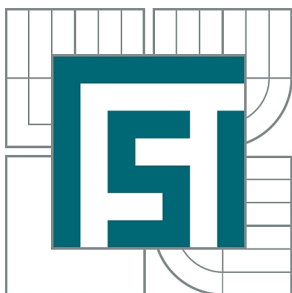




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

EXPERIMENTÁLNÍ STUDIUM MAZÁNÍ OKOLKU KOLEJOVÝCH VOZIDEL

EXPERIMENTAL STUDY OF WHEEL FLANGE LUBRICATION

VEŘEJNÁ VERZE

PUBLIC VERSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JOSEF FRÝZA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MILAN OMASTA

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Josef Frýza

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

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

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

Experimentální studium mazání okolku kolejových vozidel

v anglickém jazyce:

Experimental Study of Wheel Flange Lubrication

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je experimentální stanovení vlivu provozních podmínek na tribologické aspekty kontaktu okolku železničního kola a kolejnice. Provozní podmínky zahrnují zatížení kola, rychlost železničního vozidla a jeho ujetou vzdálenost při aplikaci modifikátorů tření. Hlavními sledovanými tribologickými parametry jsou silové účinky mezi kontaktními tělesy, distribuce maziva v kontaktu a míra a typ opotřebení.

Cíle diplomové práce:

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

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Cíl práce, vědecká otázka a pracovní hypotéza
4. Materiál a metody
5. Výsledky
6. Diskuze
7. Závěr
8. Bibliografie

Forma práce: průvodní zpráva

Typ práce: experimentální

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Výstup práce: publikace

Seznam odborné literatury:

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Milan Omasta

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 16.11.2012

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 experimentálním studiem vlivu provozních podmínek na tribologické aspekty kontaktu okolku železničního kola a kolejnice. Kontakt okolku nastává při průjezdu vozu traťovým obloukem a dochází v něm k těžkému až katastrofickému režimu opotřebení. Pro efektivní redukci opotřebení je důležité aplikovat do kontaktu vhodné množství maziva ve správných intervalech. Problematika je v této práci komplexně studována s použitím tří laboratorních zařízení a šesti metod, které jsou teoreticky i experimentálně porovnány. Hodnoceno je tření, opotřebení, distribuce a tloušťka maziv za rozdílných kontaktních podmínek. Zjištěné množství a interval aplikace maziva eliminují vývoj zadírání při nízké spotřebě maziva. Pochopení mechanismů probíhajících v kontaktu kola a kolejnice napomáhá nejen ke snížení provozních nákladů a k lepší energetické účinnosti pohybu vozidla na trati, ale je podstatou i pro bezpečný, spolehlivý a ekologický provoz kolejové dopravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tribologie, mazání okolku, kontakt kola a kolejnice, opotřebení, zadírání, plastické mazivo, optická interferometrie.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the experimental study of the influence of operating conditions on the tribological aspects of the wheel flange and rail gauge contact. The wheel flange contact occurs when the vehicle moves on a curve track and it leads to severe up to catastrophic wear regime. For effective reduction of wear is important to apply a suitable amount of lubricant at appropriate intervals into the contact. The issue in this work comprehensively studies using of three laboratory apparatus and six methods that are theoretically and experimentally compared. Assessed are friction, wear, distribution and film thickness of lubricants for different contact conditions. The resulted amount of lubricant and interval of its application eliminates development of seizure at low consumption of lubricant. The understanding of mechanisms that occur in the wheel-rail contact not only helps to reduce operating costs and improved to energy efficiency of movement of vehicle on a track, but it is the basis for safe, reliable and ecological operation of rail transport.

KEYWORDS

Tribology, wheel flange lubrication, wheel-rail contact, wear, seizure, grease, optical interferometry.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FRÝZA, J. *Experimentální studium mazání okolku kolejových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 93 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Omasta.



PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Milana Omasty s využitím informací a zdrojů, které cituji v seznamu použité literatury.

V Brně dne.....

.....

Podpis



PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat vedoucímu práce, Ing. Milanu Omastovi, za jeho vedení, odborné rady, postřehy a připomínky. A také své přítelkyni a rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali.



ÚVOD	14
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	16
1.1 Vliv provozních podmínek na opotřebení, plastickou deformaci a únavu materiálů.....	16
1.1.1 Plastická deformace a únavu materiálů.....	18
1.1.2 Režimy, přechody a mapy opotřebení.....	19
1.1.3 Aplikace maziv a zadírání.....	21
1.2 Chování maziva v kontaktu.....	23
1.2.1 Přísady maziv a jejich účinky.....	23
1.2.2 Plastická maziva.....	25
1.3 Numerické simulace.....	27
1.4 Zhodnocení poznatků získaných na základě kritické rešerše.....	29
2 CÍL PRÁCE, VĚDECKÁ OTÁZKA A PRACOVNÍ HYPOTÉZA	30
2.1 Dílčí cíle práce.....	30
2.2 Odůvodnění nutnosti a potřebnosti řešení.....	31
3 MATERIÁL A METODY	32
3.1 Časový plán.....	32
3.2 Metodika řešení práce.....	33
3.2.1 Sběr dat.....	33
3.3 Experimentální zařízení.....	34
3.3.1 Optická metoda.....	36
3.3.2 Metoda s reálným vzorkem kolejniče.....	37
3.4 Optický tribometr.....	40
3.4.1 Kolorimetrická interferometrie tenkých filmů.....	41
3.5 Mini Traction Machine.....	42
3.6 Metoda konečných prvků.....	44
3.7 Parametrický rozsah použitých zařízení a metod.....	44
3.8 Porovnání experimentálních přístupů.....	45
3.8.1 Maximální Hertzův tlak a bezrozměrné parametry.....	46
3.8.2 Podobnostní kritéria experimentálních přístupů.....	48
3.9 Modifikátory tření.....	50
4 VÝSLEDKY	52
4.1 Studium součinitele tření a opotřebení.....	52
4.1.1 Experimentální zařízení – metoda s reálným vzorkem kolejniče.....	52
4.1.2 Mini Traction Machine – metoda Ball-on-disk.....	58
4.1.3 Mini Traction Machine – metoda Pin-on-disk.....	60

4.2 Studium distribuce a tloušťky maziva	61
4.2.1 Experimentální zařízení – metoda s reálným vzorkem kolejnice	61
4.2.2 Experimentální zařízení – optická metoda	62
4.2.3 Optický tribometr	65
4.3 Studium kontaktních podmínek	67
4.3.1 Metoda konečných prvků	67
5 DISKUZE	68
5.1 Shrnutí výsledků a jejich význam	74
6 ZÁVĚR.....	75
7 BIBLIOGRAFIE.....	76
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN.....	81
9 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	84
10 SEZNAM TABULEK	86
11 SEZNAM PŘÍLOH.....	87

ÚVOD

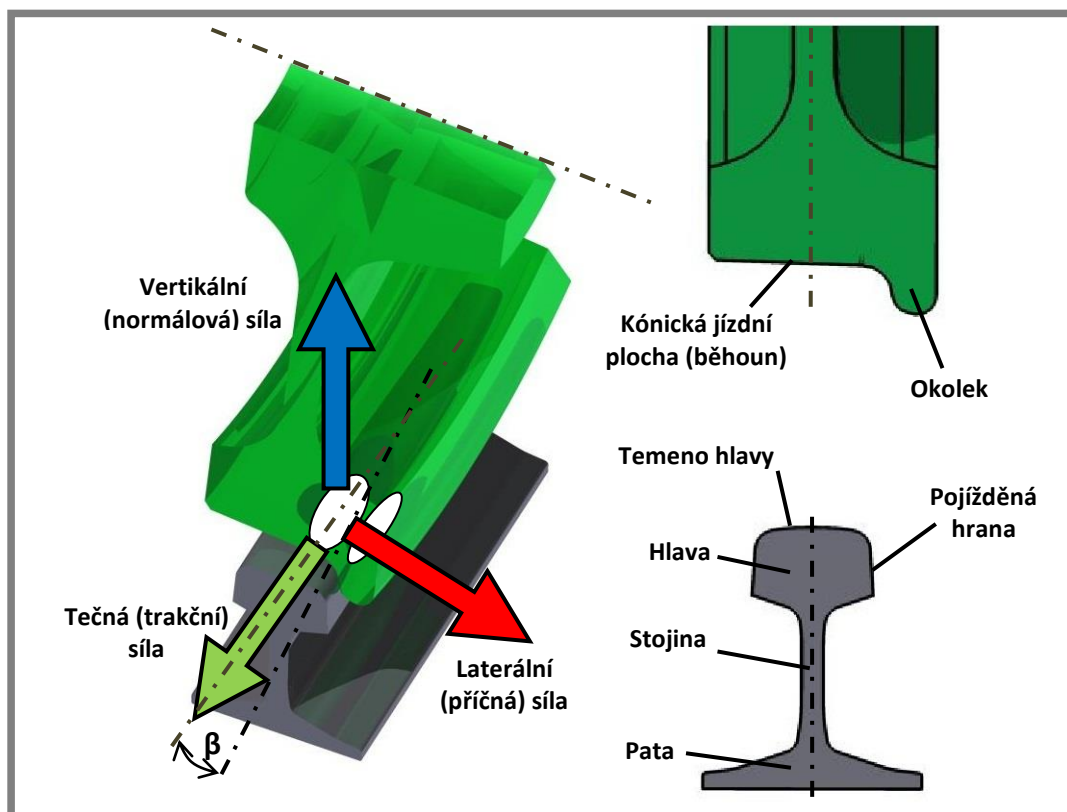
Železniční doprava je z energetického hlediska efektivním způsobem přepravy těžkých materiálů a osob na střední vzdálenosti. Od 18. století se postupně navyšovala rychlost železniční dopravy na běžných tratích z $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ až na současných $200 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Dnes se na rychlostních tratích v Evropě s vlaky TGV dosahuje rychlostí přes $300 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (rychlostní rekord francouzského TGV z roku 2007 je $574,8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Došlo také ke zvýšení zátěže železničního dvojkolí z 10 tun na aktuálních 30 tun. Aby bylo možné bezpečně tuto zátěž přenášet, vyvíjely se kolejnice a kola po materiálové i geometrické stránce. Původní délková hmotnost kolejnic $30 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$ se tak zdvojnásobila na $60 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$ [1].

V důsledku velkého rozmachu železniční dopravy začalo docházet k častějším poškozením železničního dvojkolí i kolejnic. Do popředí se tak dostaly problematiky bezpečnosti, spolehlivosti a udržovacích nákladů. K nim se později ještě přidal dopad na životní prostředí a energetická náročnost související s účinností železničního systému. Aby bylo možné tyto problémy redukovat, bylo nezbytné pochopit, co se děje na rozhraní kola a kolejnice. Jejich kontaktem se začalo zabývat v 90. letech 19. století. Tehdy Heinrich Hertz sepsal obecně známou teorii elastického kontaktu a ve zprávě se zmínil i o styku kola s kolejnicí. Díky této teorii vznikly matematické modely, které brzy našly své uplatnění právě při řešení problematiky železnic. Tribologie se, jako vědní disciplína, začala aplikovat na železnicích počátkem 2. poloviny 20. století. Od příchodu počítačového řízení systému železnic v 80. letech je snahou řídit i adhezi kontaktu kola a kolejnice. S tímto vznikla nová problematika v podobě experimentálního získávání dat potřebných pro toto řízení.

Na poli výzkumu se v zásadě jedná o dvě motivace. Jednou je zajištění dostatečné adheze k přenosu sil při trakci a brždění mezi temenem hlavy kolejnice (viz obr. 0-1) a kónickým běhounem kola. Zde se experimentální práce zaměřují na pozitivní vliv modifikátorů tření (aplikaci pískování) a vliv kontaminantů (listí, vlhkost, atd.). Druhou motivací je snížení tření a opotřebení v kontaktu pojížděné hrany a zaoblené části hlavy kolejnice s okolkem a jízdni plochou kola. Tento dvojbodový kontakt nastává při průjezdu vozu traťovým obloukem. Studie jsou zde zaměřené naopak na vliv negativních modifikátorů tření (aplikaci mazání) a vliv provozních podmínek.

Tato diplomová práce se zabývá druhou zmíněnou motivací s dvojbodovým kontaktem. K tomuto kontaktu dochází posunutím dvojkolí k vnější kolejnici vlivem působící odstředivé síly, kdy se okolek opírá o pojížděnou hranu vnější kolejnice a brání tak vykolejení vlaku. Současně dochází ke styku kónické jízdni plochy kola na větším valivém poloměru s vnější kolejnicí, než je tomu u kola na kolejnici vnitřní. Kolo na vnější straně tak urazí větší vzdálenost při stejném počtu otáček, než kolo na straně vnitřní a dojde k zatáčení (vedení) dvojkolí traťovým obloukem. Průjezd vozu traťovým obloukem je charakterizován úhlem náběhu β (viz obr. 0-1), jehož velikost (řádově ve stupních) závisí na poloměru zakřivení trati. Jedná se o úhel mezi podélnými osami kola a kolejnice. Důsledkem vzájemného natočení geometrií kola a kolejnice a působících sil (na obr. 0-1 zakresleny síly pouze v jednom kontaktu) nastává ve valivém kontaktu skluz (ztráta adheze). Neboť se obě oblasti aplikace maziva a pískování nachází relativně blízko sebe, existuje nebezpečí vniknutí negativního či pozitivního modifikátoru tření do špatného kontaktu, což může mít katastrofické následky (především v případě potřeby náhlého zabrzdění

vozidla). Z tohoto důvodu se často k mazání okolků používají plastická maziva s dobrou adhezí k povrchu a vysokou viskozitou. Jelikož v kontaktu okolků nastávají extrémní provozní podmínky (vysoká zatížení, tlaky, rychlosti, teploty, atd.), je dnes již nutností používat různorodé přísady maziv. Mazání také příznivě ovlivňuje hlukové emise. Bez použití maziv může v lepším případě rychleji nastat zadírání, v horším případě únavové opotřebení materiálu vedoucí až k únavovému lomu. Nejedná se zde tedy „pouze“ o otázky finančních nákladů na provoz a údržbu železničního systému, ale i o jeho bezpečnost, spolehlivost a ekologický provoz.



Obr. 0-1 Názvosloví a působící síly kontaktu kola a kolejnice

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Experimentální studium kontaktu kola a kolejnice lze z pohledu zkoumaných tribologických aspektů a použitých metod rozdělit do tří hlavních oblastí, které se vzájemně doplňují.

První oblastí je **vliv provozních podmínek** na opotřebení, plastickou deformaci a vznik únavových vad materiálů v podobě trhlin a lomů. Experimenty se provádí v reálných nebo v laboratorních podmínkách. Železniční síť či zkušební tratě umožňují sledovat nezkrácené parametry při komplexních provozních podmínkách (např. včetně vlivu počasí, dynamických jevů, apod.). Nevýhodou těchto experimentů je ale jejich finanční náročnost, materiálová omezení a často i obtížné určení zjišťovaných hodnot v požadované přesnosti. Naproti tomu laboratorní zařízení umožňují dobrou kontrolu vstupních i výstupních parametrů experimentů při relativně nízkých nákladech. Daní za tyto možnosti je jisté modelové zkrácení. Jeho velikost závisí na volbě vstupních podmínek. Experimentální zařízení nejvíce přibližující reálné podmínky (v angličtině označované jako *full-scale*), obsahují skutečná železniční kola a kolejnice nebo jejich části. Popř. se používají zmenšená kontaktní tělesa s reálnými profily (*scaled*), nebo konstrukčně jednodušší metody Twin-disk, Ball-on-disk a Pin-on-disk [2].

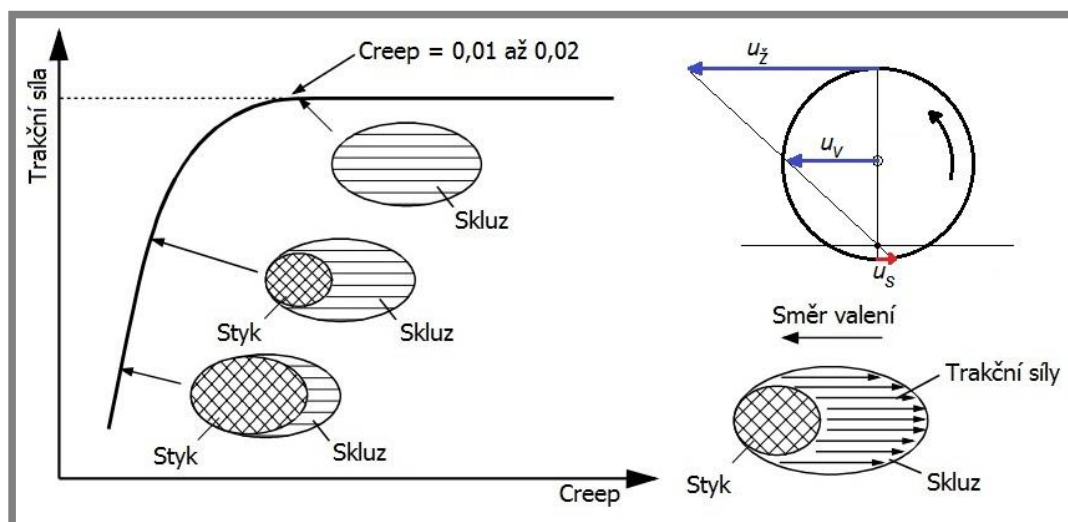
Druhou oblastí zkoumání je **chování maziva v kontaktu** za rozdílných podmínek zatížení, rychlostí a teplot. Zde se sleduje migrace maziva včetně jeho aditiv, tvar a velikost tlakové oblasti a tloušťka mazacího filmu. K hodnocení tloušťky maziva se dnes téměř výhradně používá optický tribometr s metodou Ball-on-disk. V posledních letech je snahou aplikovat optickou interferometrii i na styk skutečných profilů kola a kolejnice.

Třetí oblastí jsou **numerické simulace**. Numerickým řešením se nejčastěji vyšetřují kontaktní podmínky, jako jsou rozměry a umístění kontaktu, tlak a teplota v kontaktu. Používají se ale také na predikci opotřebení nebo na dynamické simulace.

1.1 Vliv provozních podmínek na opotřebení, plastickou deformaci a únavu materiálů

Jak už bylo nastíněno v úvodu, řízení adheze styku kola a kolejnice je velmi důležité pro zvýšení efektivity železniční dopravy. Při valivém pohybu kola dochází v místě kontaktu s kolejnicí k vytvoření stykové a skluzové oblasti [3]. Skluzová oblast vzniká v koncové části kontaktu (viz obr. 1-1) a je důsledkem trakční síly a creepu. Tečení (*creep*) je pomalá plastická deformace materiálu. Míra tečení povrchu materiálu je závislá na třecí síle a teplotě. Se zvyšující se trakcí tedy dochází k přechodu z čistě stykové oblasti až na oblast čistě skluzovou. S tímto se mění i kontaktní tlak a poloha kontaktu. Můžeme rozlišit tři druhy skluzu: laterální (kolmo na směr pohybu), tangenciální (proti směru pohybu) a spin (způsobený vybočením kola). Vzniklá skluzová oblast a laterální zatížení jsou původcem velkého opotřebení okolků kol. Toto opotřebení lze ale velmi výrazně snížit aplikací mazání. Jako parametr experimentů je důležitá především skluzová rychlost u_s , což je rozdíl obvodové rychlosti železničního kola u_z a skutečné rychlosti vozidla u_v , která je

vlivem skluzu menší (trakce) nebo větší (brždění). Velikost skluzové rychlosti se pohybuje přibližně do 3 % skutečné rychlosti vozidla.



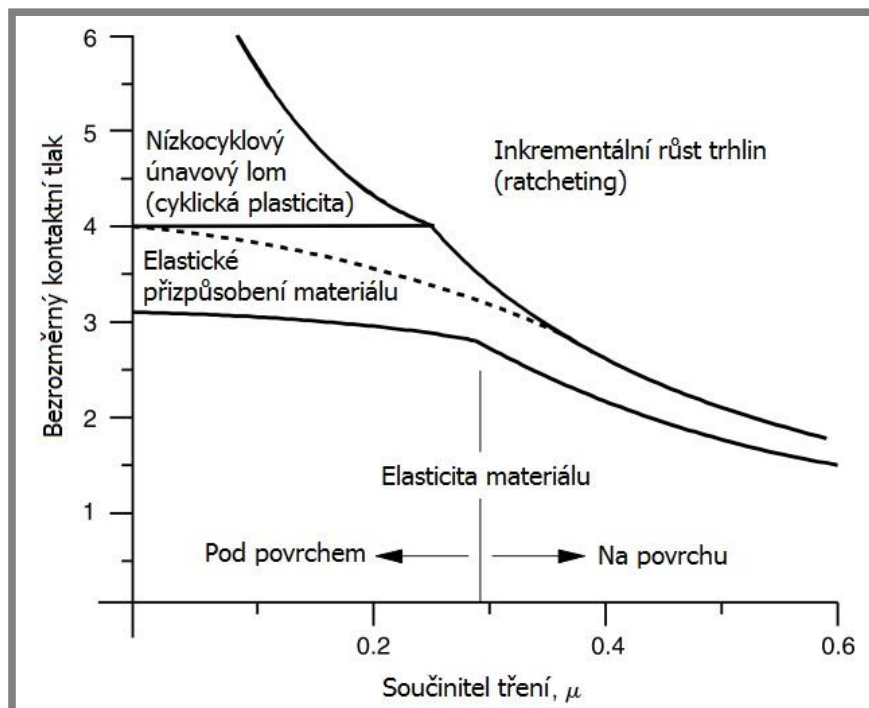
Obr. 1-1 Vztah mezi trakcí a creepem v kontaktu kola a kolejnice [3]

V kontaktu kola a kolejnice dochází zejména k 4 mechanismům opotřebení: abrazivnímu, adhezivnímu, oxidačnímu a tepelnému [3]. Sledováním vývoje mechanismů opotřebení a plastické deformace se zabýval např. profesor Ulf Olofsson ze švédského Royal Institute of Technology (KTH) [4]. Experimentální pozorování o délce 2 let provedl na nové a 3 roky staré příměstské trati. Cílem experimentu bylo získání potřebných údajů pro budoucí simulace. Trať byla rozdělena na 4 úseky. Na úseku A s profilem kolejnice UIC 60 o jakosti oceli UIC 900A (nejčastěji používaná kolejnice v Evropě; mez pevnosti 880 MPa) bylo aplikováno plastické mazivo. Na úseku B byl použit materiál UIC 1100 (mez pevnosti 1080 MPa) se stejným mazivem. Zbylé úseky C (UIC 900A) a D (UIC 1100) byly bez maziva. Změny profilu kolejnic byly měřeny systémem MINIPROF. K posouzení vlastností materiálů byly udělány laboratorní testy na zařízení Pin-on-disk. Kde fixní pin (rádius 50 mm, materiál kolejnice, redukováná drsnost povrchu $4 \mu\text{m}$) a rotační disk (materiál kola R7, redukováná drsnost povrchu $4 \mu\text{m}$) simulovali čistě skluzový kontakt okolku. Maximální kontaktní tlak dosahoval 0,8 GPa. Studoval se vliv skluzové rychlosti a součinitele tření na velikost opotřebení zmíněných materiálů.

Výsledky metody Pin-on-disk ukázaly, že míra opotřebení obou materiálů výrazně závisí na skluzové rychlosti. Při skluzové rychlosti $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ docházelo k zdrsnění povrchu a při rychlosti $0,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ docházelo až k zadírání. Součinitel tření pro nemazaný kontakt nabýval hodnot od 0,5 do 0,6. Po aplikaci mazání klesl na hodnoty mezi 0,05 až 0,3. Vyhodnocením měření na trati bylo zjištěno, že u nemazaného kontaktu dochází k výrazným změnám profilu v důsledku opotřebení a plastické deformace. Porovnáním materiálů vyplynulo, že mazání, skluzová rychlost a kontaktní tlak mají větší vliv na opotřebení a plastickou deformaci než změna materiálu. Mechanismus plastické deformace v místě zaoblčení hlavy kolejnice byl vyhodnocen jako plastický *ratcheting*.

1.1.1 Plastická deformace a únava materiálů

Cyklické tečení (*ratcheting*) [5] je proces vyčerpání plastických vlastností materiálu. Jeho důsledkem je ztráta materiálu z povrchu narušeného únavovými trhlinami. Díky tomuto procesu dochází ke zpomalení inkrementálního (hloubkového) růstu únavových trhlin, ale za cenu velkých materiálových ztrát. Oblast *ratchetingu* je znázorněna na mapě elasticko-plastické přizpůsobivosti materiálu (obr. 1-2). Tato mapa znázorňuje závislost součinitele tření na únosnosti kontaktu (vyjádřené bezrozměrným kontaktním tlakem). Plyne z ní, že pokud je součinitel tření přibližně pod hodnotou 0,3, tak dochází k akumulaci plastického tečení pod povrchem. Při překročení této hodnoty nastane plastické tečení na povrchu. Toto je dáno kombinací valivého a skluzového chování kontaktu.

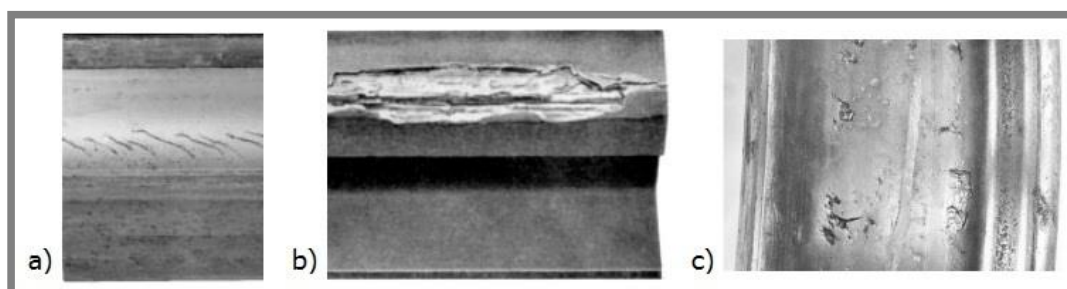


Obr. 1-2 Mapa elasticko-plastické přizpůsobivosti materiálu [5]

Příčinou cyklického tečení je působení trakce na povrchu materiálu, kdy dochází k nárůstu a přesunu maximální hodnoty smykového napětí v materiálu směrem k jeho povrchu. Smykové napětí se hromadí až po mez tvárnosti materiálu. Jakmile je tato mez překročena, dojde k tvorbě povrchových nebo podpovrchových deformací a jejich příčinou k opotřebení (*ratcheting*) nebo k únavě valivého kontaktu (RCF).

Únavu kol a kolejnic můžeme tedy rozdělit na povrchovou a podpovrchovou [6]. Velmi častou povrchovou únavou kolejnic jsou šikmé trhliny pojížděné hrany (*head checks*; obr. 1-3a). Vyskytují se především v traťových obloucích a vznikají vlivem působení vysokého kontaktního tlaku a tření (viz obr. 1-2, oblast inkrementálního růstu trhlin). Povrchová únava je jednoduše vizuálně rozpoznatelná. Povrch pojížděné hrany je pokryt velkým množstvím rovnoběžných trhlínek o hloubce přibližně 2 mm a ve vzájemné vzdálenosti zpravidla 1 až 5 mm. Tato únavová vada je v současnosti největším problémem, protože přítomnost kapaliny (vody, maziva) v místě trhliny přispívá k jejímu šíření. Kapalina je totiž při

průjezdu železničního kola v trhlině uvězněna a šíří se přes ni tlak. Pokud není tato vada odstraněna již v raném stádiu (broušením kolejnic), dochází k vylamování materiálu kolejnice mezi jednotlivými trhlinami. V traťových obloucích (především na vnější koleji) dochází také k tvorbě podpovrchové únavy, která se projevuje odlupováním materiálu ve tvaru lastur z pojižděné hrany (*shelling*; obr. 1-3b). Nejdříve se objevují tmavé podélné skvrny. Následují praskliny šířící se ve směru kolejnice a nakonec vydrolování materiálu. Spolu s povrchovou únavou se mohou tyto vady rozvinout v příčnou trhlinu vedoucí až k lomu kolejnice. Povrchové i podpovrchové RCF železničních kol (obr. 1-3c) mají obdobný charakter jako je tomu u kolejnic. Neohrožují však tolik bezpečnost dopravy. Nicméně kola je v důsledku RCF nutné reprofilovat, což ústí v růst finančních nákladů a k snížení efektivity železniční dopravy.

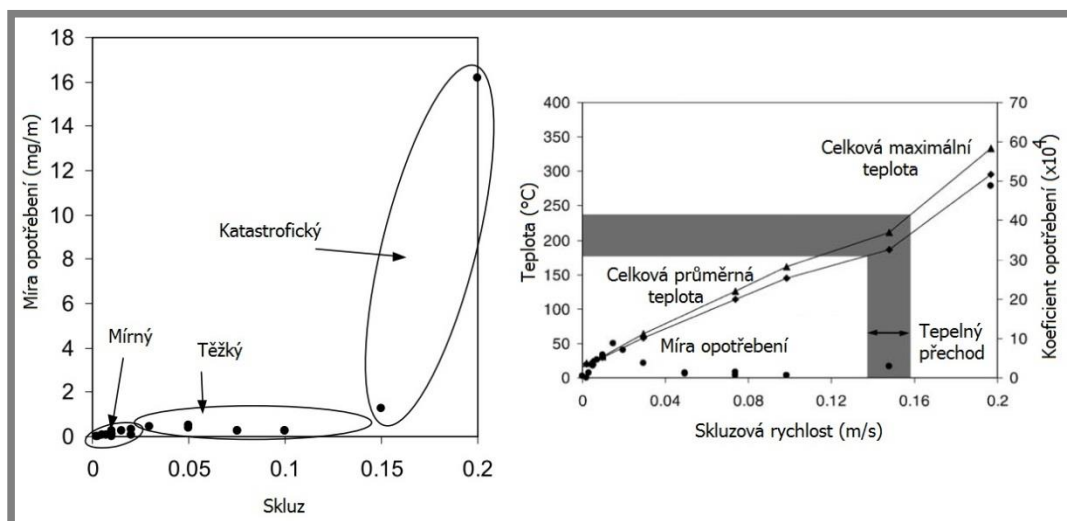


Obr. 1-3 Únavové poškození; a) head checks [6], b) shelling [6], c) povrchové vady kola [5]

1.1.2 Režimy, přechody a mapy opotřebení

Lewis a Olofsson ve své práci [7] shromáždili dostupná experimentální data o opotřebení železnic do roku 2004. Získané údaje obsahují výsledky testů za poslední dvě desetiletí, ve kterých byly použity současné materiály. Tyto testy byly provedeny v reálných i v laboratorních podmínkách. Cílem práce bylo vytvoření map opotřebení vztažených na rozsah kontaktních podmínek, které nastávají na železnici. Nástrojem k vytvoření těchto map se stalo rozlišení tří základních režimů opotřebení a jejich přechodů (viz obr. 1-4).

1.1.2



Obr. 1-4 Režimy opotřebení a tepelný přechod režimů [7], [8]

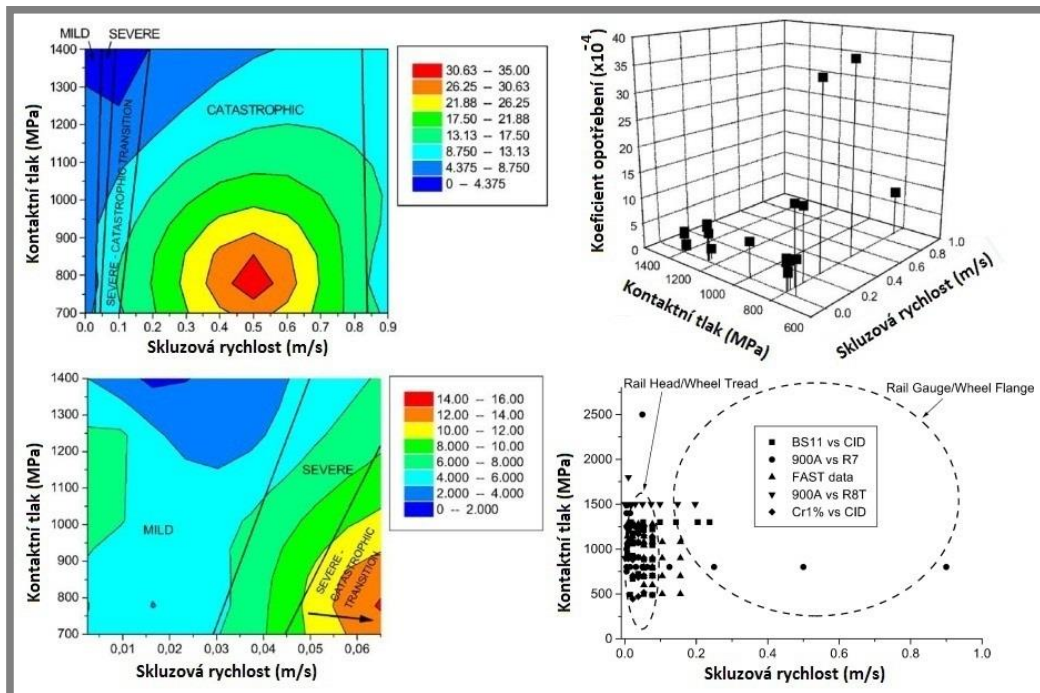
Při mírném (*mild*) režimu opotřebení dochází k oddělování extrémně malých částic (okolo průměru 100 nm) a vzniká velmi hladký povrch, který je hladší než povrch původní. Převládá zde oxidační a abrazivní mechanismus opotřebení. Mírný režim opotřebení se vyskytuje při nízkém skluzu v kontaktu temene hlavy kolejnice s kónickou plochou kola. Přejít mezi mírným a těžkým (*severe*) režimem opotřebení je způsoben změnou kontaktních podmínek. Dochází k němu při přesunutí zatížení kontaktu z kónické části kola na okolek (dvojbodový kontakt) v zakřivení trati. V důsledku mnohem vyššího tlaku a skluzové rychlosti vzniká hrubý povrch s abrazivním (velké částice okolo průměru 0,01 mm) i adhezivním (tvorba a porušování mikrosvarů) opotřebením. Nejzávažnější režim opotřebení je režim katastrofický (*catastrophic*). Přejít do něj (obr. 1-4 vpravo) je způsoben zvýšením kontaktní teploty na 200 až 300 °C. Tato teplota odpovídá měknutí uhlíkových manganových ocelí (zmenšení meze kluzu a jiných vlastností). Nárůst míry opotřebení okolku je až 10násobný. Jejím původcem je kombinace mechanismu tepelného, adhezivního a abrazivního.

Abyste bylo možné rozlišit účinky různých parametrů (tlak, skluz, atd.) na opotřebení a sjednotit získané údaje, byl použit Archardův vztah vyjadřující bezrozměrný koeficient opotřebení K :

$$K = \frac{Vh}{F_n s} \quad (1.1)$$

Kde V (m³) je objem opotřebení, h (Pa) je tvrdost opotřebovávaného materiálu, F_n (N) je normálové zatížení a s (m) je skluzová vzdálenost.

Koeficient opotřebení byl spolu s kontaktním tlakem a skluzovou rychlostí vykreslen do dvou druhů grafů (obr. 1-5). Dvourozměrné obrysové mapy udávají režim opotřebení. Trojrozměrný bodový graf znázorňuje použitá data a ukazuje, kde data pro tvorbu obrysové mapy opotřebení chybí.



Obr. 1-5 Mapa koeficientu opotřebení okolku kola a přehledová mapa získaných údajů [7]

Za povšimnutí stojí i přehledová mapa získaných údajů (na obr. 1-5 vpravo dole). Je z ní zřejmé, jak velká a málo prozkoumaná je oblast kontaktu okolku kola oproti oblasti kontaktu běhounu kola. A to i přesto, že je opotřebení okolku průměrně 5krát vyšší. Při porovnání dat získaných v reálných a laboratorních podmínkách bylo konstatováno, že údaje z nich plynoucí poměrně dobře souhlasí. V průběhu posledních 20 let došlo k řádovému snížení opotřebení nacházejícím se v těžkém režimu. Důvodem je nejspíše používání odolnějších materiálů. Na druhou stranu, snížením opotřebení nepříznivě ovlivnilo šíření únavových trhlin.

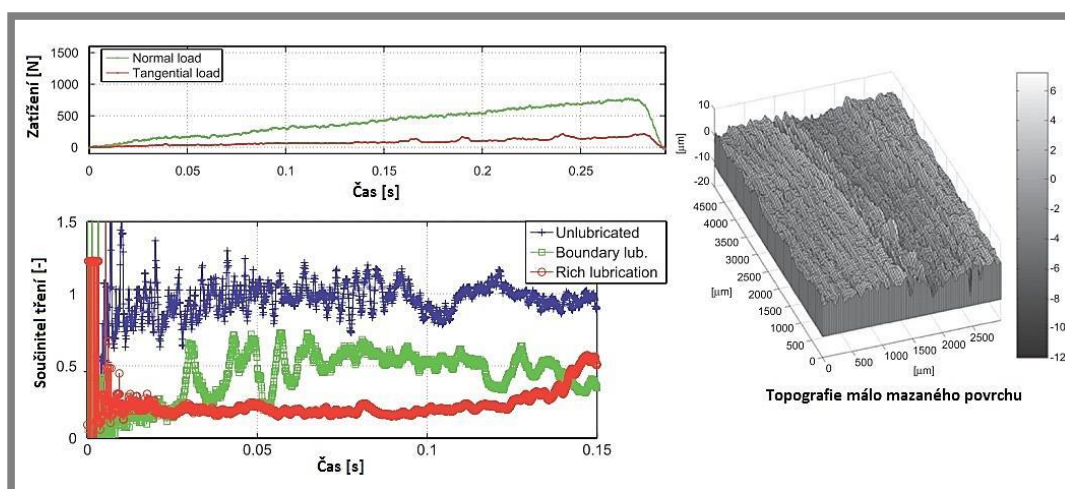
1.1.3 Aplikace maziv a zadírání

1.1.3

Na základě studií [4] a [7] se rozhodli Sundh a Olofsson zjistit vliv maziv na velikost míry opotřebení okolku a jeho tendence k zadírání [9]. Experimenty byly provedeny na Pin-on-disk zařízení za různých podmínek kontaktního tlaku (500, 750 a 2 200 MPa) při použití 9 druhů maziv a rozdílných způsobech jejich dávkování a aplikace.

V současnosti nejvíce používanými způsoby aplikace maziv jsou **traťové** (*wayside*) a **palubní** (*on-board*) **mazací systémy**. Traťové systémy jsou umístěny podél trati a nanášejí mazivo (mechanicky, elektronicky nebo hydraulicky) na zaoblenou část hlavy kolejnice. Palubní systémy aplikují tuhé nebo plastické mazivo, popř. olejovou mlhu na okolek kola. Nacházejí se na podvozku železničního vozidla a mají výhodu v dobré regulovatelnosti, což se prokázalo i v tomto testu.

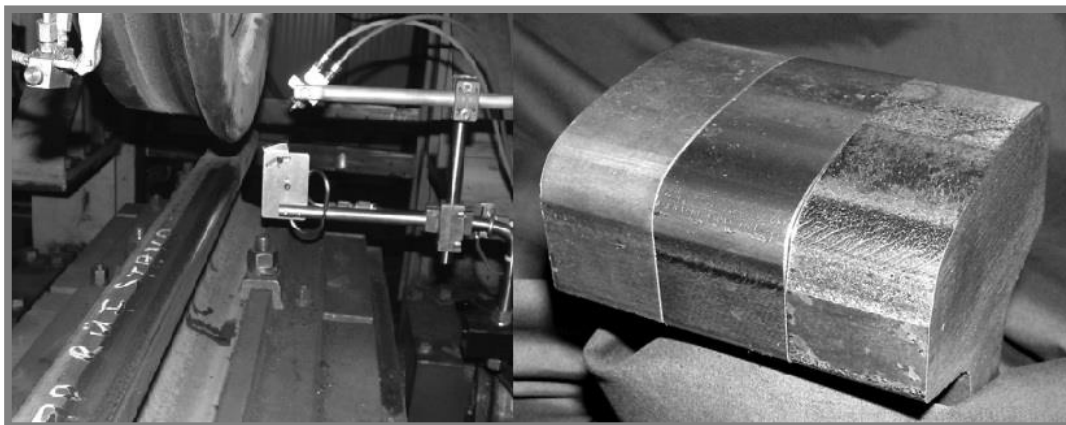
Opět byl simulován čistě skluzový kontakt okolku při konstantním zatížení 100 N a skluzové rychlosti $0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Mazivo bylo nanášeno ve formě olejové mlhy v množství 0,02 g po každých 300 (traťové mazání) nebo 8 (palubní mazání) metrech. Skluzová vzdálenost jednotlivých testů byla 7 280 m (800 otáček disku). Povrch disku byl vyhodnocen a byly interpretovány následující závěry o mazivech: syntetický olej selhává při vysokých tlacích, minerální olej není na tlak citlivý, hydraulický olej je pro mazání okolků naprosto nevhodný, dobrých výsledků dosahují maziva s vyšším obsahem aditiv. Bylo také stanoveno, že materiály, používané na železnici při nedostatečném mazání, mají tendenci k zadírání i při nízkém zatížení. Touto problematikou se dále zabývali s využitím metody Ball-on-disk realizované na soustruhu [10].



Obr. 1-6 Zadírání železničních materiálů za rozdílných podmínek mazání [10]

Test vždy proběhl během jediné otáčky disku. Přítlačné těleso (o poloměru 5 nebo 50 mm) bylo zatěžováno lineárně narůstající normálovou silou až po hodnotu 800 N (obr. 1-6). Současně s rozdílnými skluzovými rychlostmi (0,5; 0,7; 1,1 a 2,5 m·s⁻¹) se tímto simuloval přechod z mírného do těžkého režimu opotřebení. Zadirání bylo posuzováno topografií povrchu a měřením součinitele tření. Při testu bez aplikace maziva se ukázalo, že zadirání nastává okamžitě a je přítomno po celou dobu testu. Se zvyšováním množství maziva se zadirání výrazně redukovalo a došlo ke změně z abrazivního mechanismu opotřebení v plastické přetváření. Tato změna je nejspíše důsledkem skokové (*flash*) teploty, která dle výpočtů dosahovala okolo 550 °C. Odhalilo se, že přechody mezi režimy opotřebení jsou doprovázeny zhroucením povrchové vrstvy oxidů (tlustější při vyšší skluzové rychlosti). Z obrázku 1-6 je zřejmé, že k zadirání dochází nejvíce při nízkém zatížení (pod 200 N) i při aplikaci mazání. Je diskutováno, že příčinou jsou nejspíše vysoké teploty, které spálí základní mazivo a tím dojde k hladovění kontaktu. Proto je velmi důležitý transport tepelně odolných aditiv do kontaktu (viz kapitola 1.2).

V Kanadě byl proveden experiment s aplikací tenkého suchého filmu [11], který dle hypotézy nepodporuje šíření únavových trhlin. *Full-scale* experimentální zařízení cyklicky přejíždělo železničním kolem po posuvné kolejnici. Mazivo bylo nanášeno na zaoblenou část hlavy kolejnice po 50, 250 nebo 500 cyklech. Test byl ukončen po jednosměrném provedení 100 000 cyklů při zatížení 23 tun vertikálně, 3 tuny laterálně a rychlosti kolejnice 1 m·s⁻¹. Nejlepších výsledků se dosáhlo při aplikaci modifikátorů tření (FM) každých 250 cyklů. Což odpovídá přibližně množství 208 ± 10 ml·km⁻¹. Použitím suchého filmu maziva se dosáhlo snížení opotřebení o 30 až 60 % a současně i zpomalení RCF (viz obr. 1-7). Nejvýraznější plastické přetvoření nastalo v místě styku okolku kola s kolejnicí.



Obr. 1-7 Aplikace suchého filmu a vzorky testované kolejnice (zleva: nový profil, profil s aplikací FM, profil bez použití FM) [11]

V roce 2010 byl v Japonsku proveden laboratorní Twin-disk test s aktuálními japonskými železničními profily [12] o rozsahu šesti milionů cyklů (ujetá vzdálenost 3 300 km). Zajímavostí je, že místo maziva byla rozprašována na disk voda (200 ml·min⁻¹), případně test probíhal úplně bez maziva. Sledoval se vliv úhlu náběhu (0,3°, 0,6°), tvrdosti disků (250 HV, 340 HV, 380 HV), laterálního zatížení (24 až 35 kN) a mazání na míru opotřebení. Z testů vyplynulo, že s rostoucím náběžným úhlem stoupá opotřebení okolku disku vlivem skluzu a snižuje se opotřebení běhounu disku, vyšší tvrdost materiálů má za následek nižší opotřebení

a mazání vodou snížilo opotřebení okolku o 60 až 80 %. Tato data byla dále použita pro numerickou predikci opotřebení (viz kapitola 1.3). Negativní vliv úhlu náběhu byl ověřen i na skutečné trati v Litvě [13]. Testy probíhaly v intervalu 10 000 km s průměrnou rychlostí vlaku $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a poloměry sledovaných železničních oblouků 650 a 1200 m. Bylo potvrzeno, že s klesajícím poloměrem traťového oblouku (rostoucím úhlem náběhu) se výrazně zvyšuje opotřebení okolku kola.

1.2 Chování maziva v kontaktu

1.2

Chování maziva v kontaktu kola a kolejnice je dáno specifickými vlastnostmi tribologické soustavy (nekonformně zakřivené kontaktní plochy v relativním pohybu, elastické deformace kontaktních těles, vysoké kontaktní tlaky, změny viskozity maziva, atd.). Díky těmto vlastnostem lze mazání okolku v ideálním případě zařadit do režimu elasto-hydrodynamického mazání (zkráceně EHL či EHD mazání) s nízkým součinitelem tření μ . Režim mazání je ale podmíněn tzv. parametrem mazání λ . Ten je vyjádřen jako podíl minimální tloušťky mazacího filmu h_{min} a redukované drsnosti třecích povrchů R_{red} [14]. A tak častěji při mazání okolku dochází k režimu smíšenému až meznému, který při hladovění kontaktu (suché mazání) může vést až k zadírání (již zmíněno v kapitole 1.1.3).

Tloušťku mazacího filmu je možné sledovat kolorimetrickou interferometrií, kde hodnota tloušťky filmu je indikována určitým odstínem barvy. Opticky lze také vyhodnotit velikost kontaktní oblasti. Na základě těchto dat je pak numericky dopočítán tlak v konkrétní části kontaktu a vytvořen 3D profil rozložení tlaku (popř. tloušťky filmu).

1.2.1 Přísady maziv a jejich účinky

1.2.1

Pro pochopení mechanismů opotřebení a zadírání, spojenými s porušováním mazacího filmu, je důležité sledovat také chování přísad. Zvláště důležité jsou přísady s povrchovými účinky a přísady pro zlepšení vlastností oleje (především viskozity). Klasický základový olej (tj. bez aditiv) s klesající rychlostí třecích povrchů snižuje svou tloušťku, čímž dochází k přechodu z EHL až na mazání mezní a k nárůstu tření (opotřebení). Modifikátory viskozity (polymetakryláty, kopolymery) ale vytvářejí při nízkých rychlostech třecích povrchů **kapalný mezní film** (absorpce polymerů na povrchu) o větší tloušťce (15 až 25 nm) než by odpovídala EHL. Kapalný mezní film zaniká při zastavení nebo změně směru pohybu. Touto problematikou se zabývali např. Angel [15] a Ratoi [16]. Použili měřicí soustavu Ball-on-disk složenou ze skleněného pochromovaného disku, ocelové kuličky napůl ponořené do maziva a mikroskopu s kamerou. Při konstantním zatížení 20 N (Hertzův tlak 0,52 GPa) se sledoval vliv rychlosti na strukturu tvorby kapalného mezního filmu. Zjistili, že při vysokých rychlostech (EHL) nemají viskózní aditiva téměř žádný vliv a po porušení filmu dochází k jeho obnovení pouze za konstantních nízkých rychlostí.

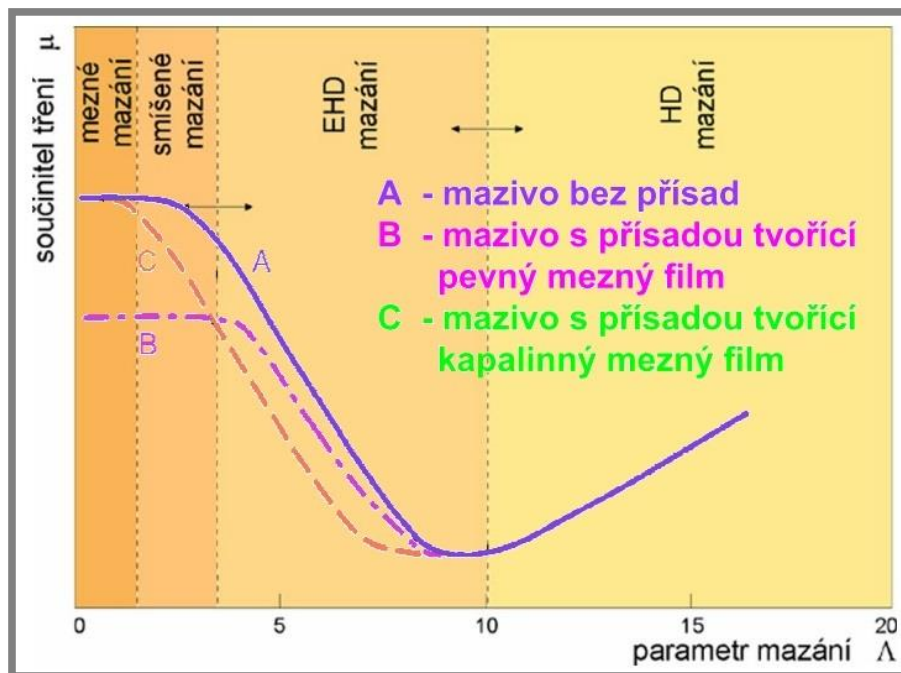
Přísady s povrchovými účinky vytváří **pevný mezní film**. Sem patří například aktivní vysokotlaká (EP) a protiopotřebovací (AW) aditiva na bázi molybdenu či zinku, přísady chránící proti korozi (karboxylové kyseliny), popř.

přísady modifikující tření (grafit, mastné kyseliny, aj.). Pevný mezný film lze charakterizovat jako tenkou (5 až 25 nm), stálou a hladkou vrstvu pokrývající třecí povrchy, která má za následek snížení drsnosti třecího povrchu a tím i snížení součinitele tření. Angel ve své studii měřil tření tenzometrem připevněným k pohonu kuličky. Potvrdil, že tloušťka pevného filmu se s rostoucí teplotou zvětšuje v důsledku chemických reakcí přísad s třecím povrchem. Ratio navíc ověřil, že pro tvorbu tlustého filmu karboxylových kyselin (aditiv proti korozi) je klíčovým požadavkem přítomnost vlhkosti (tloušťka 2 až 3 nm u experimentu bez vody, 10 nm s vodou). Také se ukázalo, že tloušťku pozitivně ovlivňuje skluz. K vyjádření míry skluzu se u metody Ball-on-disk často používá poměr skluzu a valení (SRR), který je definovaný jako [15]:

$$SRR = \frac{\text{skluzová rychlost}}{\text{rychlost valení}} = \frac{2|u_1 - u_2|}{(u_1 + u_2)}. \quad (1.2)$$

Kde u_1 a u_2 jsou povrchové rychlosti kuličky a disku. SRR je nulový v případě čistého valení, kdy se oba povrchy pohybují stejně rychle shodným směrem a mazivo urazí totožnou vzdálenost jako povrchy. V případě čistého skluzu je tato vzdálenost poloviční a $SRR = 2$ (jedno z těles se nepohybuje) [17].

Vlivem přísad dochází k posunu Stribeckovy křivky. Jelikož se v praxi využívá kombinace aditiv způsobujících tvorbu pevného i kapalného mezného filmu, tak Stribeckova křivka leží mezi křivkami B a C (viz obr. 1-8).



Obr. 1-8 Vliv přísad na Stribeckovu křivku [14]

Profesor Huang v roce 2006 provedl zkoumání tribologických vlastností aditiv modifikujících tření [18]. Přísady byly v podobě nano-lupínek grafitu (průměr 500 nm, tloušťka 10 až 20 nm) a určovala se jejich optimální koncentrace v parafinovém oleji. Zjistil, že pevná maziva jako přísada přispívají k snížení opotřebení povrchu kuliček (byla použita metoda Four-ball) a zvyšují únosnost základového oleje při optimální koncentraci 0,01 % hmotnosti tohoto oleje.

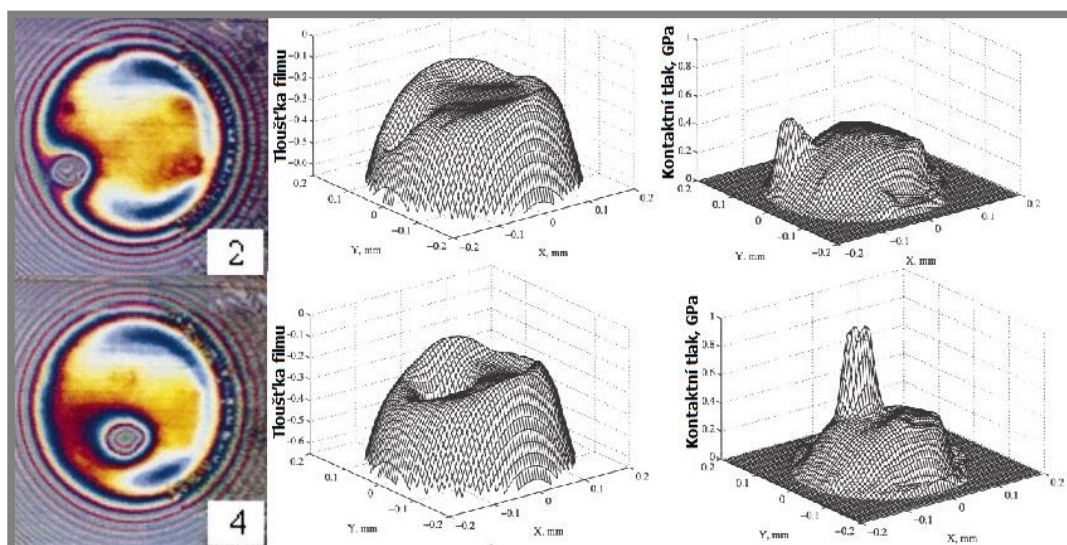
Součinitel tření se snížil z 0,6 na 0,2 a byl stabilně udržitelný. Menší částčky snadněji pronikaly do kontaktu a nehromadily se na jeho vstupu. Při překročení optimální koncentrace si částčky vzájemně překážely, docházelo k nestabilitě maziva a k vibracím. Abrazivní opotřebení narůstalo s velikostí částic a se zatížením.

Kontakt je ve skutečnosti **mazán směsí oleje s kovovými a minerálními (písek) částicemi** vnikajícími do styku okolku kola a kolejnice [19]. Tvorbu této směsi a její účinky zkoumal Descartes na laboratorním zařízení se zmenšenými kontaktními tělesy. Směs se začíná vytvářet při nízkém součiniteli tření (pod 0,1) tvorbou malých kovových částic, které se smíchají s mazivem a zůstávají v místě kontaktu, kde příznivě ovlivňují proces mazání (mají funkci tuhých aditiv). V případě podmínek s vyšším součinitelem tření (okolo 0,3) vznikají větší částice, které se již s mazivem nemísí (suchá směs) a způsobují abrazivní opotřebení. Účinky „*Third-body směsi*“ jsou tedy závislé na kontaktních podmínkách.

1.2.2 Plastická maziva

1.2.2

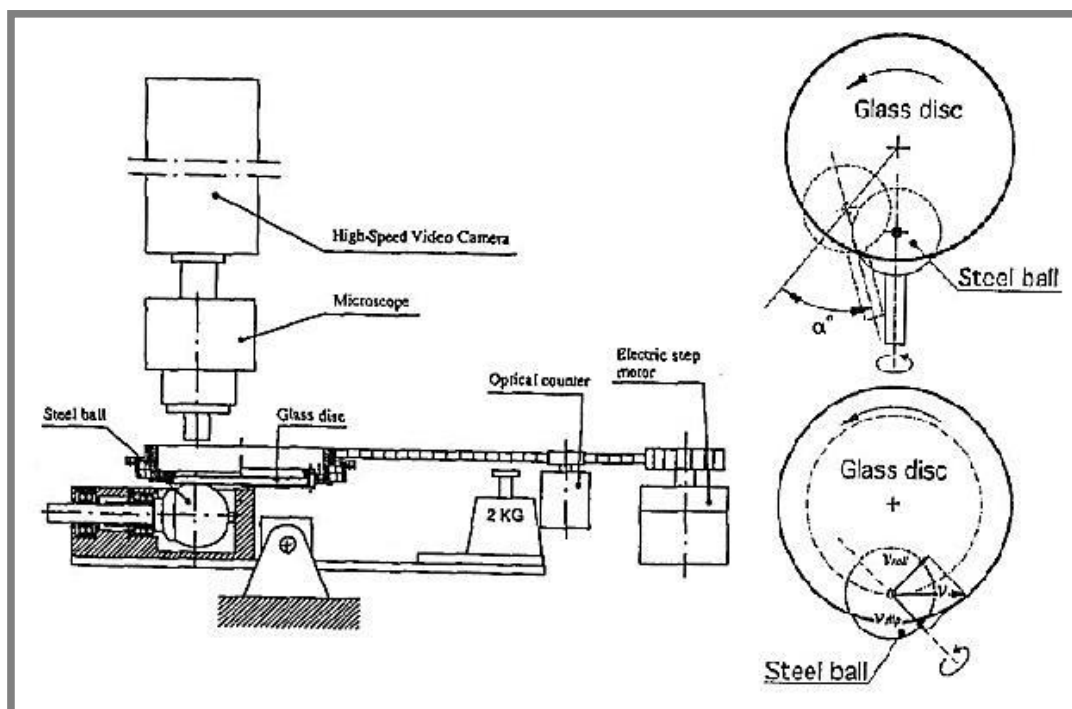
Z důvodu adheze k povrchu a menší tekutosti se pro mazání okolku používají plastická maziva. Jedná se o směs kapalného základového oleje, zahušťovadla (pórovitá kovová mýdla) a přísad. Průchod mýdel rozdílné struktury plastického maziva za čistého valení a jejich účinky na kontaktní tlak popsal ve své studii Larsson [20]. Měření proběhlo na Ball-on-disk zařízení s kuličkou brodicí se v mazivu. Bylo použito běžné lithiové mýdlo Li-12-OH (hrubší struktura s vlákny lithia) a mýdlo Li-complex (jemnější gelová struktura). U běžného lithiového mýdla s hrubější strukturou se částice mýdla průchodem kontaktem vyhnuly, nebo jím procházeli jen v malém množství (viz obr. 1-9). Při použití zahušťovadla jemnější struktury, procházelo kontaktem velké množství malých i větších částic. Také se výrazně snížila hlučnost průchodu mýdla kontaktem. Průchod malého množství zahušťovadla vedl k lokálnímu snížení tloušťky mazacího filmu a tím k extrémnímu nárůstu tlaku, což může vést k únavě materiálu. Zatímco, při průchodu většího množství částic nastalo oddělení kontaktu a tlak byl rozložen na celou plochu zahušťovadla.



Obr. 1-9 Vliv průchodu malého množství zahušťovadla kontaktem na kontaktní tlak [20]

Eriksson [21] podrobil stejná maziva dlouhodobějšímu sledování jejich chování po jednorázovém nanesení 2 mm tlusté vrstvy maziva na disk. Tento test simuloval průjezd jednotlivých kol železničního vozidla po koleji s mazivem. Po 40 otáčkách disku (odpovídající vzdálenosti 25 m) byl test vyhodnocen. Tloušťka filmu výrazně klesala s délkou experimentu, počet vláken zahušťovadla byl ale v čase konstantní. Při testu běžného lithiového mýdla docházelo k plastickým deformacím vláken a tím i k snížení životnosti maziva. Zahušťovadlo tvořené menšími částicemi zůstávalo v dráze kuličky a vlákna si udržovaly svůj tvar. Po více cyklech ale obě zahušťovadla kontakt obtékala. Pro zjištění účinků bočního skluzu podrobil maziva dalšímu testu [22]. Natočil nepoháněnou kouli o úhel skluzu α° (15° a 30°) vůči původní ose její rotace (viz obr. 1-10) a na disk průběžně nanášel 1 mm tlustou vrstvu maziva. Směr pohybu zahušťovadla byl dán velikostí adhezních sil ke stýkajícím se tělesům (větší adhezi k zahušťovadlu měla kulička). Vlivem bočního skluzu došlo ke snížení mechanické stability plastického maziva a tím k snížení jeho životnosti. Menší částice mýdla měnily při vyšších skluzových rychlostech tvar, zatímco větší částice si tvar udržovaly. Vznikaly větší shluky částic, které byly ale ještě před vstupem do EHL kontaktu vlivem bočního skluzu rozstříhnuty. Na druhou stranu se zlepšilo zásobování kontaktu základovým olejem, snížil se kontaktní tlak a hlučnost. Při malém bočním skluzu také došlo k lepšímu pokrytí mazaných povrchů kovovým mýdlem.

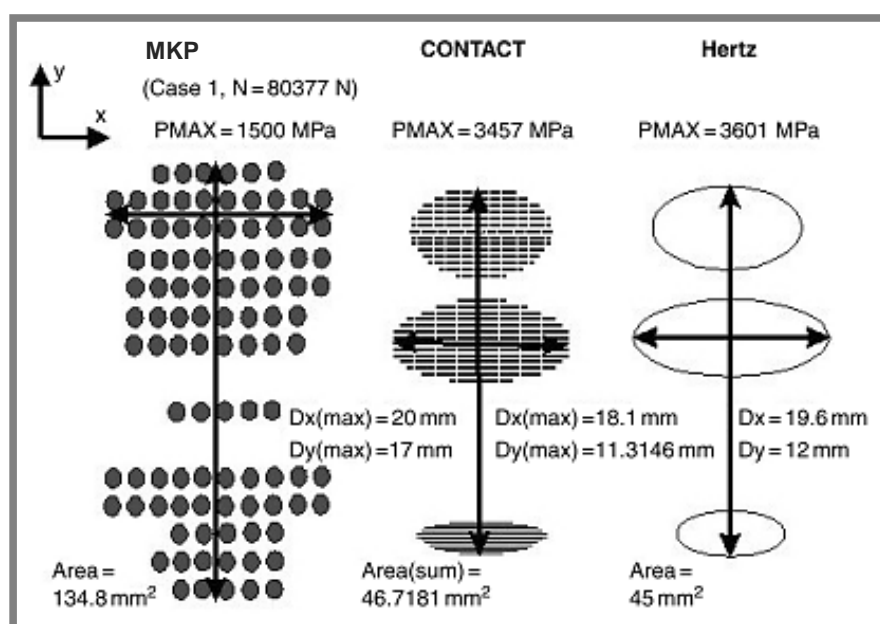
Cannová ve své práci [23] testovala obdobné plastické mazivo s aditivou proti opotřebení a oxidaci. Přísady měly významný vliv na zamezení zadíraní u částečně hladovějícího kontaktu. Oproti mazivu bez aditiv (součinitel tření 0,05) docházelo během prvních 20 cyklů k záběhu, kdy mazivo s přísadami mělo vyšší součinitel tření 0,15. Po záběhu se ale tření ustálilo ($\mu = 0,04$) a zůstalo nezměněno až do konce testu (60 cyklů). Plastické mazivo bez přísad začalo při 50 cyklech vykazovat jasné známky hladovění (rapidní nárůst tření), které by při delším testu vedly k zadření.



Obr. 1-10 Ball-on-disk zařízení s nastavením bočního skluzu [21], [22]

1.3 Numerické simulace

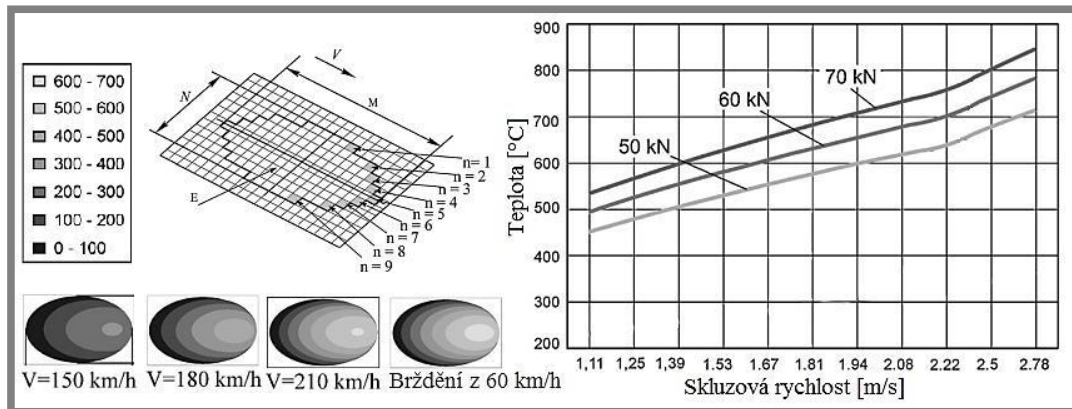
U numerických simulací můžeme rozlišovat tři přístupy řešení styku kola a kolejničky [24]. Jedním je metoda konečných prvků (MKP), druhým jsou řešiče pro obecný kontakt těles pomocí hraničních prvků (např. CONTACT) a posledním řešiče eliptického Hertzova kontaktu (např. FASTSIM). Přesnost a časová náročnost MKP výpočtů je závislá na počtu elementárních prvků v kontaktu a na celkovém počtu prvků těles. Řešiče obecného kontaktu mohou dosahovat vysoké přesnosti, ale potřebují k tomu velké množství vstupních dat, výpočetního času a jsou omezeny poloprostorovými předpoklady. Řešiče Hertzova eliptického kontaktu mají spíše informační charakter, popř. se používají pro rychlé ověření získaných dat. Je to způsobeno značně omezujícími předpoklady: kontaktní tělesa jsou hladká a bez tření, materiál těles je izotropní a lineárně elastický, tělesa se deformují jako nekonečné poloprostory. Poslední předpoklad omezuje geometrii kontaktu. Znamená, že rozměry kontaktní oblasti jsou malé ve srovnání s poloměry křivosti těles. Zde ale nastává problém s řešením dvojbodového kontaktu kola a kolejničky, který má běžně velikost okolo $1,5 \text{ cm}^2$. Přístupy založené na poloprostorovém předpokladu v tomto případě často selhávají a velikost kontaktu (a tím i tlak) se může značně lišit od skutečnosti (viz obr. 1-11).



Obr. 1-11 Porovnání numerických přístupů řešení dvojbodového kontaktu [24]

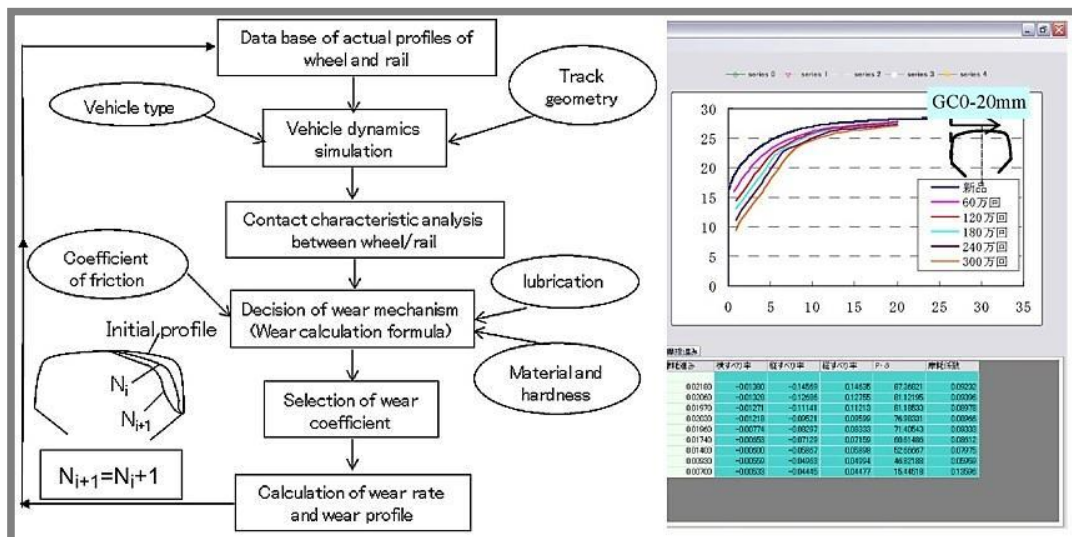
Simulací elasticko-plastického dvojbodového kontaktu okolku se zabýval např. Zhang [25]. Použil komplexní MKP parametrickou metodu programování a zahrnul do ní účinky maziva i součinitel tření materiálů. Výpočtový model tvořený 53 000 uzly odpovídal skutečným rozměrům kola a kolejničky včetně pražců. Když na tento model aplikoval provozní podmínky (zatížení nápravy 23 tun, laterální zatížení 50 kN), tak měla kontaktní plocha běhounu kola velikost 135 mm^2 a plocha okolku kola přibližně $13,5 \text{ mm}^2$. Skutečný kontakt okolku není čistě eliptický a vlivem úhlu náběhu se mírně posouvá ve směru jízdy železničního vozidla. Z modelu je možné také vyčíst, že aplikace mazání okolku pozitivně ovlivňuje i adhezi k hlavě kolejničky, kde dochází k valení a skluzu.

Kromě velikosti kontaktu a tlaku se numericky odhaduje i teplota v kontaktu, která může velmi ovlivnit míru opotřebení (viz kapitola 1.1.2) a je důležitá pro správnou volbu maziva. V roce 2010 byl vytvořen matematický model pro výpočet rozložení teploty v oblasti kontaktu okolku [26]. Umožňuje rozlišit druh mazání a mazací látky v kontaktu a obsahuje algoritmus adhezního modelu dvojbodového kontaktu. Nicméně je omezen eliptickým kontaktem a konstantním součinitelem tření. Výsledné teploty v kontaktu se pohybují v rozsahu 450 až 850 °C v závislosti na skluzové rychlosti a laterální síle (obr. 1-12). Pro takto vysoké teploty je vhodné v mazivu používat přísady grafitu či molybdenu.



Obr. 1-12 Schéma a výsledky numerického řešení teploty v kontaktu [26]

Simulovat je možné i složité dynamické chování železničních vozidel (např. programy ADAMS/Rail, GENSYS, SIMPACK, aj.), popř. predikovat opotřebení. Schéma numerického kroku predikce opotřebení a vizualizace řešení jsou zobrazeny na obrázku 1-13. I když toto schéma zdaleka nezahrnuje všechny aspekty ovlivňující kontakt kola a kolejnice, je z něj zřejmé, že se jedná o velmi komplexní problematiku.



Obr. 1-13 Schéma a výsledky numerického řešení predikce opotřebení [12]

1.4 Zhodnocení poznatků získaných na základě kritické rešerše

1.4

Z předcházející rešerše současného stavu poznání si lze udělat představu o rozsahu a komplikovanosti řešené problematiky. Mnohé výzkumy v této oblasti končí hypotézami, které je nutné prokázat či vyvrátit. Tato skutečnost pouze potvrzuje aktuálnost řešeného tématu. Důležité je nejen kombinovat různé přístupy řešení, ale i posoudit hypotézy aplikací získaných poznatků a parametrů na zařízeních přibližujících reálné podmínky kontaktu kola a kolejnice. *Full-scale* a *scaled* laboratorní zařízení umožňují dobrou kontrolu nad vstupními i výstupními parametry testu a výsledky těchto testů jsou porovnatelné s reálným provozem. Pro numerický odhad a ověření kontaktních podmínek okolku kola a kolejnice je vhodná metoda konečných prvků.

2 CÍL PRÁCE, VĚDECKÁ OTÁZKA A PRACOVNÍ HYPOTÉZA

Cílem diplomové práce je experimentální stanovení vlivu provozních podmínek na tribologické aspekty kontaktu okolku železničního kola a kolejnice. Provozní podmínky zahrnují zatížení kola, rychlost železničního vozidla a jeho ujetou vzdálenost při aplikaci modifikátorů tření. Hlavními sledovanými tribologickými parametry jsou silové účinky mezi kontaktními tělesy, distribuce maziva v kontaktu a míra a typ opotřebení.

Vědecká otázka je dána následovně:

„Jaké je množství aplikovaného maziva potřebného pro udržení minimální tloušťky mazacího filmu, u které ještě nedochází k výraznému opotřebení okolku kola a kolejnice?“

Formulace pracovní hypotézy:

„Míra a typ opotřebení okolku kola a kolejnice jsou podmíněny množstvím a intervaly aplikovaného maziva do jejich kontaktu. Nadměrná koncentrace maziva v kontaktu nemá na součinitel tření a opotřebení významný vliv.“

2.1 Dílčí cíle práce

Kromě primárního cíle práce jsou vymezeny i dílčí cíle práce. Chronologická posloupnost těchto cílů stanovuje logickou cestu řešení zadané problematiky a odráží se v časovém plánu řešení práce (viz kapitola 3.1).

- **Stanovení experimentální metodiky** – určení metodiky řešení práce a jejích prostředků (zařízení, software, metody, materiály)
- **Příprava prostředků** – konstrukční úpravy zařízení a tvorba softwarových nástrojů pro získání a hodnocení dat z měření včetně úvodních experimentů pro ověření funkčnosti měřících řetězců
- **Porovnání použitých prostředků** – analytické či jiné porovnání aplikovaných metod a použitých zařízení umožňující porovnání výsledků
- **Vlastní realizace experimentů** – získání dat jednotlivými prostředky
- **Zhodnocení získaných dat** – kritické posouzení dat s ohledem na použitý prostředek metodiky a jeho zkrácení
- **Publikace** – publikace výsledků na mezinárodní konferenci

2.2 Odůvodnění nutnosti a potřebnosti řešení

Vzhledem ke zdražování elektrické energie a pohonných hmot v posledních letech se stala redukce nákladů potřebných na provoz a údržbu železničního systému pomocí tribologických aspektů velmi důležitým nástrojem. V celé Evropské unii se každý rok vynaloží na údržbu železnic přes 300 milionů euro (odhad z roku 1995 [5]).

Děje v kontaktu okolku kola s kolejnicí, jeho umístění a velikost jsou kritickými parametry, které rozhodují o bezpečnosti a efektivitě pohybu vlaku na celé železniční síti. V tomto kontaktu dochází k těžkému až katastrofickému režimu opotřebení a k únavě materiálů. I přes tato fakta je oblast kontaktu okolku, v porovnání s kontaktem běhounu kola s temenem hlavy kolejnice, zatím nedostatečně prozkoumána.

Aplikace mazání okolků výrazně (až o 80 % [12]) snižuje opotřebení, pozitivně ovlivňuje adhezi hlavy kolejnice a běhounu kola, snižuje hlukové emise a zvyšuje celkovou energetickou účinnost pohybu kolejového vozidla na trati. Úspora spotřeby paliva může dosáhnout až 30 % oproti nemazanému kontaktu [3]. Snižováním opotřebení se prodlužuje životnost kol a kolejnic a narůstá spolehlivost železničních sítí. V následujících letech lze předpokládat další růst rychlosti a objemu železniční přepravy zboží i osob včetně nároků na tuto přepravu.

Strany 32 až 74 nezveřejněny
v souladu se Smlouvou o poskytnutí podkladů
pro zadání a zpracování diplomové práce.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá experimentálním studiem vlivu provozních podmínek na tribologické aspekty kontaktu okolku železničního kola a kolejnice. V kontaktu okolku dochází k těžkému až katastrofickému režimu opotřebení, které nejenže zvyšuje náklady na údržbu železničního systému a zhoršuje efektivnost pohybu vozidla na trati, ale ovlivňuje také bezpečný, spolehlivý a ekologický provoz této dopravy. I přesto je však oblast kontaktu okolku zatím nedostatečně prozkoumána a mnohé výzkumy v této oblasti končí hypotézami, které je nutné prokázat či vyvrátit. Tato skutečnost potvrzuje aktuálnost řešeného tématu.

V diplomové práci je shrnut současný stav poznání, který rozděluje a hodnotí předchozí studia dané problematiky z pohledu zkoumaných vlivů provozních podmínek, chování maziva v kontaktu a numerických simulací. Dále je detailně specifikována použitá experimentální metodika pro řešení práce včetně aplikovaných prostředků (zařízení, software, metody, materiály) a jejich úprav a teoretického porovnání. Uváděné výsledky sledovaných parametrů (tření, opotřebení, distribuce a tloušťka maziva, kontaktní podmínky) jsou získány pomocí tří zařízení a šesti metod, kdy se jednotlivé přístupy řešení podílejí na celkovém hodnocení daného parametru. Získaná data se navzájem porovnávají, diskutují a jsou z nich vyvozeny závěry, přičemž jsou uvedeny i vnesené chyby, nedostatky a zjednodušení ovlivňující výsledky. Součástí práce jsou mimo tištěných příloh taktéž datové přílohy na záznamovém médiu zahrnující data k uvedeným grafům, numerické a analytické výpočty, měřicí software a aktualizovaný 3D model experimentálního zařízení (viz Příloha 1).

Vytyčený cíl práce byl splněn v plném rozsahu včetně potvrzení pracovní hypotézy a zodpovězení vědecké otázky. Kromě parametrické studie vlivu provozních podmínek na tribologické aspekty kontaktu okolku železničního kola a kolejnice je nalezena kombinace množství a intervalu aplikace maziva, která nejenže eliminuje vývoj zadírání a výrazně tak redukuje opotřebení v simulovaném kontaktu, ale je vhodná i z pohledu efektivnosti mazání a celkové spotřeby maziva.

Výsledkem řešení diplomové práce v kategoriích definovaných pro základní výzkum v souladu s platnou Metodikou hodnocení výsledků výzkumných organizací a hodnocení výsledků ukončených programů [56] je článek ve sborníku (kategorie D). Výsledky zaměřující se na opotřebení byly prezentovány na mezinárodní konferenci *STLE 68th Annual Meeting & Exhibition* v Detroitu [57]. Je také uvažována publikace dosažených výsledků v impaktovaných časopisech, která je ale z časového hlediska nad rámec diplomové práce.

V průběhu práce vyvstávají nové otázky a hypotézy, které nabádají k dalšímu studiu. Například by bylo vhodné zkonstruovat zařízení, které by umožňovalo aplikovat i dynamické jevy typické pro kolejovou dopravu a experimentálně pak stanovit koeficienty vyjadřující jednotlivé vlivy aktuálních podmínek kontaktu a odladit je na skutečné železniční síti. Popř. studovat kontaktní podmínky pomocí pozorované fotoelasticimetrie čočky.

7 BIBLIOGRAFIE

- [1] *Wheel-rail interface handbook*. 1st pub. Editor R. Lewis, U. Olofsson. Cambridge: Woodhead, 2009, xxii, 842 s. Woodhead publishing in mechanical engineering. ISBN 978-1-84569-412-8.
- [2] CLAYTON, P. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research. *Wear*. 1996, roč. 191, 1-2, s. 170-183. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/0041-1648(95)06651-9. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0043164895066519>
- [3] OLOFSSON, U. Tribology of the Wheel–Rail Contact. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton: CRC/Taylor, c2006, s. 121-141. ISBN 0-8491-3321-0.
- [4] OLOFSSON, U. a T. TELLISKIVI. Wear, plastic deformation and friction of two rail steels - a full-scale test and a laboratory study. *Wear*. 2003, roč. 254, 1-2, s. 80-93. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/S0041-1648(02)00291-0. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164802002910>
- [5] LEWIS, R. a R. DWYER-JOYCE: Industrial Lubrication Practice - Wheel/Rail Tribology. *Handbook of lubrication and tribology*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2006, 22-1 - 22-24. ISBN 978-0-8491-2095-8.
- [6] ČESKÉ DRÁHY, Divize dopravní cesty. *ČD S 67 - Vady a lomy kolejnic*. DEBORA. Praha, 1997, 120 s. Dostupné z: http://iwan.eu07.pl/jw/john_woods2008/predpisy/S/S67.pdf
- [7] LEWIS, R. a U. OLOFSSON. Mapping rail wear regimes and transitions. *Wear*. 2004, roč. 257, 7-8, s. 721-729. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2004.03.019. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164804000687>
- [8] LEWISA, R. a R. S. DWYER-JOYCE. Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2004, roč. 218, č. 6, s. 467-478. ISSN 1350-6501. DOI: 10.1243/1350650042794815. Dostupné z: <http://pij.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1350650042794815>
- [9] SUNDH, J., U. OLOFSSON a K. SUNDVALL. Seizure and wear rate testing of wheel-rail contacts under lubricated conditions using pin-on-disc methodology. *Wear*. 2008, roč. 265, 9-10, s. 1425-1430. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2008.03.025. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S004316480800152X>
- [10] SUNDH, J. a U. OLOFSSON. Seizure mechanisms of wheel-rail contacts under lubricated conditions using a transient ball-on-disc test method. *Tribology International*. 2008, roč. 41, 9-10, s. 867-874. ISSN 0301679x. DOI: 10.1016/j.triboint.2007.12.011. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301679X08000224>
- [11] EADIE, D. T., D. ELVIDGE, K. OLDKNOW, R. STOCK, P. POINTNER, J. KALOUSEK a P. KLAUSER. The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: Full-scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling. *Wear*. 2008, roč. 265, 9-10, s. 1222-1230. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2008.02.029. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164808001695>

- [12] JIN, Y., M. ISHIDA a A. NAMURA. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner. *Wear*. 2011, roč. 271, 1-2, s. 259-267. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2010.10.032. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164810003662>
- [13] VAIČINAS, G. a L. P. LINGAITIS. The influence of railroad curves on the wear of lubricated and unlubricated wheel flanges. In: *Eksploatacja i Niezawodność: biuletyn informacyjny / Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Instytut Zastosowań Techniki w Lublinie*. Nr. 3 (47), 2010, s. 40-43. ISBN 1507-2711 ISSN 1507-2711. Dostupné z: <http://www.ein.org.pl/podstrony/wydania/47/pdf/06.pdf>
- [14] Tribologické aspekty kontaktních povrchů. In: *Ústav konstruování* [online]. 2005, 2008 [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/prednaska2.pdf>
- [15] ANGHEL, V., C. BOVINGTON a H. A. SPIKES. Thick-boundary-film formation by friction modifier additives. *Lubrication Science*. 1999, roč. 11, č. 4, s. 311-335. ISSN 0951-0075. DOI: 10.1002/ls.3010110402. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/ls.3010110402>
- [16] RATOI, M., V. ANGHEL, C. BOVINGTON a H.A. SPIKES. Mechanisms of oiliness additives. *Tribology International*. 2000, roč. 33, 1-4, s. 241-247. ISSN 0301679x. DOI: 10.1016/S0301-679X(00)00037-2. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301679X00000372>
- [17] SVOBODA, P. *Experimentální studium utváření mazacích filmů při reverzaci a rozběhu třecích povrchů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 85s. Disertační práce. Vedoucí práce Prof. Ing. Ivan Křupka, Ph.D.
- [18] HUANG, H.D., J.P. TU, L.P. GAN a C.Z. LI. An investigation on tribological properties of graphite nanosheets as oil additive. *Wear*. 2006, roč. 261, č. 2, s. 140-144. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2005.09.010. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164805004710>
- [19] DESCARTES, S., A. SAULOT, C. GODEAU, S. BONDEUX, C. DAYOT a Y. BERTHIER. Wheel flange/rail gauge corner contact lubrication: Tribological investigations. *Wear*. 2011, roč. 271, 1-2, s. 51-61. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2010.10.019. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164810003534>
- [20] LARSSON, P. O., R. LARSSON, A. JOLKIN a O. MARKLUND. Pressure fluctuations as grease soaps pass through an EHL contact. *Tribology International*. 2000, roč. 33, 1-4, s. 211-216. ISSN 0301679x. DOI: 10.1016/S0301-679X(00)00031-5. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301679X00000335>
- [21] ERIKSSON, P., V. WIKSTRÖM a R. LARSSON. Grease passing through an elastohydrodynamic contact under pure rolling conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2000-1-1, roč. 214, č. 4, s. 309-316. ISSN 1350-6501. DOI: 10.1243/1350650001543197. Dostupné z: <http://pij.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1350650001543197>

- [22] ERIKSSON, P., V. WIKSTRÖM a R. LARSSON. Grease soap particles passing through an elastohydrodynamic contact under side slip conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2000-1-1, roč. 214, č. 4, s. 317-325. ISSN 1350-6501. DOI: 10.1243/1350650001543205. Dostupné z: <http://pij.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1350650001543205>
- [23] CANN, P.M. Grease degradation in a bearing simulation device. *Tribology International*. 2006, roč. 39, č. 12, s. 1698-1706. ISSN 0301679x. DOI: 10.1016/j.triboint.2006.01.029. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301679X06000375>
- [24] TELLISKIVI, T. a U. OLOFSSON. Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2001, roč. 215, č. 2, s. 65-72. ISSN 0951-4097. DOI: 10.1243/0954409011531404. Dostupné z: <http://pif.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/0954409011531404>
- [25] ZHANG, J., S. SUN a X. JIN. Numerical Simulation of Two-Point Contact Between Wheel and Rail. *Acta mechanica solida Sinica: the official journal of the Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics*. 2009, Vol. 22, No. 4, s. 352-359. ISSN 0891-9166. DOI: 10.1016/S0891-9166(09)60281-6.
- [26] SPIRYAGIN, M., K. S. LEE, H. H. YOO, O. KASHURA a S. POPOV. Numerical calculation of temperature in the wheel-rail flange contact and implications for lubricant choice. *Wear*. 2010, roč. 268, 1-2, s. 287-293. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/j.wear.2009.08.014. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164809005018>
- [27] MOLNÁR, Z. Úvod do základů vědecké práce: SYLABUS pro potřeby semináře doktorandů. In: *FAME* [online]. Zlín, 2006 [cit. 2012-05-27]. Dostupné z: http://web.fame.utb.cz/cs/docs/Z_klady_v_deck_pr_ce.doc
- [28] NEPOVÍM, R. *Konstrukce experimentálního zařízení pro studium mazání okolků kolejových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 104 s. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Martin Hartl, Ph.D.
- [29] Dokumentace OK - 02: Mazání okolků lokomotiv. TRIBOTEC. *TriboTec - centrální mazání* [online]. [2010] [cit. 2013-02-18]. Dostupné z: <http://www.tribotec.cz/tribotec/cz/pdf/08-smesovaci/02-ko-02/dokumentace-ok-02.pdf>
- [30] ŠTĚNÍČKA, P. *Stend pro analýzu přístroje k mazání okolků kolejových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 71 s. Diplomová práce. Vedoucí práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [31] 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. Disertační práce. Vedoucí práce doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.
- [32] S9 Force Transducer. *HBM - měřicí technika* [online]. 3.1.2011 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: http://www.hbm.cz/Prospekty/Sila/S9/p_S9_e.pdf
- [33] Digitální otáčkoměr DT-2 L/K. *Voltcraft* [online]. © 2008 - 2010 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: <http://www.e-voltcraft.cz/digitalni-otackomer-dt-2-l-k.k121488>

- [34] Standard BK7 Rectangular Cylindrical Plano-Convex Lenses. *CVI Laser Optics and Melles Griot* [online]. © 2000-2013 [cit. 2013-02-21]. Dostupné z: <http://www.cvimellesgriot.com/Products/BK7-Rectangular-Cylindrical-Plano-Convex-Singlet-Lenses-Standard.aspx>
- [35] User guide and specifications NI USB-9237. *National Instruments* [online]. 372306B-01, December 2007. National Instruments Corporation, © 2013 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <http://www.ni.com/pdf/manuals/372306b.pdf>
- [36] Precision rail guides. *SKF.com* [online]. 4183EN - 0609B. © 2011 [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/903234.pdf>
- [37] KŘUPKA, I. et al, ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ, FSI VUT v Brně. Studium mazačích filmů kolorimetrickou interferometrií. *Strojárstvo* [online]. Žilina: MEDIA/ST, 2011, roč. 2011, č. 3, 66/4-68/6 [cit. 2013-03-12]. ISSN 1335-2938. Dostupné z: http://www.engineering.sk/images/stories/pdf/stroj11_3_cb_el.pdf
- [38] HARTL, M., et al. Thin film lubrication study by colorimetric interferometry. *Tribology Series*. 2000, č. 38, s. 695-704. DOI: 10.1016/S0167-8922(00)80172-8. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892200801728>
- [39] POLIŠČUK, R. *Aplikace barevného vidění při studiu elasto-hydrodynamického mazání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004. 63 s. Disertační práce.
- [40] HARTL, M. *Měření a studium velmi tenkých mazačích filmů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2001. 104 s. Habilitační práce.
- [41] SPIKES, H. *Advances in the Study of Thin Lubricant Films*. New directions in tribology: plenary and invited papers from the First World Tribology Congress. Bury St Edmunds: Mechanical Engineering Publications for the Institution of Mechanical Engineers, 1997, s. 355-369. ISBN 9781860580994.
- [42] MTM2 Mini-Traction Machine. *PCS Instruments: Tribology Test Equipment, Traction Machines, Testing Fuels* [online]. V2. 2007 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.pcs-instruments.com/pdf/mtm/MTM2.pdf>
- [43] ČSN 41 2050. *Ocel 12 050*. [s.l.]: Úřad pro normalizaci a měření, 2.1994, 16 s.
- [44] PETRUŠKA, J. *Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2001 [cit. 2013-03-17]. Dostupné z: <http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/SKRIPTA/petruska/POCMEME.ZIP>
- [45] STACHOWIAK, G. *Engineering tribology*. 3rd ed. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, xxiv, 801 s. ISBN 07-506-7836-4.
- [46] KŘUPKA, I. *Studium elasto-hydrodynamického mazání bodových kontaktů strojních soustav*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002. 120 s. Habilitační práce.
- [47] HAMROCK, B. J. a D. DOWSON. *Minimum Film Thickness in Elliptical Contacts for Different Regimes of Fluid-Film Lubrication*. *Elastohydrodynamics and Related Topics (Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology)*. London: Mechanical Engineering Publications Limited, 1977, s.22-27.

- [48] POPOVICI, R. I. *Friction in wheel-rail contacts*. Enschede: University of Twente [Host], 2010. ISBN 978-90-365-2957-0.
- [49] POPOVICI, G. *Effects of lubricant starvation on performance of elasto-hydrodynamically lubricated contacts*. Enschede: University of Twente, 2005. ISBN 90-365-2270-6.
- [50] DAMIENS, B., C. H. VENNER, P. M. E. CANN a A. A. LUBRECHT. Starved Lubrication of Elliptical EHD Contacts. *Journal of Tribology*. 2004, roč. 126, č. 1, s. 105-. ISSN 07424787. DOI: 10.1115/1.1631020. Dostupné z: <http://Tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1467019>
- [51] SOBAHAN, M., H. SHINICHIRO a O. NOBUYOSHI. High pressure tribological behavior of vegetable oil as lubricant. In: *International Conference on Mechanical Engineering 2007*. Dhaka: ICME, 2007, s. 1-5. Dostupné z: <http://www.buet.ac.bd/me/icme/icme2007/Proceedings/PDF/ICME07-FL-07.pdf>
- [52] CHINNADURAI, K. a M. KASIVISWANATHAN. *Biofuel's engineering process technology: Rheological Characterization of Bio-Oils from Pilot Scale Microwave Assisted Pyrolysis*. Rijeka: InTech, 2011, s. 294-316. ISBN 978-953-307-480-1.
- [53] Bílá tuhá maziva - Správný krok v tribologii. *TRIBOLÓGIA* [online]. © 2008-2013 [cit. 2013-03-23]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12010/bila-tuha-maziva-spravny-krok-v-tribologii.html>
- [54] ANDERSSON, S. Wear Simulation. *Advanced knowledge application in practice* [online]. Ed. I. Fürstner. Rijeka: InTech, 2010, s. 15-36 [cit. 2013-04-11]. ISBN 978-953-307-141-1.
- [55] MARKOV, D. Laboratory tests for seizure of rail and wheel steels. *Wear*. 1997, roč. 208, 1-2, s. 91-104. ISSN 00431648. DOI: 10.1016/S0043-1648(96)07400-5. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164896074005>
- [56] Česká republika. Metodika hodnocení výsledků výzkumných organizací a hodnocení výsledků ukončených programů. In: *1417/2013-RVV*. Praha, 2013.
- [57] OMASTA M., FRÝZA J., KŘUPKA I., HARTL M., An experimental approach to the study of rail wheel/flange lubrication. *STLE Annual Meeting & Exhibition*. Detroit, 2013.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**8**

Zkratka	Význam	
2D	Two Dimensional	
3D	Three dimensional	
ASTM	American Society for Testing and Materials	
AW	Antiwear	
CEC	Co-ordinating European Council	
CMOS	Complementary Metal-Oxide-Semiconductor	
ČSN EN	Eurokód nahrazující ČSN	
ČSN	Česká technická norma	
DAQ	Data acquisition	
DIN	Deutsche Industrie-Norm	
DPH	Daň z přidané hodnoty	
EHD	elastohydrodynamické	
EHL	Elastohydrodynamic lubrication	
EP	Extreme pressure	
FM	Friction modifier	
GPS	Global Positioning System	
ISO	International Organization for Standardization	
KTH	Kungliga Tekniska högskolan (Royal Institute of Technology)	
MKP	Metoda konečných prvků	
MPO	Ministerstvo průmyslu a obchodu	
MTM	Mini Traction Machine	
NI	National Instruments	
ORE	Ore Research & Exploration	
PCC	Phantom Camera Control	
RCF	Rolling contact fatigue	
SRR	Slide to Roll Ratio	
STLE	Society of Tribologists and Lubrication Engineers	
TFCI	Thin Film Colorimetric Interferometry	
TGV	Train à Grande Vitesse (High Speed Train)	
UIC	International Union of Railways	
Symbol	Jednotka	Popis
C_3	1	koeficient liniového kontaktu
C_c	1	lineární koeficient kruhového kontaktu
D	s^{-1}	smykový spád (gradient rychlosti)
E'	Pa	redukovaný modul pružnosti
E_1, E_2	Pa	Youngův modul pružnosti třecího povrchu 1, resp. 2
F_f	N	třecí síla
F_{lat}	N	laterální síla
F_n	N	normálová síla
F_{ver}	N	vertikální síla
G	1	bezrozměrný parametr materiálů
H_c	1	bezrozměrná centrální tloušťka mazacího filmu
H_{min}	1	bezrozměrná minimální tloušťka mazacího filmu
K	1	bezrozměrný koeficient opotřebení (Archard)

L	1	Moesův bezrozměrný parametr materiálů
M	1	Moesův bezrozměrný parametr zatížení
Pe_L	1	Pecletovo číslo
R'	m	redukovaný poloměr křivosti
R_a	m	střední aritmetická úchylnka profilu třecího povrchu
R_{red}	m	redukovaná drsnost třecích povrchů
R_x	m	redukovaný poloměr třecích povrchů ve směru osy x
R_y	m	redukovaný poloměr třecích povrchů ve směru osy y
S	m	vzdálenost okraje menisku mazacího filmu od Hertzovy tlakové oblasti kontaktu
SRR	1	poměr skluzu a valení
T_{fa}	°C	průměrná skoková teplota v kontaktu
U	1	bezrozměrný parametr rychlosti
V	m ³	objem opotřebení
W	1	bezrozměrný parametr zatížení
a	m	délka hlavní poloosy kontaktu
b	m	délka vedlejší poloosy kontaktu
b_{maz}	m	šířka aplikace maziva
b_{zap}	m	šířka zaplavení kontaktu
d	m	průměr pinu
h	Pa	tvrdost materiálu
h_∞	m	tloušťka mazacího filmu před vstupem do kontaktu
h_c	m	centrální tloušťka mazacího filmu
h_{min}	m	minimální tloušťka mazacího filmu
i	1	poměr dopředné a skluzové rychlosti vozidla
k	1	parametr elipticity
\bar{k}	1	zjednodušený parametr elipticity
p	Pa	tlak, měrný tlak
p_H	Pa	maximální Hertzův tlak
r	m	poloměr železničního kola
r_{1x}, r_{2x}	m	poloměr třecího povrchu 1, resp. 2 ve směru osy x
r_{1y}, r_{2y}	m	poloměr třecího povrchu 1, resp. 2 ve směru osy y
s	m	skluzová vzdálenost
s_c	m	rozměr kontaktu ve směru pohybu (Pecletovo číslo)
s_x	m	vertikální vzdálenost mezi kontakty běhounu kola a okolku kola s kolejnici
u_1, u_2	m·s ⁻¹	rychlost třecího povrchu 1, resp. 2 ve směru osy x
u_e	m·s ⁻¹	průměrná rychlost třecích povrchů ve směru osy x
u_s	m·s ⁻¹	skluzová rychlost
u_v	m·s ⁻¹	skutečná rychlost kolejového vozidla
u_z	m·s ⁻¹	obvodová rychlost železničního kola
A	1	parametr mazání
α	Pa ⁻¹	viskozitně-tlakový koeficient
α°	°	úhel bočního skluzu
β	°	úhel náběhu

β_o	°	úhel nositelky normálové síly
$\bar{\varepsilon}$	1	zjednodušený eliptický integrál
η	Pa·s	dynamická viskozita
η_0	Pa·s	dynamická viskozita při nulovém tlaku
η_a	Pa·s	zdánlivá dynamická viskozita
λ	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	součinitel tepelné vodivosti
μ	1	součinitel tření
ν_1, ν_2	1	Poissonova konstanta třecího povrchu 1, resp. 2
ρ	kg·m ⁻³	měrná hustota
χ	m ² ·s ⁻¹	součinitel teplotní vodivosti
ω_1, ω_2	rad·s ⁻¹	úhlová rychlost tělesa 1, resp. 2
ω_s	rad·s ⁻¹	skluzová úhlová rychlost
ω_z	rad·s ⁻¹	úhlová rychlost železničního kola

Strany 84 až 93 nezveřejněny
v souladu se Smlouvou o poskytnutí podkladů
pro zadání a zpracování diplomové práce.