků kolejových vozidel.



Obr. 6.22 Schéma mazacího zařízení [45]

Na obrázku 6.23 je zobrazen držák vstřikovací trysky. Skládá se z rámu (2) vyrobeného z dutých čtvercových profilů 30 x 30 x 2,5 mm a nastavovacích tyčí (vertikální a horizontální). Na rámu je svarovým spojem připevněna ocelová plochá tyč s vytvořeným otvorem, kterým prochází horizontální tyč (3) se závitem a pomocí dvou matic je možno nastavit výšku trysky (4) vůči kolu. Vertikální tyč (5)

procházející otvorem v horizontální tyči slouží k vertikálnímu a úhlovému nastavení mazací trysky. Zajištění vertikální tyče v horizontální tyči je provedeno svěrným spojením při utáhnutí šroubu M4. Jelikož je celý rám držáku trysky vsunut do dutého čtvercového profilu na rámu kola, tak je možné nastavit vzdálenost trysky od povrchu kola a zajistit tuto polohu čtyřmi křídlovými šrouby M6.



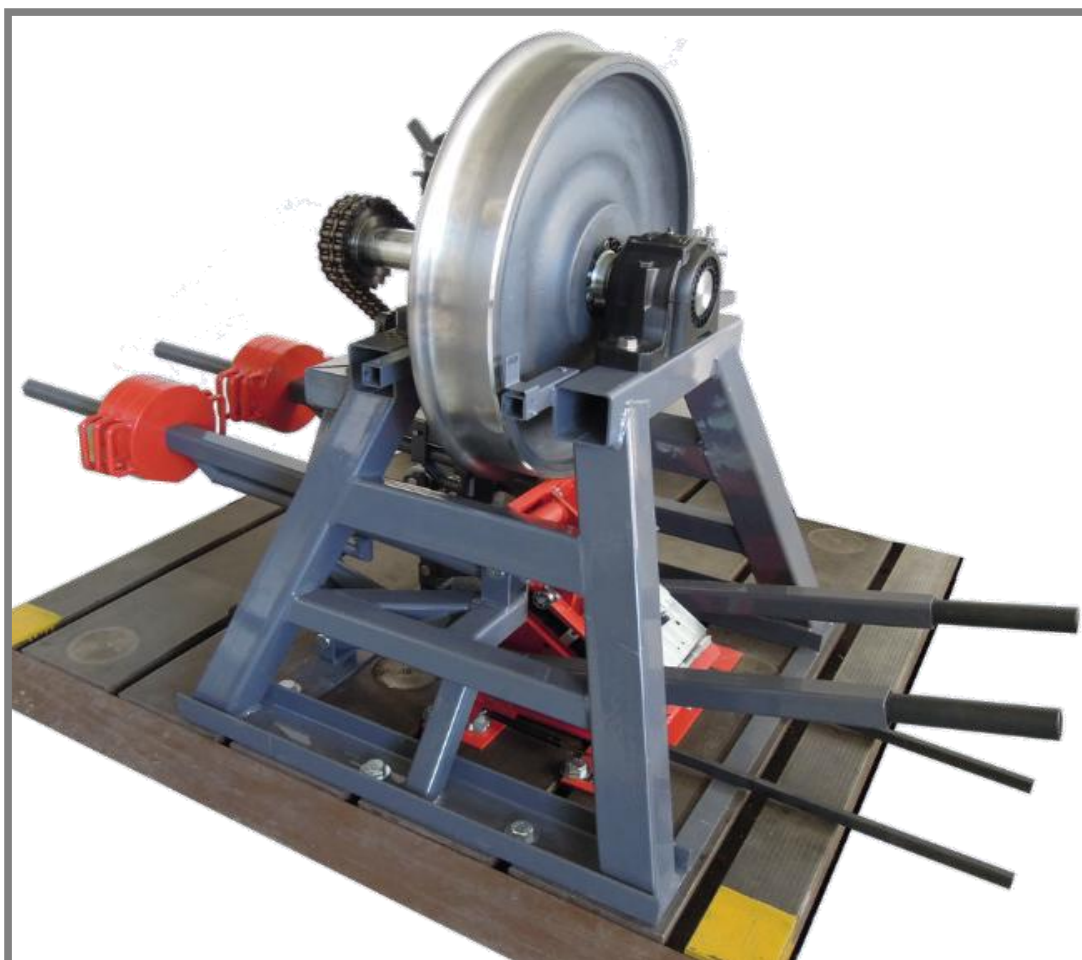
**Obr. 6.23** Držák vstříkovací trysky

1 – vstříkovací zařízení, 2 – rám držáku, 3 – horizontální tyčka, 4 – vstříkovací tryska, 5 – vertikální tyčka

## 6.4 Ověřovací experimenty

6.4

Funkčnost zařízení, zobrazeného na obr. 6.24, byla posouzena podle ověřovacích experimentů samostatně pro reálný vzorek a plankonvexní čočku (modul pro měření).



Obr. 6.24 Fotografie experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel

### 6.4.1 Reálný vzorek

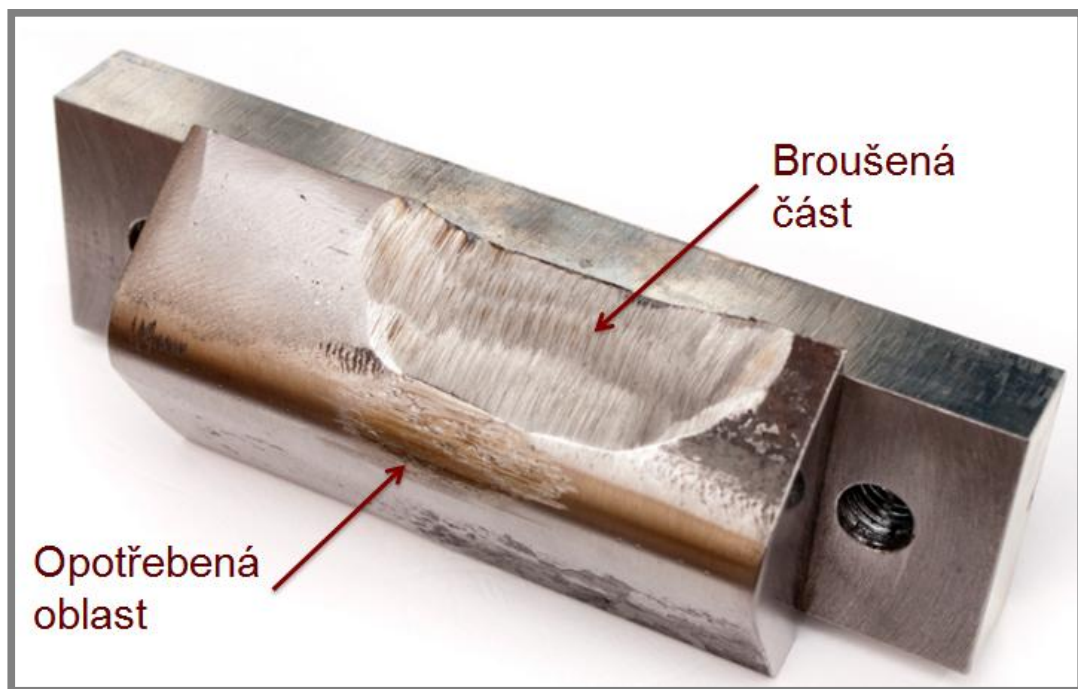
Vstupními parametry pro ověření experimentálního zařízení pro studium opotřebení reálného vzorku byly:

6.4.1

- normálové zatížení:  $F_n = 3$  kN,
- typ kontaktu: suchý kontakt,
- počet otáček železničního kola:  $p_n = 50$  (což odpovídá ujeté vzdálenosti vlaku přibližně 10 km),
- skluzová rychlost:  $v_s = 0,5$  m/s (což odpovídá rychlosti vlaku přibližně 140 km/hod)
- úhel náběhu:  $0^\circ$



Výsledek měření opotřebení reálného vzorku je zobrazen na obr. 6.25. Na opotřebeném vzorku je patrná převládající míra adhezního opotřebení. Adhezní opotřebení je proces, při němž se kontaktní plochy následkem vzájemných interakcí přizpůsobují. Tento proces vzniká jako důsledek relativního pohybu mikro-nerovností na styčných plochách. Jelikož vzájemný pohyb kluzných ploch probíhá pod tlakem, dochází k plastické deformaci a vytvoření mikrospojů, které se později uvolní a zanechají rýhy v kontaktních tělesech. Velikost opotřebené oblasti je přibližně 30 x 13 mm. Detailnější fotografie kontaktu jsou uvedeny v příloze 11. Pozn.: Vzhledem k radiálnímu házení kónické části železničního kola je část kolejnice vybroušena.



Obr. 6.25 Opotřebení vzorku z reálné kolejnice

#### 6.4.2 Ověření funkčnosti modulu pro měření

Modul pro měření byl ověřen pro stacionární mazaný kontakt (mazivo mogul EKO OK). Před měřením byly provedeny tribologické testy maziva Mogul EKO OK. Výsledky jsou obsaženy v příloze (DVD). Kontaktní tělesa byla zatížena normálovou silou o velikosti 800 N. Ověřila se funkčnost a vhodnost optické soustavy a dostatečný posuv pojezdové konzole pro výměnu vzorku.

## 7 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh a realizace experimentálního zařízení, které bude využito k objasnění procesů probíhajících v kontaktu mezi kolejnici a okolcem. Dílčími cíli pro návrh konstrukce byli: využití modelové situace 1:1, využití optické interferometrie a měření opotřebením reálné kolejnice. Realizace experimentálního zařízení byla splněna a proběhla za finanční podpory účastníků projektu MPO. Zařízení je vedeno jako dva funkční vzorky: experimentální simulátor kontaktu okolku kola a kolejnice [46] a modul pro studium mazaného kontaktu okolku kola a kolejnice optickou metodou [47].

### 7.1 Konstrukční rozbor

Navrhované experimentální zařízení splňuje dílčí cíle a skládá se ze tří hlavních částí: mechanické části ke zprostředkování kontaktu, optické části k vizualizaci kontaktu a mazacího zařízení pro aplikaci mazacího filmu do oblasti kontaktu. Mechanickou část tvoří reálné železniční kolo uložené v tuhém rámu, modulu pro upnutí vzorku z reálné kolejnice, (popřípadě optického tělesa), pákových mechanismů k zatížení kontaktu a pohonu k zprostředkování relativního pohybu mezi kontaktními tělesy. Optická část, sloužící k vizualizaci kontaktu, se skládá ze stereoskopického mikroskopu, kamery a osvětlovače. Mazací zařízení aplikuje mazivo formou mlhy na okolek železničního kola a obsahuje měřicí veličiny pro analýzu mazacího procesu. Podrobnější popis experimentálního zařízení se nachází v kapitole 7.

Zařízení umožňuje měření opotřebením vzorku kolejnice profilometrem a stanovení lokální tloušťky mazacího filmu a jeho prolomení pomocí optické interferometrie za variantních podmínek (velikost zatížení, úhel náběhu, rychlost otáček železničního kola). Jedná se o inovativní řešení, neboť optickou interferometrii k posouzení vlivu mazání na procesy probíhající v kontaktu okolek – kolejnice doposud nikdo nevyužil.

Optická interferometrie však přináší určitá omezení. Hlavním omezením je velikost zatížení plankonvexní čočky. Zatímco vzorek z kolejnice může být zatížen normálovou silou více než 10 kN, tak plankonvexní čočka z borosilikátového skla maximálně 1 kN. To vedlo k návrhu rozdílných pák mechanismů k zatížení pro optické těleso a vzorek kolejnice (kapitola 6.1.7). Zvýšit přípustné zatížení optického tělesa je možné změnou materiálu. Například využít plankonvexní čočku vyrobenou ze safíru. Toto řešení vede k výrazným navýšením nákladů.

Pro analyzování procesu v kontaktu optickou metodou je potřeba zajistit dobrou kvalitu kontaktních ploch (struktura povrchu  $Ra < 0,8$ ). Při měření reálného vzorku (kolejnice) však dochází k výraznému adheznímu opotřebením, což má za následek zhoršení kvality povrchu. To znamená, že před měřením optickou metodou je potřeba upravit struktury povrchu železničního kola. Řešením může být realizace přenosného nebo stacionárního brusného modulu umístěného na rámu kola.

V současné době je velikost zatížení dána poměrem ramen a hmotností závaží pákového mechanismu. Pro komplexnější měření je potřeba experimentální zařízení opatřit siloměry pro měření třecí síly a normálové síly. Vzhledem k radiálnímu a obvodovému házení železničního kola je nutno normálovou sílu měřit ve dvou

osách. Návrh a realizace brusného modulu a zařízení pro měření sil je nad časový rámec diplomové práce a budou řešeny v nadcházejících pracích.

Součástí práce je výkresová dokumentace, která byla základem pro výrobu součástí. Seznam výkresové dokumentace je obsažen v příloze 10. Veškeré výpočty v programu MathCad, kompletní výkresová dokumentace, použité katalogy součástí a ostatní dokumenty jsou přikládány na přenosném médiu (DVD).

---

## 7.2 Technologický a ekonomický rozbor

Zařízení se skládá převážně z normalizovaných a běžně dostupných dílů. Při návrhu je brána v úvahu i minimalizace technologických nároků a ekonomických nákladů. Proto jsou jednotlivé díly navrhovány tak, aby je bylo možné vyrobit běžnými technologickými operacemi (ohýbání, třískové obrábění, nýtování a svařování). Celková cena materiálu a komponent na výrobu zařízení se odhaduje v rozmezí 300 – 400 tisíc korun. Nejnákladnější částí konstrukce jsou: výroba rámu kola, výroba hřídele, výroba pákových mechanismů, nákup pohonu, frekvenčního měniče a lineárních vedení. Jako povrchová ochrana všech součástí před chemickými vlivy je volen nástřík syntetickou barvou a zinkování.

Celková váha zařízení přesahuje hodnotu větší jak 1,5 tuny, a proto je manipulace s komponenty náročná. Vzhledem k hmotnostem součástí je nutno respektovat montážní postup obsažený v příloze D6.

---

## 7.3 Plánované experimenty

Navržené a realizované experimentální zařízení bude v dalších etapách intenzivně využíváno ke studiu vlivu množství dávky mazací směsi a provozních parametrů na tribologické aspekty kontaktu železničního kola a kolejnice. Cílem experimentů bude stanovení optimálního množství maziva, které je nutné aplikovat do kontaktu za různých vnějších podmínek.

Proměnnými parametry při experimentech budou skluzová rychlost (cca. 0,2 až 0,5 m/s), normálové zatížení (0 až 8 kN pro reálný vzorek a 0 až 1 kN pro plankonvexní čočku), množství maziva odpovídající dané skluzové dráze, typ použitého maziva a obsah kontaminantů, především vlhkosti a písku. Sledovanými parametry bude velikost třecí síly, rozsah mazané oblasti v kontaktu, míra a charakter opotřebení za danou skluzovou dráhu.



**8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ**

- [1] OLOFSSON, U.; LEWIS, R. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press, 2006. Tribology of the Wheel, Āi Rail Contact, p. 121-141. ISBN 978-0-8493-3321-7.
- [2] CHATTOPADHYAY, G. et al. Development of Optimal Rail Track Maintenance Strategies Based on Rolling Contact Fatigue (RCF), Traffic Wear, Lubrication and Weather Condition. *In proceeding of the 5th Operations Research Conference on Operation Research in the 21st Century*. 2003, p. 54-66.
- [3] CANTER, N. Railroad Wheel Lubrication. *Tribology & Lubrication Technology*. 2007, vol.63, no.12.
- [4] LARSSON, P.O. Lubricating Parametres for Wheel-Rail Interface. *In ELGI AGM Proceedings, European Lubricating Grease Institute Annual General Meeting*. 2000.
- [5] ARIAS - CUEVAS, O. et al. Rolling–sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel–rail contacts, *Wear*, vol. 268, no. 3–4, 2010, p. 543-551, ISSN 0043-1648.
- [6] GALLARDO - HERNANDEZ, E.A.; LEWIS, R. Twin disc assessment of wheel/rail adhesion, *Wear*, vol. 265, no. 9–10, 2008, p. 1309-1316, ISSN 0043-1648.
- [7] WANG, W.J.; et al. Study on relationship between oblique fatigue crack and rail wear in curve track and prevention, *Wear*, vol. 267, no 1–4, 2009, p. 540-544, ISSN 0043-1648.
- [8] ČSN EN 15427 (280555) | Železniční aplikace - Řízení procesu tření ve vztahu kolo/kolejnice - Mazání okolků, 2009.
- [9] BRUNI, S.; CHELI, F.; RESTA, F. A model of an actively controlled roller rig for tests on full-size railway wheel sets. *In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2001, vol. 215, no. 4, p. 277-288.
- [10] ZHANG, W., et al. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig. *Wear*. 2002, vol. 253, no. 1-2, s. 82-88. ISSN 0043-1648.
- [11] MATSUMOTO, A., et al. Improvement of bogie curving performance by using friction modifier to rail/wheel interface: Verification by full-scale rolling stand test, *Wear*, vol. 258, no. 7–8, 2005, p. 1201-1208, ISSN 0043-1648.
- [12] MATSUMOTO, A., et al. Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand, *Wear*, vol. 191, no. 1–2, 1996, p. 101-106, ISSN 0043-1648.

- [13] EADIE, D.T., et al. 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, vol. 265, no. 9-10, p. 1222-1230. ISSN 0043-1648.
- [14] SUNDH, J.; OLOFSSON, U. Seizure mechanisms of wheel-rail contacts under lubricated conditions using a transient ball-on-disc test method. *Tribology International*. 2008, vol. 41, no. 9-10, p. 867-874. ISSN 0301-679X.
- [15] ANDERSSON, S.; SALAS-RUSSO, E.: The influence of surface roughness and oil viscosity on the transition in mixed lubricated sliding steel contacts, *Wear*, 1994, vol. 174, no. 1-2, s 71-79, ISSN 0043-1648.
- [16] SALAS-RUSSO, E., et al.: Criteria for seizure in sliding contacts. In: *Proceedings of Japan international tribology conference*, 1990, Nagoya, Japan.
- [17] SUNDH, J.; SKYTTE af SATRA U.: Influence of surface topography and surface modifications on seizure initiation in lean lubricated sliding contacts. In: *Proceedings from international conference on wear of engineering materials*, 2005, IRG-OECD, Uppsala, Sweden.
- [18] DIZDAR, S.; ANDERSSON, S.: Influence of plastic deformation on seizure initiation in a lubricated sliding contact, *Wear*, 1999, vol. 232, no. 2, s 151-156, ISSN 0043-1648.
- [19] SUNDH, J.; OLOFSSON, U.; SUNDVALL, K. Seizure and wear rate testing of wheel-rail contacts under lubricated conditions using pin-on-disc methodology. *Wear*. 2008, vol. 265, no. 9-10, p. 1425-1430. ISSN 0043-1648.
- [20] SUNDH, J.; OLOFSSON, U. Relating contact temperature and wear transitions in a wheel-rail contact, *Wear*, vol. 271, no. 1-2, 2011, p. 78-85, ISSN 0043-1648.
- [21] JIN, Y.; ISHIDA, M.; Namura, A. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner, *Wear*, vol. 271, no. 1-2, 2011, p. 259-267, ISSN 0043-1648.
- [22] DESCARTES, S., et al. Wheel flange/rail gauge corner contact lubrication: Tribological investigations. *Wear*. 2009, vol. 271, no. 1-2, s. 54-61. ISSN 0043-1648.
- [23] MATSUMOTO, A., et al. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model. *Wear*. 2002, vol. 253, no. 1-2, s. 199-203. ISSN 0043-1648.
- [24] RINGSBERG, J. W. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation, *International Journal of Fatigue*, vol. 23, no. 7, 2001, p. 575-586, ISSN 0142-1123.

- [25] BRAGHIN, F.; et al. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear, *Wear*, vol. 261, no. 11–12, 2006, p. 1253-1264, ISSN 0043-1648.
- [26] SPIRYAGIN, M., et al. Numerical calculation of temperature in the wheel-rail flange contact and implications for lubricant choice. *Wear*. 2010, vol. 268, no. 1-2, s. 287-293. ISSN 0043-1648.
- [27] ZHANG, J.; SUN, S.; JIN, X. Numerical Simulation of Two-Point Contact Between Wheel and Rail. *Acta Mechanica Solida Sinica*. 2009, vol. 22, no. 4, s. 352-359. ISSN 0894-9166.
- [28] Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera [online]. 2005 [cit. 2010-05-21]. Jízda železničního kolejového vozidla. Dostupné z WWW: <[http://webak.upce.cz/~lata/ZDT\\_e-learning/ZDT\\_kap\\_4.htm](http://webak.upce.cz/~lata/ZDT_e-learning/ZDT_kap_4.htm)>.
- [29] PISARENKO, G.S.; YAKOVLEV, A.P; MATVEEV, V.V. Spravochnik po protivleniju materialov. *Naukova dumka*. Kiev. 1988, p.736.
- [30] TELLISKIVI, T.; OLOFSSON, U. Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2001, vol. 215, no. 2, p.65-72.
- [31] SKLENÁŠ, Jan. Modifikace a regulace tření kola a kolejnice. In: *Tribotechnika* [online]. 2012 [cit. 2012-04-01]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-1-2009/modifikace-a-regulace-treni-kola-a-kolejnice.html>.
- [32] InterTran Corporation: Friction Modifier. [online]. [cit. 2012-03-31]. Dostupné z: [http://www.intertransusa.com/test/All\\_Rail.html](http://www.intertransusa.com/test/All_Rail.html).
- [33] KOTRBA, A. Minimalizace opotřebení jízdních obrysů kol dvojkolí železničních kolejových vozidel v provozních podmínkách depa kolejových vozidel. Pardubice: Dopravní fakulta Jana Pernera v Pardubicích, 2005. 108 s. Vedoucí disertační práce doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.
- [34] WAARA, P. Lubricant influence on flange wear in sharp railroad curves. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2001, vol. 53 no. 4, p.161 – 168. ISSN 0036-8792.
- [35] OLOFSSON, U.; TELLISKIVI, T. Wear, plastic deformation and friction of two rail steels—a full-scale test and a laboratory study. *Wear*, 2001 vol. 254, no. 1–2, p. 80-93, ISSN 0043-1648.
- [36] HLAVÁČEK, J. Metoda pro měření akustických parametrů kolejových vozidel podle TSI, subsystém, „Kolejová vozidla – hluk“. Praha, 2006, 44 s., 16 s. příl. Technická zpráva. 2116014. Výzkumný ústav železniční. Dostupné také

- z WWW:[http://www.mdcz.cz/NR/rdonlyres/D88D905D-9816-40BE-962F-7B6A9BC020F4/0/Metodika026\\_2006.pdf](http://www.mdcz.cz/NR/rdonlyres/D88D905D-9816-40BE-962F-7B6A9BC020F4/0/Metodika026_2006.pdf).
- [37] CHIDDICK, K.S; EADIE, D.T. Wheel/rail friction management solutions: conference on Current Problems in Rail Vehicles, PRORAIL 99, Prague, 1999, p.6.
- [38] HARTL, M.-KŘUPKA, I.-ČERMÁK, J.: *Stanovení tloušťky a tvaru elastohydrodynamického mazacího filmu optickou interferenční metodou*. Inženýrská mechanika. 1994, roč. 1, č.5/6, s. 299-312.
- [49] HARTL, M.: *Měření a studium velmi tenkých mazacích filmů*. Brno, 2001, Habilitační práce, 104s., Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [40] HARTL, M; KŘUPKA, I; LIŠKA, M. Vytvoření 3-D obrazu elastohydrodynamického mazacího filmu numerickým zpracováním interferogramů. *Jemná mechanika a optika*. 1994, roč. 11, č. 12/94, p. 304-308.
- [41] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, R.; BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. Vysoké učení technické v Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [42] CVI Melles Griot: LCP-C - BK7 Rectangular Cylindrical Plano-Convex Singlet Lenses. [online]. 2011 [cit. 2012-04-01]. Dostupné z: <http://www.cvimellesgriot.com/Products/BK7-Rectangular-Cylindrical-Plano-Convex-Singlet-Lenses-Standard.aspx>.
- [43] ZÍTKO, M. Parostroj [online]. 19.12.2010 [cit. 2011-06-08]. Jízdní obrysy obručí a věnců celistvých kol - TNŽ 28 0335. Dostupné z WWW: <<http://www.parostroj.net/technika/dvojkoli/profil/profil.htm>>.
- [44] Microscopyu: Introduction to Stereomicroscopy. NOTHNAGLE, P. E. [online]. [cit. 2012-04-01]. Dostupné z: <http://www.microscopyu.com/articles/stereomicroscopy/stereointro.html>.
- [45] ŠTĚNIČKA, P. Stend pro analýzu přístroje k mazání okolků kolejových vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 71 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [46] OMASTA, M.; a kol. Experimentální *simulátor kontaktu kola a kolejnice* [G - funkční vzorek]. VUT Brno, 2012, 2 s. Dostupné z: [http://pom.uk.fme.vutbr.cz/pdf\\_projekt.php?id=216](http://pom.uk.fme.vutbr.cz/pdf_projekt.php?id=216)
- [47] OMASTA, M.; a kol. Modul pro studium mazaného kontaktu okolku kola a kolejnice optickou metodou [G - funkční vzorek]. VUT Brno, 2012, 2 s. Dostupné z: [http://pom.uk.fme.vutbr.cz/pdf\\_projekt.php?id=217](http://pom.uk.fme.vutbr.cz/pdf_projekt.php?id=217)

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

Zkratka	Význam
CAD	Computer Aided design
CCD	Charge-Coupled Device
ČSN	České státní normy
DXF	Drawing Exchange Format
FEM	Finite Element Methods
GPS	Global Position System
ISO	International Organization for Standardization
SEM	Scanning Electron Microscope
STL	Nativní formát souboru stereolitografie

Symbol	Jednotka	Popis
$a$	(mm)	velikost velké poloosy
$b$	(mm)	velikost malé poloosy
$n_a$	(-)	koeficient
$n_b$	(-)	koeficient
$n_p$	(-)	koeficient
$p_k$	(GPa)	kontaktní tlak
$p_n$	(-)	počet otáček železničního kola
$t_{loc}$	(°C)	lokální teplota v kontaktu
$v_s$	(ms <sup>-1</sup> )	skluzová rychlost
$v_k$	(ms <sup>-1</sup> )	rychlost kolejnice, obvodová rychlost železničního kola
$s$	(mm)	vzdálenost kontaktu o hlavy kolejnice v radiálním směru
$Q$	(N)	svislá síla
$Y$	(N)	příčná síla
$T$	(N)	podélná síla
$\sigma_{max}$	(MPa)	maximální Hertzův tlak
$E_m$	(MPa)	redukovaný modul pružnosti
$E_1$	(MPa)	Youngův modul pružnosti kola
$E_2$	(MPa)	Youngův modul pružnosti kolejnice
$F$	(N)	laterální síla
$F_{lat}$	(N)	laterální síla
$F_n$	(N)	normálová síla
$F_t$	(N)	třecí síla vyvolaná laterálním zatížením
$F_{tl}$	(N)	tlačná síla na odlehčovací páku
$F_v$	(N)	velikost valivého odporu
$F_{ver}$	(N)	vertikální síla
$P_1$	(W)	výkon nutný k překonání třecí síly $F_t$
$P_2$	(W)	výkon nutný k překonání valivého odporu
$R$	(mm)	poloměr valení kola
$R_1$	(mm)	poloměr zakřivení kola v radiálním směru
$R_2$	(mm)	poloměr zakřivení okolku
$R_3$	(mm)	poloměr zakřivení traťového oblouku v podélném směru

$R_4$	(mm)	poloměr zakřivení zaoblené části kolejnice
$\alpha$	(°)	úhel náběhu
$\beta$	(°)	úhel (rychlostní profil)
$\mu$	(-)	součinitel tření mezi železničním kolem a kolejnicí
$\vartheta$	(m)	součinitel valivého odporu
$\nu_1$	(-)	Poissonův poměr materiálu železničního kola
$\nu_2$	(-)	Poissonův poměr materiálu kolejnice



**10 SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK****10****10.1 Seznam obrázků****7.1**

- Obr. 1.1** Kontaktní oblasti mezi železničním kolem a kolejnicí [1]  
**Obr. 1.2** Rozdělení experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel  
**Obr. 1.3** Experimentální zařízení dle Bruniho, Cheliho a Resti [9]  
**Obr. 1.4** Experimentální zařízení dle Zhanga a kol. [10]  
**Obr. 1.5** Experimentální zařízení dle Matsumota a kol. [11], [12]  
**Obr. 1.6** Experimentální zařízení dle Eadieho a kol. [13]  
**Obr. 1.7** Experimentální zařízení dle Sundha a kol. [16]  
**Obr. 1.8** Experimentální zařízení dle Sundha a kol. [20]  
**Obr. 1.9** Experimentální zařízení dle Jina, Ishidy a Namury [21]  
**Obr. 1.10** Experimentální zařízení dle Descartese a kol [22]  
**Obr. 1.11** Experimentální zařízení dle Matsumota a kol. [23]  
**Obr. 1.12** Teplotní distribuce (ve °C) v kontaktu mezi okolkem a zaoblenou částí kola a mezi hlavou kolejnice a funkční plochou kola, závislost teploty v kontaktu na skluzové rychlosti [26]  
**Obr. 1.13** Numerická simulace, velikost a poloha kontaktní oblasti [27]  
**Obr. 2.1** Pohyb dvojkolí na přímé trati [28]  
**Obr. 2.2** Pohyb dvojkolí v zakřivené části trati (nenatočené a natočené dvojkolí) [28]  
**Obr. 2.3** Silové poměry ve styku kolo – kolejnice [28]  
**Obr. 2.4** Dvoubodový kontakt [26]  
**Obr. 2.5** Porovnání velikostí kontaktních oblastí a kontaktního tlaku u metody konečných prvků (FEM), hraničních prvků (CONTACT) a Hertz teorie [29]  
**Obr. 2.6** On-board mazací systém okolků kolejových vozidel od společnosti [32]  
**Obr. 2.7** Závislost opotřebení na počtu vykonaných cyklů (otáček kola) pro suchý a modifikovaný kontakt [13]  
**Obr. 2.8** Měřené body opotřebení [13]  
**Obr. 2.9** Příspěvek hlavních zdrojů hlukových emisí na celkovém hluku [35]  
**Obr. 2.10** Snížení hluku vlivem mazání [36]  
**Obr. 2.11** Analýza mazání okolků kolejových vozidel  
**Obr. 4.1** Fyzikální princip optické interferometrie  
**Obr. 4.2** Posloupnost činností diplomové práce  
**Obr. 5.1** Návrh varianty č. 1  
**Obr. 5.2** Návrh varianty č. 2  
**Obr. 5.3** Návrh varianty č. 3  
**Obr. 5.4** Porovnání rychlostních profilů  
**Obr. 6.1** Základní části experimentálního zařízení  
**Obr. 6.2** Základní rozměry experimentálního zařízení  
**Obr. 6.3** Plankonvexní čočka [41]  
**Obr. 6.4** Řez vzorku z kolejnice o profilu UIC 60  
**Obr. 6.5** Jízdní profil železničního kola UIC ORE (UIC S1002) [42]  
**Obr. 6.6** Rám a uložení železničního kola  
**Obr. 6.7** Rám kola  
**Obr. 6.8** Uložení železničního kola

- Obr. 6.9** Pohon
- Obr. 6.10** Brzda
- Obr. 6.11** Pákový mechanismus k odlehčení
- Obr. 6.12** Pákový mechanismus k zatížení
- Obr. 6.13** Modul pro měření
- Obr. 6.14** Úhlový stůl a otočná deska
- Obr. 6.15** Posuvná konzole
- Obr. 6.16** Držák plankonvexní čočky
- Obr. 6.17** 3D stůl
- Obr. 6.18** Držák reálného vzorku
- Obr. 6.19** Pomocné páky k vysunutí posuvné konzole
- Obr. 6.20** Porovnání mezi klasickým mikroskopem a stereoskopem [43]
- Obr. 6.21** Umístění snímače otáček železničního kola
- Obr. 6.22** Schéma mazacího zařízení [45]
- Obr. 6.23** Držák vstřikovací trysky
- Obr. 6.24** Fotografie experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel
- Obr. 6.25** Opotřebený vzorek z reálné kolejničky

## 10.2 Seznam tabulek

- Tab. 1.1** Charakteristiky reálného kontaktu okolek - kolejničky
- Tab. 5.1** Porovnání variant, vstupní parametry pro konstrukční řešení
- Tab. 6.1** Parametry plankonvexní čočky

**11 SEZNAM PŘÍLOH**

- Příloha 1:** Číslování výkresové dokumentace  
**Příloha 2:** Pevnostní analýza rámu kola  
**Příloha 3:** Namáhání hřídele železničního kola  
**Příloha 4:** Pevnostní analýza odlehčovací páky  
**Příloha 5:** Silové poměry pákových mechanismů k odlehčení a zatížení  
**Příloha 6:** Pohled na zátěžové páky k zatížení plankonvexní čočky  
**Příloha 7:** Pevnostní analýza rámu zátěžové páky  
**Příloha 8:** Pohled na model experimentálního zařízení  
**Příloha 9:** Fotografie experimentálního zařízení  
**Příloha 10:** Seznam výkresové dokumentace  
**Příloha 11:** Opotřeбенí vzorku kolejnice

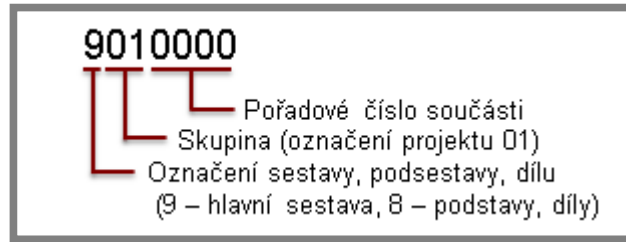
**Výkresová dokumentace**

- 9010000 CELKOVÁ SESTAVA  
8010001 SESTAVA KOLA  
8010050 RÁM KOLA  
8010140 ZÁTĚŽNÁ PÁKA MALÁ  
8010150 ZÁTĚŽNÁ PÁKA  
8010190 POMOCNÁ PÁKA  
8010200 MODUL PRO MĚŘENÍ  
8010230 RÁM MODULU PRO MĚŘENÍ  
8010280 MIKRO STŮL

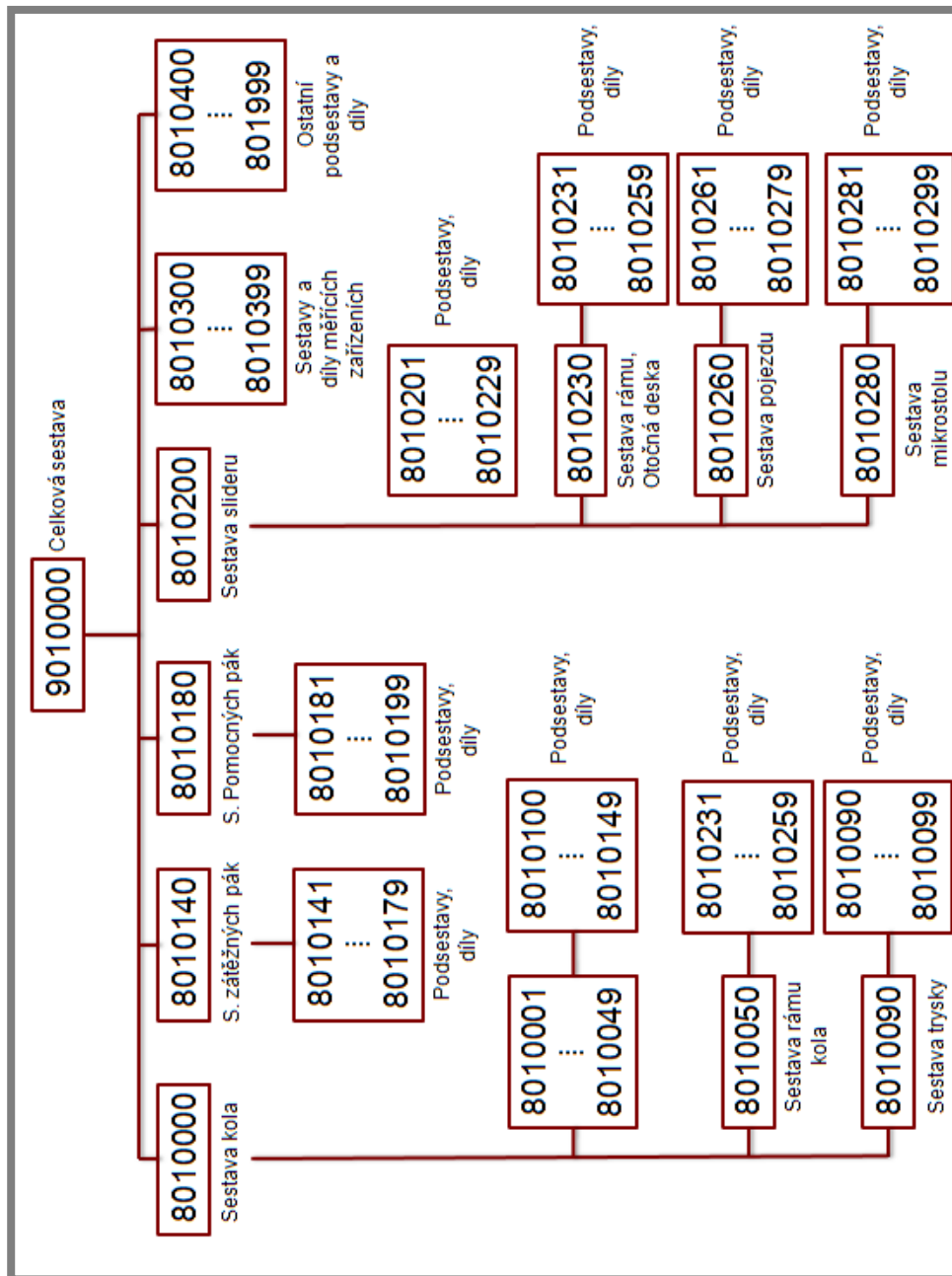
**Přílohy na přenosném médiu**

- Příloha D1: Výpočet Hertzova kontaktu  
Příloha D2: Výpočet potřebné hmotnosti závaží  
Příloha D3: Kompletní výkresová dokumentace  
Příloha D4: Katalogy součástí a přístrojů  
Příloha D5: Seznam nakupovaných dílů  
Příloha D6: Montážní postup  
Příloha D7: Tribologické vlastnosti maziva Mogul EKO OK a měření tvrdosti kontaktních prvků  
Příloha D8: Elektrotechnické schéma rozvaděče

**Příloha 1:** System značení výkresové dokumentace



Obr. P1 Číslování dílů



Obr. P2 Schéma značení výkresů a dílů

**Příloha 2:** Pevností analýza rámu kola

Materiál: ČSN 11 373

Celkový počet uzlů: 1 210 761

Celkový počet elementů: 438 435

Počet kontaktních elementů: 151 635

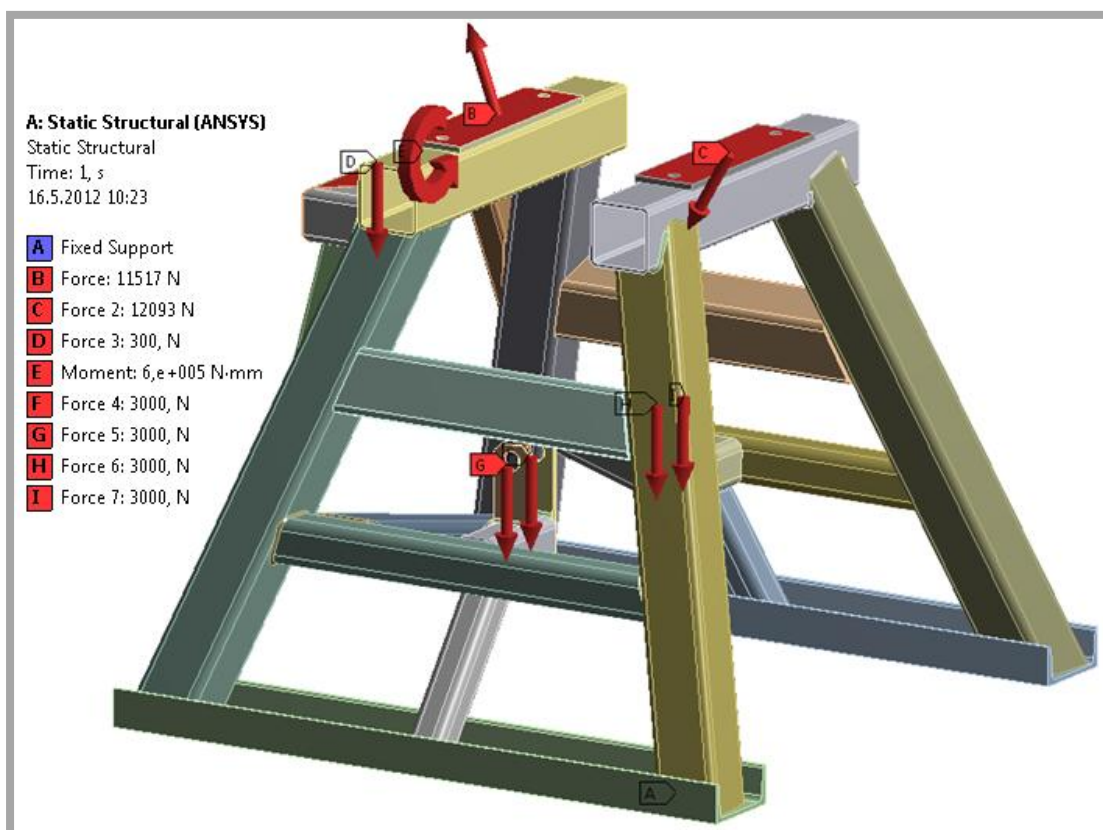
Velikost prvku: 7 mm

Typy prvků: SOLID185

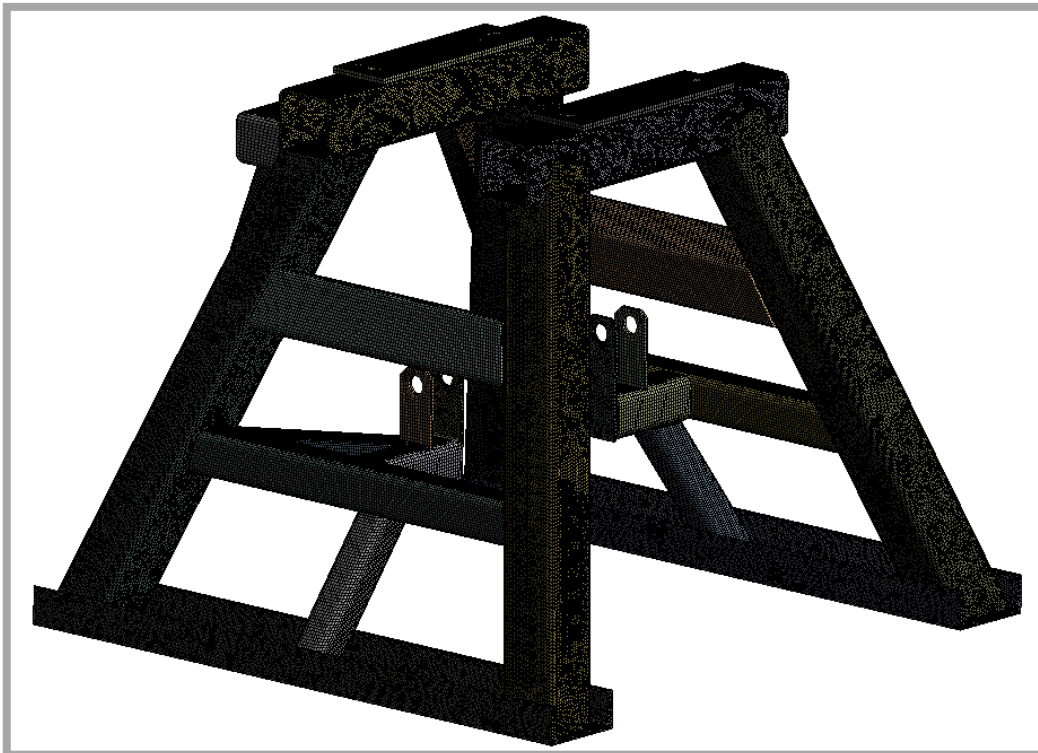
SURF154

CONTA174

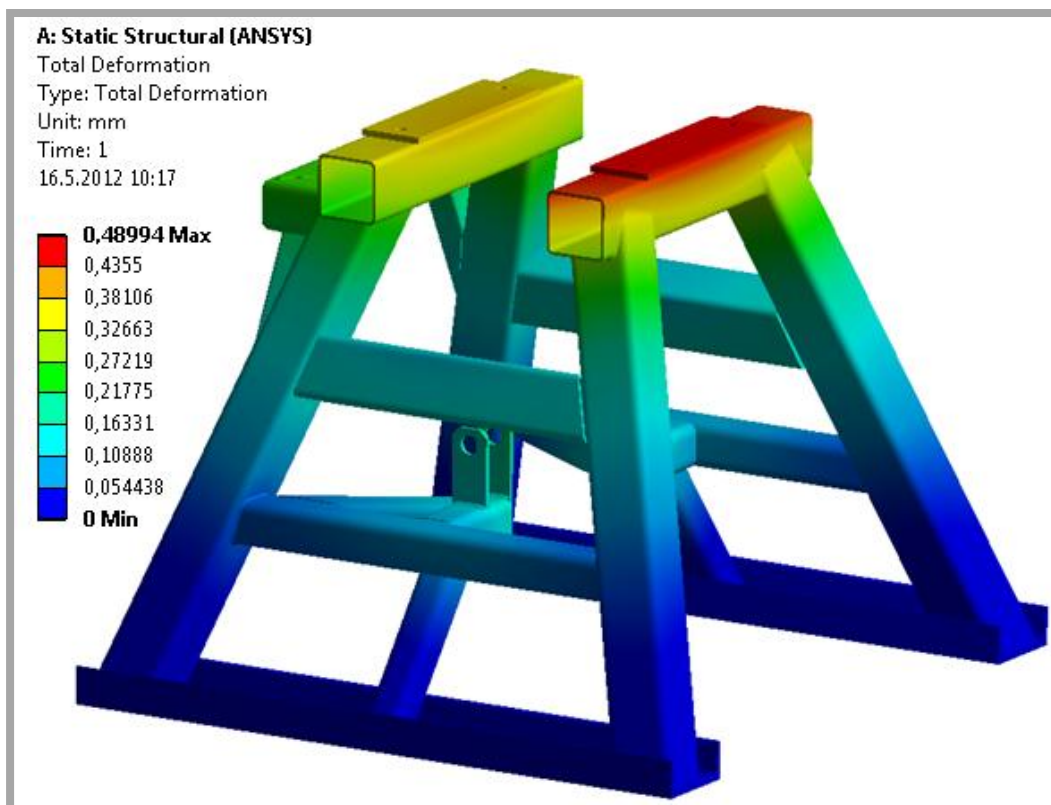
TARGE170



Obr. P3 Rám kola - počáteční podmínky

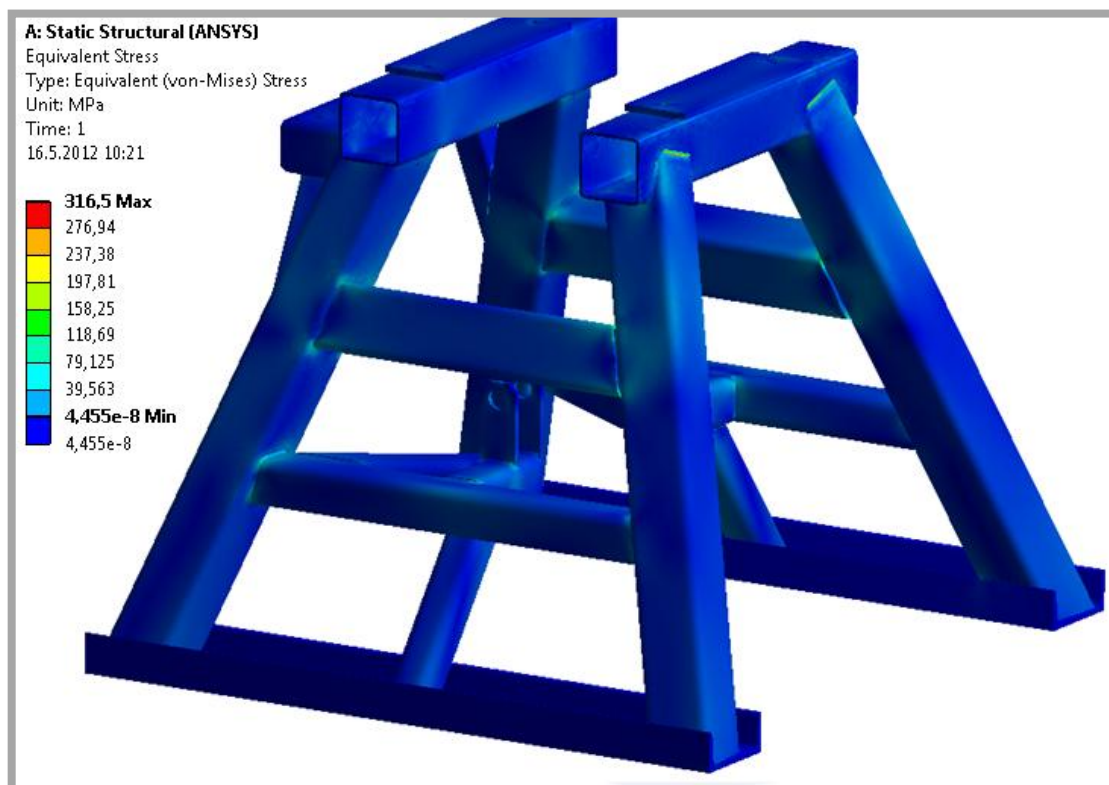


Obr. P4 Rám kola – konečnoprvková síť



Obr. P5 Rám kola – deformační analýza





Obr. P6 Rám kola – napěťová analýza

**Příloha 3:** Namáhání hřídele železničního kolaDané hodnoty:

$\vec{F}_{Gk}$  - liniové zatížení vyvolané od hmotnosti kola ( $F_{Gk} = m_k \times g$ ),

kde  $m_k$  - je hmotnost kola (350 kg) a  $g$  - gravitační zrychlení ( $9,81 \text{ ms}^{-2}$ ).

$\vec{F}_Z$  - zátěžná síla (max 10 000 N), rozložení síly do os:  $\vec{F}_Z = \vec{F}_a + \vec{F}_r$ ,

kde  $\vec{F}_a$  - axiální síla (z-ová složka síly) a  $\vec{F}_r$  - radiální síla (y-ová složka síly).

Pozn.: Síly  $\vec{F}_a$  a  $\vec{F}_Z$  svírají úhel  $\alpha = 33,5^\circ$

$\vec{F}_{tř}$  - třecí síla, která je dána  $F_{tř} = f \times F_Z$ , kde  $f$  je součinitel tření mezi kontaktními prvky ( $f = 0,2$ ).

$\vec{q}_b$  - liniové zatížení od hmotnosti brzdového bubnu ( $F_b = m_b \times g$ ),

kde  $m_b$  - je hmotnost brzdového bubnu (30 kg).

$\vec{F}_ř$  - síla vyvolaná hmotností řetězu ( $F_ř = 250 \text{ N}$ ), rozložení síly do os:

$\vec{F}_ř = \vec{F}_{řx} + \vec{F}_{řy}$ , kde  $\vec{F}_{řx}$  - x-ová složka síly) a  $\vec{F}_{řy}$  - y-ová složka síly).

$\vec{M}$  - krouticí moment ( $M = 2000 \text{ Nm}$ ).

$l_z$  - vzdálenost působíště zatížení, poloha podpor (míry viz výkres č. 8010103).

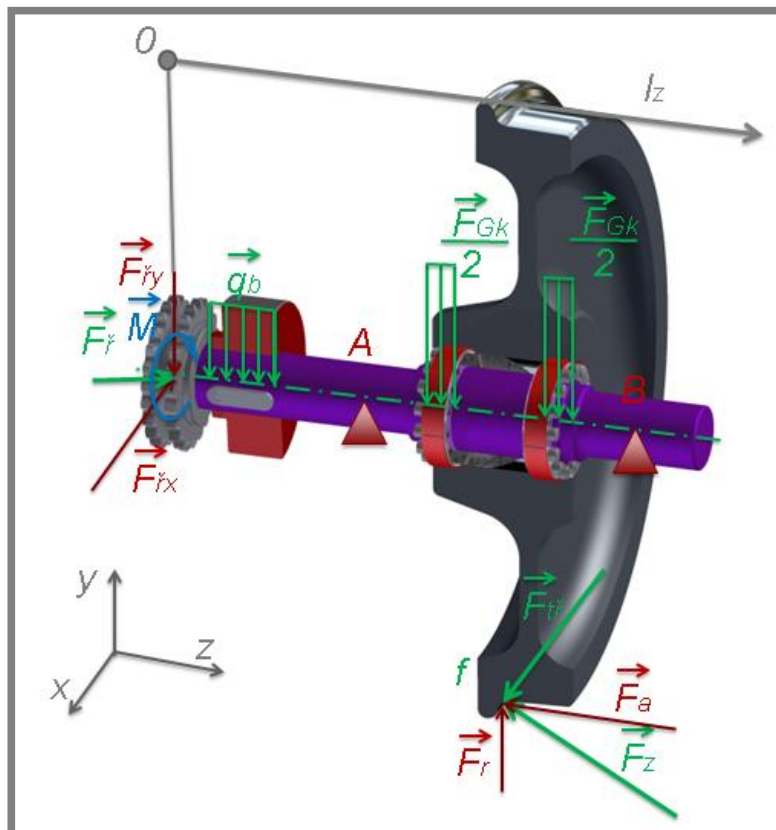
A,B - podpory (uložení v soudečkových naklápěcích ložiscích).

Materiálové hodnoty (nerezová ocel 1.4305):

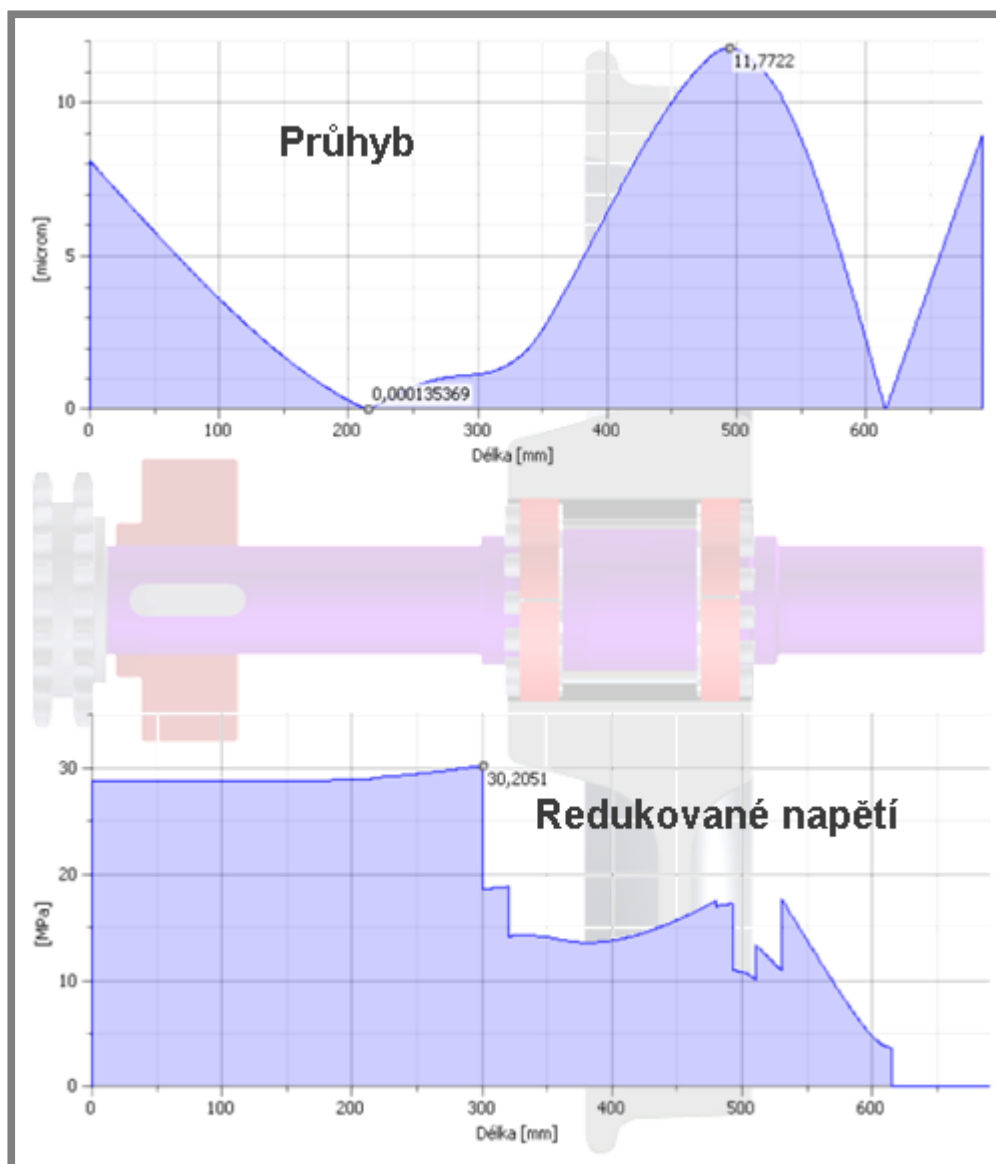
$R_{p0,2} = 190 \text{ MPa}$  - mez kluzu,

$E = 200 \text{ GPa}$  - Youngův modul pružnosti v tahu

$G = 80 \text{ GPa}$  - modul pružnosti ve smyku



Obr. P7 Namáhání hřídele kola



Obr. P8 Průběh průhybu a redukovaného napětí

Shrnutí:

- Největší hodnota průhybu se nachází v oblasti uložení upínacího pouzdra u podpory B. Hodnota průhybu je  $u \cong 12 \mu\text{m}$ .
- Největší redukované napětí (dle podmínky HMH) se nachází v přechodu (poloměr zaoblení  $R = 1 \text{ mm}$ ) mezi průměry hřídele 85 mm a 110 mm (u podpory A). Hodnota redukovaného napětí je  $\sigma_{red} \cong 30 \text{ MPa}$ .
- Součinitel bezpečnosti  $k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{190 \text{ MPa}}{30 \text{ MPa}} \cong 6,3$ .

Pozn.: Výpočet je získán softwarem Inventor Profesional 2012 („Návrh hřídelí“).  
Při výpočtu je kladen důraz na co nejmenší hodnotu průhybu (velká hodnota bezpečnosti).

**Příloha 4:** Pevnostní analýza odlehčovací páky

Materiál: ČSN 11 373

Celkový počet uzlů: 205 699

Celkový počet elementů: 47 612

Počet kontaktních elementů: 13 814

Velikost prvku: 5 mm

Typy prvků: SOLID185

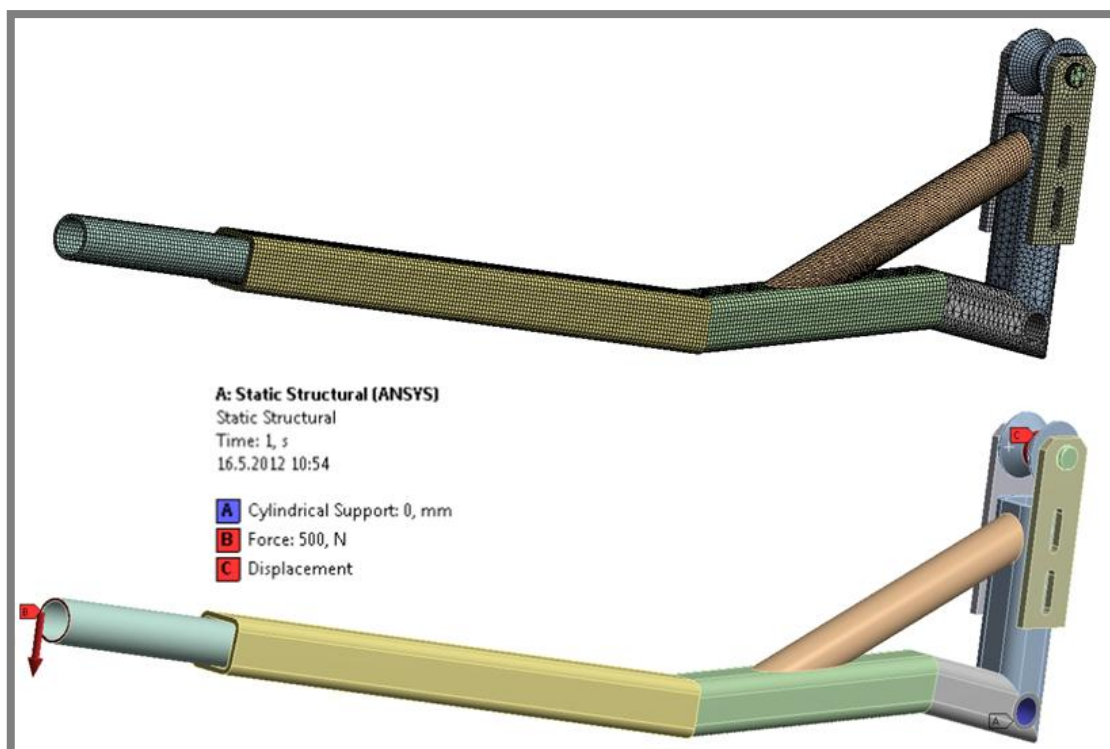
SOLID186

SURF154

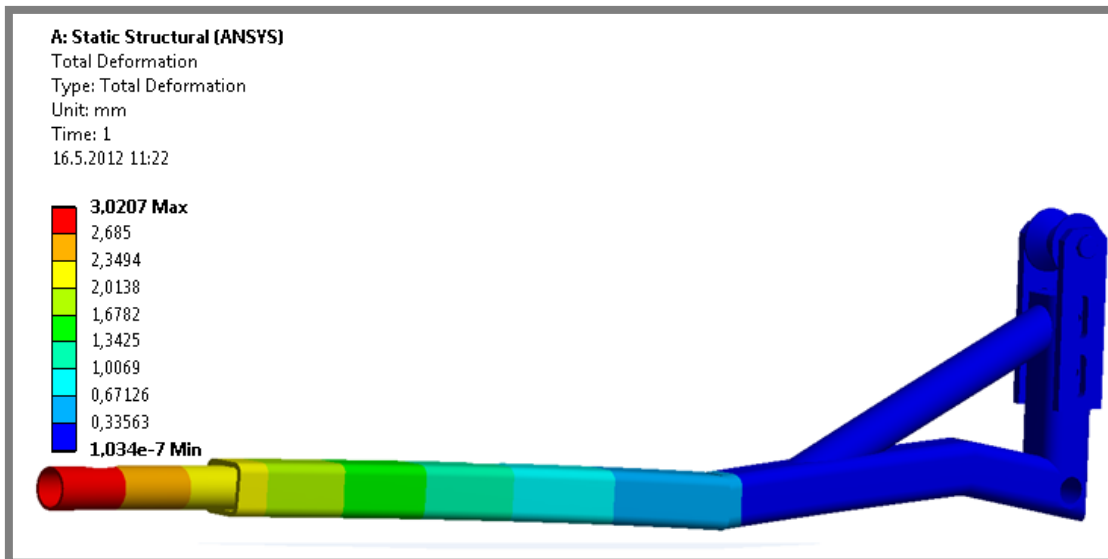
CONTA174

TARGE170

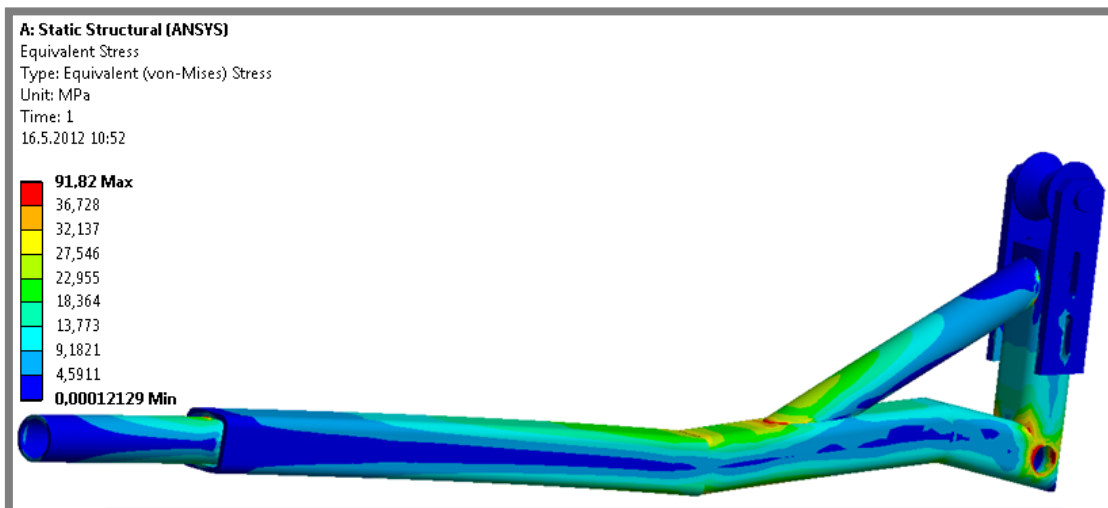
COMBIN14



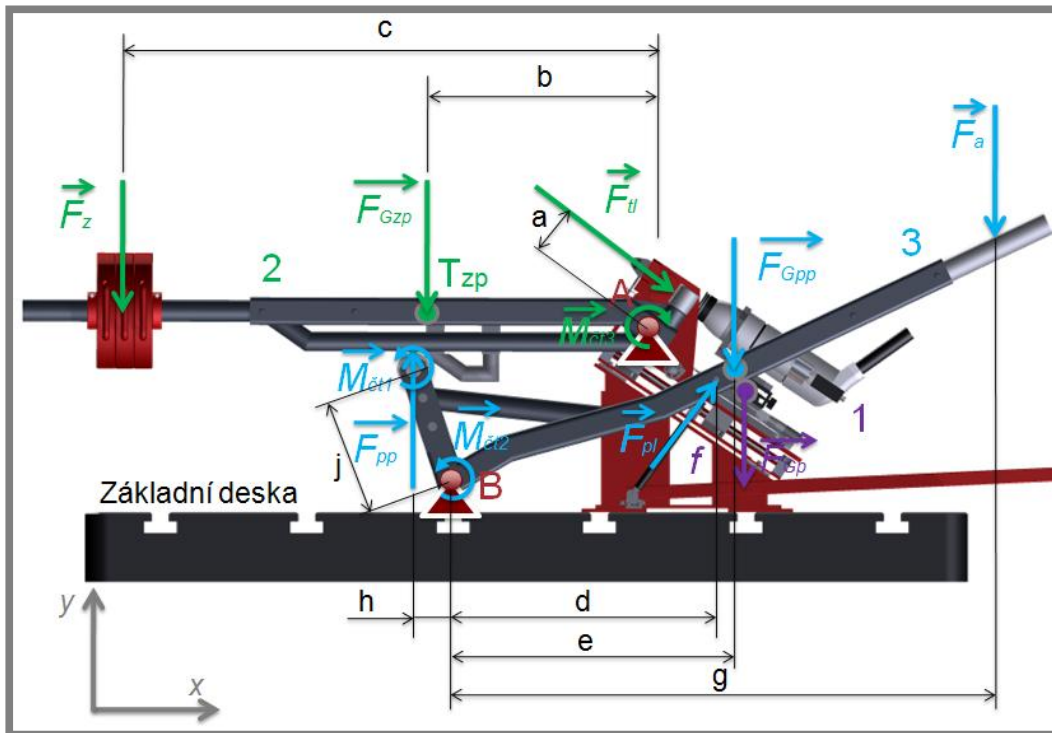
Obr. P9 Pomocná páka – konečnoprvková síť a počáteční podmínky



Obr. P10 Pomocná páka – deformační analýza



Obr. P11 Pomocná páka – napěťová analýza

**Příloha 5:** Silové poměry pákových mechanismů k odlehčení a zatížení


Obr. P12 Silové poměry pák k zatížení a odlehčení

Dané hodnoty:

$F_z$  - síla od hmotnosti závaží, je dána  $F_z = m_z \times g$ ,

kde  $m_z$  - je hmotnost závaží ( $m_z = 50$  kg) a  $g$  - gravitační zrychlení ( $9,81 \text{ ms}^{-2}$ ).

$F_{Gzp}$  - síla od hmotnosti zátěžové páky, je dána  $F_{Gzp} = m_{zp} \times g$ ,

kde  $m_{zp}$  - je hmotnost zátěžné páky za bodem otáčení ( $m_{zp} = 14,6$  kg).

$F_{tl}$  - tlačná síla (max. 10000 N).

$F_{Gpp}$  - síla od hmotnosti pomocné páky, je dána  $F_{Gpp} = m_{pp} \times g$ ,

kde  $m_{pp}$  - je hmotnost pomocné páky za bodem otáčení ( $m_{pp} = 14,3$  kg).

$F_a$  - síla k odlehčení zátěžových pák.

$F_{pp}$  - síla k nadzvednutí zátěžových pák.

$F_{Gp}$  - síla od hmotnosti pojezdu slideru, je dána  $F_{Gp} = m_p \times g$ , kde  $m_p$  - je

hmotnost pojezdu slideru ( $m_{zp} = 50$  kg), rozložení síly do os:  $\vec{F}_{Gp} = \vec{F}_{Gpx} + \vec{F}_{Gpy}$ ,

kde  $\vec{F}_{Gpx}$  - x-ová složka síly a  $\vec{F}_{Gpy}$  - y-ová složka síly.

$F_{pl}$  - síla od plynové vzpěry, rozložení síly do os:  $\vec{F}_{pl} = \vec{F}_{plx} + \vec{F}_{ply}$ ,

kde  $\vec{F}_{plx}$  - x-ová složka síly a  $\vec{F}_{ply}$  - y-ová složka síly.

$\vec{M}_{ct1}$  - čepové tření, které je dáno  $M_{ct1} = r_{c1} \times \frac{\pi}{2} f_{oc} \times F_{pp}$ , kde  $r_{c1}$  - poloměr čepu (30 mm) a  $f_{oc}$  - součinitel tření (ocel - ocel),  $f_{oc} = 0,15$ .

$\vec{M}_{ct2}$  - čepové tření, které je dáno  $M_{ct2} = r_{c2} \times \frac{\pi}{2} f_{oc} \times F_1$ , kde  $r_{c2}$  - poloměr čepu (30 mm) a  $F_1$  - zatížení čepu ( $F_1 = ?$ ).



$\overrightarrow{M_{\check{c}t3}}$  – čepové tření, které je dáno  $M_{\check{c}t3} = r_{\check{c}3} \times \frac{\pi}{2} f_{oc} \times F_2$ , kde  $r_{\check{c}3}$  - poloměr čepu (30 mm) a  $F_2$  – zatížení čepu ( $F_2 = ?$ ).

$f$  - součinitel tření mezi pojezdem a rámem slideru  $f = 0,1$ .

a, b, c, d, e, g, h, j - poloměry otáčení, viz. tabulka

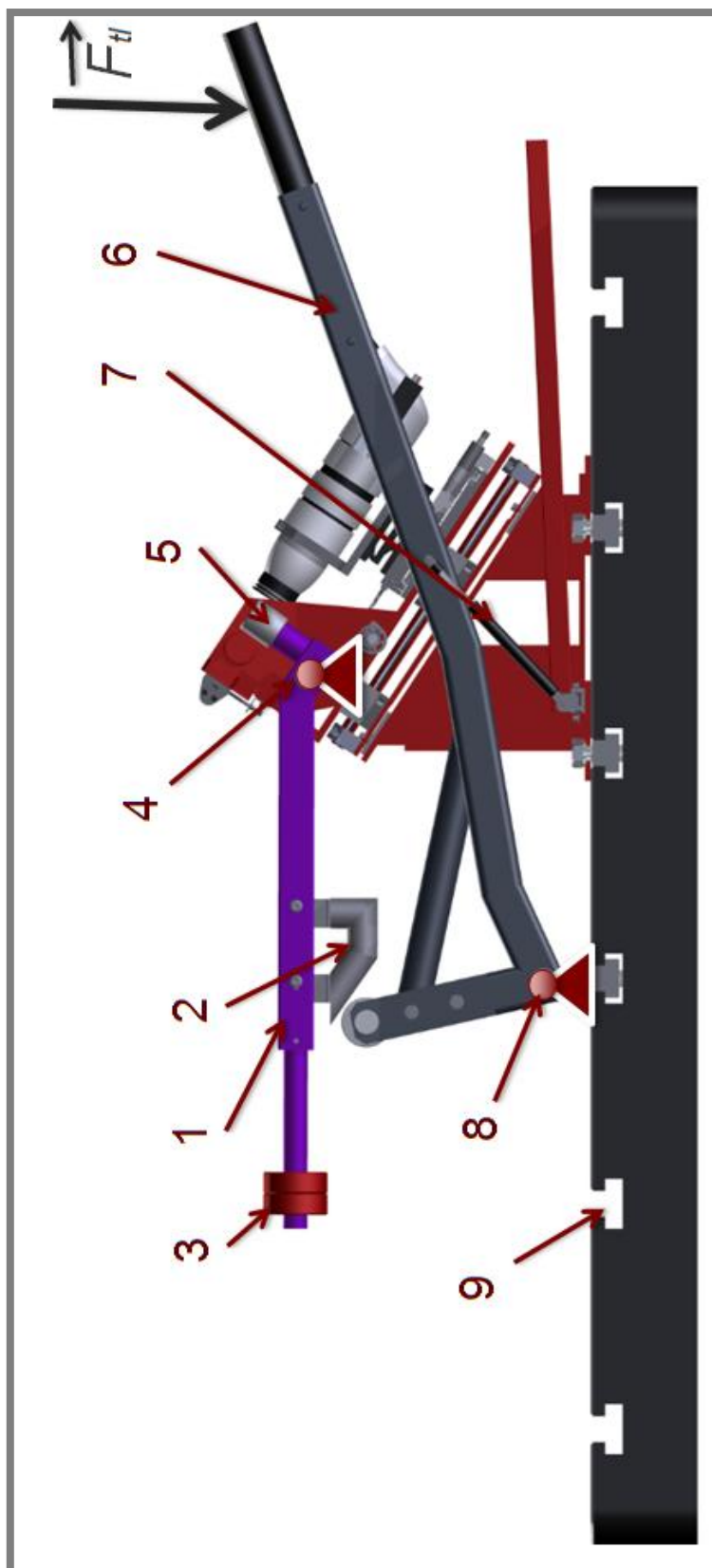
1,2,3 - tělesa.

A,B - body otáčení.

Shrnutí:

Dle výpočtu dynamické simulace v Inventoru je velikost potřebné síly k odlehčení zátěžových pák 270 N na každou páku.

Největší sílu je nutno vyvinout při nájezdu kladky odlehčovací páku na nájezdovou konzolu.

**Příloha 6:** Pohled na zátěžové páky k zatížení plankonvexní čočky**Obr. P13** Zátěžové páky k zatížení plankonvexní čočky

1 – zátěžová páka, 2 – nájezdová konzole, 3 – závaží, 4 – otočný čep, 5 – tlačný čep, 6 – páka k odlehčení, 7 – plynová vzpěra, 8 – otočný čep, 9 – základní deska

**Příloha 7:** Pevnostní analýza rámu zátěžové páky

Materiál: 11 737

Celkový počet uzlů: 232 101

Celkový počet elementů: 45 351

Počet kontaktních elementů: 17 153

Velikost prvku: 5 mm

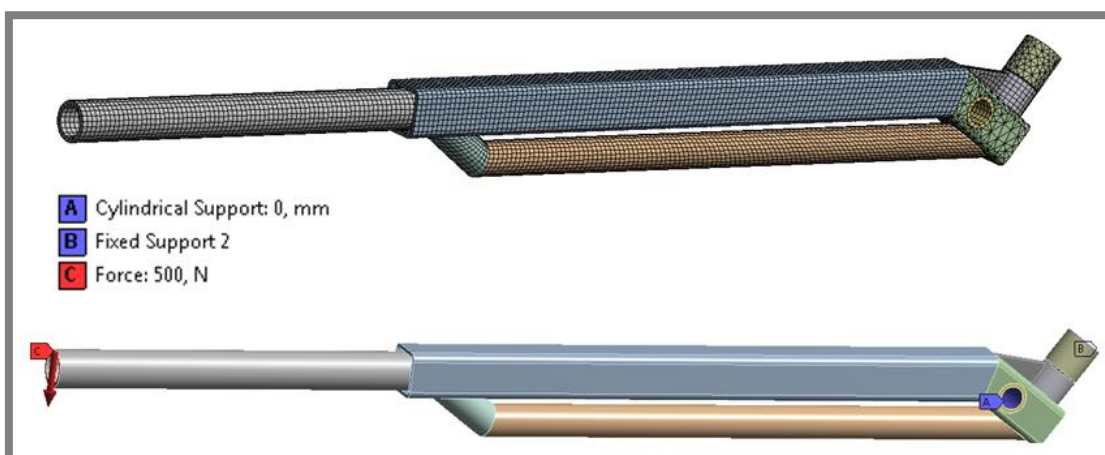
Typy prvků: SOLID186

SOLID187

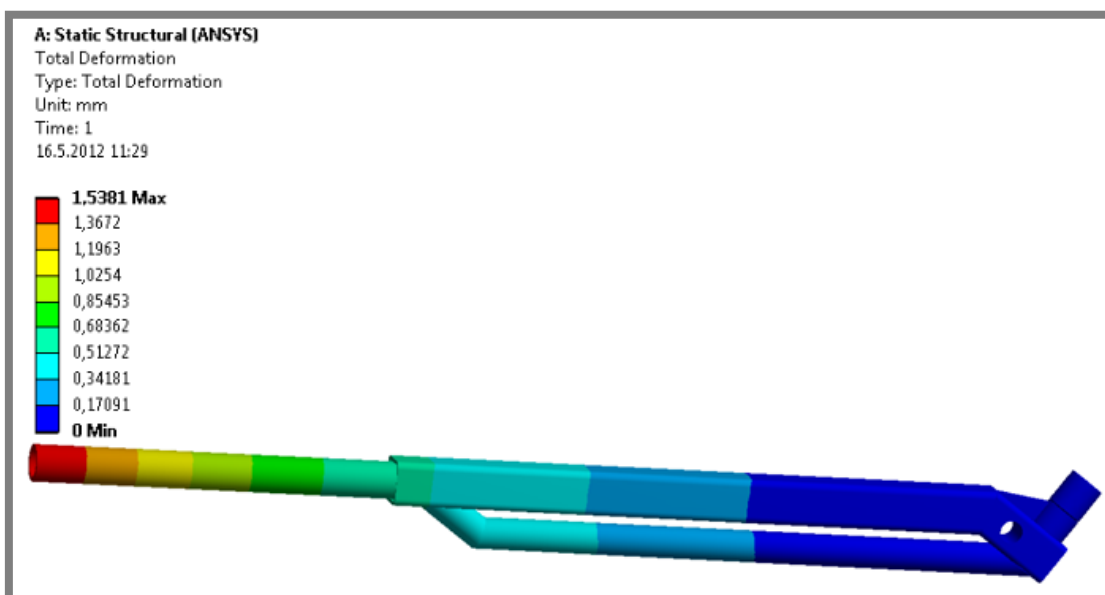
SURF154

CONTA174

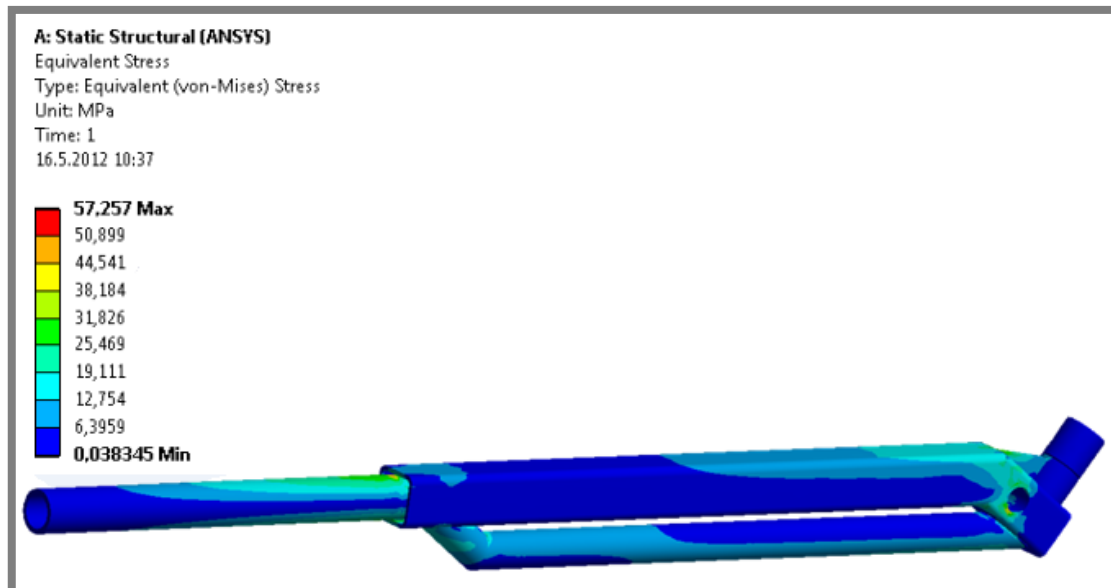
TARGE170



Obr. P14 Zátěžová páka – konečnoprvková síť a počáteční podmínky

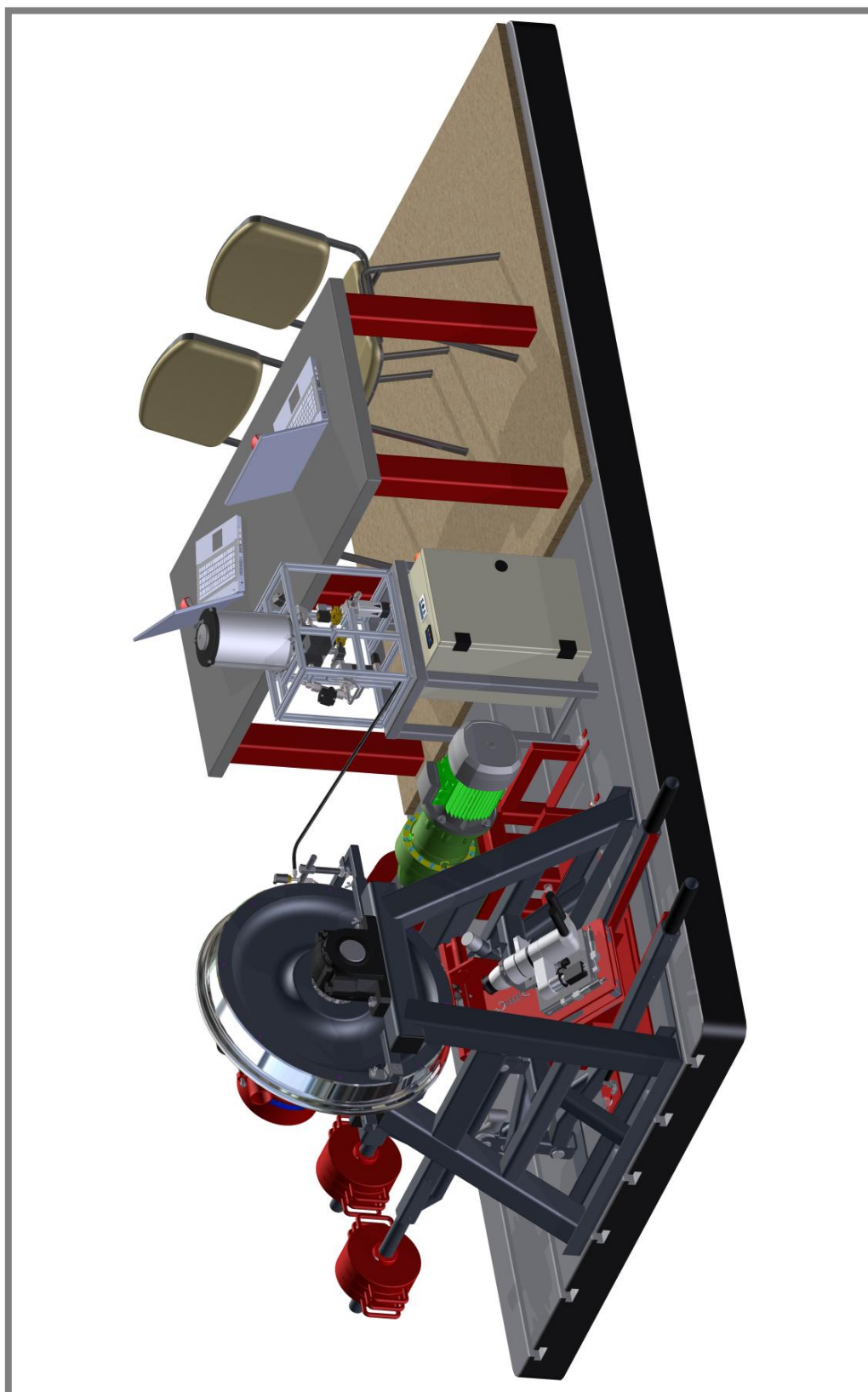


Obr. P15 Zátěžová páka – deformační analýza

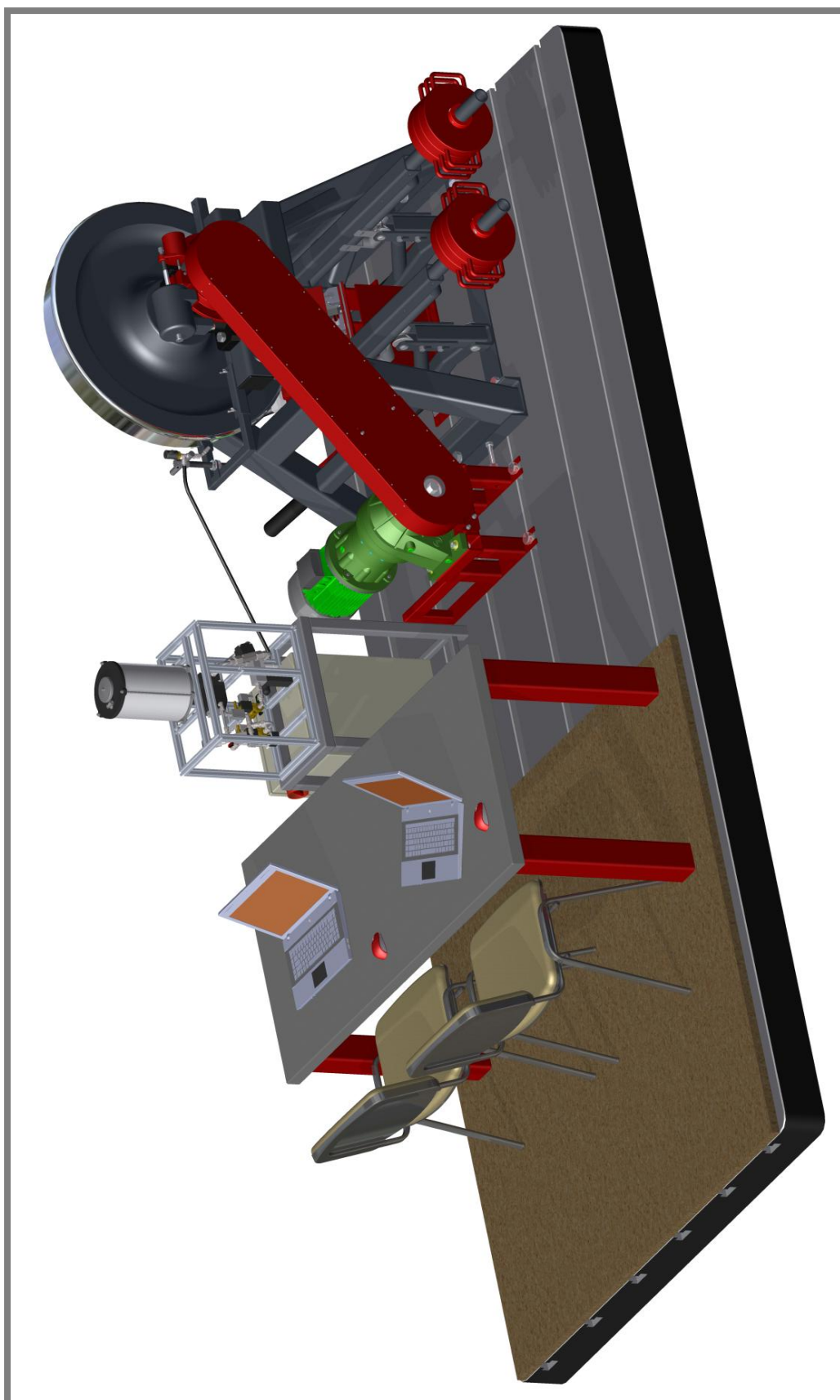


Obr. P16 Zátěžová páka – napěťová analýza

**Příloha 8:** Model experimentálního pracoviště



Obr. P17 Experimentální pracoviště – pohled zepředu



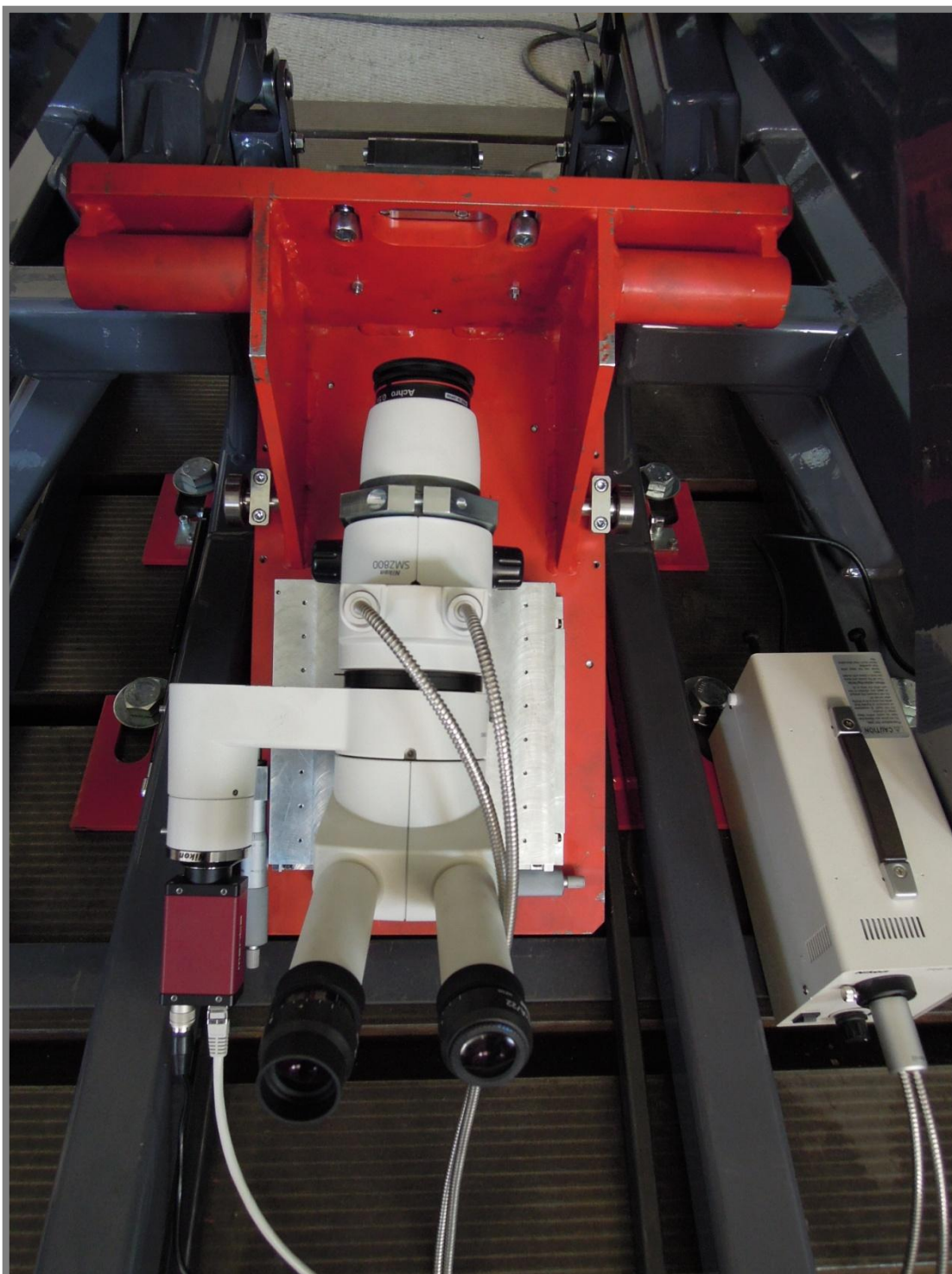
Obr. P18 Experimentální pracoviště – pohled zezadu



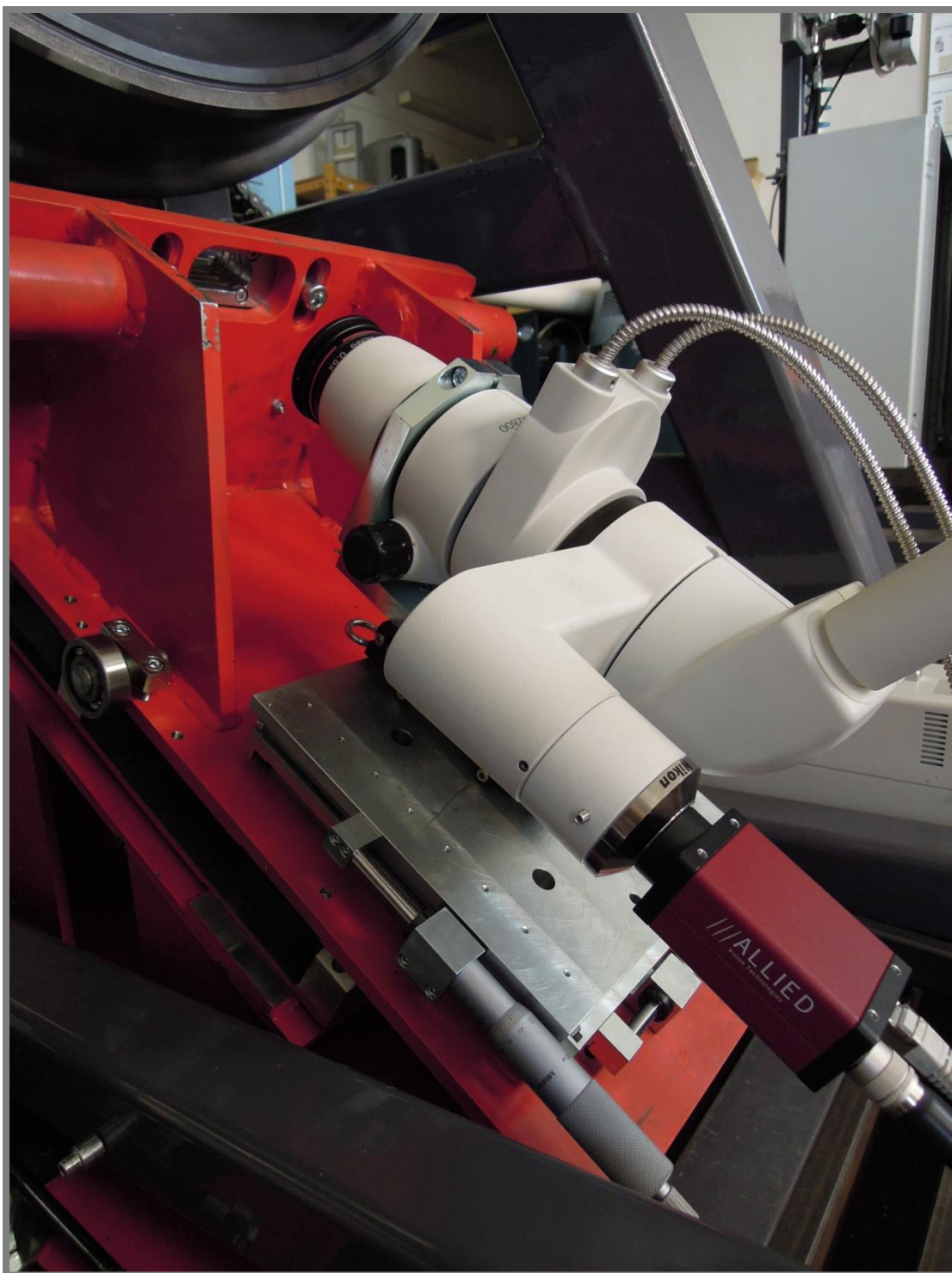
**Příloha 9:** Fotografie experimentálního zařízení



**Obr. P19** Fotografie experimentálního zařízení – mechanismus k zprostředkování kontaktu



Obr. P20 Fotografie experimentálního zařízení – optická aparatura



Obr. P21 Fotografie experimentálního zařízení – pohled na plankonvexní čočku



**Příloha 10:** Seznam výkresové dokumentace**Tab. P1** Seznam výkresové dokumentace

Č. dokumentu	Název	Polotovary	Materiál	Počet kusů
9010000	CELKOVÁ SESTAVA	-	-	1
8010001	SESTAVA KOLA	-	-	1
8010002	KOLEJNICE	-	-	20
8010005	PODSTAVEC ELEKTROMOTORU	-	-	1
8010007	PODLOŽKA PŘEVODOVKA	P6 700x360	EN 1.0038	1
8010010	ŘETĚZOVÉ KOLO VELKÉ	-	-	1
8010013	DRZAK_IN_SNÍMAČ	P2 165x40	EN 1.0038	1
8010020	MATICE T DRÁŽKA	PLO 60x40-60	EN 1.0039	14
8010021	ČEP PL VZPĚRA PP	PR 12-30	EN 1.0579	2
8010022	ČEP PL VZPĚRA PP ZÁVIT	ZÁVITOVÁ TYČ M6-30	EN 1.0579	2
8010023	ČEP PL VZPĚRA DESKA	PR 8-20	EN 1.0579	2
8010024	ÚCHYTKA PLYNOVÁ VZPĚRA	P5 40x70	EN 1.0330	2
8010030	TLAČNÝ ČEP	PR 50-100	EN 1.0579	2
8010031	ČEP PÁKA	PR 45-95	EN 1.0579	4
8010035	DORAZ ZÁVAŽÍ	PR 80-25	EN 1.0579	4
8010034	ZÁVAŽÍ MP	PR 100-50	EN 1.0579	4
8010040	ZÁVAŽÍ	-	-	6
8010041	DISK ZÁVAŽÍ	PR 250-50	EN 1.0579	6
8010042	DRZADLO ZAVAZI	PR 15-220	EN 1.0579	12
8010050	RÁM KOLA	-	-	1
8010051	U 140x15-1040	U 140x15-1040	EN 1.0038	2
8010052	TR 4HR 100x6-900 ZP	TR 4HR 100x6-900	EN 1.0039	2
8010053	TR 4HR 100x6-900 ZL	TR 4HR 100x6-900	EN 1.0039	2
8010054	TR 4HR 100x8-600P	TR 4HR 100x8-600	EN 1.0039	2
8010055	TR 4HR 100x5-515 P	TR 4HR 100x5-515	EN 1.0039	2
8010056	PLO 50x5-810	PLO 50x5-810	EN 1.0038	1
8010057	PLO 100x6-810	PLO 100x6-810	EN 1.0038	1
8010058	TR 4HR 70x6-660 P	TR 4HR 70x6-660	EN 1.0039	2
8010059	TR 4HR 60x6-355 P	TR 4HR 60x6-355	EN 1.0039	2
8010060	TR 4HR 70x6-185 P	TR 4HR 70x6-185	EN 1.0039	2
8010061	TR 4HR 70x6-330 P	TR 4HR 70x6-330	EN 1.0039	2
8010062	PLO 60x8-110	PLO 60x8-110	EN 1.0038	2
8010063	PLO 60x8-180	PLO 60x8-180	EN 1.0038	2
8010064	TR 4HR 80x6-125 L	TR 4HR 80x6-125	EN 1.0039	1
8010065	TR 4HR 80x6-125 P	TR 4HR 80x6-125	EN 1.0039	1

8010066	TR 4HR 80x6-545	TR4HR 80x6-545	EN 1.0039	1
8010067	TR 4HR 50x3-275 P	TR 4HR 50x3-275	EN 1.0039	1
8010068	TR 4HR 50x3-275 L	TR 4HR 50x3-275	EN 1.0039	1
8010069	PLO 50x8-225	PLO 50x8-225	EN 1.0038	1
8010070	PLO 80x6-190	PLO 80x6-190	EN 1.0038	1
8010071	TR 4HR 40x3-180	TR 4HR 40x3-180	EN 1.0039	1
8010080	KRYT ŘETĚZU H	-	-	1
8010085	KRYT ŘETĚZU D	-	-	1
8010087	DRZAK KRYTU H	P150X60	EN 1.0039	1
8010089	DRZAK KRYTU D	P4-200x70	EN 1.0039	1
8010090	RÁM TRYSKA	-	-	1
8010091	TR 4HR 30x2,5-370 P	TR 4HR 30x2,5-370	EN 1.0039	2
8010092	TR 4HR 30x2,5-300	TR 4HR 30x2,5-300	EN 1.0039	1
8010093	PLO 50x5-65	PLO 50x5-65	EN 1.0038	1
8010094	TYČKA VERTIKÁLNÍ	6HR 23-210	EN 1.0039	1
8010095	TYČKA HORIZONTÁLNÍ	PR 20-150	EN 1.0579	1
8010103	HŘÍDEL KOLO	PR 120-690	EN 1.4305	1
8010104	ŘETĚZOVÉ KOLO MALÉ	-	-	1
8010105	BRZDA BUBEN	PR 230-100	EN 1.4305	1
8010106	PLOCHÁČ POD LOŽISKO	PLO 40x10-520	EN 1.0038	2
8010107	SILONOVÉ POUZDRO	TR PR 175x47,5	POLYAMID	1
8010108	KROUŽEK KOLO NÁBOJ	P 1,5-490x35	EN 1.0330	2
8010130	DRŽÁK NÁJETZDU_MP	PLO 40x3-170	EN 1.0038	4
8010131	TR PR 42x2-70	TR_PR_42,4x1,6-70	EN 1.0038	2
8010132	TR PR 42x2-85	TR_PR_42,4x1,6-85	EN 1.0038	2
8010133	TR PR 42x2-120	TR_PR_42,4x1,6-120	EN 1.0038	2
8010134	NÁJEZ SESTAVA PRAVÁ_MP	-	-	1
8010135	NÁJEZ SESTAVA LEVA_MP	-	-	1
8010140	ZÁTĚŽNÁ PÁKA MALÁ	-	-	2
8010141	TR 4HR 50x2-90	TR 4HR 50x2-190	EN 1.0039	2
8010142	TR 4HR 50x2-510	TR 4HR 50x2-510	EN 1.0039	2
8010144	PR 8-50	PR 8-50	EN 1.0579	6
8010145	TR PR 35x2-350	TR PR 35x2-350	EN 1.0039	2
8010146	PR 40-65	PR 40-65	EN 1.0579	2
8010147	PR 40-100	PR 40-100	EN 1.0579	2
8010150	ZÁTĚŽNÁ PÁKA	-	-	2
8010151	TR 4HR 60x5-130	TR 4HR 60x5-130	EN 1.0039	2
8010152	TR 4HR 60x5-830	TR 4HR 60x5-830	EN 1.0039	2
8010153	TR PR 42,2x5-770	TR PR 42,2x5-770	EN 1.0039	2

8010154	TR PR 42,2x5-105	TR PR 42,2x5-105	EN 1.0039	2
8010155	TR PR 48,3x5-750	TR PR48,3x5-750	EN 1.0039	2
8010156	PR 40-65	PR 40-65	EN 1.0579	2
8010157	PR 50-100	PR 50-100	EN 1.0579	2
8010158	VÝZTUHA	P 8-35x70	EN 1.0038	2
8010160	DRŽÁK NÁJEZDU	PLO 40x5-170	EN 1.0038	4
8010161	TR PR 35x4-50	TR_PR_35x4-50	EN 1.0038	2
8010162	TR PR 35x4-65	TR_PR_35x4-65	EN 1.0038	2
8010163	TR PR 35x4-80	TR_PR_35x4-80	EN 1.0038	2
8010164	NÁJEZ SESTAVA PRAVÁ	-	-	1
8010165	NÁJEZ SESTAVA LEVÁ	-	-	1
8010170	RÁM PP S1	-	-	2
8010171	TR 4HR 60x5-255	TR 4HR 60x5-255	EN 1.0039	2
8010172	TR 4HR 60x5-185	TR 4HR 60x5-185	EN 1.0039	2
8010173	TR 4HR 60x6-350	TR 4HR 60x6-350	EN 1.0039	2
8010174	TR 4HR 60x5-690	TR 4HR 60x5-690	EN 1.0039	2
8010175	TR PR 48,3x4-480	TR PR 48,3x4-480	EN 1.0039	2
8010176	TR PR 48,3x3-380	TR PR 48,3x3-380	EN 1.0039	2
8010177	PR 12-60	PR 12-60	EN 1.0579	4
8010180	RÁM PP S2	-	-	2
8010181	PR 40-60	PR 40-60	EN 1.0579	2
8010190	POMOCNÁ PÁKA	-	-	2
8010191	DESKY PPÁKA	PLO 60x8-200	EN 1.0038	4
8010192	ČEP ROLNA PPÁKA	PR 35-90	EN 1.0579	2
8010193	ROLNA PPÁKA	PR 70-50	EN 1.0579	2
8010200	MODUL_MĚŘENÍ	-	-	1
8010203	ČEP PP SLIDER	PR 10-30	EN 1.0579	2
8010204	ČEP_PP_SLIDER_LOŽISKO	PR 20-50	EN 1.0579	2
8010205	DRŽÁK LOŽISKA	PLO 50x12	EN 1.0122	2
8010206	ULOŽENÍ PP SLIDER	P2-80x65	EN 1.0039	2
8010207	PR_15-15	PR 15-20	EN 1.0579	2
8010208	TR_30x15x5-800	TR_30x15x5-800	EN 1.0039	2
8010209	POMOCNÉ PÁKY SLIDERU	-	-	2
8010220	DRŽÁK SLIDERU	-	-	1
8010221	SLIDER DRŽÁK	P12-140x45	EN 1.0038	1
8010222	DRŽÁK SLIDER	P25-60x45	EN 1.0038	1
8010223	BOČNICE SLIDER	P6-45x30	EN 1.0038	2
8010224	KOLEJNICE DRŽÁK	P18-155x45	EN 1.0038	1
8010225	ÚHELNIK NAST SLIDERU	-	-	1
8010226	TYČKA NAST SLIDERU	ZÁVITOVÁ TYČ (L= 300 mm)	EN 1.0038	1
8010230	RÁM MODULU PRO MĚŘ.	-	-	1
8010231	DOLNÍ PLOCHÁ TYČ	P8-625x145	EN 1.0038	2
8010232	SPODNÍ DESKA	P8-360x410	EN 1.0038	1
8010233	BOČNICE VELKÁ	P8-290x145	EN 1.0038	2

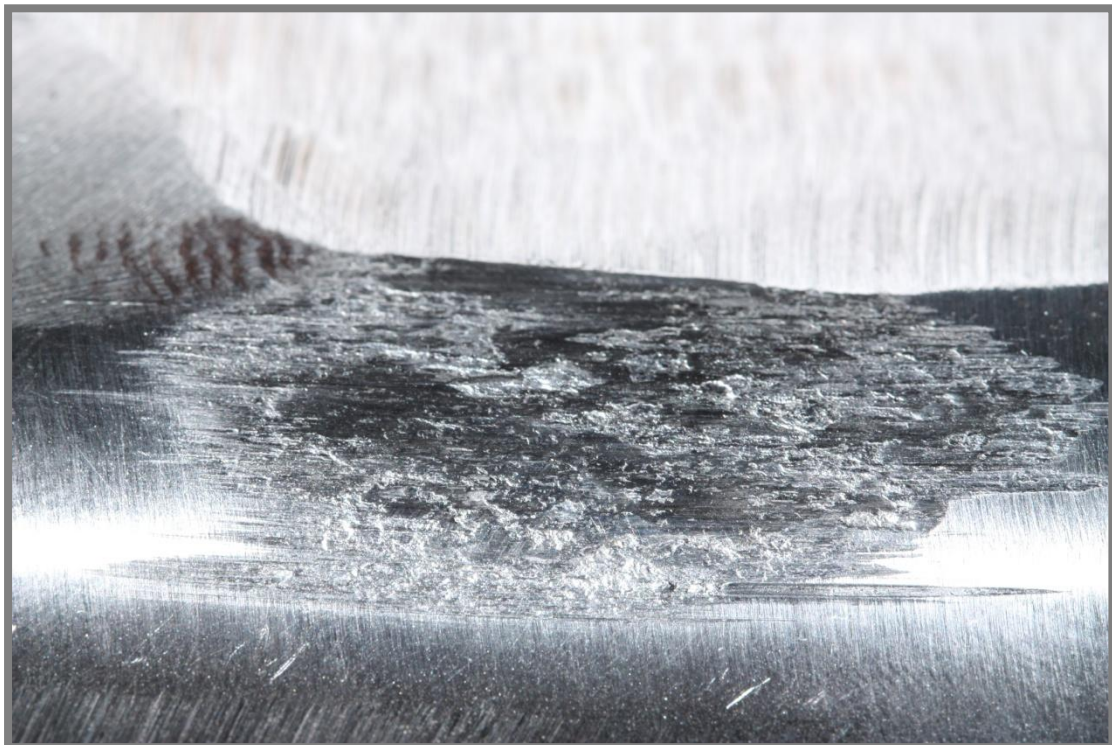


8010234	BOČNICE MALÁ	P8-140x125	EN 1.0038	2
8010235	HORNÍ DESKA	P8-475x295	EN 1.0038	1
8010236	HORNÍ PLOCHÁ TYČ	P8-295x70	EN 1.0038	2
8010237	PŘEDNÍ DESKA	P8-190x245	EN 1.0038	1
8010250	OTOČNÁ DESKA	P8-480x270	EN 1.0503	1
8010251	OTOČNÝ ČEP	PR 25-27	EN 1.0579	1
8010260	POJEZD SLIDERU	-	-	1
8010261	ČELNÍ DESKA SLIDERU	-	-	1
8010262	DESKA MIKROSKOP	P10-510x290	EN 1.0038	1
8010263	PODPĚRA SLIDERU	P8-195x210	EN 1.0038	2
8010264	ČEP SLIDER ZATÍŽENÍ	PR 45-135	EN 1.0038	2
8010265	VÝZTUHA NOSNÍK SLIDERU	PLO 35x10-25	EN 1.0038	2
8010275	ČELNÍ DESKA SLIDERU 1	PLO 80x20-450	EN 1.0038	1
8010276	ČELNÍ DESKA SLIDERU 2	P10-280x115	EN 1.0038	1
8010280	MIKRO STŮL	-	-	1
8010281	SPODNÍ DESKA	P20-220x220	EN 1.0038	1
8010282	DESKA STŘEDNÍ	P18-220x220	EN 1.0038	1
8010283	DESKA HORNÍ	P20-220x220	EN 1.0038	1
8010284	DRŽÁK MIKROMETRU	P25-25x25	EN 1.0038	1
8010285	DORAZ MIKROMETRU	P15-14x20	EN 1.0038	1
8010286	DESKA DRŽÁK MIKROSKOPU	P12-150x85	EN 1.0038	1
8010287	OBJÍMKA MIKROSKOPU	P15-115x100	EN 1.0038	1

**Příloha 11:** Opotřebení vzorku kolejnice



Obr. P22 Opotřebení vzorku kolejnice – čelní pohled



Obr. P23 Detailní pohled na opotřebení kolejnice