

Vysoké učení technické v Brně
Brno University of Technology

Fakulta strojního inženýrství
Ústav konstruování / Odbor konstruování strojů

Faculty of Mechanical Engineering
Institute of Machine and Industrial Design / Department of Machine Design

Elastohydrodynamické mazání hypoidních převodů

[Pojednání ke státní doktorské zkoušce]
[Thesis Type]

Autor práce: **Ing. Milan Omasta**
Author

Brno 2011



OBSAH

OBSAH	3
1 ÚVOD	4
2 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY A PŘEDBĚŽNÉHO CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	5
3 SHRUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	7
3.1 Numerická analýza EHD kontaktu u hypoidního ozubení	7
3.2 Studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektoru	12
unášivé rychlosti vůči osám elipsy	12
3.3 Studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektorů.....	20
rychlosti třecích povrchů	20
4 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ REŠERŠE	23
5 VYMEZENÍ CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE A NÁVRH ZPŮSOBU JEJÍHO ŘEŠENÍ	25
6 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ DISERTAČNÍ PRÁCE	27
6.1 Modifikace experimentálního zařízení	27
6.2 Výsledky předběžných experimentů.....	28
6.2.1 Experiment č. 1	29
7 ZÁVĚR	31
SEZNAM OBRÁZKŮ	32
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	33
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	34

1 ÚVOD

Pojednání ke státní doktorské zkoušce se zabývá studiem elasto-hydrodynamického (EHD) mazání hypoidního ozubení. Motivací pro studium hypoidních převodů je jejich dominantní využití v automobilovém průmyslu. Vzhledem k rychlému růstu cen pohonných hmot v posledních letech je stále větší důraz kladen na snižování ztrát hnacího ústrojí automobilu. Vedle hnacího stroje (motoru) představují další možnost redukce energetické náročnosti převodové mechanizmy. Na celkové účinnosti převodového ústrojí se značnou měrou podílí rozvodová převodovka, často realizovaná hypoidním soukolím. Vzhledem ke komplexním geometrickým a kinematickým poměrům hypoidního soukolí pracuje kontakt mezi boky zubů za specifických podmínek. Chování mazacího filmu za těchto podmínek nebylo doposud experimentálně dostatečně popsáno. Objasnění mechanismů utváření mazacího filmu mezi boky zubů může významnou měrou přispět ke snížení ztrát a zvýšení účinnosti a životnosti hypoidního soukolí.

2 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY A PŘEDBĚŽNÉHO CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

2

Hypoidní ozubení nachází uplatnění v různých aplikacích, kde je potřeba přenášet krouticí moment mezi dvěma vzájemně kolmými hřídeli, přičemž osy kol jsou posunuty, takže se stávají mimoběžnými. Největší oblastí využití je automobilový průmysl. Hypoidní ozubení je hojně používáno především v rozvodovkách (tj. nápravových převodovkách) osobních i nákladních automobilů. Výhodou oproti kuželovému ozubení je při stejných rozměrech vyšší únosnost, plynulejší chod a tedy nižší hlučnost, realizace vyššího převodového poměru a možnost umístění osy hnacího hřídele pod osu diferenciálu. Mezi nevýhody patří náročnější výroba a velká citlivost na nepřesnosti výroby a uložení soukolí. Největší nevýhodou je ovšem nižší účinnost, která oproti kuželovému soukolí, s účinností až 99%, dosahuje pouze 86% až 97%. U osobních automobilů to znamená nárůst spotřeby pohonných hmot o 4% až 6%. Nižší účinnost je způsobena posunutím osy pastorku vůči ose kola. Díky specifickým kinematickým poměrům jsou vektory rychlostí obou povrchů v místě kontaktu různě orientovány. K vzájemnému smýkání boků zubů tedy dochází kromě příčného směru také v podélném směru boku zubů. Orientace a velikost vektoru smykové rychlosti významně ovlivňuje podmínky utváření mazacího filmu mezi boky zubů spoluzabírajících kol.

Za příznivých podmínek pracují ozubené převody v režimu elasto-hydrodynamického mazání. Tento režim je charakteristický pro nekonformní povrchy, u kterých dochází vzhledem k malé kontaktní oblasti k podstatným elastickým deformacím třecích povrchů. Při relativním pohybu a existenci konvergentní mezery mezi povrchy dochází k rozvoji pozitivního tlakového profilu maziva a k úplnému oddělení třecích povrchů tenkým mazacím filmem. V tomto případě se jedná o kapalinové tření. V praxi ovšem většina ozubených převodů pracuje za podmínek smíšeného mazání. Tloušťka mazacího filmu je srovnatelná s výškou povrchových nerovností a plně neoddeluje třecí povrchy, takže může docházet k jejich vzájemné interakci. Ve styku deformovaných povrchových nerovností dochází k meznímu tření. Tento typ tření negativně ovlivňuje velikost třecí síly, a tedy účinnost převodu a generované teplo, a dále míru opotřebení a dynamické chování soustavy (vibrace a hlučnost). Studium podmínek, které přispívají k utváření dostatečně tlustého mazacího filmu, umožňuje snížit ztráty a zvýšit účinnost ozubení.

Hypoidní ozubení lze z hlediska geometrických a kinematických poměrů považovat za nejobecnější běžně používaný případ ozubení. Při nulovém posunutí pastorku se z hypoidního ozubení stává spirální kuželové ozubení. V případě nulového posunutí, rovnoběžné orientaci os a nulové podélné křivosti boků zubů se jedná o čelní ozubení se šikmými zuby. Z něj lze při nulovém natočení zubů získat nejjednodušší typ ozubení - čelní ozubení s přímými zuby. Většinu typů ozubení lze tedy považovat za zvláštní případ hypoidního ozubení. Studium ozubených převodů a jejich mazání je věnována pozornost již téměř 100 let. Analytické, numerické i experimentální modely, které během této doby vznikaly, byly z počátku zaměřeny na nejjednodušší typy ozubení. Až později byly rozšířeny i na obecnější případy.

Výroba hypoidního ozubení je ve srovnání s jinými typy ozubení velmi nákladná. Proto je snahou predikovat funkční parametry ozubení již ve fázi návrhu. Konstrukteři mají k dispozici numerické nástroje, které tuto predikci do jisté míry

umožňují. Většinou se jedná o analýzu záběrových charakteristik bez přítomnosti maziva v kontaktu. Chování mazacího filmu výrazně ovlivňuje funkci hypoidního ozubení. Mechanizmy utváření mazacího filmu v kontaktu boků zubů u hypoidního soukolí však dosud nebyly dostatečně objasněny a popsány.

3 SHRNU TÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3

3.1 Numerická analýza EHD kontaktu u hypoidního ozubení

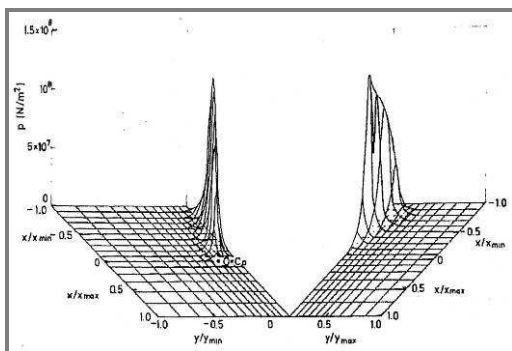
3.1

SIMON, V.

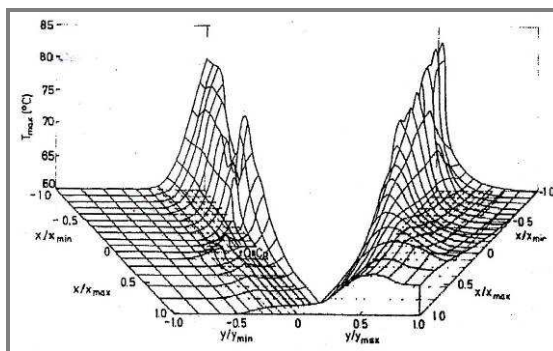
Elastohydrodynamic Lubrication Of Hypoid Gears.

Journal of Mechanical Design-Transactions of the Asme, 1981, vol. 103, no. 1, p. 195-203. [1]

První práce aplikující numerické řešení EHD problému na hypoidní ozubení. Jedná se o komplexní EHD analýzu se zahrnutím teplotních jevů, obsahující analýzu kontaktní oblasti v záběru zubů reálného hypoidního ozubení a společné řešení Reynoldsovy rovnice, rovnice elasticity, rovnice energetické bilance a rovnice popisující změnu viskozity a hustoty s tlakem a teplotou. Tento silně nelineární integrodiferenciální systém byl řešen metodou konečných diferencí přímou iterační technikou. Výpočet byl realizován na velmi hrubé síti (17 x 23 x 9 uzlů) a vzhledem k numerické nestabilitě s relativně malým zatížením.



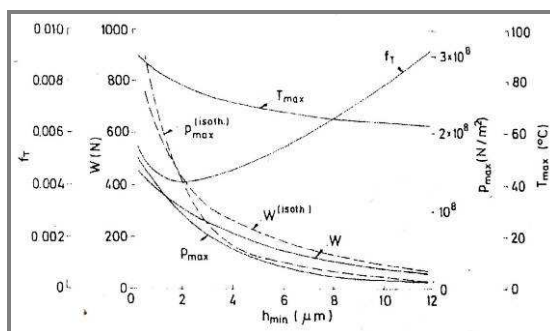
Obr. 1 Distribuce tlaku v kontaktu [1].



Obr. 2 Distribuce teploty v kontaktu [1].

Výsledky

Výsledkem je průběh tlaku, teploty, únosnosti a součinitele tření, jako funkce polohy na přímce záběru, minimální tloušťky mazacího filmu, rychlosti otáčení pastorku a teploty přiváděného maziva. Na obr. 1 a 2 jsou znázorněny 3D grafy rozložení tlaku a teploty v kontaktu ve středu dráhy záběru. Max. tlak je řádově 0,15 GPa a max. teplota 80 °C (při teplotě dodávaného maziva 60 °C). Hřeben tlakového maxima odpovídá přímce minimální tloušťky mazacího filmu a je přibližně kolmý na vektor relativní uhlavé rychlosti kol.



Obr. 3 Průběh výkonových parametrů [1].

Z grafů výkonových parametrů je patrný jejich výrazný vliv na poloze na přímce záběru. Na konci záběru zubů je evidentní rapidní pokles únosnosti, max. tlaku a max. teploty a nárůst souč. tření. Rychlost otáčení má na výkonové charakteristiky jen malý vliv, pouze teplota s rychlostí významně roste. S rostoucí min. tloušťkou mazacího filmu klesá únosnost, max. tlak a max. teplota a roste souč. tření (obr. 3). Nejnižší hodnoty (0,004) dosahuje při min. tloušťce filmu $2 \mu\text{m}$.

Závěr

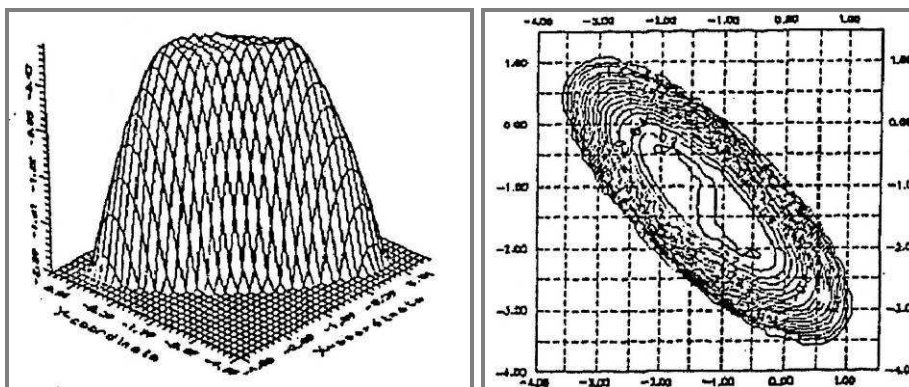
Ve své době měla práce význam především v demonstraci možností numerické EHD analýzy a stala se pionýrskou prací v oblasti modelování EHD mazání hypoidních převodů. Kvalitativní výsledky distribuce tlaku a teploty v kontaktu nemají vzhledem k hrubé síti velkou vypovídací hodnotu.

JIA, Y.; GUO, X.; CHEN, C.; SHAO, J.

Multilevel solution of elastohydrodynamically lubricated hypoid gears.

Proceedings of the International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne, 1994, pp. 329-334. [2]

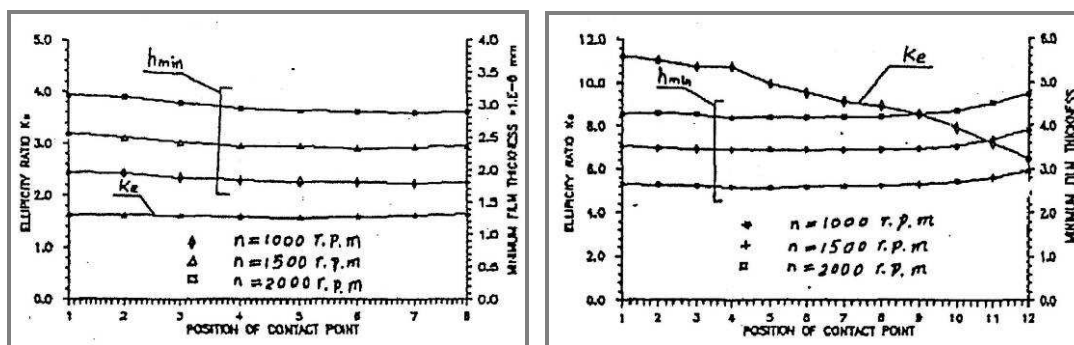
V této práci je využito rozvoje efektivních numerických algoritmů pro řešení EHD mazání, zajišťujících rychlou konvergenci řešení i při kritických podmínkách, které se u hypoidního ozubení vyskytují – velké zatížení a skluz. Použito bylo vícetřířové metody v kombinaci s víceúrovňovou vícenásobnou integrací pro řešení elastického integrálu v rovnici elastických deformací. Numerická analýza byla provedena pro dva různé případy hypoidního soukolí.



Obr. 4 3D graf a vrstevnicová mapa bezrozměrné tloušťky mazacího filmu [2].

Výsledky

Výsledky obsahují 3D graf rozložení bezrozměrné tloušťky mazacího filmu (obr. 4). Zřejmý je elipsoidní tvar s asymetrickým sedlem na vrcholu. Min. tloušťky filmu je dosaženo ve výstupní oblasti mezi hlavní osou elipsy a směrem toku maziva. Dále jsou uvedeny pouze výsledky min. tloušťky filmu a poměru elipticity kontaktu pro různé rychlosti v závislosti na poloze kontaktu. S rostoucí rychlostí roste min. tloušťka filmu téměř lineárně. Průběh tloušťky filmu během záběru se u obou řešených případů ozubení liší. Výrazné rozdíly jsou také u poměru elipticity, který v jednom případě zůstává na hodnotě 1,6; v druhém klesá z hodnoty 11 na 6. Je to dáno rozdílnými poloměry křivosti povrchů, které jsou ovlivněny různým nastavením nástroje a kinematikou obrábění.



Obr. 5 Změna tloušťky filmu a poměru elipticity během záběru pro dva případy ozubení [2].

Závěr

Tato práce předkládá metodu numerické analýzy hypoidního ozubení, vhodnou pro posouzení vlivu nastavení nástroje na tloušťku mazacího filmu.

YI, J.; CHENWEN, C.; VDI GESELL ENTWICKL KONSTRUKT.

The effects of geometry and cutting parameters upon lubrication performance of hypoid gears and analysis of the contact geometry and sliding velocities during meshing of hypoid gears.

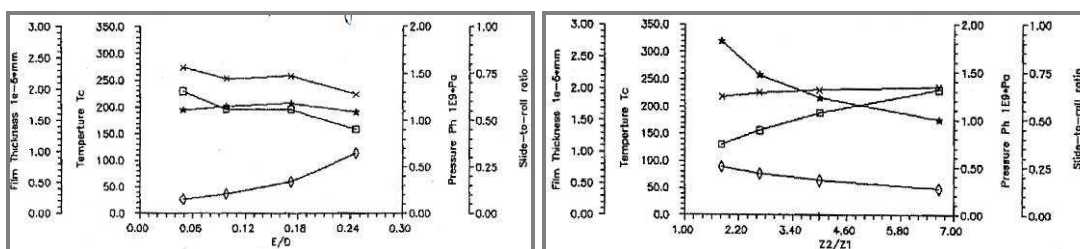
In *International Conference on Gears*. 1996, vol. 1230, p. 979-994.

[3]

Tento článek prezentuje výsledky použití numerického modelu EHD kontaktu hypoidního ozubení k parametrické analýze vlivu konstrukčních parametrů na výkonových parametrech ozubení.

Výsledky

Vyšetřován byl vliv odsazení pastorku, převodového poměru, modulu, úhlu sklonu boku zubu a průměru obráběcí frézy na min. tloušťku mazacího filmu, max. teplotu, max. tlak a poměr skluzu a valení (SR poměr). Odsazení pastorku bylo vyjádřeno v poměru k průměrové rozteči kola a jeho vliv na sledované parametry je znázorněn v grafu na obr. 6. Při zvětšování tohoto poměru je zřejmý a očekávaný nárůst SR poměru; současně lze však pozorovat pokles tlaku i teploty při téměř konstantní tloušťce vrstvy maziva. To je způsobeno skutečností, že při zvětšení odsazení se zvětší také průměr pastorku a tím poklesne relativní křivost povrchů. Zvýšení převodového poměru (obr. 6) vede ke snížení SR poměru, ovšem současně dochází ke zmenšení průměru pastorku, poklesu relativní křivosti povrchů a nárůstu tlaku a teploty a významné redukci tloušťky mazacího filmu. Ostatní sledované parametry mají na výkonové charakteristiky ozubení jen malý vliv.



Obr. 6 Závislost výkonových parametrů na vyosení a převodovém poměru. x – teplota; ☆ – tloušťka filmu; ◇ – SR poměr; □ – tlak [3].

Závěr

Snahou práce je predikovat vliv konstrukčních parametrů na výkonové parametru ve fázi návrhu. Z prezentovaných výsledků ovšem nevyplývá přímý vztah jednotlivých parametrů a jejich interpretace je vzhledem k možným nepřímým korelacím obtížná.

SIMON, V. Influence of machine tool setting parameters on EHD lubrication in hypoid gears.
Mechanism and Machine Theory, 2009, vol. 44, no. 5, p. 923-937. [4]

SIMON, V.
Influence of lubricant and operating characteristics on ehd lubrication in hypoid gears.
Proceedings STLE/ASME International Joint Tribology Conference 2008, Miami. 2008, p. 253-255, ISBN 978-0-7918-4336-9. [5]

Poslední publikované články Simona se také zabývají použitím numerického modelu EHD kontaktu hypoidního ozubení k parametrické analýze vlivu konstrukčních parametrů na výkonové parametry ozubení.

Výsledky

V těchto pracech se autor zaměřil na studium vlivu parametrů nastavení nástroje při obrábění pastorku [4] a maziva a provozních podmínek [5] na výkonové charakteristiky definované relativními součiniteli tlaku, teploty, únosnosti a souč. tření. Výsledky poukazují na velmi vysokou citlivost výkonových parametrů na nastavení nástroje. Vhodným nastavením lze parametry výrazně vylepšit, ovšem nekontrolovaným nastavením také výrazně zhoršit.

Citlivost je tak vysoká, že lze reálný výsledek při běžných nepřesnostech výroby a uložení jen těžko predikovat [4]. Výsledky druhé studie ukazují, že s rostoucí viskozitou oleje výrazně roste tlak a únosnost, zatímco vliv na teplotu a součinitele tření není tak velký [5].

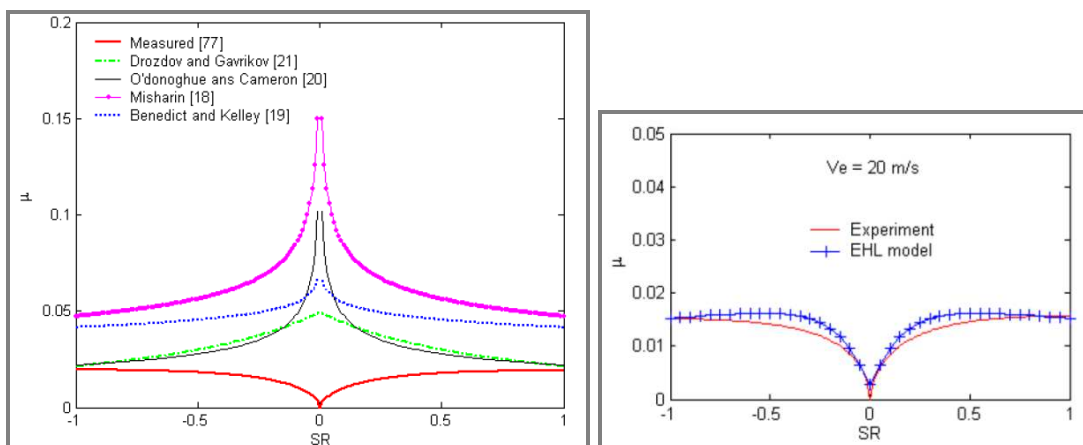
Závěr

Práce shodně reflektují snahu o vytvoření nástroje pro predikci parametrů EHD kontaktu ve fázi návrhu ozubení. Z výsledků vyplývá, že citlivost je tak vysoká, že lze reálný výsledek při běžných nepřesnostech výroby a uložení jen těžko predikovat.

XU, H.; KAHRAMAN, A.

Prediction of friction-related power losses of hypoid gear pairs.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K-Journal of Multi-Body Dynamics, Sep 2007, vol. 221, no. 3, p. 387-400. [6]

Autoři se v této rozsáhlé práci zaměřili na vytvoření modelu účinnosti hypoidního soukolí vyráběného odvalovacím frézováním. Model zahrnuje analýzu kontaktní oblasti a model pro predikci tření. Ten obsahuje vztah pro určení součinitele tření, získaný aplikací vícenásobné lineární regresní analýzy výsledků velkého množství provedených numerických analýz EHD mazání kontaktu hypoidního soukolí pro typický rozsah klíčových parametrů. Tyto parametry popisují geometrii, kinematiku obrábění, zatížení a drsnost třecích povrchů ozubení a vlastnosti maziva.



Obr. 7 Porovnání výsledků součinitele tření s výsledky predikce jiných autorů a experimentálními výsledky v závislosti na SR poměru [7].

Výsledky

V porovnání s ostatními empirickými modely součinitele tření jsou výsledky tohoto modelu kvalitativně i kvantitativně dosti odlišné, ovšem v porovnání s experimentálními daty vykazují velmi dobrou shodu (obr. 7). Z analýzy konkrétního ozubení vyplývá, že na účinnost hypoidního soukolí má výrazný vliv amplituda povrchových nerovností a teplota, zatímco zatížení a rychlost má jen malý vliv.

Závěr

Tato práce v současné době představuje „vrchol“ v aplikaci numerické analýzy EHD mazaného kontaktu na podmínky kontaktu hypoidního soukolí, ovšem praktický význam je třeba prozatím hodnotit s jistou opatrností. Protože je pro popis hypoidního soukolí třeba velké množství parametrů, obecná analýza neposkytuje informace o vlivu jednotlivých těchto parametrů na účinnost ozubení. Pro posouzení různých kombinací různých parametrů u konkrétního soukolí by bylo potřeba provést obrovské množství EHD analýz, což by bylo časově velmi náročné a pro konstrukční praxi nevhodné.

Ačkoli bylo v disertační práci autora [7] kriticky zhodnoceno, že doposud publikované modely součinitele tření pro hypoidní soukolí neuvažují skluzovou rychlost ve směru boční křivky zubu, není tato skutečnost zahrnuta v prezentovaném modelu.

3.2 Studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektoru unášivé rychlosti vůči osám elipsy

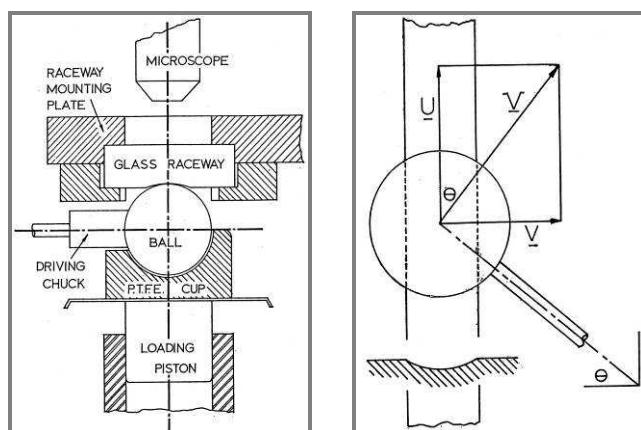
THORP, N.; GOHAR, R.

Oil Film Thickness and Shape for a Ball Sliding in a Grooved Raceway. *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, 1972, 94, pp. 199-210. [8]

THORP, N.; GOHAR, R.

Hydrodynamic friction in elliptical and circular point contacts. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16(4), 1974, pp. 243-249. [9]

Tyto experimentální a numerické práce přinášejí první popis eliptického EHL kontaktu, do nějž vstupuje mazivo pod různým úhlem vůči osám elipsy. Motivací pro studium těchto podmínek je snaha přiblížení se situaci vyskytující se v kuličkovém ložisku. Eliptický kontakt je simulován mezi otáčející se ocelovou kuličkou a pevnou skleněnou deskou s konformní přímou drážkou. Kuličku lze kolem vertikální osy natáčet v rozsahu úhlu $\theta = 0 - 90^\circ$ (obr. 8). Pro proměnné v podobě rychlosti, zatížení a úhlu natočení bylo pomocí optické interferometrie stanoveno rozložení tloušťky mazací vrstvy [8] a měřeny pasivní odpory [9]. Pro režim HD mazání je také provedena numerická analýza.



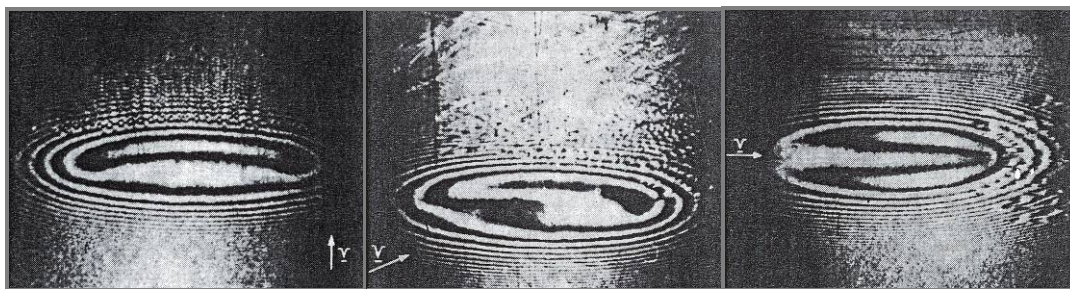
Obr. 8 Schéma experimentální aparatury a kin. poměry [8].

Výsledky

Výsledné interferogramy pro úhel $\theta = 0^\circ$ (ve směru malé osy elipsy), 67° a 90° (ve směru velké osy elipsy) jsou porovnány na obr. 9. Při vstupu maziva ve směru malé osy nachází ve výstupní oblasti charakteristická podlouhlá podkovovitá konstriktce tloušťky mazacího filmu. S narůstajícím úhlem unášivé rychlosti je patrný „přesun“ středu tohoto ztenčení směrem k vrcholu na velké ose kontaktní elipsy. Pro úhel 90° jsou charakteristické boční laloky minimální tloušťky mazací vrstvy rovnoběžné se směrem unášivé rychlosti [8]. Z vyhodnocení součinitele tření vyplývá, že jeho hodnota se do úhlu 50° výrazně nemění; poté klesá [9].

Závěr

Práce přinesly první přiblížení modelové situace podmínkám vyskytujícím se v kuličkových ložiscích. Ačkoli lze v případě kuličkových ložisek očekávat jen malé natočení vektoru unášivé rychlosti způsobené gyroskopickými silami (autoři udávají



Obr. 9 Interferogramy pro natočení unášivé rychlosti vůči vedlejší ose elipsy o 0° , 67° a 90° [8].

maximální hodnotu 10°), existuje více reálných tribologických uzlů, pro jejichž konstrukci je studium uvedené situace důležité. Vzhledem k malému zatížení a rychlosti a podmínkám čistého skluzu mají výsledky spíše kvalitativní význam. Výsledky vyhodnocení součinitele tření lze obecně obtížně interpretovat, neboť se týkají pouze složky ve směru drážky ve skleněné desce; s rostoucím úhlem sklonu vektoru unášivé rychlosti tedy logicky vyhodnocený součinitel tření klesá až k nule (pro úhel 90°).

MOSTOFI, A.; GOHAR, R.

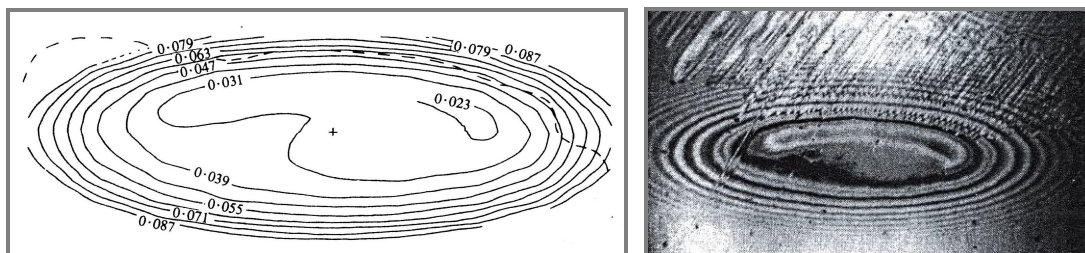
Oil film thickness and pressure distribution in elastohydrodynamic point contacts.

Journal of Mechanical Engineering Science, 1982, 24(4), s. 173-182. [10]

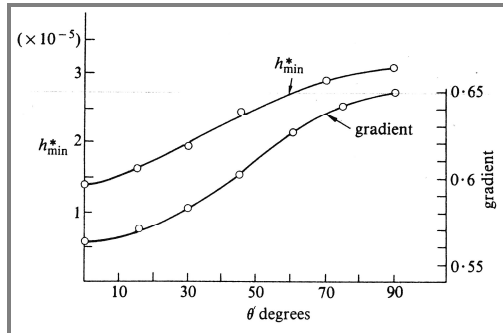
Práce se zabývá numerickým modelováním EHD eliptického kontaktu u kterého je unášivá rychlost různě orientována vůči osám elipsy. Snahou bylo vytvořit vztah pro predikci centrální a minimální tloušťky maziva v závislosti na tomto úhlu. Řešení uvedeného problému je provedeno bez zahrnutí tepelných jevů a pouze pro malá zatížení (z důvodů obtížného dosažení konvergence) a kombinaci materiálů s menším modulem pružnosti (z důvodu možnosti experimentálního ověření). Výsledky jsou porovnány s daty z předchozích experimentálních studií autora.

Výsledky

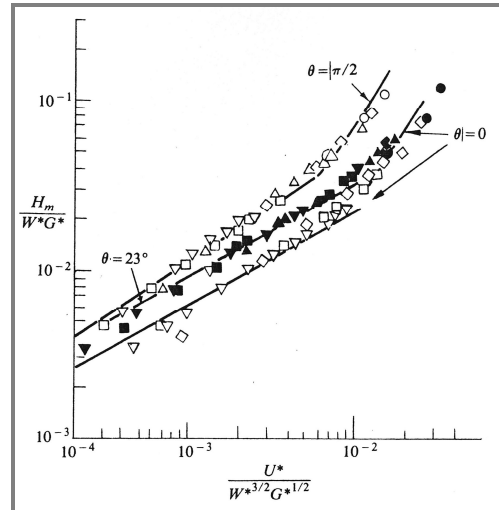
Porovnání vrstevnicové mapy bezrozměrného parametru tloušťky a interferogramu získaného experimentálně pro úhel 36° je uvedeno na obr. 10. Výsledky vykazují velmi dobrou shodu. Patrné je rozšíření oblasti malé tloušťky filmu ve vstupní zóně kontaktu ve směru unášivé rychlosti. Hranice kavitační zóny také přibližně odpovídá experimentálnímu výsledku. Graf závislosti bezrozměrného parametru min. tloušťky na úhlu unášivé rychlosti získaný regresní analýzou výsledků numerické analýzy je uvedený na obr. 11. Zobrazen je také průběh gradientu, který v rovnici predikce minimální tloušťky filmu figuruje jako exponent skupiny bezrozměrných parametrů $U \cdot G^{*4}$. Tloušťka filmu roste s úhlem unášivé rychlosti a maxima nabývá pro směr



Obr. 10 Rozložení tloušťky filmu stanovené numericky a experimentálně pro úhel 36° [10].



Obr. 11 Graf závislosti bezrozměrného par. min. tloušťky na úhlu unášivé rychlosti [10]



Obr. 12 Graf závislosti skupiny bezrozm. par. tloušťky na skupině parametru rychlosti [10].

souhlasný s vedlejší osou kontaktní elipsy. Predikovaná závislost na unášivé rychlosti v porovnání s experimentálními výsledky pro různou skupinu parametrů W^*G^{*3} a sklon unášivé rychlosti je v grafu na obr. 12.

Závěr

Význam práce tkví v analytickém popisu dříve experimentálně zjištěných zkušeností. Numerická analýza byla provedena pro podmínky experimentu, které příliš neodpovídají reálné situaci, s cílem ověřit shodu experimentálního a numerického modelu.

CHITTENDEN, R.J.; et al.

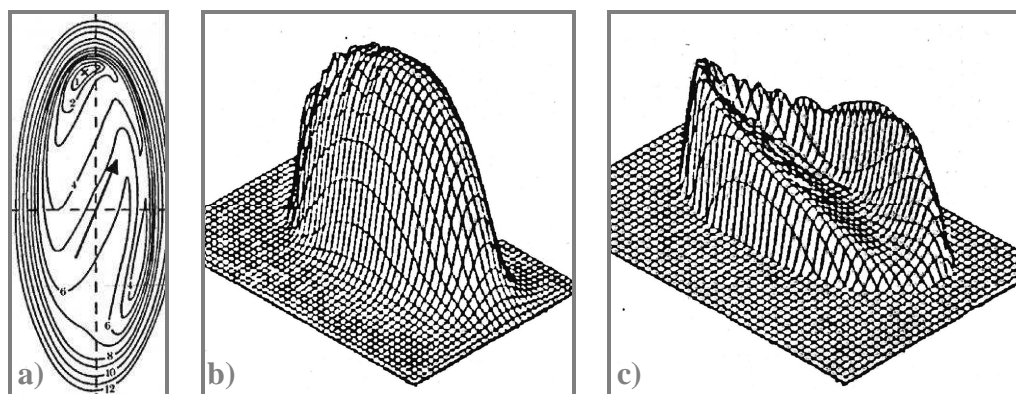
A theoretical-analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts - II. General case, with lubricant entrainment along either principal axis of the hertzian contact ellipse or at some intermediate angle.

Proceedings of the Royal Society of London Series a-Mathematical Physical and Engineering Sciences, 1985, vol. 397, no. 1813, p. 271-294. [11]

Podobně jako předchozí studie, práce Chittendena se zabývá isotermální numerickou EHD analýzou s cílem předložit obecný vztah pro predikci tloušťky mazacího filmu při různě orientovaném vektoru unášivé rychlosti.

Výsledky

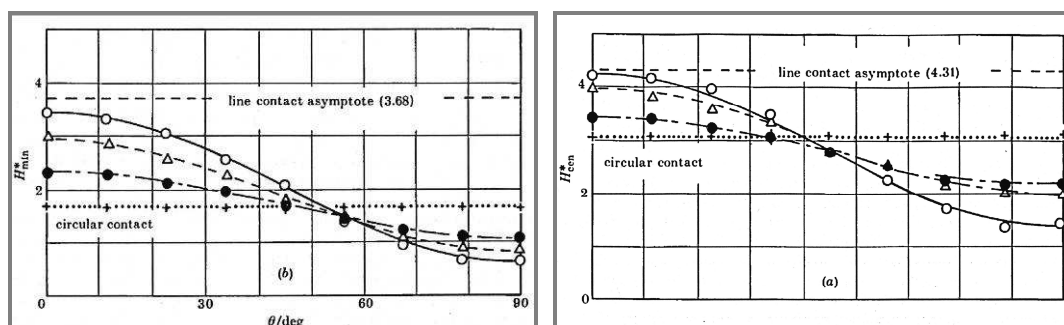
Výsledky 3D grafu rozložení tlaku a tloušťky filmu a odpovídající vrstevnicové mapy demonstrují vliv sklonu vektoru rychlosti (obr. 13). U nesymetrických případů je patrný výskyt gradientu tloušťky filmu ve středové oblasti přibližně kolmé na vektor rychlosti a přesun vrcholů min. tloušťky maziva. Vztah pro určení bezrozměrné minimální a centrální tloušťky filmu popisuje jednoduchou trigonometrickou závislost na úhlu sklonu unášivé rychlosti a konstantách v podobě tloušťky filmu pro orientaci vektoru rychlosti ve směru hlavní a vedlejší osy elipsy pro daný poměr elipticity (resp. poměr poloměrů křivosti) ve směru unášivé rychlosti



Obr. 13 a) Mapa rozložení tloušťky filmu; b) distribuce tlaku v kontaktu; c) distribuce tloušťky filmu v kontaktu pro $\theta = 67^\circ$ [11].

a ve směru bočního výtoky maziva) (1). Bezrozměrná tloušťka H^* je normalizována vzhledem k poloměru křivosti ve směru unášivé rychlosti. Porovnání křivek predikce bezrozměrné minimální a centrální tloušťky a výsledků numerické analýzy pro různé poměry elipticity je v grafu na obr. 14. Zřejmý je pokles s rostoucím úhlem sklonu vektoru rychlosti pro centrální i minimální tloušťku. Příklad vyhodnocení rozměrné tloušťky ovšem ukazuje, že centrální tloušťka se téměř nemění, zatímco minimální tloušťka výrazně klesá.

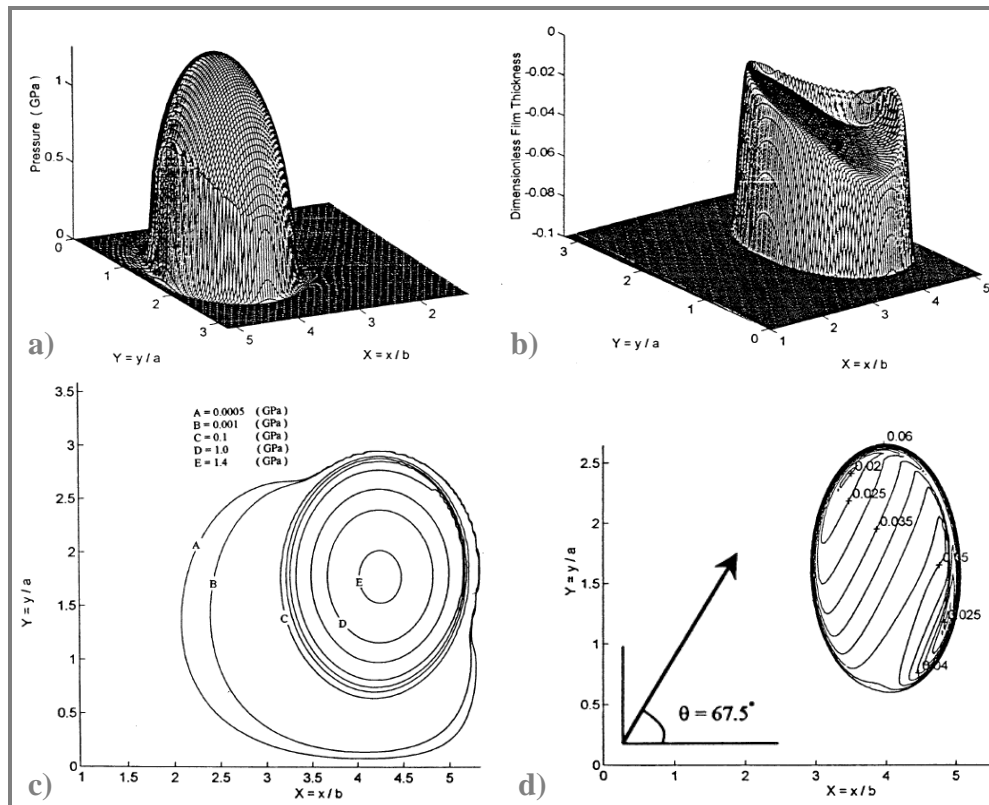
$$H^* = H_{00}^* \cos^2 \theta + H_{90}^* \sin^2 \theta \quad (1)$$



Obr. 13 Závislost bezrozměrné minimální a centrální tloušťky filmu na úhlu θ pro kontakty s různým poměrem elipticity [11].

Závěr

Práce přináší výsledky popisující chování mazacího filmu pro různou orientaci vektoru unášivé rychlosti. Výsledky predikce bezrozměrné tloušťky mohou být zavádějící, neboť jsou normalizovány poloměrem křivosti ve směru unášivé rychlosti, který je také závislý na úhlu unášivé rychlosti a vystupuje u bezrozměrných parametrů tloušťky filmu, rychlosti a zatížení. Skutečná změna tloušťky mazacího filmu není, zvláště u centrální tloušťky, tak dramatická. Navíc je interpolace pomocí uvedeného vztahu prováděna mezi hodnotami tloušťky stanovené pro různé rychlosti a zatížení, jak poukazuje v technické poznámce Greenwood [12]. Výsledky jsou platné pouze pro malá zatížení.



Obr. 14 a) Distribuce tlaku; b) distribuce bezrozměrné tloušťky; c) mapa rozložení tlaku; d) mapa rozložení tloušťky filmu v kontaktu pro $\theta = 67,5^\circ$ [12].

JALALI-VAHID, D.; RAHNEJAT, H.; GOHAR, R.; JIN, Z.M.

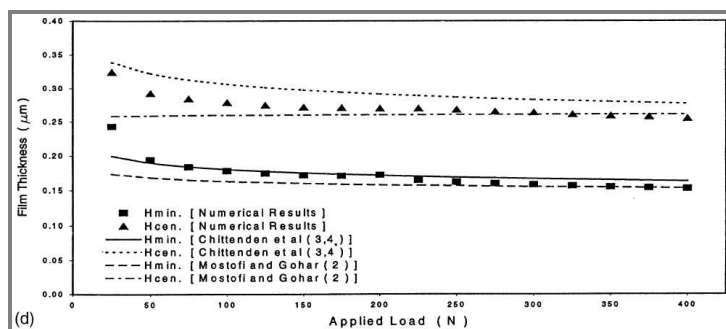
Prediction of oil-film thickness and shape in elliptical point contacts under combined rolling and sliding motion.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2000, 214, s. 427-437. [13]

Tato práce prezentuje výsledky numerické analýzy EHD eliptického kontaktu za podmínek skluzu a valení s různou orientací vektoru unášivé rychlosti. Motivací pro studium těchto podmínek jsou reálné aplikace např. valivá ložiska a konformní ozubené převody (Novikovovo ozubení). Na rozdíl od předchozích numerických prací jsou uvedeny výsledky pro max. kontaktní tlak až 4 GPa. Pro eliminaci konvergenčních problémů bylo použito pokročilých numerických metod.

Výsledky

Z výsledků je uvedena distribuce tlaku a bezrozměrné tloušťky mazacího filmu pro případ, který odpovídá podmínkám v typickém kuličkovém ložisku (obr. 14). Rozložení tloušťky mazacího filmu pro uvedený případ odpovídá výsledkům Chittendena. Opět je patrný gradient v centrální oblasti kolmý k unášivé rychlosti. Minimální tloušťka se vyskytuje v bočním laloku na straně blíže k výstupní konstrikci, která má nesymetrický tvar. Pro konfrontaci s experimentálními výsledky je opět použito dřívějších výsledků Gohara [10]. Závislost tloušťky filmu na zatížení v porovnání s ostatními numerickými pracemi [10][11] je pro $\theta = 67^\circ$ uvedena v grafu



Obr. 15 Porovnání závislosti tloušťky filmu na úhlu θ [13].

na obr. 15. Kvantitativní i kvalitativní rozdíly lze pozorovat u malých zatížení. Pro velká zatížení není určena predikce ostatních autorů.

Závěr

Ačkoli je přímo v názvu uvedeno, že se práce zabývá kontaktem za podmínek kombinace valení a skluzu, figuruje v Reynoldsově rovnici pouze střední rychlost povrchů definovaná složkami v osách x a y a v tabulce výsledků vystupuje pouze unášivá rychlost a úhel θ . Přesnější význam tkví v simulaci různě orientovaného vektoru unášivé rychlosti, který se vyskytuje u kontaktu za podmínek valení a současného skluzu v jiném směru. Experimentální výsledky, které slouží k posouzení validity numerického modelu, jsou stanoveny za podmínek čistého skluzu. Práce poskytuje výsledky minimální a centrální tloušťky mazacího filmu pro široký rozsah studovaných parametrů.

WANG, J.; QU, S.; YANG, P.

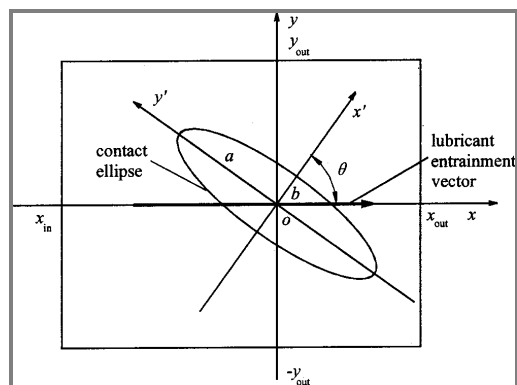
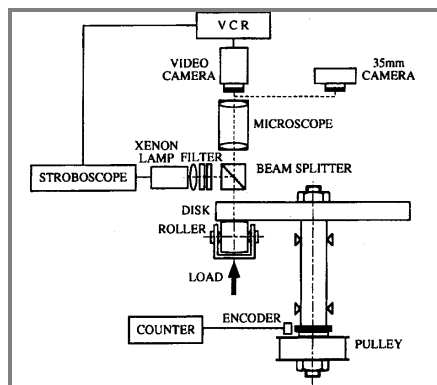
Simplified multigrid technique for the numerical solution to the steady-state and transient EHL line contacts and the arbitrary entrainment EHL point contacts
Tribology International, 2001, 34, 191-202. [14]

WANG, J.; YANG, P.; KANETA, M.; NISHIKAWA, H.

On the surface dimple phenomena in elliptical TEHL contacts with arbitrary entrainment.
Journal of Tribology-Transactions of the Asme, Jan 2003, vol. 125, no. 1, p. 102-109. [15]

V první práci Wang představuje vícesíťovou metodu pro rychlé numerické řešení EHD problému, mj. pro případ eliptického kontaktu, do nějž vstupuje mazivo pod různým úhlem vůči osám elipsy. V další práci je pak této metody využito pro konfrontaci numerického modelu a experimentálních výsledků studia efektu vícenásobných konstrikcí tloušťky mazacího filmu v centrální oblasti u zmíněného kontaktu.

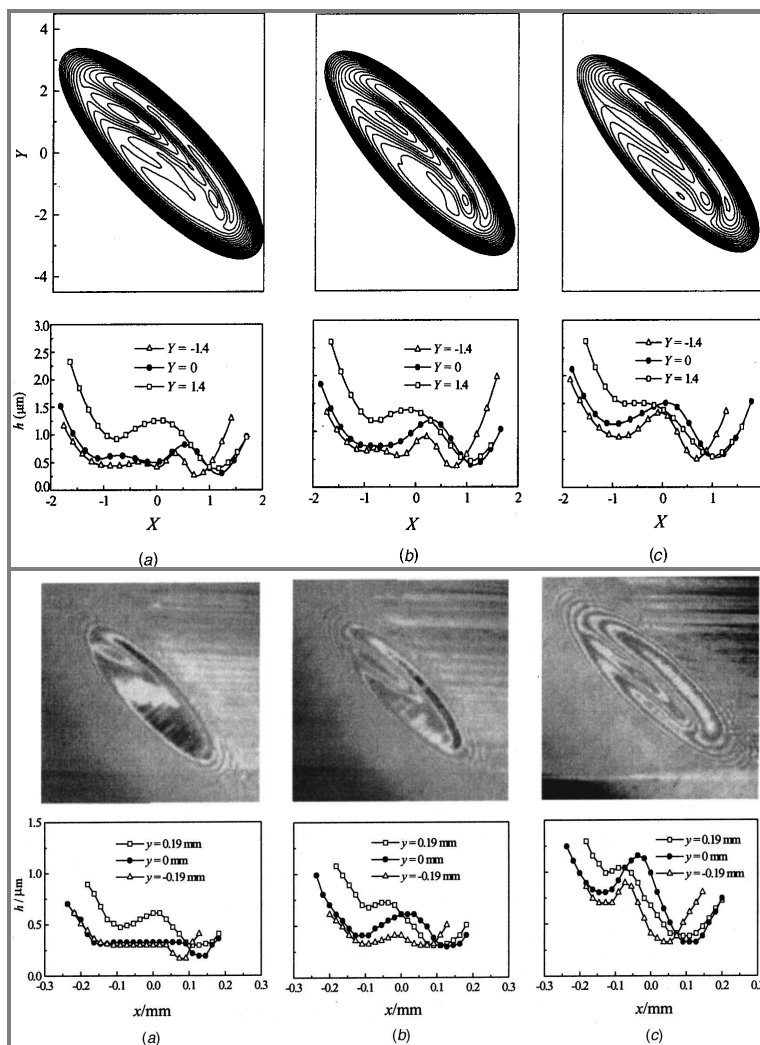
Experimentální studium zahrnuje simulaci eliptického kontaktu mezi rotujícím skleněným diskem a nehybným ocelovým soudečkem, jehož osa může být horizontálně nakloněna pod různým úhlem (obr. 16). Pomocí optické interferometrie bylo stanovováno rozložení tloušťky mazacího filmu v kontaktu pro proměnné natočení osy soudečku a rychlost disku za podmínek čistého skluzu. Schéma kinematických poměrů je znázorněno na obr. 17.



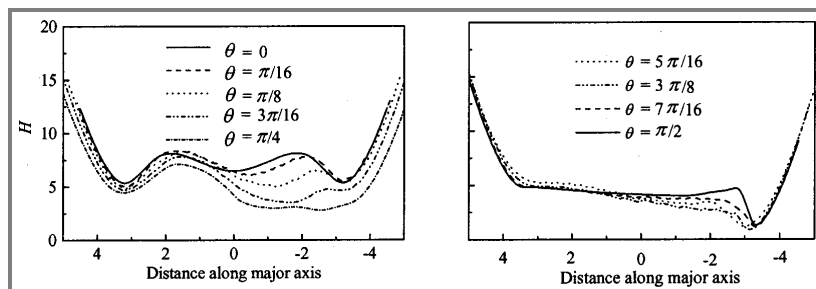
Obr. 16 Experimentální aparatura [15] Obr. 17 Simulované kinematické poměry [15].

Výsledky

Numerické výsledky pro úhel $\theta = 45^\circ$ a různé unášivé rychlosti a odpovídající experimentální výsledky jsou uvedeny na obrázku 18. Patrná je velmi dobrá kvalitativní i kvantitativní shoda. Je možné pozorovat velký důlek v tloušťce ve



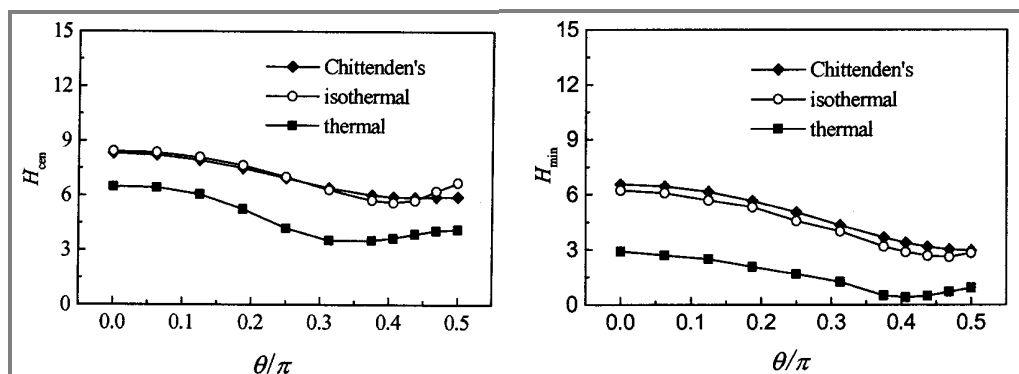
Obr. 16 Porovnání numerických a experimentálních výsledků rozložení a profilů tloušťky mazacího filmu pro $\theta = 45^\circ$ a u_d a) 140 mm/s; a) 190 mm/s; c) 350 mm/s [15]

Obr. 17 Porovnání profilu bezrozm. tloušťky pro různé úhly θ [15].

vstupní oblasti a menší u horního konce podkovovité konstrikce filmu. Pro menší rychlosti je patrná rozšířená oblast malé tloušťky mazacího filmu ve vstupní oblasti. S rostoucí rychlostí roste hloubka důlků; minimální tloušťka filmu zůstává téměř neměnná. Existence důlků je autorem připisována efektu teplotně-viskozitního klínu [16]. Vliv úhlu θ na tvar filmu podél hlavní osy elipsy je patrný z obr. 17. Průběh centrální a minimální tloušťky je uveden na obr. 18. Při řešení bez zahrnutí tepelných jevů je patrná velká shoda s výsledky Chittendena [11], ovšem tyto velmi nadhodnocují tloušťku v porovnání s řešením uvažujícím tepelné jevy. Z dalších výsledků vyplývá, že změna úhlu θ má vliv na redistribuci teploty, nikoli však na maximální teplotu. Součinitel tření s rostoucím úhlem θ nejprve mírně roste; pro vyšší hodnoty θ zůstává téměř neměnný.

Závěr

Práce je zaměřena na problematiku kontaktu s různě orientovaným vektorem unášivé rychlosti z pohledu jevu vícenásobných důlků, který se vyskytuje pouze za specifických podmínek, které ovšem nemají velký praktický význam. Přesto je práce přínosná pro pochopení mechanismů, které způsobují změnu rozložení tloušťky filmu vlivem natočení vektoru unášivé rychlosti.

Obr. 18 Porovnání závislosti centrální a minimální bezrozm. tloušťky na úhlu θ po různá řešení [15].

3.3 Studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektorů rychlosti třecích povrchů

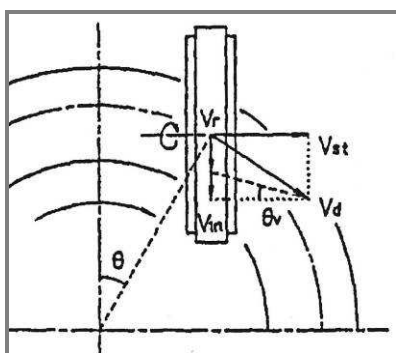
TAN, J.; YAMADA, T.; HATTORI, H.

Effects of sliding/rolling contact on worm gear lubrication.

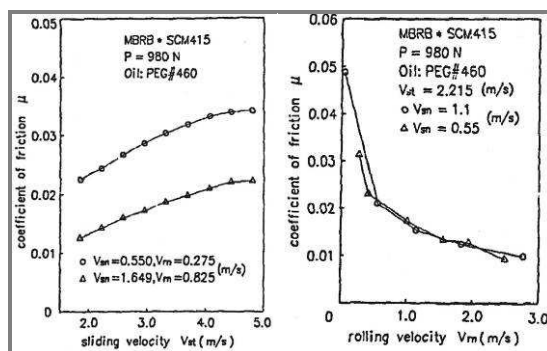
Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Tokyo, 1991, pp. 1123–1127.

[17]

Tato práce se zabývá numerickou simulací podmínek vyskytujících se u šnekového soukolí, kde jsou vektory rychlostí povrchů různě orientovány. Mazaný kontakt je simulován mezi otáčející se deskou s obvodovou rychlostí v_r a otáčejícím se válečkem s obvodovou rychlostí v_d . Vyosením disku lze měnit vzájemný poměr těchto rychlostí (obr. 19). Studován byl vliv skluzové rychlosti v_{st} a valivé rychlosti v_m na součinitel tření.



Obr. 19 Kinematické poměry v simul. kontaktu [17].



Obr. 20 Vliv skluzové a valivé rychlosti na souč. tření [17].

Výsledky

Ukázka závislosti souč. tření na skluzové rychlosti pro dané podmínky je na obr. 20. Pro oba uvedené případy je zřejmý nárůst součinitele tření s rostoucí skluzovou rychlostí. V případě rostoucí valivé rychlosti lze pozorovat opačnou tendenci (obr. 20) a téměř stejné hodnoty souč. tření pro různé velikosti skluzové rychlosti ve směru valení.

Závěr

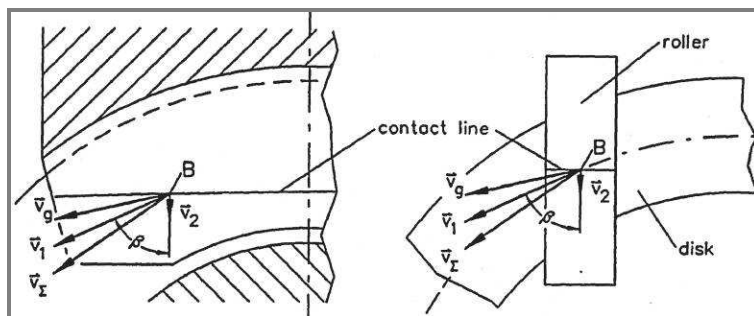
Uvedená studie poskytuje důležité informace o vlivu vzájemné velikosti skluzové a valivé rychlosti. Tyto informace ovšem nemusejí být jednoznačné. Zvětšením skluzové nebo valivé rychlosti dojde současně ke zvětšení unášivé rychlosti, která má na chování mazaného kontaktu výrazný vliv. Vhodnější by bylo studovat proměnný poměr skluzu a valení při konstantní unášivé rychlosti. Dále nebyl posuzován vliv natočení liniového kontaktu vůči unášivé rychlosti, ke kterému změnou rychlostí třecích povrchů také dochází.

HOHN, B.-R.; WINTER, H.; MICHAELIS, K.; STEINGROVER, K.

Friction and Efficiency of Worm Gears.

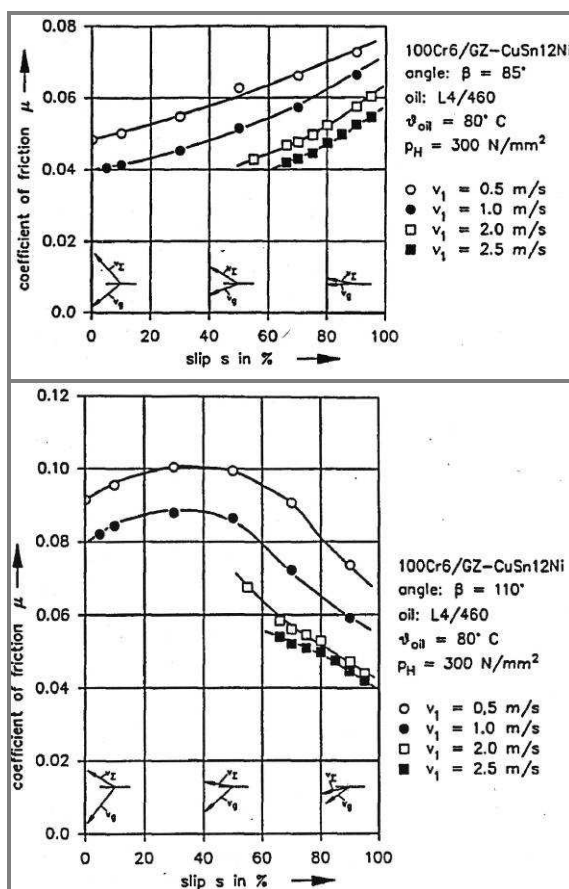
3rd World Congress on Gearing and Power Transmissions, Paris, France. 1992, pp.235-245.

[18]



Obr. 21 Kinematické poměry v reálném ozubení a simulovaném kontaktu [18].

Stejně jako předchozí práce, i tato se zabývá experimentálním studiem mazaného kontaktu za podmínek vyskytujících se v záběru boků zubů šnekového soukolí. Liniový kontakt vzniká mezi rotujícím diskem a rotujícím kotoučem. Kinematické poměry ve šnekovém soukolí a simulovaném kontaktu jsou uvedeny na obr. 21. Rotace disku simuluje pohyb šneku s rychlostí v_1 a rotace kotouče pohyb kola s rychlostí v_2 . Na základě nich lze definovat unášivou rychlost v_Σ a skluzovou rychlost v_g . Proměnnými v experimentu jsou velikosti rychlostí třecích povrchů vyjádřené skluzem s v % vůči rychlosti v_2 a úhel mezi těmito rychlostmi β . Vyhodnocován byl součinitel tření.



Obr. 22 Závislost souč. tření na velikosti relativního skluzu pro $\beta = 85^\circ$ a 110° [18].

Výsledky

Ve výsledcích lze pozorovat kvalitativní změnu průběhu souč. tření s rostoucím skluzem pro úhel $\beta > \alpha < 90^\circ$ (obr. 22). Pro úhel $\beta = 85^\circ$ s rostoucím skluzem s souč. tření roste; pro $\beta = 110^\circ$ nejprve mírně roste a poté prudce klesá. S rostoucí rychlostí třecích povrchů součinitel tření klesá.

Závěr

Podobně jako v předchozím případě předkládá tato práce cenné výsledky, které ovšem nejsou úplně interpretovány. Pro daný úhel β bylo požadovaného prokluzu dosaženo změnou rychlosti v_2 při konstantní v_1 . Tím však současně dochází ke změně unášivé rychlosti, změně poměru a vzájemného sklonu unášivé a skluzové rychlosti a změně sklonu unášivé rychlosti vůči ose kontaktu. Vliv jednotlivých těchto parametrů nelze z uvedených výsledků vyhodnotit. Porovnáním kinematických parametrů uvedených výsledků lze vyvodit, že pro úhel $\beta = 85^\circ$ s rostoucím skluzem s výrazně klesá unášivá rychlost při téměř neměnném poměru skluzové a unášivé rychlosti, což má za následek zvýšení součinitele tření. Pro úhel $\beta = 110^\circ$ nejprve mírně klesá unášivá rychlost, poté zůstává téměř neměnná. Současně klesá poměr skluzové a unášivé rychlosti, což má příznivý vliv na velikost součinitele tření. Tyto „skryté“ skutečnosti nejsou v práci komentovány.

4 ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ REŠERŠE

4

Největší oblastí výzkumu hypoidních převodů je oblast analýzy kontaktu zubů (označováno jako TCA – *Tooth Contact Analysis*). Cílem výzkumu je analýza parametrů ovlivňující funkci převodů a aplikace těchto poznatků ve fázi jejich návrhu a výroby. Jedná se v drtivé většině o numerické a analytické práce [20], využívající různých modelů [21-23]; výjimečně také o práce experimentální [24]. Tyto práce ovšem většinou nezahrnují vliv maziva. Kombinaci TCA a EHD analýzy bylo věnováno jen několik publikací [1-6]. Výsledky prezentují vliv vstupních parametrů na vlastnosti mazaného kontaktu, převážně nominální tlak, teplotu, tloušťku maziva a souč. tření. Vzhledem k množství vstupních parametrů u hypoidního soukolí je obecný popis závislostí jednotlivých parametrů velmi obtížný. Tyto práce také neposkytují fundamentální popis jevů, které v hypoidním soukolí přispívají k utváření mazacího filmu; ty jsou ostatně dány analytickým popisem EHD modelu.

Rozsáhlou oblastí výzkumu je numerické i experimentální studium chování EHD mazaného bodového kontaktu, s cílem detailního popisu mechanismů a jevů, ke kterým při vzájemném pohybu třecích povrchů dochází. Z hlediska podmínek, které se vyskytují v záběru zubů hypoidního ozubení se jedná o eliptický kontakt s vyšší provozní teplotou, vysokým poměrem skluzu a valení a různým směrem vektorů rychlosti povrchů.

K těmto podmínkám mají nejbližší práce studující eliptický kontakt, do nějž mazivo vstupuje pod různým úhlem vůči osám elipsy – numerické [9-15] a experimentální s využitím optické interferometrie [8,9,15]. V případě experimentálních prací je požadované unášivé rychlosti v eliptickém kontaktu dosaženo čistým skluzem natočené ocelové kuličky v toroidní skleněné drážce [8,9] nebo čistým skluzem skleněného disku vůči natočenému ocelovému soudečku [15]; v numerických pracích vystupuje pouze velikost unášivé (střední) rychlosti, bez ohledu na způsob jejího dosažení. Pouze v práci Wang [14,15,25] je rovnicemi energetické bilance rozlišeno pohybující se a stojící těleso. Motivací pro studium těchto podmínek byla simulace radiálního a axiálního zatížení elementů kuličkového valivého ložiska [8,10,13] a kontaktu mezi zuby šroubového konformního soukolí (Novikovovo) [10,13].

Podmínky v hypoidním soukolí se od uvedené situace liší tím, že u něj vlivem různé orientace rychlostí třecích povrchů působí kromě unášivé rychlosti také relativní skluzová rychlost, a to různě orientovaná vůči unášivé rychlosti [19]. Skluzovou rychlost lze pak rozložit do složek ve směru unášivé rychlosti a ve směru kolmém na unášivou rychlost. Kolmá složka vytváří situaci opačného skluzu (*opposite sliding*). Studiu vlivu relativní skluzové rychlosti definované jako poměr skluzu a valení (*SR poměr*) bylo věnováno mnoho prací. Bylo prokázáno, že rostoucí SR poměr přispívá k redukci tloušťky mazacího filmu [30-32]. Tato redukce je způsobena převážně molekulárními jevy – smykové řídnutí (*shear thinning*) [26,27] a tepelnými jevy, především ve vstupní oblasti kontaktu (*inlet shear heating*) [28,29]. Kromě celkové změny tloušťky filmu byl prokázán také vliv SR poměru na tvar rozložení tloušťky filmu, zvláště existenci pozitivních důlků v rozložení tloušťky filmu v centrální oblasti (*dimple phenomena*) [33,34]. Opačný skluz, který se u hypoidního ozubení vyskytuje ve směru kolmém k unášivé rychlosti, má také vliv na tvar a pozitivní

tloušťku mazacího filmu, ačkoli je unášivá rychlost v tomto případě nulová [35-37]. Podstata všech zmíněných jevů je stále předmětem mnoha studií. Všechny dosud publikované práce zaměřené na vliv skluzu se však zabývaly pouze situací, kdy má skluzová a unášivá rychlost stejný směr.

Ačkoli lze podmínky různé orientace třecích povrchů experimentálně simulovat poměrně snadno, je překvapivé, že výsledky takových studií téměř nebyly publikovány. Výjimku tvoří několik experimentálních prací, které jsou zaměřeny na simulaci podmínek v kontaktu šnekového soukolí [17,18]. Jedná se o simulaci na dvoudiskových strojích s kolmým uložením os a současným vyosením. Sledovaným parametrem byl souč. tření, ačkoli lze v uvedené konfiguraci aplikovat i kapacitanci metodu pro stanovení tloušťky mazacího filmu [35]. Podmínky ve šnekovém soukolí se od hypoidního liší především výrazně větší skluzovou rychlostí oproti valivé a téměř liniiovým kontaktem.

Mechanismy utváření mazacího filmu za podmínek vyskytujících se v kontaktu boků zubů hypoidního soukolí nebyly dosud dostatečně objasněny a popsány.

5 VYMEZENÍ CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE A NÁVRH ZPŮSOBU JEJÍHO ŘEŠENÍ

Tato doktorská disertační práce se zabývá experimentální analýzou EHD mazacího filmu mezi boky zubů hypoidního ozubení. Cílem práce je popsat chování mazacího filmu a mechanismy jeho utváření v simulovaném kontaktu ocelového soudečku a skleněného disku, s využitím metody optické interferometrie, pro podmínky vyskytující se u hypoidního ozubení a tyto výsledky zobecnit. Pro účely vytvoření experimentálního modelu dané situace zahrnuje práce modifikaci stávajícího experimentálního zařízení.

Vědeckou otázkou lze formulovat následovně

„Jaký je vliv různé orientace vektorů třecích povrchů resp. různé orientace vektorů unášivé a skluzové rychlosti v podmínkách záběru boků zubů hypoidního ozubení na rozložení tloušťky mazacího filmu?“

Pracovní hypotézou je tvrzení

„Na utváření mazacího filmu se podílí složka relativní rychlosti ve směru valení; složka skluzové rychlosti kolmá ke směru valení přispívá naopak k redukci tloušťky mazacího filmu, a je tedy nežádoucí.“

Použité vědecké metody

Hlavní část práce se zabývá experimentálním pozorováním modelové situace, analýzou výsledků a vyvozením zobecnitelných závěrů. Je hledána odpověď na vědeckou otázku. Na základě výsledků je potvrzena nebo vyvrácena pracovní hypotéza.

Při experimentu jsou aplikovány empirické metody zkoumání, při nichž je pozorován živý obraz reality. Empirickému rozboru je vlastní deskriptivní přístup, který ukazuje skutečnou podstatu věci.

Při vyvozování obecných závěrů na základě poznatků o jednotlivostech je použit proces indukce. Článkem myšlenkového řetězce je i dedukce, která umožňuje testovat hypotézy vyslovené v úvodu práce a hypotézy nově formulované na základě indukce.

Realizace cíle disertační práce předpokládá splnění následujících dílčích cílů

- Modifikace stávajícího experimentálního zařízení pro možnost simulace různé orientace rychlostí třecích povrchů.
- Provedení série ověřovacích experimentů.
- Provedení série experimentů za účelem zjištění chování mazacího filmu v EHD kontaktu při daných podmínkách.
- Vyhodnocení výsledků, jejich porovnání s dosud publikovanými výsledky a jejich zobecnění aplikovatelné na reálné hypoidní soukolí.

Experimenty budou zaměřeny na studium následujících podmínek

- Studium vlivu vzájemné velikosti a orientace skluzové a unášivé rychlosti u hladkého kruhového kontaktu.

- Studium vlivu vzájemné velikosti a orientace skluzové a unášivé rychlosti u hladkého eliptického kontaktu.
- Studium vlivu vzájemné velikosti a orientace skluzové a unášivé rychlosti a reálných nerovností u kontaktu s reálnou topografií – směrovou strukturou.
- Studium vlivu vzájemné velikosti a orientace skluzové a unášivé rychlosti u kontaktu s cíleně modifikovanou topografií.

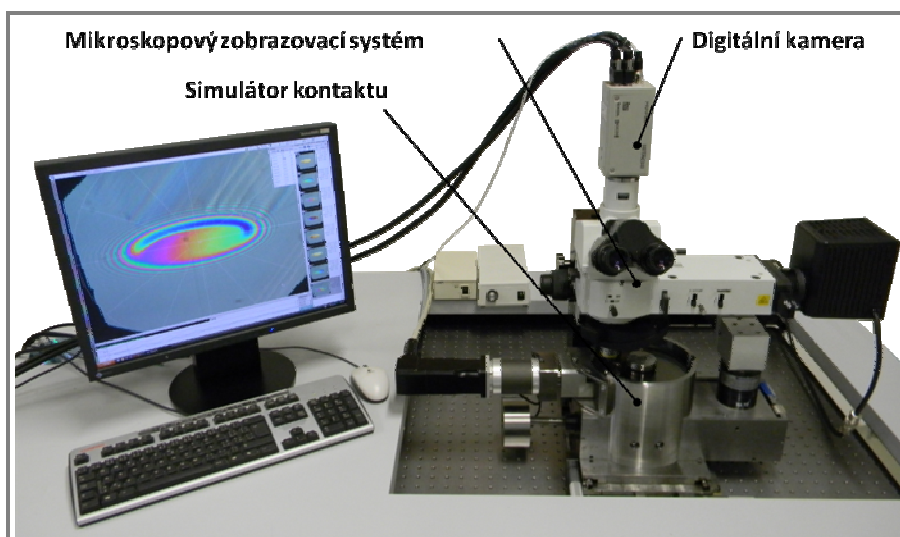
6 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÍ DISERTAČNÍ PRÁCE

6

6.1 Modifikace experimentálního zařízení

6.1

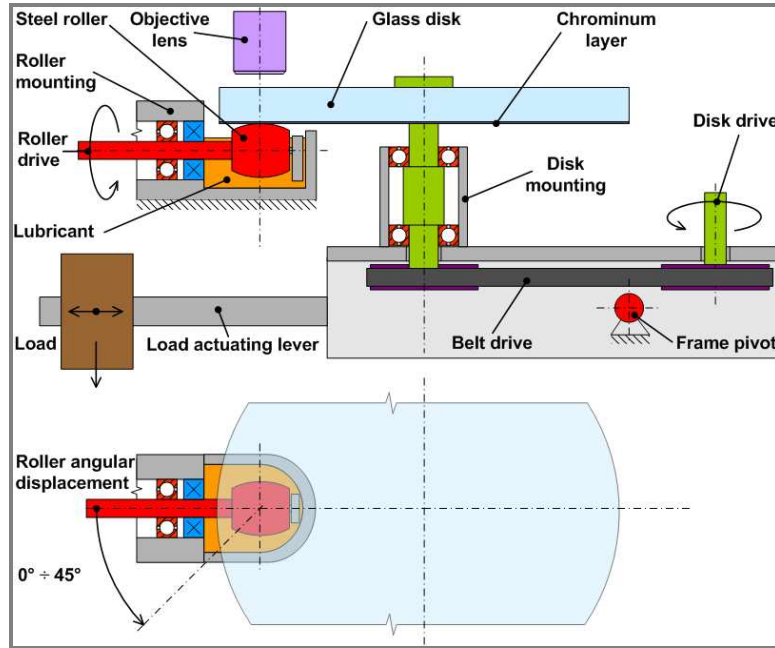
Pro experimentální studium chování tribologického uzlu je k dispozici měřicí aparatura (obr. 23) sestávající ze simulátoru mazaného kontaktu, mikroskopového zobrazovacího zařízení, digitální kamery pro záznam sledované oblasti a řídicí a vyhodnocovací jednotky.



Obr. 23 Experimentální aparatura pro studium mazacích filmů.

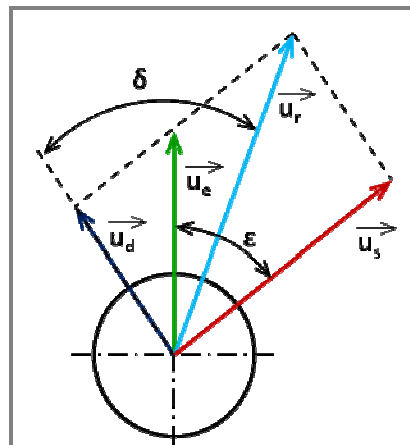
Princip tribologického simulátoru pro studium tenkých mazacích filmů vychází z ověřené koncepce navržené Goharem [36]. V něm je mazaný kontakt simulován ve styku rotujícího skleněného disku a otáčející se ocelové kuličky (soudečku) průměru 25,4 mm. Kontakt je zatěžován pomocí závaží přes skleněný disk. Zobrazovací systém je tvořen průmyslovým mikroskopem s objektivem a episkopickým osvětlovačem v podobě halogenové lampy. Řídicí a vyhodnocovací jednotka sestává z osobního počítače s potřebným softwarem, elektronikou pro napájení krokových motorů a zařízení umožňujícího oboustrannou komunikaci mezi počítačem, kamerou a ostatními zařízeními. Ke stanovení a vizualizaci rozložení tloušťky mazacího filmu v kontaktu je použito metody kolorimetrické interferometrie, vyvinuté na pracovišti navrhovatele [37][38].

Konstrukce simulátoru (obr. 24) byla modifikována tak, aby umožňovala nastavení osy kuličky v rozsahu $\delta = 0 \div 45^\circ$, což vede k orientaci vektorů obvodové rychlosti disku a soudečku ve stejném úhlu. Disk i soudeček jsou nezávisle poháněny servomotory s programovatelnými frekvenčními měniči. To umožňuje realizaci různých poměrů vzájemných rychlostí. Výsledkem různé orientace vektorů rychlostí disku u_d a kuličky u_r je různá orientace unášivé rychlosti u_e (2) a skluzové rychlosti u_s (3). Tím lze dosáhnout různého poměru valení a skluzu ve směru osy unášivé rychlosti Σ_x (4); ve směru kolmém ke směru unášivé rychlosti se jedná vždy o opačný prokluz povrchů (*opposite sliding*). V případě opačného smyslu rotace kuličky je možné simulovat extrémní případy úhlu mezi třecími povrchy $135 \div 180^\circ$ [39].



Obr. 24 Schéma simulátoru mazaného kontaktu.

Uvažované experimenty zahrnují studium vlivu různé orientace a velikosti vektoru skluzové rychlosti při konstantní unášivé rychlosti. Sledovanými parametry je rozložení tloušťky mazacího filmu v kontaktu a především hodnota centrální a minimální tloušťky.



Obr. 25 Poměry rychlostí třecích povrchů v simulovaném kontaktu.

$$\vec{u}_e = \frac{\vec{u}_r + \vec{u}_d}{2} \quad (2)$$

$$\vec{u}_s = \vec{u}_d - \vec{u}_r \quad (3)$$

$$\Sigma_y = \frac{u_{ry} - u_{dy}}{u_{ey}} \quad (4)$$

6.2 Výsledky předběžných experimentů

První fáze zahrnuje stanovení vlivu velikosti a orientace vektoru skluzové rychlosti při konstantní unášivé rychlosti pro kruhový kontakt. V případě eliptického kontaktu je směr rychlosti soudečku vždy vázán na směr vedlejší poloosy, a tato konfigurace neumožňuje simulaci obecných podmínek. U eliptického kontaktu dále záleží na orientaci unášivé rychlosti vůči osám elipsy, proto je pro základní posouzení vlivu vzájemné orientace rychlostí vhodnější kruhový kontakt.

6.2.1 Experiment č. 1

Cíle: Stanovit vliv skluzové rychlosti ve směru kolmém k unášivé rychlosti na utváření mazacího filmu.

Kontakt: kruhový (soudeček $k = 1$ / disk)

Olej: N500

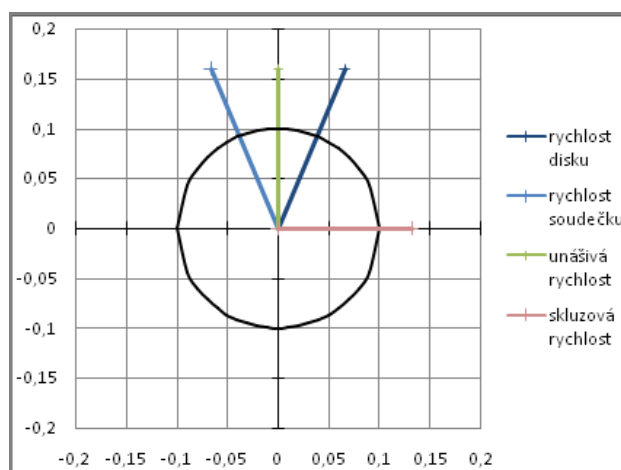
Teplota: 22.8 °C

Zatížení: $F = 77 \text{ N}$; $p_h = 0.71 \text{ GPa}$

Proměnné veličiny: unášivá rychlost $u_e = \{0.02; 0.04; 0.06; 0.08; 0.1; 0.12; 0.14; 0.16\} \text{ ms}^{-1}$

natočení vektorů rychlosti disku a soudečku $\delta = \{0^\circ; 15^\circ; 30^\circ; 45^\circ; 135^\circ\}$ (odpovídá poměru $u_s/u_e = \{0; 0.263; 0.536; 0.828; 4.828\}$) – obr. 26.

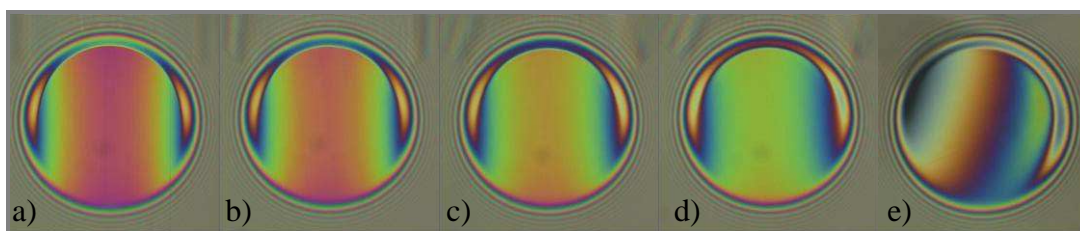
Měřené veličiny: h_c ; h_{\min} ; $h = f(x, y)$



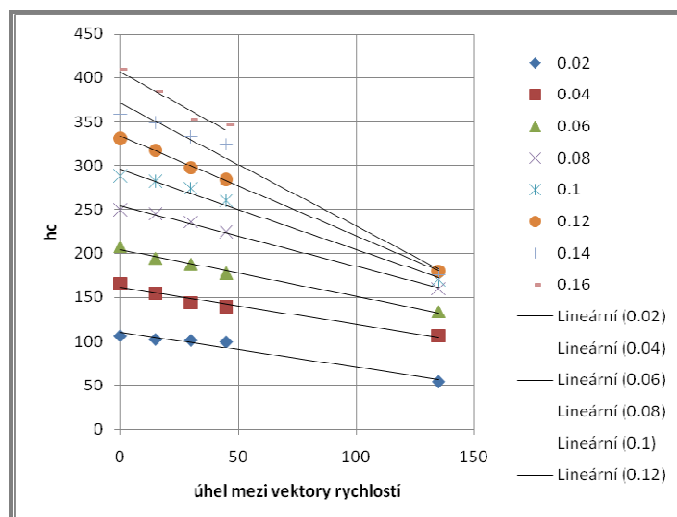
Obr. 25 Poměry rychlostí třecích povrchů.

Výsledky:

Interferogramy pro různé natočení vektorů rychlostí třecích povrchů (různá skluzová rychlost) pro $u_e = 0.12 \text{ ms}^{-1}$:



Obr. 26 Interferogramy pro $\delta =$ a) 0° ; b) 15° ; c) 30° ; d) 45° ; e) 135° .



Obr. 27 Graf závislosti centrální tloušťky filmu na unášivé rychlosti pro různé úhly natočení.

Závěr:

Z interferogramů a grafu závislosti centrální tloušťky filmu na unášivé rychlosti (obr. 27) je zřejmé, že pro úhel vektorů rychlostí povrchů do 45° ($u_s/u_e = 0.828$) skluzová rychlost patrně neovlivňuje rozložení mazacího filmu. Zřejmý je ovšem pokles centrální i minimální tloušťky mazacího filmu.

Závislost centrální tloušťky na velikosti unášivé rychlosti je téměř lineární, přičemž směrnice přímků získaných lineární regrese klesá s rostoucím poměrem u_s/u_e .

Závislost centrální tloušťky na úhlu vektorů rychlostí pro různé unášivé rychlosti se jeví také jako lineární. Při přepočtu úhlu natočení na poměr u_s/u_e již lineární závislost zřejmá není (platí vztah $u_s = 2 u_e * \text{tg}(\delta/2)$).

U extrémního případu úhlu vektorů rychlostí 135° ($u_s/u_e = 4.828$) je patrný nárůst gradientu tloušťky mazacího filmu přibližně ve směru skluzové rychlosti. Závislost centrální tloušťky na unášivé rychlosti je v tomto případě vzhledem k vysoké citlivosti centrální tloušťky způsobené zmíněným gradientem spíše orientační. I přes to lze lineární průběh vyloučit.

Závěrem lze vyslovit tvrzení, že skluzová rychlost ve směru kolmém k unášivé rychlosti se nepodílí na utváření mazacího filmu, nýbrž na jeho redukci.

7 ZÁVĚR

7

Toto pojednání ke státní doktorské zkoušce shrnuje současné poznatky z oblasti EHD mazání hypoidního soukolí, převážně se zaměřením na numerické analýzy EHD kontaktu u hypoidního ozubení, studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektoru unášivé rychlosti vůči osám elipsy a studium EHD eliptického kontaktu s různou orientací vektorů rychlosti třecích povrchů. Z rozboru vyplývá, že mechanismy utváření mazacího filmu za podmínek vyskytujících se v kontaktu boků zubů hypoidního soukolí nebyly dosud dostatečně objasněny a popsány. Na základě tohoto zjištění jsou formulovány cíle práce a navržen metodický postup jejího řešení. Předběžné výsledky reflektují částečné splnění stanovených cílů a splnění předpokladů pro další pokračování v disertační práci.

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1** Distribuce tlaku v kontaktu [1].
- Obr. 2** Distribuce teploty v kontaktu [1].
- Obr. 3** Průběh výkonových parametrů [1].
- Obr. 4** 3D graf a vrstevnicová mapa bezrozměrné tloušťky mazacího filmu [2].
- Obr. 5** Změna tloušťky filmu a poměru elipticity během záběru pro dva případy ozubení [2].
- Obr. 6** Závislost výkonových parametrů na vyosení a převodovém poměru. x – teplota; \star – tloušťka filmu; \diamond - SR poměr; \square – tlak [3].
- Obr. 7** Porovnání výsledků součinitele tření s výsledky predikce jiných autorů a experimentálními výsledky v závislosti na SR poměru [7].
- Obr. 8** Schéma experimentální aparatury a kin. poměry [8].
- Obr. 9** Interferogramy pro natočení unášivé rychlosti vůči vedlejší ose elipsy o 0° , 67° a 90° [8].
- Obr. 10** Rozložení tloušťky filmu stanovené numericky a experimentálně pro úhel 36° [10].
- Obr. 11** Graf závislosti bezrozměrného par. bezrozm. par. min. tloušťky na úhlu unášivé rychlosti [10].
- Obr. 12** Graf závislosti skupiny tloušťky na skupině parametru rychlosti [10].
- Obr. 13 a)** Mapa rozložení tloušťky filmu; **b)** distribuce tlaku v kontaktu; **c)** distribuce tloušťky filmu v kontaktu pro $\theta = 67^\circ$ [11].
- Obr. 13** Závislost bezrozměrné minimální a centrální tloušťky filmu na úhlu θ pro kontakty s různým poměrem elipticity [11].
- Obr. 14 a)** Distribuce tlaku; **b)** distribuce bezrozměrné tloušťky; **c)** mapa rozložení tlaku; **d)** mapa rozložení tloušťky filmu v kontaktu pro $\theta = 67,5^\circ$ [12].
- Obr. 15** Porovnání závislosti tloušťky filmu na úhlu θ [13].
- Obr. 16** Experimentální aparatura [15]
- Obr. 17** Simulované kinematické poměry [15].
- Obr. 16** Porovnání numerických a experimentálních výsledků rozložení a profilů tloušťky mazacího filmu pro $\theta = 45^\circ$ a u_d **a)** 140 mm/s; **a)** 190 mm/s; **c)** 350 mm/s [15]
- Obr. 17** Porovnání profilu bezrozm. tloušťky pro různý úhel θ [15].
- Obr. 18** Porovnání závislosti centrální a minimální bezrozm. tloušťky na úhlu θ po různá řešení [15].
- Obr. 19** Kinematické poměry v simul kontaktu [17]
- Obr. 20** Vliv skluzové a valivé rychlosti na souč. tření [17].
- Obr. 21** Kinematické poměry v reálném ozubení a simulovaném kontaktu [18].
- Obr. 22** Závislost souč. tření na velikosti relativního skluzu pro $\beta = 85^\circ$ a 110° [18].
- Obr. 23** Experimentální aparatura pro studium mazacích filmů.
- Obr. 24** Schéma simulátoru mazaného kontaktu.
- Obr. 25** Poměry rychlostí třecích povrchů v simulovaném kontaktu.
- Obr. 25** Poměry rychlostí třecích povrchů.
- Obr. 26** Interferogramy pro $\delta =$ **a)** 0° ; **b)** 15° ; **c)** 30° ; **d)** 45° ; **e)** 135° .
- Obr. 27** Graf závislosti centrální tloušťky filmu na unášivé rychlosti pro různé úhly natočení.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Význam
F	N	síla
G^*	-	bezrozměrný parametr materiálu
H^*	-	bezrozměrný parametr tloušťky mazacího filmu
U^*	-	bezrozměrný parametr rychlosti
W^*	-	bezrozměrný parametr zatížení
SR poměr	-	poměr skluzu a valení = $(u_1 + u_2) / u_e$
h_c	nm	centrální tloušťka mazacího filmu
h_{\min}	nm	minimální tloušťka mazacího filmu
h_{\min}^*	-	bezrozměrný parametr min. tloušťky
p_h	MPa	Hertzův kontaktní tlak
u_d	m/s	obvodová rychlost disku
u_e	m/s	unášivá rychlost = $(v_d + v_r) / 2$
u_r	m/s	obvodová rychlost soudečku
u_s	m/s	skluzová rychlost = $(u_d - u_s)$
v_1	m/s	obvodová rychlost tělesa 1
v_2	m/s	obvodová rychlost tělesa 2
v_Σ	m/s	unášivá rychlost = $(v_1 + v_2) / 2$
v_g	m/s	skluzová rychlost
s	-	skluz = $(v_1 - v_2) / v_1$
θ	deg	úhel sklonu unášivé rychlosti vůči vedlejší ose elipsy
β	deg	úhel mezi vektory rychlostí v_1 a v_2
δ	deg	úhel mezi vektory rychlostí u_r a u_d
μ	-	součinitel smykového tření
Σ_x	-	poměru valení a skluzu ve směru osy unášivé rychlosti

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SIMON, V. Elastohydrodynamic Lubrication Of Hypoid Gears. *Journal of Mechanical Design-Transactions of the Asme*, 1981, vol. 103, no. 1, p. 195-203.
- [2] JIA, Y.; GUO, X.; CHEN, C.; SHAO, J. Multilevel solution of elastohydrodynamically lubricated hypoid gears. *Proceedings of the International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne*, 1994, pp. 329-334.
- [3] YI, J.; CHENWEN, C.; VDI GESELL ENTWICKL KONSTRUKT. The effects of geometry and cutting parameters upon lubrication performance of hypoid gears and analysis of the contact geometry and sliding velocities during meshing of hypoid gears. *In International Conference on Gears*. 1996, vol. 1230, p. 979-994.
- [4] SIMON, V. Influence of machine tool setting parameters on EHD lubrication in hypoid gears. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, vol. 44, no. 5, p. 923-937.
- [5] SIMON, V. Influence of lubricant and operating characteristics on ehd lubrication in hypoid gears. *Proceedings STLE/ASME International Joint Tribology Conference 2008, Miami*. 2008, p. 253-255, ISBN 978-0-7918-4336-9.
- [6] XU, H.; KAHRAMAN, A. Prediction of friction-related power losses of hypoid gear pairs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K-Journal of Multi-Body Dynamics*, Sep 2007, vol. 221, no. 3, p. 387-400.
- [7] XU, H. Developement of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs. *PhD Dissertation, The Ohio State University, Columbus, Ohio*, 2005.
- [8] THORP, N.; GOHAR, R. Oil Film Thickness and Shape for a Ball Sliding in a Grooved Raceway. *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, 1972, 94, pp. 199-210.
- [9] THORP, N.; GOHAR, R. Hydrodynamic friction in elliptical and circular point contacts. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 16(4), 1974, pp. 243-249.
- [10] MOSTOFI, A.; GOHAR, R. Oil film thickness and pressure distribution in elastohydrodynamic point contacts. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1982, 24(4), s. 173-182.
- [11] CHITTENDEN, R.J.; et al. A theoretical-analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts - II. General case, with lubricant entrainment along either principal axis of the hertzian contact ellipse or at some intermediate angle. *Proceedings of the Royal Society of London Series a-Mathematical Physical and Engineering Sciences*, 1985, vol. 397, no. 1813, p. 271-294.

- [12] GREENWOOD, M. A. Elastohydrodynamic film thickness in point contacts for arbitrary entraining angle. Technical Note. *Proc Instn Mech Engrs*, 1990, 204, 417-420.
- [13] JALALI-VAHID, D.; RAHNEJAT, H.; GOHAR, R.; JIN, Z.M. Prediction of oil-film thickness and shape in elliptical point contacts under combined rolling and sliding motion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2000, 214, s. 427-437.
- [14] WANG, J.; QU, S.; YANG, P. Simplified multigrid technique for the numerical solution to the steady-state and transient EHL line contacts and the arbitrary entrainment EHL point contacts. *Tribology International*, 2001, 34, 191-202.
- [15] WANG, J.; YANG, P.; KANETA, M.; NISHIKAWA, H. On the surface dimple phenomena in elliptical TEHL contacts with arbitrary entrainment. *Journal of Tribology-Transactions of the Asme*, Jan 2003, vol. 125, no. 1, p. 102-109.
- [16] QU, S.Y.; YANG, P.R.; GUO, F. Theoretical investigation on the dimple occurrence in the thermal EHL of simple sliding steel-glass circular contacts. *Tribology International*, Jan 2000, vol. 33, no. 1, p. 59-65.
- [17] TAN, J.; YAMADA, T.; HATTORI, H. Effects of sliding/rolling contact on worm gear lubrication. *Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions*, Tokyo, 1991, pp. 1123-1127.
- [18] HOHN, B.-R.; WINTER, H.; MICHAELIS, K.; STEINGROVER, K. Friction and Efficiency of Worm Gears. *3rd World Congress on Gearing and Power Transmissions, Paris, France*. 1992, pp.235-245.
- [19] COLEMAN, W. Contact pressure and sliding velocities on hypoid gear teeth. *Lubrication Engineering*, 1964, vol. 20, no. 5, p. 189-194.
- [20] SIMON, V. Load distribution in hypoid gears. *Journal of Mechanical Design*, Dec 2000, vol. 122, no. 4, p. 529-535.
- [21] KOLIVAND, M; KAHRAMAN, A. A load distribution model for hypoid gears using ease-off topography and shell theory. *Mechanism and Machine Theory*, Oct 2009, vol. 44, no. 10, p. 1848-1865.
- [22] ACHTMANN, J.; BAR, G. Optimized bearing ellipses of hypoid gears. *Journal of Mechanical Design*, Dec 2003, vol. 125, no. 4, p. 739-745.
- [23] PARK, D.; KAHRAMAN, A. A surface wear model for hypoid gear pairs. *Wear*, Sep 2009, vol. 267, no. 9-10, p. 1595-1604.
- [24] NARUSE, CH; et al. Contact pressure and sliding velocities on hypoid gear teeth. *Bulletin of JSME*, 1986, vol. 29, no. 253, p. 2271-2280.
- [25] YANG, P.; et al. Formation of steady dimples in point TEHL contacts. *Journal of Tribology-Transactions of the Asme*, Jan 2001, vol. 123, no. 1, p. 42-49.
- [26] LORD, J.; LARSSON, R. Effects of slide-roll ratio and lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication film thickness and traction. *Proc. Instn Mech. Engrs, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2001, 215, 301-308.

- [27] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; BAIR, S.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G. Thermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts using a Newtonian/generalized Newtonian lubricant. *Tribol lett*, 2008, 30, 41–52.
- [28] GREENWOOD, J. A.; KAUZLARICH, J. J. Inlet shear heating in elastohydrodynamic lubrication. *Trans. ASME, J. Lubric. Technol.*, 1973, 417-426.
- [29] WILSON, W. R. D.; SHEU, S. Effect of inlet shear heating due to sliding on elastohydrodynamic film thickness. *Trans. ASME, J. Lubric. Technol.*, 1983, 105, 187-188.
- [30] SMEETH, M.; SPIKES, H. A. The influence of slide/roll ratio on the film thickness of an EHD contact operating within the mixed lubrication regime. *In Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1996, 695-703.
- [31] JUBAULT, I.; MOLIMARD, J.; LUBRECHT, A. A.; MONSOT, J. L.; VERGNE, P. In situ pressure and film thickness measurements in rolling/sliding lubricated contacts. *Tribol. Lett.*, 2003, 15, 421-429.
- [32] YAGI, K.; KYOGOKU, K.; NAKAHARA, T. Experimental investigation of effects of slip ratio on elastohydrodynamic lubrication film related to temperature distribution in oil films. *Proc. Instn Mech. Engrs, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2006, 220, 353-363.
- [33] CHIU, Y. P.; SIBLEY, L. B. Contact shape and non-Newtonian effects in elastohydrodynamic point contacts, *Lubr Eng*, 1972, 28, 48–60.
- [34] YAGI, K.; VERGNE, P.; NAKAHARA, T. In situ pressure measurements in dimples elastohydrodynamic sliding contacts by Raman microspectroscopy. *Trans Tribology International*, 2009, 42, 724-730.
- [35] KANETA, M.; NISHIKAWA, H.; KANADA, T.; MATSUDA, K. Abnormal Phenomena Appearing in EHL Contacts. *J. Tribol.*, 1996, 118, 886-893.
- [36] GUO, F.; YANG, P.; WONG, P. L. On the thermal elastohydrodynamic lubrication in opposite sliding circular contacts. *Tribology International*, 2001, 34, 443-152.
- [37] GUO, F.; YANG, P.; YAGI, K. Film formation in EHL point contacts under zero entraining velocity conditions. *Tribology Transactions*, 2002, 45, 521-530.
- [38] MIYATA, A.; HOHN, B.-R.; MICHAELIS, K.; KREIL, O. Experimental investigation of temperature rise in elliptical EHL contacts. *Tribology International*, 2008, 41(11), 1074-1082.
- [39] GOHAR, R.: A Ball-Plate Machine for Measuring Elastohydrodynamic Oil Films. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part 3G*, 182, 1967-68, 43-45.
- [40] HARTL, M.; KŘUPKA, I.; LIŠKA, M. Differential Colorimetry: Tool for Evaluation of Chromatic Interference Patterns. *Optical Engineering*, 1997, 36, 2384-2391.

- [41] HARTL, M.; KŘUPKA, I.; POLIŠČUK R.; LIŠKA, M.; MOLIMARD J.; QUERRY M.; VERGNE P. Thin Film Colorimetric Interferometry. *Tribology Transactions*, 2001, 44, 270-276.
- [42] OMASTA, M. Simulace mazaného kontaktu mezi boky zubů hypoidních převodů. *Zborník referátov, 51. Medzinárodná vedecká konferencia katedier časti a mechanizmov strojov, C-press, Košice*. 2010, 225-228.