

Vysoké učení technické v Brně  
Fakulta strojního inženýrství  
Ústav konstruování

## **Experimentální studium chování mazacích filmů kontaminovaných vodou**

POJEDNÁNÍ KE STÁTNÍ DOKTORSKÉ ZKOUŠCE

VĚDNÍ OBOR:	KONSTRUKČNÍ A PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ
ŠKOLITEL:	DOC. ING. IVAN KŘUPKA, PH.D.
DOKTORAND:	ING. DANIEL KOUTNÝ
ROZSAH:	STRAN 24

BRNO, ČERVEN 2006

# Obsah

<b>Předmluva</b>	3
<b>1 Šnekové převody</b>	4
1.1 Úvod	4
1.2 Rozdělení šnekových převodů	4
1.3 Ztráty šnekového převodu, součinitel tření, dotykové čáry	5
1.4 Nepřesnost výroby	6
<b>2 Tribologické aspekty šnekových převodů</b>	7
2.1 Mazání	7
2.2 Zadírání	10
2.3 Mikropitting	10
2.4 Opotřebenění	11
2.5 Kontaminace mazacího systému	11
<b>3 Emulze</b>	12
3.1 Úvod	12
3.2 Rozdělení	12
3.3 Výzkum a modelování emulzí	13
<b>4 Cíle disertační práce</b>	15
<b>5 Dosažené dílčí výsledky disertační práce</b>	16
5.1 Zkušební zařízení	16
5.2 Podmínky zkoušky	17
5.3 Měřené veličiny	17
5.4 Charakteristika měřených materiálových dvojic	18
5.5 Dosažené výsledky	18
<b>6 Závěr</b>	21
<b>7 Literatura</b>	22

## **Předmluva**

Toto pojednání se zabývá problematikou šnekových převodů, především studiem kontaktu v záběru šneku a šnekového kola. Pozornost je zejména věnována tribologickým aspektům, tj. oblasti mazání, tření a opotřebení, na kterou bude zaměřena disertační práce.

V první kapitole je uvedeno rozdělení šnekových převodů a jsou zde popsány základní problémy a parametry ovlivňující správnou funkci převodů. Dále je zde zmíněna problematika dotykových čar a analýzy kontaktu zubu, jako základ kinematického posouzení kontaktu šneku a šnekového kola.

Druhá kapitola je věnována tribologickým aspektům šnekových převodů. Jsou zde shrnuty výsledky studia šnekových převodů se zaměřením na problematiku mazání tření a opotřebení třecích povrchů v kontaktu mezi šnekem a šnekovým kolem.

Ve třetí kapitole jsou popsány typy emulzí a parametry ovlivňující jejich chování. Tato kapitola završuje analýzu současného stavu poznání problému a je podkladem pro stanovení cílů disertační práce uvedené ve čtvrté kapitole.

V poslední kapitole jsou shrnuty výsledky dosavadní práce, týkající se realizovaných měření tribologických parametrů materiálů šneků a šnekových kol.

# 1 Šnekové převody

## 1.1 Úvod

Šnekové převody poskytují jednoduché a cenově efektivní řešení v aplikacích kde jsou požadovány vysoké převodové poměry u relativně pomalých pohonů. Srovnatelný převod s čelním soukolím by k dosažení stejného převodu zpravidla vyžadoval dvou nebo tří stupňové provedení, s následným zvýšením složitosti a počtu součástí. Šnekové převodovky jsou široce používané v průmyslových aplikacích pro zpracovatelské stroje, dopravníky, výtahy atd. Největšími nevýhodami šnekových převodů jsou problémy mazání a opotřebení z důvodu relativně vysokého stupně skluzu v kontaktu zubů. Aby se zabránilo zadírání třecích povrchů, bylo doposud nutné používat metalurgicky odlišné materiály pro šnek a kolo. Tradičně se používá ocelový šnek a fosforové (nebo olovnaté) bronzové kolo. Avšak použití relativně měkkého materiálu pro jeden z povrchů omezuje dovolené kontaktní napětí a tím i únosnost. Pro šnekové převody je charakteristický nižší poměr výkon/váha v porovnání s konvenčními převodovkami, kde může být použita kalená ocel na oba kontaktní povrchy.

Velký stupeň skluzu společně s nepříznivými hydrodynamickými podmínkami vedou k relativně nízké účinnosti v porovnání s konvenčními převody. Mechanická účinnost se zpravidla pohybuje pouze okolo 70-80 procent v porovnání s hodnotami 95 procent i více u převodovek s čelním soukolím. Tyto nedostatky byly v minulosti tolerovány pro jednoduchost a nízké pořizovací náklady šnekových převodů. V konkurenčním prostředí se však poměr výkon/váha stává zásadním parametrem. Pozornost je tak soustředěna na vylepšení tradiční technologie šnekového převodu zejména s ohledem na únosnost a účinnost převodu.

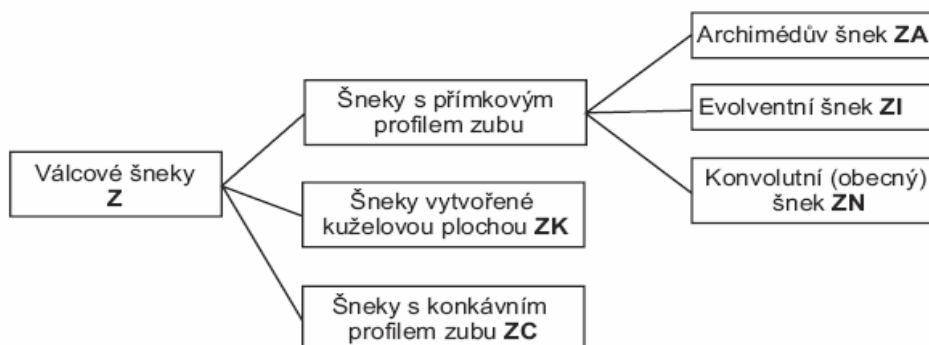
## 1.2 Rozdělení šnekových převodů

Pro snadnou orientaci v následujících kapitolách je zde uvedeno základní rozdělení šnekových soukolí.

Podle provedení šneku můžeme šnekové převody rozdělit na jednoobálkové šnekové převody (válcové šneky) a dvouobálkové šnekové převody (globoidní šneky). Šnekové kolo je v obou případech globoidního tvaru.

Nejrozšířenějším typem převodu je soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem, které se dále dělí dle geometrie boční křivky zubu šneku v čelní, osové nebo normální rovině. Tvar zubu je dán polohou a tvarem nástroje při obrábění. Ostří nástroje je buď přímé nebo zakřivené. Dle ISO norem se pak dělí na následující typy [1]:

ZA - profilem zubu v čelní rovině je Archimédova spirála, ZN - profilem zubu v čelní rovině je obecná konvexní křivka, ZI - profilem čelního řezu je evolventa, ZK - boky zubů jsou vytvořené obábkami kuželových ploch, ZC - profilem zubu v čelní rovině je obecná konkávní křivka.



Obr. 1 Rozdělení šnekových soukolí

### 1.3 Ztráty šnekového převodu, součinitel tření, dotykové čáry

Jak již bylo uvedeno, nevýhodou šnekových převodovek je nízká účinnost spojená se zvýšeným zahříváním. Hlavním důvodem jsou velké ztráty vznikající třením boků zubů spoluzabírajících kol, třením v ložiskách a ucpávkách a vířením oleje [2]. Rozhodující podíl na celkových ztrátách tvoří ztráty v ozubení (cca 60 až 75%) a proto se na tuto oblast soustředí hlavní pozornost.

Z rozboru základní rovnice účinnosti ozubení pro válcové šnekové soukolí, kde šnek pohání kolo

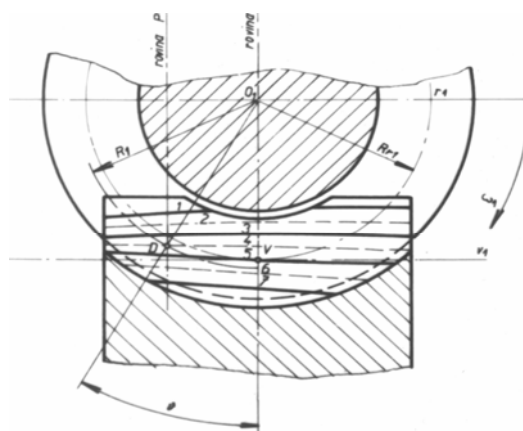
$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_r}{\operatorname{tg} \cdot (\gamma_r + \varphi')} = \frac{1 - f' \cdot \operatorname{tg} \gamma_r}{1 + f' \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_r}} \quad \text{kde} \quad \operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = f' \quad (1)$$

je zřejmé, že účinnost ozubení je funkcí úhlu stoupání  $\gamma_r$  a součinitele tření  $f'$ . Z rovnice vyplývá, že máme dvě možnosti, jak zvýšit účinnost a snížit ztráty v ozubení: 1) zvětšením  $\gamma_r$ , 2) zmenšením  $f'$ .

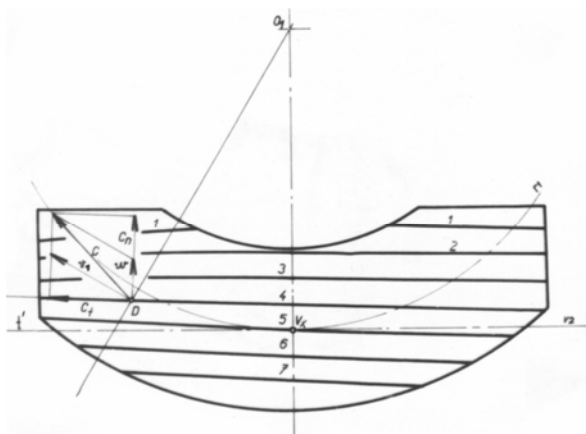
Součinitel tření  $f'$  je kromě normálního úhlu záběru  $\alpha_n$  závislý na výslednici kluzné a odvalovací rychlosti, na zatížení, přesnosti tvaru a drsnosti povrchu zubů, dotykových poměrech, použitých druhích materiálu, typu maziva a na možnosti vytváření účinného mazacího filmu [3]. Proto se hlavní pozornost, kromě otázek párování materiálů, volby maziva, přesnosti tvaru a drsnosti povrchu zubů, zaměřila i na snížení součinitele tření zlepšením dotykových poměrů s cílem dosáhnout zlepšení přiléhání boků zubů a příznivější záběrové poměry.

U šnekových soukolí se zuby dotýkají podél spojitých dotykových čar (obr. 2), které jsou prostorově zakřivené. V záběru je obvykle více zubů současně. Čáry se při běhu soukolí pohybují přes povrchy zubů směrem od špičky k patě zubu kola (obr. 3), takže každá dotyková čára zobrazuje tvar kontaktu v určitém velice krátkém okamžiku záběru. Proto se tyto čáry označují též jako okamžité („instantaneous“) dotykové čáry, které jsou určující charakteristikou zatížitelnosti válcových šnekových soukolí. Jejich průběh má rozhodující vliv na přenášený výkon a vzniklé ztráty [3]. Z obr. 3 je patrné, že vzdálenosti mezi jednotlivými dotykovými čarami nejsou vždy stejné. Když uvážíme, že úhlová rychlost šneku je konstantní, musí potom různé vzdálenosti mezi jednotlivými dotykovými čarami proběhnout ve stejném čase, čímž při největších vzdálenostech dotykových čar budou i odvalovací rychlosti největší. Z toho se dá usoudit, že budou i největší poloměry křivosti profilů a tím i přiléhání profilů bude nejvýhodnější. Vzájemná vzdálenost dotykových čar proto výhodně poslouží na porovnání přiléhání boků zubů.

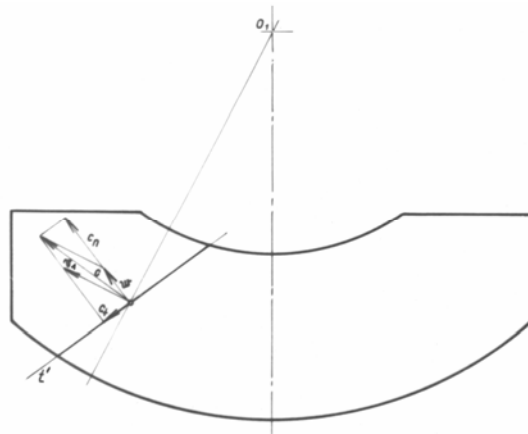
U válcových šnekových soukolí nastává mezi bokem zubu šneku a kola relativní skluz a odvalování současně. Přestože ve všech možných dotykových bodech vstupuje vždy kluzný a odvalovací pohyb současně, převládá v obvodovém směru v čelní rovině šneku skluz.



Obr. 2 Dotykové čáry [3]



Obr. 3 Rychlosti v bodě dotyku [3]



Obr. 4 Ideální průběh dot. čáry [3]

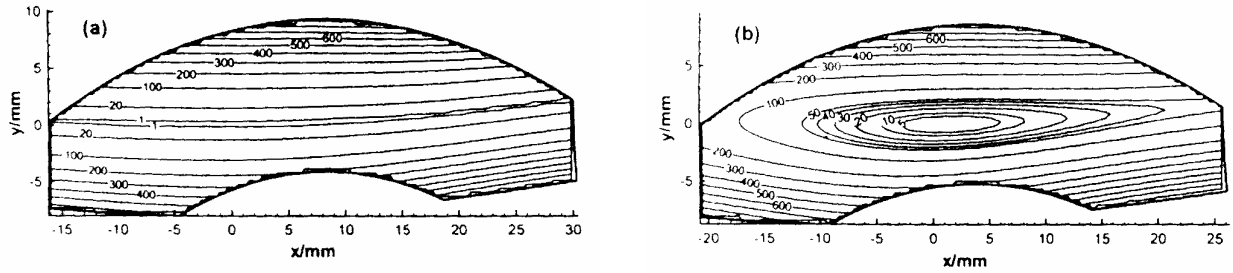
Vektorovým sčítáním obvodové rychlosti  $v_l$  a odvalovací rychlosti  $w$  dostaneme výslednou kluznou a odvalovací rychlost  $c$ . Výslednici  $c$  rozložíme do směru normály  $c_n$  a tečny  $c_t$  k dotykové čáře v dotykovém bodě  $D$ . Pro vytvoření únosného mazacího filmu je směrodatná rychlost  $c_n$ , zatímco složka  $c_t$  vytváří pouze třecí práci. Čím je úhel mezi výslednicí  $c$  a normálovou složkou výslednice  $c_n$  menší (ideálně  $c_n=c$ ), tím lepší jsou podmínky pro vytvoření relativně velkého hydrodynamického tlaku, při relativně malých ztrátách soukolí. Tam, kde  $c$  padne do směru dotykové čáry, nevyvine se žádný hydrodynamický tlak, ale jen třecí práce. Z těchto hledisek výhodnou polohu dotykové čáry ukazuje obr. 4.

Pokud není vytvořený hydrodynamický tlak mezi boky zubů šneku a kola dostatečně velký, potom soukolí pracuje v oblasti polosuchého tření. Tento stav se vyskytuje při rozběhu a zastavování, a nebo při velkém zatížení. Mimo oblast kapalinového mazání, při tzv. smíšeném mazání, dochází ke kontaktu povrchových nerovností boků zubů šneku a kola a tím k jejich opotřebení. Velikost opotřebení roste s koeficientem tření, měrným tlakem, kluznou rychlostí a je závislé na materiálu šneku a kola.

#### 1.4 Nepřesnost výroby

Doposud jsme uvažovali pouze s ideálním případem, a to, že soukolí je vyrobeno absolutně přesně a nevyskytují se žádné výrobní nebo montážní chyby. Takové soukolí, kde si dosedající plochy zubů šneku a šnekového kola plně odpovídají, nazýváme plně sdružené soukolí. U plně sdružených šnekových převodů dochází k teoretickému liniovému kontaktu [4],[5],[6]. V tomto případě by zuby kola měly být vyrobeny odvalovací frézou, jejíž povrch je identický s povrchem šneku. To znamená, že průměr odvalovací frézy by měl být rovný průměru šneku. Avšak zuby na odvalovací fréze jsou podbroušené, takže průměr nové odvalovací frézy by měl být nepatrně větší než je průměr šneku, aby byla zajištěna životnost nástroje. Na druhou stranu, aby byl zajištěn správný kontakt zubů ve šnekovém převodu (bez hranového zatížení), průměr odvalovací frézy by měl být přinejmenším roven průměru šneku [7].

Šnekové převody spolu s převody čelními koly s přímými a šikmými zuby jsou podle Litvina a kol. [8] typickými příklady převodů, které jsou velmi citlivé na změnu záběrových poměrů. Za účelem snížení citlivosti šnekového převodu na nepřesnosti výroby, jsou obvykle zavedeny pečlivě zvolené korekce tvaru zubu kola použitím modifikované odvalovací frézy [8],[9]. Zuby kola vyrobeného takovouto frézou jsou teoreticky v bodovém kontaktu se závitem šneku, takže se šnekový převod stává nesdružený. Neshoda je malá, takže se obvykle předpokládá, že se bodový kontakt pod zatížením rozprostře na eliptickou oblast [4],[5],[6], jejíž střed je teoretickým bodem kontaktu (obr. 5).



Obr. 5 Obrisy zubové vůle sdruženého soukolí (a) a soukolí vyrobené zvětšenou frézou (b) [22]

Výše zmíněná problematika dotykových čar a poměru skluzu a valení v kontaktu zubů šnekového soukolí je základem pro podrobnější rozbor geometrie a kinematiky potřebný pro přesné stanovení polohy nosného kontaktu v daném okamžiku záběru. Počítačová simulace záběru a nosného kontaktu je hlavním cílem analýzy kontaktu zubu, v literatuře uváděné jako „tooth contact analysis“ (TCA). Obecnou TCA vyvinuli Litvin a Kin [10] a může být použita pro různé typy šnekových převodů. Hlavními cíli TCA je určení cesty kontaktu na površích zubů, převodových chyb způsobených nesouosostí převodu, a nosného kontaktu jako souboru okamžitých kontaktních elips.

Aplikace TCA umožňuje určit vhodné nastavení parametrů nástroje, který poskytne vylepšené podmínky záběru a kontaktu potřebné pro efektivní vytváření elasto-hydrodynamického (EHD) mazacího filmu, čímž může TCA značně vylepšit technologii a kvalitu zkoumaného převodu.

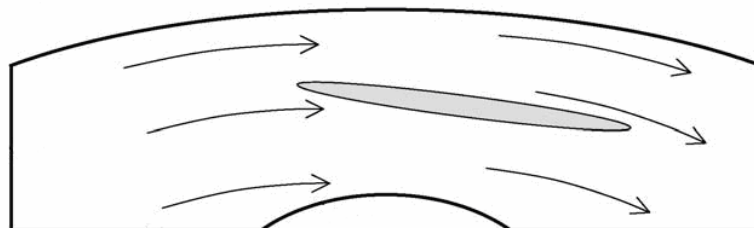
Navzdory velkému rozšíření šnekových převodů, bylo publikováno pouze několik článků věnovaných analýze kontaktu zubů (TCA) [5],[11],[12],[13],[14] a výpočtu rozložení zatížení u šnekových soukolí [6],[15],[16].

## 2 Tribologické aspekty šnekových převodů

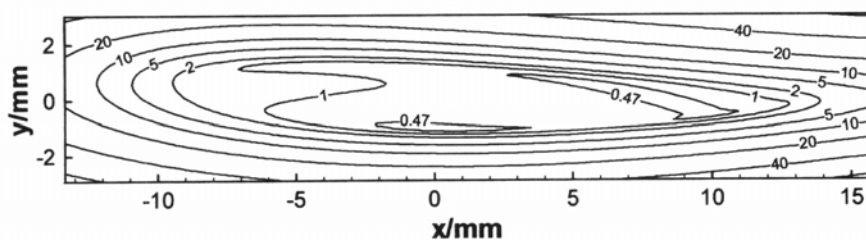
### 2.1 Mazání

Z výše uvedených analýz geometrie a kinematiky ploch zubu blízko jejich kontaktu vyplývá, že kontaktní oblast, přes kterou se přenáší zatížení, má tvar podlouhlé elipsy. Takové uspořádání kontaktu by mohlo vést k utváření relativně tlustých mazacích filmů, pokud by mazivo vstupovalo do kontaktu ve směru kratší osy, tj. napříč kontaktní oblastí. Bohužel tomu tak v tomto případě není (obr. 6).

Geometrie kontaktu je asymetrická a proto obvyklé Hertzovy vztahy pro oblast kontaktu a kontaktní tlaky by byly pouze přibližné. Je nutné použít ne-Hertzovské modelování elastického kontaktu. Ačkoliv mazivo prochází kontaktem převážně podél hlavní osy, jeho směr se přes kontaktní oblast mění (vyskytuje se významná rotační složka rychlosti). Současně je zde také valení a skluz v přibližně příčném směru, způsobený pohybem nosného kontaktu přes povrchy zubů, od špičky zubu kola směrem k patě. Vzhledem k velkému skluzu je nutná teplotní analýza zahrnující zahřívání mazacího filmu. Při modelování mazaného kontaktu je tedy nutné zohlednit změnu viskozity maziva s tlakem a teplotou a změnu hustoty maziva s tlakem. Mimo to, vzhledem k proměnným kinematickým podmínkám přes kontaktní oblast, musí být při řešení Reynoldsovy rovnice uvažovány ne-newtonovské chování maziva.



Obr. 6 Směr unášení maziva a tvar kontaktu [30]

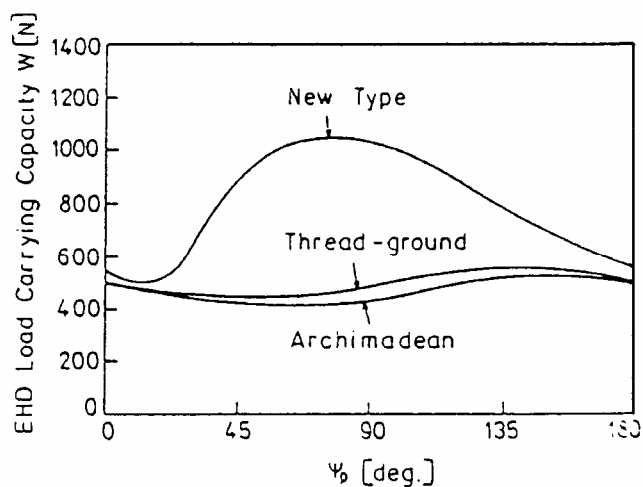


Obr. 7 Výsledek EHL analýzy - tloušťka filmu  $\mu\text{m}$  [4]

Morris [17] a Greenwood [18] ukázali, že je nutné popsat chování toku maziva ve skluzových i neskluzových směrech. Kim a Sadeghi [19] jako první vyvinuli ne-Newtonovské řešení bodového kontaktu založené na modifikované Reynoldsově rovnici. Vzhledem k výše uvedeným problémům je studium EHD mazání u šnekových převodů poměrně obtížné.

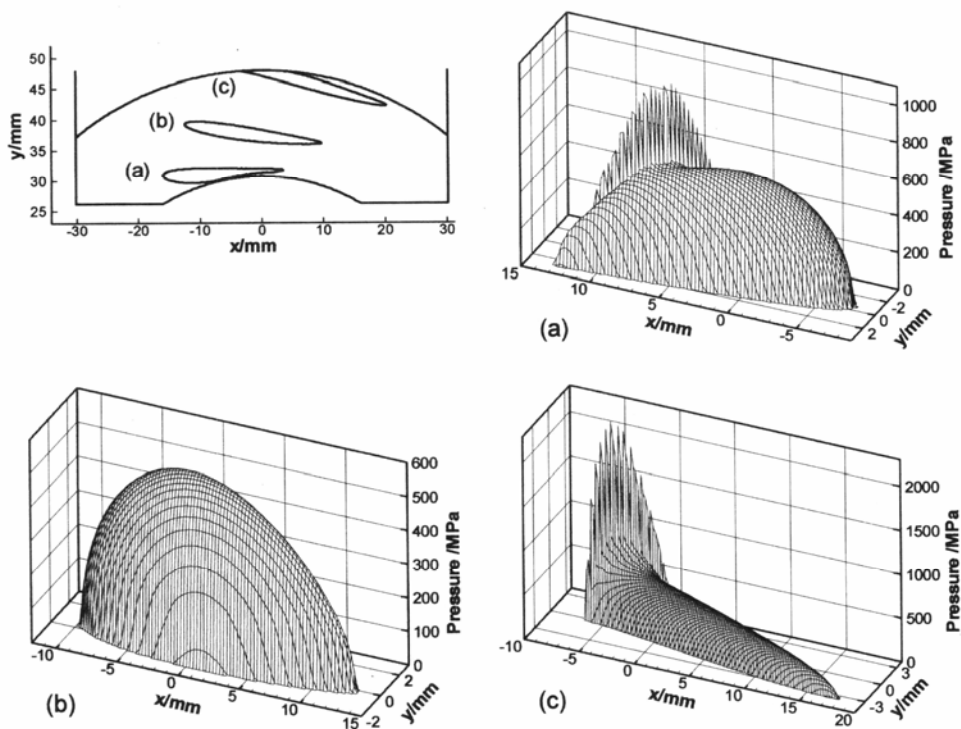
Bathgate a Yates [20] aplikovali elementární teorii EHD mazání liniového kontaktu na šnekový převod spolu s výpočtem mžikové a celkové teploty kontaktu. Fuan a kol. [21] také aplikovali teorii EHD mazání liniového kontaktu na šnekové soukolí a předpověděli hodnoty tloušťky filmu od 0 do 2.5 mikrometru. Ve své práci došli k závěru, že mazání ve střední části kontaktní plochy je nedostatečné z důvodu špatných záběrových podmínek v této oblasti. Úplný EHD model se zahrnutím teplotních vlivů u šnekových kontaktů publikoval Simon [22]. Výsledky jsou dány z hlediska výkonových křivek použitím bezrozměrných mžikových teplot, EHD únosnosti a poměrných třecích faktorů. Detaily tvaru filmu a rozložení tlaku nejsou však v jeho práci ukázány. Simon se dále zabýval především studiem nového typu válcového šnekového ozubení s konkávním profilem šneku, které navrhl [23]. Jeho profil se skládá z dvou kruhových oblouků a je broušený brusným kotoučem. Publikované výsledky [24],[25],[26] ukazují, že nový typ šnekového ozubení má mnohem výhodnější průběhy okamžitých dotykových čar než běžně používané typy šnekových převodů, lepší podmínky pro utváření a tím vyšší únosnost EHD mazacího filmu (obr. 8).

Podrobný popis problematiky modelování jak suchého elastického kontaktu pomocí TCA zahrnující ne-Hertzovskou geometrii kontaktu, tak EHD mazání pomocí modifikované Reynoldsovy rovnice, zahrnující ne-Newtonovské deformovatelné chování maziva publikovali Sharif a kol. [4],[28]. Navržený EHD model umožňuje předpovědět tloušťku mazacího filmu a rozložení tlaku v kontaktu společně s teplotou mazacího filmu a na povrchu ozubení a velikost tření. Tento postup aplikovali na osm ZI soukolí s různými geometrickými parametry. Kong a kol. [29] použitím stejného postupu a rozbohem vypočtených tloušťek filmů pro různé body během záběrového cyklu předpověděli oblasti minimální tloušťky mazacího filmu (obr. 9).



Obr. 8 Únosnost jednotlivých typů šnek. ozubení [27]

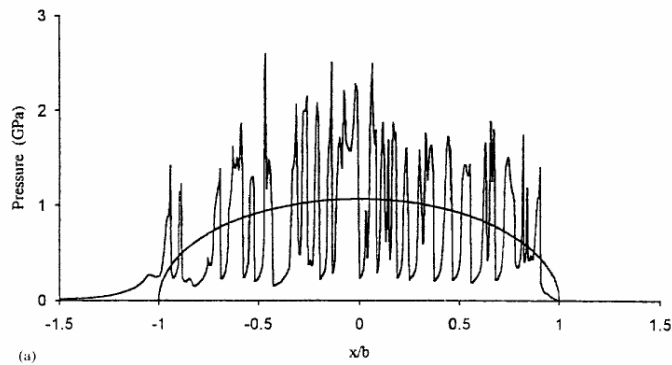




Obr. 9 Tlak v suchém elastickém kontaktu pro 3 různé pozice záběru a) kontakt na špičce zubu kola b) kontakt ve střední oblasti záběru c) kontakt na špičce zubu šneku [5]

Za předpokladu, že podmínky zatížení, rychlosti a teploty jsou příznivé, zuby v ozubení pracují s filmy, které efektivně oddělují jejich povrchy. Nicméně za mnohem náročnějších podmínek nízkých rychlostí, vysokých teplot nebo různých směrů skluzu a valení, kde vznikají relativně tenké filmy, tloušťky filmů předpovězené klasickou EHD teorií mohou být malé v porovnání s drsností třecích povrchů. Ozubení pak pracuje za podmínek označovaných jako „smíšené mazání“. S tím je pak spojena dále popsána problematika vlivu drsnosti na EHD film a s tím spojené procesy vedoucí k porušení soukolí.

V posledním desetiletí bylo dosaženo významného pokroku v modelování drsnosti u EHD kontaktů. První pokusy o modelování mikro-EHD byly založeny na sinusové reprezentaci drsnosti v podmínkách ustáleného stavu. V poslední době se používají výstupy profilometrů získaných u skutečných povrchů. Hlavním problémem u těchto řešení je simulování podmínek, kde je tloušťka mazacího filmu stejného řádu nebo mnohem menší než amplituda drsnosti, jako je to zřejmě u mnoha převodů. Simulace drsných EHD kontaktů, které jsou založeny na Newtonovských mazivech ukazují ostře zvlněné rozložení tlaku s maximálními tlaky typicky dvojnásobně překračující odpovídající Hertzův maximální tlak (obr. 10). Zahrnutí chování ne-Newtonovských maziv a uvážení pohybu drsnosti vzhledem ke kontaktu způsobí redukci tlakového zvlnění, ale také tenčí mazací filmy. Výsledky získané tímto modelem se blíží k reálnému mikro-EHD problému, který se vyskytuje u ozubení, kde výška nerovností třecího povrchu může být více než desetkrát větší než minimální tloušťka filmu.



Obr. 10 Výsledek mikroEHL analýzy - rozložení tlaku v porovnání s Hertzovým tlakem [30]

## 2.2 Zadírání

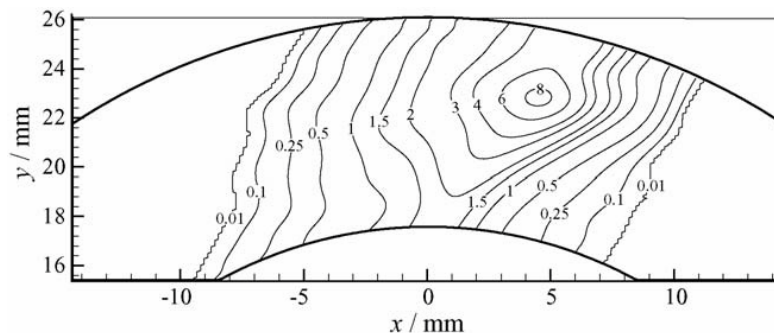
Zadírání je závažným typem porušení povrchu, který se může vyskytnout u převodů pracujících při vysokých rychlostech nebo vysokých teplotách. Ačkoliv nemáme jednoznačné vysvětlení pro mechanismus zadření, ukazuje se, že je spojen se selháním EHD mazacího filmu. Ve snaze zabránit zadírání konstruktér často stanoví použití chemicky aktivních vysokotlakých (EP) aditiv v mazacím oleji, nebo povrchové zpracování ozubených kol, jako kalení, nitridování nebo jejich kombinaci. Patching a kol. [30] experimentálně dokázali, že zlepšení povrchového zpracování u tvrzených a broušených ocelových disků může vést k významnému vylepšení odolnosti proti zadření. Analýzou EHD mezi typickými povrchy zubů v kontaktu naznačili, že zadření může být vysvětleno protržením mazacího filmu díky bočnímu úniku maziva v blízkosti hran nominálního bodového kontaktu.

Za účelem předcházení zadření je v praxi používána kombinace tvrdých a měkkých materiálů, obvykle tvrdý ocelový kalený šnek a měkký šnekové kolo z bronzu. Nevyhnutelný následek tohoto uspořádání je ten, že zuby bronzového kola podléhají postupnému opotřebení, které je mnohem vyšší než u běžných typů ozubení. Avšak s ohledem na ostatní výhody šneků je tato skutečnost tolerována a ve skutečnosti proces zaběhnutí nového soukolí, při kterém dochází k vyšší rychlosti opotřebení, je považován za prospěšný z pohledu pozdějšího provozu a životnosti převodu. Mimořádně zajímavá je kombinace tvrdého ocelového šneku/tvrdeho ocelového kola, která je nyní pokládána jako významná alternativa k tradiční ocel/bronz konstrukci jako prostředek významného zlepšení únosnosti [31].

## 2.3 Mikropitting

S použitím tvrdých materiálů i u šnekových převodů [31] nelze nezmínit problém mikropittingu, který se se vzrůstajícím používáním tvrzených soukolí stává všeobecným předmětem zájmu. Mikropitting je pitting (kontaktní únava) na úrovni drsnosti třecích povrchů, na rozdíl od klasického pittingu, který se objevuje na úrovni nominálního Hertzova kontaktu nebo makrokontaktu. Ačkoliv mikropitting ovlivňuje převody všech typů stává se hlavním problémem u silně zatížených převodů s tvrzenými zuby. Je charakterizován přítomností jemných povrchových důlků, výskytem lokálních plastických deformací a mělkých povrchových trhlin. Takový stav způsobuje významné opotřebení povrchů, vyvolává ztrátu profilu zubu vedoucí ke hlučnosti. Ve vážnějších případech vyvolává zadírání nebo dokonce úplné ulomení zubu.

Příčina mikropittingu stále není úplně objasněna, ale obecně se předpokládá vliv drsnosti povrchu a vysokých napětí mezi nerovnostmi třecích povrchů.



Obr. 11 Obrisy opotřebení zubu kola  $\mu\text{m/s}$  za jeden záběrový cyklus [30]

## 2.4 Opotřebení

Opotřebení u elasto-hydrodynamicky mazaných kontaktů může nastat v důsledku protržení mazacího filmu protilehlými nerovnostmi třecích povrchů, přítomností cizích částic v mazivu, nebo únavovým procesem jako je mikropitting.

Nejnovějším předmětem výzkumu se tak stává detailní modelování opotřebení u EHD kontaktů šnekových převodů, výpočtem rozložení opotřebení na plochách zubu během záběru a určení opotřebení za jeden cyklus záběru. Sharif a kol. [32] ukázali způsoby, pomocí kterých lze analýzu utváření EHD filmu rozšířit o zahrnutí výpočtu stupně opotřebení u každého bodu na povrchu zubu kola. Tato síť opotřebení je potom integrována přes cyklus záběru pro získání opotřebení zubu za rotaci kola. Opotřebení není rovnoměrné a mění velikost kontaktu. Tento účinek opotřebení na geometrii zubu kola je brán v úvahu pomocí přepočítání EHL filmu a rozložení tlaku na konci série opotřebujících etap (nebo kroků) a vypočítaná změna ve tvaru zubu kola je zahrnuta do následných výpočtů. Tímto způsobem může být studován vývoj sítě opotřebení a jeho efekt na kontakt a výkon mazání.

## 2.5 Kontaminace mazacího systému

K selhání mazacího filmu u šnekových převodů může dojít několika způsoby. Jednou z příčin je jistě i nevhodná geometrie dotykových ploch, která vede k utváření tenkých filmů a neúčinnému mazání, což způsobuje velké tření a zahřívání. Při nedostatečném chlazení pak dochází k nadměrnému zahřívání maziva, ztrátě viskozity a kolapsu mazacího filmu. Jinou příčinou může být vniknutí cizí částice mezi kontaktní plochy, čímž může dojít k protržení mazacího filmu. Kromě kontaminace mazacího systému pevnými částicemi, ale může dojít také ke kontaminaci cizími chemickými látkami, které degradují mazací schopnosti maziva. Tímto pak dochází buď ke ztenčení mazacího filmu pokud je kontaminace malá nebo k úplnému selhání mazacího filmu. Nejčastější příčinou je v tomto případě kontaminace vodou. Při nejrozmanitější aplikaci šnekových převodovek jsou převodovky ve velké míře vystaveny působení okolnímu prostředí, např. na lodích ať už jako části čerpadel nebo různých manipulačních mechanismů. V těchto aplikacích existuje velká pravděpodobnost takové kontaminace.

## 3 Emulze

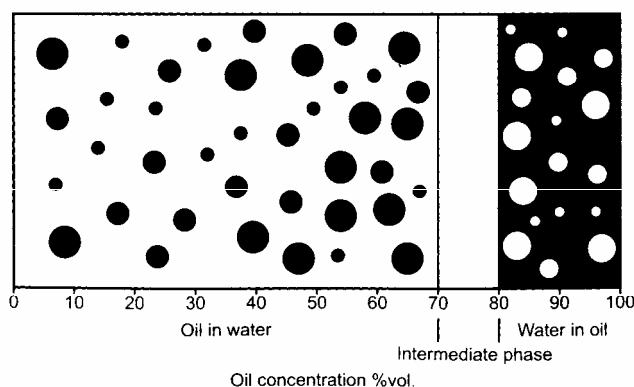
### 3.1 Úvod

Klasická teorie mazání je založena na předpokladu, že mazivo je homogenní, jednosložková tekutina, nicméně tento předpoklad je v praxi často porušen. Voda se může do olejové vany dostat různými způsoby. Břity těsnění kolem rotujících hřídelí mohou umožnit vniknutí vody, voda je běžný produkt spalování v benzínových a naftových motorech a běžná expanze a kontrakce vzduchu v olejové vaně způsobuje kondenzaci vody ze vzduchu. Tyto a další mechanismy dovolují vodě kontaminovat mazací systém. Provoz takto kontaminovaného mechanismu zajistí disperzi obou tekutin takže vzniká jakási emulze.

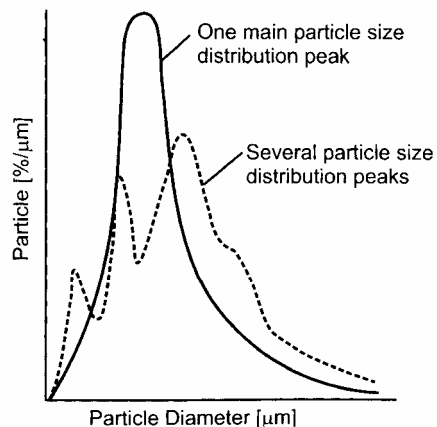
### 3.2 Rozdělení

Emulze může být ve formě emulze oleje ve vodě („oil in water“ - O/W), kde je obvykle malé množství oleje rozptýleno ve vodě, nebo emulze vody v oleji („water in oil“ - W/O), kde je voda rozptýlena v oleji. O který typ emulze se jedná, záleží na tom, zda je disperzním prostředím voda nebo olej, což je u většiny emulzí funkcí koncentrace. Ačkoliv je možné vytvořit O/W emulzi s 99% disperzním podílem, přechodová oblast se často pohybuje mezi 70-80% obsahu oleje v emulzi (obr. 12). Každá forma emulze má jiné vlastnosti a využití. Emulze oleje ve vodě jsou široce používané jako lubrikanty při obrábění kovů. Emulze vody v oleji zajímají tribology jako maziva s nehořlavými vlastnostmi tam, kde je možné riziko požáru, a pro jejich vysokou tepelnou kapacitu, kde se očekává jejich funkce jako chladiva.

Na výsledné chování a vlastnosti emulze nemá vliv pouze koncentrace jednotlivých složek, ale také velikost rozptýlených částic. Na jedné straně, velikost je jeden ze specifických parametrů pro stabilitu emulze, ale na druhé straně je jedním z rozhodujících bodů pro lubrikační účinky a to má značný tribologický význam. Stupeň rozložení disperzní fáze odpovídá velikosti částic, velký stupeň rozptýlení je následkem velmi malých částic. Nevyskytují se však pouze monodisperzní emulze, u kterých je většina částic stejné velikosti, ale také polydisperzní emulze, kde rozložení velikosti částic je velmi široké (obr. 13).



Obr. 12 Závislost fázového přechodu O/W a W/O emulzí na koncentraci oleje [56]



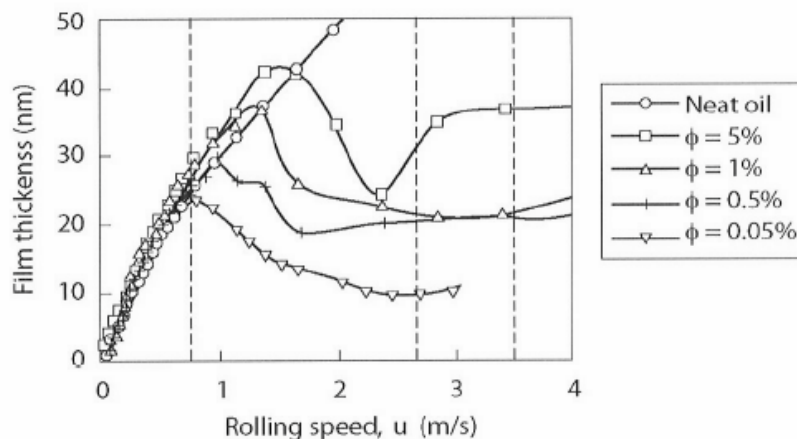
Obr. 13 Rozložení velikosti částic v emulzích [56]

### 3.3 Výzkum a modelování emulzí

Wilson a kol. [33],[34] vyvinuli teoretický model popisující EHD mechanismus O/W emulzí a ukázali, že olej je unášen do kontaktu díky jeho vysoké viskozitě, takže i u O/W emulzí dochází k utváření mazacího filmu.

Teoretickým studiem O/W emulzí se zabývali rovněž Kimura a Okada [35],[36] kteří odvodili, že nezvyklé chování O/W emulzí může být vysvětleno kvantitativně pomocí teorie přednostního zachycování olejových částic. Kvůli afinitě pevného povrchu s olejovou fází, olejové kapičky byly zachyceny povrchem, takže voda byla vyloučena a na vstupu do kontaktní zóny je dostatečné množství maziva. Zhu a kol. [37] a Yang a kol. [38] měřili tloušťku filmu O/W emulzí v závislosti na rychlosti třecích povrchů. Ukázali, že při nízkých rychlostech se emulze chová jako čistý olej. Po překročení první kritické rychlosti tloušťka filmu začíná s růstem rychlosti klesat a po dosažení druhé kritické rychlosti začíná tloušťka filmu opět vzrůstat.

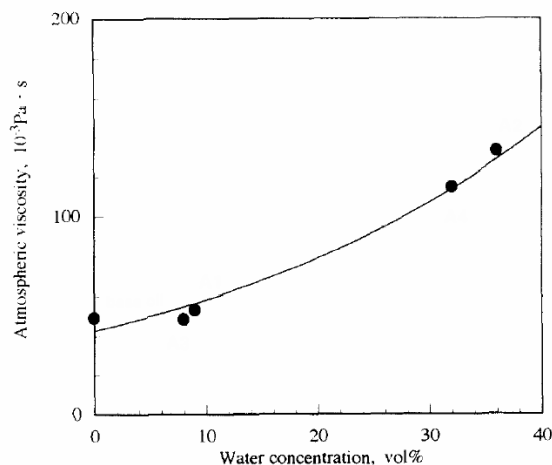
Částečné vysvětlení chování emulzí podává „plate out“ teorie, která předpokládá, že když se kapičky oleje přilepí k povrchu, mají tendenci se rozprostřít do úhlu  $\varphi$  známého jako smáčecí úhel. Tento mechanismus vysvětlil velkou schopnost O/W emulzí utvářet mazací film. Další výzkum byl zaměřen na optimalizaci emulzí a jejich chemickou formulaci za účelem využití „plate out“ efektu.



Obr. 14 Ukázka kritických rychlostí pro různé koncentrace O/W emulzí [29]

Chování W/O emulzí bylo studováno experimentálně převážně optickou interferenční metodou. Hamaguchi a kol. [39] studovali vlastnosti W/O emulzí různých koncentrací pro jejich použití jako nehořlavých lubrikantů. Do tekutého parafínu byla přidána voda a emulgátor pro stabilitu emulze. Používali Hertzovské tlaky 0.7 GPa a rychlost 0.54 m/s s různými koncentracemi emulzí. Došli k závěru, že tloušťka filmu byla téměř nezávislá na koncentraci vody a rozložení velikosti částic, ačkoliv viskozita emulze se s těmito parametry velmi mění. Dalmaz a Godet [40] měřili tloušťku filmu některých nehořlavých tekutin v kluzném bodovém kontaktu. Jedna ze studovaných tekutin byla W/O emulze se 40% vody. Zatížení byla malá, maximální Hertzovy tlaky se pohybovaly mezi 0,12 a 0,19 GPa a rychlost v rozsahu od 0,1 do 3 m/s. Porovnáním výsledků s rovnicí Hamrocka a Dowsona [41] zjistili, že pokud použijí celkovou viskozitu, výsledky experimentu nesouhlasí s teoretickými hodnotami. Naopak dobré shody bylo dosaženo, pokud byla uvažována viskozita základového oleje.

Teoretickým modelováním chování W/O emulzí se mimo jiné zabýval Al Sharif a kol. [42], Wang a kol. [43], Dai a Khonsari [44], Yan a Kuroda [45],[46]. Nicméně plně funkční model prezentovali nedávno až Benner a kol. [47], kteří experimentálně a analyticky vyšetřovali velmi zatížené kontakty mazané W/O emulzí při různých zatíženích a rychlostech a kombinacích skluzu a valení. K měření tloušťky mazacího filmu W/O emulze užíli optickou interferenční metodu pro emulze s obsahem vody do 30% v rozsahu rychlostí od 1 do 4 m/s a zatížení od 0,38 do 0,70 GPa. Výsledky nevykazují žádnou změnu tloušťky filmu v závislosti na úrovni kontaminace. Toto chování bylo předpovězeno i teoretickým řešením.



Obr. 15 Atmosférická viskozita W/O emulzí [53]

## 4 Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je stanovení vlivu kontaminace maziva vodou na funkci mazaného kontaktu v záběru šneku a šnekového kola.

Procesy probíhající v těchto kontaktech budou studovány v modelovém eliptickém kontaktu pomocí dvou experimentálních zařízení. Zařízení R-MAT3 (viz. kapitola 5) bude použito pro studium tření a opotřebení a optický tribometr [48] umožní vizualizovat proces utváření mazacího filmu v kontaktu. Naplnění tohoto cíle předpokládá realizaci těchto dílčích etap:

1. Srovnání materiálů používaných u šnekových kol na základě stanovení jejich tribologických parametrů. Experiment bude simulovat podmínky provozu a záběhu šnekového soukolí 24 hodinovou zkouškou na zařízení R-MAT3.
2. Stanovení tribologických parametrů při mazání vodou a porovnání materiálů vhodných pro provoz ve vodou kontaminovaném prostředí. Podmínky experimentu budou upraveny s ohledem na chování testovaných materiálů.
3. Realizace srovnávacích testů za podmínek předchozí etapy s oleji použitými v první etapě. To umožní vzájemně porovnat hodnoty obou již provedených experimentů.
4. Měření vybraných materiálů ve vodní emulzi, s parametry nastavenými dle experimentu realizovaného ve druhé etapě. Vhodné materiály budou testovány rovněž s parametry nastavenými v první etapě.
5. Stanovení rozložení tloušťky mazacího filmu pomocí optické interferometrie pro zvolenou kontaminaci maziva, na základě předchozích testů. Posouzení vlivu míry kontaminace na funkci mazaného kontaktu.

## 5 Dosažené dílčí výsledky disertační práce

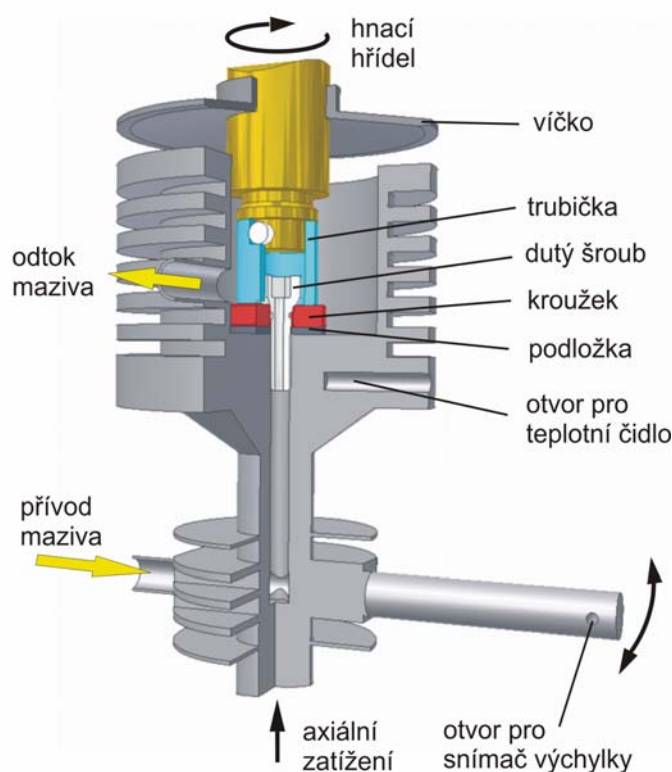
Jak bylo zmíněno v rozboru současného stavu výzkumu, publikace experimentálních výsledků týkající se šnekových převodovek jsou spíše výjimkou. V této části budou popsány dva experimenty týkající se výzkumu tribologických vlastností materiálů používaných pro šneková soukolí.

První experiment se zabývá porovnáním několika bronzových slitin používaných na výrobu věnců šnekových kol. Jednotlivé materiály jsou porovnávány pomocí součinitele tření, který je jedním z hlavních parametrů ovlivňujícím ztráty v ozubení. Dále jsou sledovány další parametry tribologických vlastností, které mají vliv na spolehlivost a životnost ozubení jako je objem opotřebení nebo vliv použitého mazacího oleje. Podrobnější informace a výsledky jsou uvedeny v [49].

Druhý experiment se zabývá porovnáním několika kombinací materiálů vhodných pro použití ve vodě nebo vodou kontaminovaných mazivech. Jedná se o různé typy nerezových materiálů s různými povrchovými úpravami. Zkoušky byly prováděny za úplné absence maziva, pouze ve vodní lázni. Sledovány byly stejné tribologické parametry jako u prvního experimentu. Podrobněji se tomuto experimentu věnuje článek [50].

### 5.1 Zkušební zařízení

Zkoušky tribologických vlastností vybraných materiálových dvojic byly prováděny na upraveném zařízení R-MAT3. Měřicí zařízení je typu „ring on disc“, tedy používané zkušební vzorky mají tvar kroužku a trubky. Jak je patrné z obrázku (obr. 16), kroužek je pevně přitážen šroubem, kterým je přiváděn olej do hliníkové vany, ze které je pak odváděn přepadem. Takto je zajištěno, že kontakt je stále ponořen v mazivu, drážky na trubičce současně umožňují přívod maziva přímo mezi kontaktní plochy. Na kroužek je axiálně přitlačována trubka, která se otáčí. Tím vzniká plošný kontakt tvaru mezikruží. Hlavní výhodou tohoto uspořádání vzorků je, že se plocha kontaktu v průběhu zkoušky



Obr. 16 Uzel zkušebního zařízení R-MAT3



nemění. Kluzný kontakt pracuje pak ve smíšeném mazání. Přebytečné mazivo odvedené přepadem je po přefiltrování vedeno zpět do zkušební uzlu pístovým čerpadlem. Zkušební uzel se v průběhu experimentu značně zahřívá, proto je žebrovaná vana ofukována ventilátorem, který udržuje teplotu oleje uvnitř uzlu v rozsahu dovolených pracovních teplot. V případě druhého experimentu byla provedena výměna uzavřeného olejového mazacího okruhu za vodní čerpadlo a okruh se ztrátovým mazáním.

## 5.2 Podmínky zkoušky

Při hodnocení třecích vlastností dvojic materiálů je třeba dodržet stejné podmínky zkoušky, plochu kontaktu, tvar vzorků použité mazivo, průtok maziva měřícím uzlem, otáčky trubičky (z čehož se odvíjí kluzná rychlost), axiální zatížení (jemuž odpovídá tlak mezi kontaktními plochami), dobu trvání zkoušky, počet měřených vzorků každé materiálové dvojice atd. V průběhu měření se tedy snažíme, aby tyto parametry (pokud není záměrem opak) byly konstantní.

### Experiment 1

Podmínky zkoušky byly původně zvoleny tak, aby co nejvíce odpovídaly náročným podmínkám v kontaktu šneku a šnekového kola. Pracovní podmínky tohoto typu zkoušky „ring-on-disc“ jsou však vlivem vysokých třecích momentů a tím i teplot při vyšším zatížení podstatně omezeny. Proto jsou měření prováděna při provozních podmínkách zaručujících nepřekročení dovolených pracovních teplot použitých olejů. Celková doba měření pro jednu materiálovou dvojici je 24 hodin. Tato doba je rozdělena do 4 etap, z nichž každá reprezentuje určitou fázi postupného zaběhnutí. Podrobnější popis viz [49].

### Experiment 2

Zpočátku nebylo lehké najít vhodnou kombinaci zatížení, otáček a délky zkoušky, která by byla vhodná pro všechny testované materiály. Nakonec byla zvolena výše uvedená kombinace (tab.1) , protože průběh zkoušky byl i u materiálů s horšími výsledky stabilní. Zejména na délce zkoušky je vidět jak náročné podmínky, oproti experimentu 1, při mazání vodou nastávají. Zatímco všechny testované mat dvojice u experimentu 1 by byly schopné dalšího provozu při stanovených podmínkách, u experimentu 2, při několikanásobně menší rychlosti a zatížení by byly schopné pokračovat pouze mat. dvojice s nejlepšími parametry.

Tab.1 Zkušební režim

	Experiment 1	Experiment 2
Mazivo	Shell omala HD320	voda
Průtok maziva	8.6 ml/min	18 ml/min
Otáčky   Kluzná rychlost	2866 min <sup>-1</sup>   3 m/s	477.5 min <sup>-1</sup>   0.5 m/s
Axiální zatížení   tlak	1508 N   8 MPa	0.450kg   0.5MPa
Plocha kontaktu	176.5 mm <sup>2</sup>	176.5 mm <sup>2</sup>
Doba trvání zkoušky	24 hod	10 min
Počet měřených vzorků	5	5

## 5.3 Měřené veličiny

V průběhu každé etapy je připojeným teplotním čidlem snímána teplota, přičemž hliníková vana je za provozu trvale ochlazována ventilátorem, aby se teplota maziva pohybovala v rozsahu dovolených pracovních teplot. Další měřenou veličinou je třecí moment, který je snímán pomocí snímače výchylky připojeného ke konci ramene. Hodnoty momentu potom získáme přepočítáním výchylek přes kalibrační křivku a páku ramene. Opořebení je dáno hmotnostním úbytkem jednotlivých vzorků. Měřeno je váhovou metodou, pomocí rozdílu hmotností vzorku před a po zkoušce s přesností na desetitisícinu gramu.

## 5.4 Charakteristika měřených materiálových dvojic

### Experiment 1

Pro experimenty byly vybrány materiály běžně používané na výrobu šnekových soukolí. Věnc šnekového kola je obvykle vyroben z cínového nebo hliníkového bronzu a šnek je ocelový cementovaný a kalený. Materiál trubky (šneku) je u všech experimentů stejný, aby bylo možné snadno porovnat rozdíly u bronzových materiálů. Jedná se o ocel 14 220.3 cementovanou do hloubky 0,4–0,6 mm a kalenou na  $60 \pm 2$  HRC. Kroužek je bronzový a reprezentuje tedy materiál šnekového kola. K testování byla vybrána většina materiálů používaných k výrobě šnekových kol, jako jsou: CuSn12, CuSn14, CuAl, CuP, ale také další perspektivní „tvrdší“ materiály: CuSn12Ni2, CuSn14Ni1 a CuSn14Ni2, CuZr a Zn slitina.

Pro mazání kontaktu materiálové dvojice při experimentu jsou používány následující oleje: OMV PG220, Shell Omala HD320 a testován je také motorový olej M6AD.

### Experiment 2

V níže uvedené tabulce (tab.2) je přehledně vypsán materiál a jeho chemicko-tepelné zpracování, případně tvrdost povrchu trubičky i kroužku pro všechny zkoušené materiálové dvojice. Pro možnost dalšího porovnání jsme mezi používané nerezové materiály zařadili i dvě kombinace cínových bronzů a kalené oceli použité již v experimentu.1.

Tab.2 Materiálové dvojice

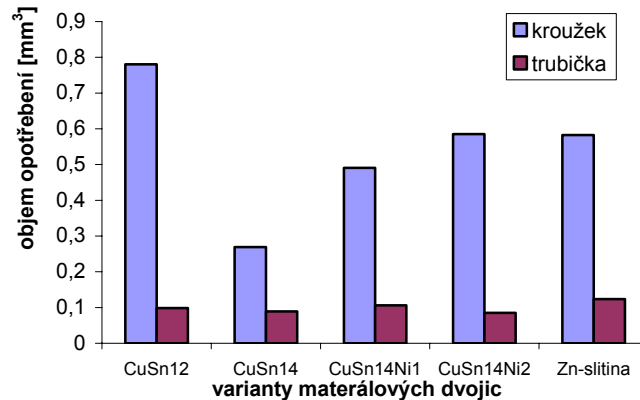
Mat. dvojice	KROUŽEK		TRUBKA	
	Materiál	Povrch vzorku	Materiál	Povrch vzorku
1	CrNiMo/17-12-2	Zpevněný kuličkováním 265-280 HB	CrNiMo/17-12-2	
2	CrNiMo/17-12-2	Nástřík Cr2O3	CrNiMo/17-12-2	
3	CrNiMo/17-12-2	carbonitrooxidace tvrdost 768-797 HV	CrNiMo/17-12-2	carbonitrooxidace tvrdost 768-797 HV
4	CrNiMo/22-5-3	carbonitrooxidace tvrdost 814-864 HV	CrNiMo/22-5-3	tvrdost 329-346 HV
5	CrMo/19-3	Zušlechťený na 345-356 HB	CrMo/17-2	Zušlechťený na 266 HB
6	CuSn14Ni2		14.220	cementováno a kaleno
7	CuSn12		14.220	cementováno a kaleno

## 5.5 Dosažené výsledky

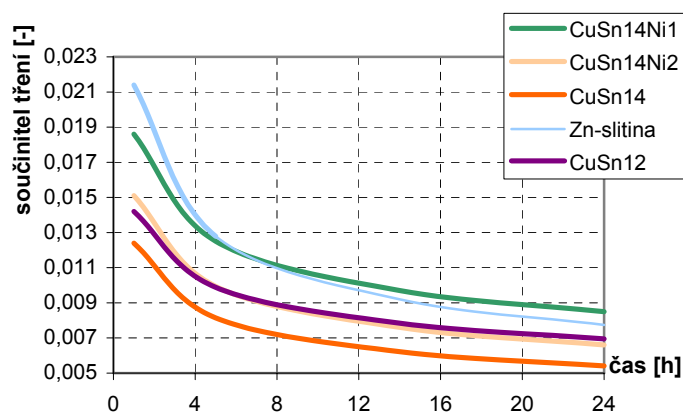
### Experiment 1

Průběh tohoto typu zkoušky je stabilní a klidný, pouze v počáteční fázi dochází k občasným výkmitům měřeného momentu. Z veličin snímaných v průběhu jednotlivých etap jsou pro kroužek a trubku každé testované materiálové dvojice vyčísleny hodnoty hmotnostního úbytku, objemu opotřebení a pro dvojici pak součinitel tření. Výsledky jsou pak porovnány v následujících grafech. Vzhledem ke značné časové náročnosti zkoušek jsou zde uvedeny pouze některé z vybraných materiálů a uvedené výsledky platí pro olej Shell Omala HD320. Jak je zřejmé z obr. 17 velikost opotřebení se u trubiček mění velmi málo, výraznější rozdíly v opotřebení nastávají u měkčího bronzového kroužku. Z těchto vyplývá, že z výše uvedených materiálů má nejmenší hodnoty opotřebení bronz CuSn14.

Obrázek 18 ukazuje průběh změny součinitele tření během zkoušky, což odpovídá postupnému zaběhnutí kontaktních povrchů. Povrchy dosahují rovnovážné drsnosti, takže objem opotřebení a třecí moment postupně klesají. Nejlépe z testovaných materiálů se tedy jeví bronz CuSn14, u kterého jsou jak hodnoty součinitele tření tak objemu opotřebení nejmenší.



Obr. 17 Objem opotřebení jednotlivých mat. dvojic



Obr. 18 Průběh součinitele tření během 24hod zkoušky

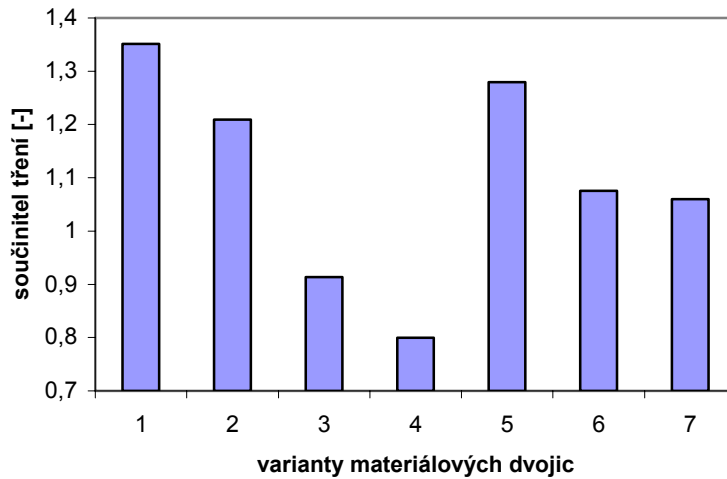
Bronzy s obsahem niklu mají sice horší parametry než CuSn14, ale dosahují o něco lepších výsledků v porovnání s nejpoužívanějším materiálem CuSn12. Zinková slitina dosahuje srovnatelných hodnot s bronzovými materiály.

## Experiment 2

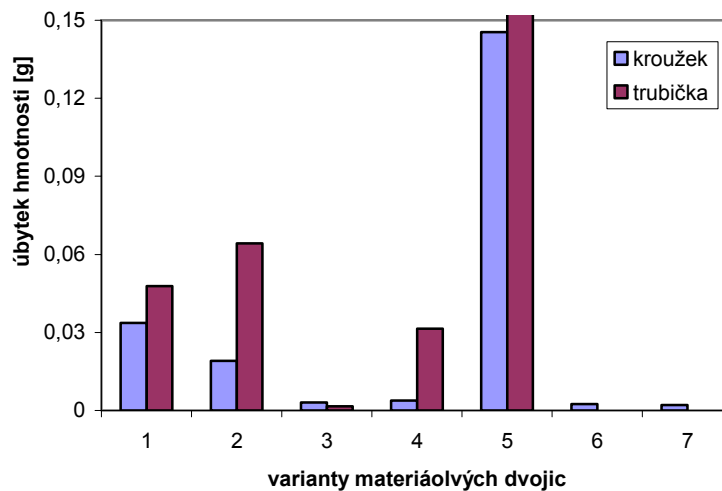
Výsledky experimentů ukázaly, že voda je sice jakési mazivo, ale způsobuje velké zhoršení tribologických parametrů. Při zkouškách všech materiálových dvojic vzniká mezi trubičkou a kroužkem „stick and slip“, což odpovídá charakteristice adhezivního opotřebení, kdy mezi kontaktními plochami dochází k mikrosvarům a jejich následnému usmýknutí a vylomení části povrchu. To je často doprovázeno akustickými projevy.

Jak je zřejmé z obr. 20, nejnižší součinitel tření mají materiálové dvojice 3 a 4, které mají carbonitrooxidovaný povrch, hned po nich se z malým rozdílem pohybují hodnoty obou srovnávacích bronzů. Následuje mat. dvojice 2, 5 a největší součinitel tření má mat. dvojice 1 s tvrdostí pouze 265-280 HB. Oproti tomu tvrdost povrchové vrstvy mat. dvojice 4 se pohybuje mezi 814-864 HV.

V grafu hmotnostních úbytků je na první pohled patrné, že největší úbytek materiálu má mat. dvojice 5. U této dvojice, narozdíl od ostatních, nejspíše docházelo nejen k adhezivnímu opotřebení, ale vlivem pohybu velkého množství otěrových částic v kontaktu, také k opotřebení abrazivnímu. Naopak u mat. dvojic 6 a 7 (obr. 21) není patrný hmotnostní úbytek trubky, to je díky jeho velmi malé záporné hodnotě. U těchto mat. dvojic totiž docházelo k ulpívání částecek bronzového kroužku na tvrdém zakaleném povrchu ocelové trubičky. Jasně nejlepší výsledky můžeme vidět u mat. dvojice 4, ale především u mat. dvojice 3, kde jsou hodnoty úbytků srovnatelné s porovnávanými bronzovými materiály.



Obr. 19 Součinitele tření pro jednotlivé mat. dvojice



Obr. 20 Hmotnostní úbytky jednotlivých mat. dvojic

Nejlépeších výsledků, ze všech měřených nerezových materiálových dvojic dosáhla dvojice 3. Ocel CrNiMo/17-12-2 a carbonitrooxidační povrchová úprava u obou vzorků je tedy nejvhodnější kombinací tribologické dvojice pro kontakt, který pracuje ve vodě. Bronz a cementační oceli jsou určitě lepší než běžné nerezové materiály bez úpravy povrchu, ale nejsou korozivzdorné. S ohledem na experiment [31], který používal stejné materiály pro šnek i kolo, pak můžeme říci, že testy prováděné ve vodě potvrzují, že kombinaci tvrdého a měkkého materiálu (ocel a bronz) lze nahradit kombinací stejných materiálů jak pro šnek, tak pro šnekové kolo. To za předpokladu, že povrchová vrstva bude po chemicko-tepelném zpracování nebo po aplikování povrchové úpravy dosahovat vysokého stupně tvrdosti.

## **6 Závěr**

Toto pojednání ke státní doktorské zkoušce vymezuje téma disertační práce, kterým je studium chování kontaktů v záběru šneku a šnekového kola ve vodou kontaminovaném prostředí. Podává přehled současného stavu a popisuje výsledky experimentálních i teoretických prací, které přispěly k poznání mechanismu mazání, tření a opotřebení u těchto kontaktů. Je zde rovněž definován cíl disertační práce a popsáno pět postupných etap nezbytných k jeho splnění. Výsledky shrnuté v páté kapitole, představují úspěšné završení úvodních dvou etap řešení. Na jejich základě byl naplánován rozsah experimentů zbývajících tří etap, které budou zaměřeny na podrobné studium chování modelových eliptických kontaktů při různých úrovních kontaminace vodou. Úspěšná realizace těchto zbývajících etap umožní splnit cíl disertační práce, tj. stanovit míru kontaminace, při které již není v záběru šneku a šnekového kola utvářen účinný mazací film a dochází k zvýšenému tření a opotřebení třecích povrchů.

## 7 Literatura

- [1] ISO/TR 10828 (1997) Worm gears – geometry of worm profiles. International Organization for Standardization, Geneva
- [2] Nohovec V (1985) Účinnost a ztráty v převodovkách s čelními ozubenými koly. *Strojírnoství* 35, (1): 22-28
- [3] Pažák A (1964) Teoretické vyšetřovanie obecných válcových šnekových súkolesí. Košice
- [4] Sharif KJ, Kong S, Evans HP, Snidle RW (2001) Contact and elasto-hydrodynamic analysis of worm gears: Part 1 Theoretical formulation. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, J. Mech. Eng. Sci.* 215: 817–830.
- [5] Seol IH (2000) The design, generation, and simulation of meshing of worm-gear drive with longitudinally localized contacts. *ASME Journal of Mechanical Design* 122 201–206
- [6] Simon V (2006) Influence of tooth errors and shaft misalignments on loaded tooth contact in cylindrical worm gears. *Mechanism and Machine Theory* 41: 707-724.
- [7] Simon V (2003) Load distribution in cylindrical worm gears. *Mechanisms and Machine Theory* 125: 356-364.
- [8] Litvin FL, Seol IH, Kin V, Lu J, Wang AG, Egelja A, Zhao X, Handschuh RF (1996) Kinematic and geometric models of gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 544–550.
- [9] Litvin FL, Seol IH (1996) Computerized design generation and simulation of modified Involute, Klingelnberg and Fledner type worm-gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 551–555.
- [10] Litvin FL, Kin V (1992) Computerized simulation of meshing and bearing contact for single-enveloping worm-gear drives. *ASME Journal of Mechanical Design* 114: 313–316.
- [11] Tsay CB, Jeng JW, Feng HS (1995) A mathematical model of the ZE type worm gear set. *Mechanism and Machine Theory* 30 (6): 777–789.
- [12] Fang HS, Tsay CB (1996) Mathematical model and bearing contacts of the ZK-type worm gear set cut by oversize hob cutters. *Mechanism and Machine Theory* 31: 271–282.
- [13] Tsay CB, Bair BW (1998) ZK-type dual lead worm and worm gear drives: Geometry. *ASME Journal of Mech. Design* 120: 414-421.
- [14] Tsay CB, Bair BW (1998) ZK-type dual lead worm and worm gear drives: Contact teeth, Contact ratios and kinematic errors. *ASME Journal of Mech. Design* 120: 422-428.
- [15] Litvin FL, Chen JS, Lu J, Handschuh RF (1996) Application of finite element analysis for determination of load share, real contact ratio, precision of motion, and stress analysis. *ASME Journal of Mechanical Design* 118: 561–567
- [16] Shi W, Qin D, Xu W (2004) Meshing control of double-enveloping hourglass worm gearing under the conditions of existing the errors and the load. *Mechanisms and Machine Theory* 39: 61-74.
- [17] Morris SJ (2000) Traction in elliptical point contacts. Ph.D thesis. University of Wales. Cardiff, Wales.
- [18] Greenwood JA (2000) Two-dimensional row of a non-Newtonian lubricant. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part J.* 214: 29-41.
- [19] Kim KH, Sadeghi F (1991) Non-Newtonian elasto-hydrodynamic lubrication of point contact. *Trans. ASME, J. Tribol.* 113: 703-711.
- [20] Bathgate J, Yates F (1970) The application of film thickness, flash temperature and surface fatigue criteria to worm gears. *ASLE Trans.* 13: 21-28.
- [21] Fuan C, Chen Z, Yeuhai S, Jing S (1998) Lubrication basis theory of worm pair and temperature distribution on worm gear surface. *Chin. J. Mech. Eng.* 11: 19-22.
- [22] Simon V (1985) Thermoelasto-hydrodynamic analysis of lubrication of worm gears. *Proceedings of JSLE Int. Tribology Conference Tokyo* 1147-1152.

- [23] Simon V (1994) A new worm gear drive with ground double arc profile. *Mechanisms and Machine Theory* 29: 407-414.
- [24] Simon V (1996) Stress analysis in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanisms and Machine Theory* 31: 1121-1130.
- [25] Simon V (1996) Displacements in worm gears with ground concave worm profile. *Mechanisms and Machine Theory* 31: 1131-1140.
- [26] Simon V (1997) EHD lubrication characteristics of a new type of ground cylindrical worm gearing. *ASME Journal of Mechanical Design* 119: 101–107.
- [27] Simon V (1998) Characteristics of a new type of cylindrical worm gear drive. *ASME Journal of Mechanical Design* 120: 139–146.
- [28] Sharif KJ, Kong S, Evans HP, Snidle RW (2001) Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears: Part 2 Results. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, J. Mech. Eng. Sci.* 215: 831–846.
- [29] Kong S, Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW (2001) Elastohydrodynamics of worm gear contact. *ASME Journal of Tribology* 123: 268–275.
- [30] Patching MJ; Evans HP; Snidle RW (1996) Micro-EHL analysis of ground and superfinished steel discs used to simulate gear tooth contacts. *Tribology Transactions*, 39: 595-602.
- [31] Arunkumar D, Suryanarayana M, Mayuram MM (1998) Durability and performance evaluation of surface treated worm drives of similar material pair. *Tribology International* 31: 385–392.
- [32] Sharif KJ, Evans HP, Snidle RW (2006) Prediction of the wear pattern in worm gears. *Wear*.
- [33] Wilson WRD, Sakaguchi Y, Schmid SR (1993) A dynamic concentration model for lubrication with oil-in-water emulsions. *Wear* 161: 207-212,
- [34] Wilson WRD, Sakaguchi Y, Schmid SR (1994) A mixed flow model for lubrication with emulsions. *Tribology Transactions* 37: 543-551,
- [35] Kimura Y, Okada K (1987) Film thickness at elastohydrodynamic conjunctions lubricated with oil-in-water emulsions. *Proc. Of the IMechE, C 176/87: 85-90,*
- [36] Kimura Y, Okada K (1989) Lubricating properties of oil-in-water emulsions. *Tribology Transactions* 32: 524-532,
- [37] Zhu D, Biresaw G, Dark SJ, Kasun TJ (1994) Elastohydrodynamic lubrication with o/w emulsions. *Transactions of the ASME* 116: 310-320,
- [38] Yang H, Schmid SR, Kasun TJ, Reich RA (2004) Elastohydrodynamic film thickness and tractions for oil-in-water emulsions. *Tribology Transactions* 47: 123-129,
- [39] Hamaguchi H, Spikes H A, Cameron (1977) Elastohydrodynamic properties of water in oil emulsions. *Wear* 43: 17-24,
- [40] Dalmaz G, Godet M (1978) Film thickness and effective viscosity of some fire resistant fluids in sliding point contact. *ASME Journal of Tribology Technology* 100: 304-308,
- [41] Hamrock BJ, Dowson D (1977) Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. *ASME Journal of Lubrication Technology* 99: 264-276,
- [42] Al-Sharif A, Chamniprasart K, Rajagopal KR, Szeri AZ (1993) Lubrication with binary mixtures: Liquid-liquid emulsion. *ASME Journal of Tribology* 115: 46-55.
- [43] Wang SH, Al-Sharif A, Rajagopal KR, Szeri AZ (1993) Lubrication with binary mixtures: Liquid-liquid emulsion in an EHL conjunction. *ASME Journal of Tribology* 115: 515-522,
- [44] Dai F, Khonsari MM (1994) A theory of hydrodynamic lubrication involving the mixture of two fluids. *ASME Journal of Applied Mechanics* 61: 634-641,
- [45] Yan S, Kuroda S (1997) Lubrication with emulsion: first report, the extended Reynolds equation. *Wear* 206: 230-237,
- [46] Yan S, Kuroda S (1997) Lubrication with emulsion II. the viscosity coefficients of emulsions. *Wear* 206: 238-243,
- [47] Benner JJ, Sadeghi F, Hoepflich MR, et al. (2006) Lubricating properties of water in oil emulsions. *Journal Of Tribology-Transactions Of The Asme* 128: 296-311.

- [48] Kolektiv UK. *Tribometr pro studium chování velmi tenkých mazacích filmů* [online]. [cit. 2006-06-08] <<http://uk.fme.vutbr.cz/index.php?akce=80&sekce=vyzkum&ln=cs&stranka=3>>
- [49] Koutný D (2004) The assesment of tribological bronze's properties used for toothed rim worm gears. Soutěž vědeckých a výzkumných prací doktorandů FSI , Brno
- [50] Koutný D (2005) Tribologické hodnocení materiálů použitých v kontaktu mazaném vodou. 46. mezinárodní konference kateder částí a mechanismů strojů, Liberec,
- [51] Snidle RW, Evans HP, Alanou MP (2000) Gears: elastohydrodynamic lubrication and durability. Proc. Instn. Mech. Engrs. 214, Part C: 39-50.
- [52] Yang H; Schmid SR; Kasun TJ; Reich RA (2004) Elastohydrodynamic Film Thickness and Tractions for Oil-in-Water Emulsions. Tribology Transactions 47: 123-129.
- [53] Liu W, Dong D, Kimura Y, Okada K (1994) Elastohydrodynamic lubrication with water-in-oil emulsions. Wear 179: 17-21.
- [54] Wang W, Chen H, Hu Y, Wang H (2006) Effect of surface roughness parameters on mixed lubrication characteristics. Tribology International 39: 522–527.
- [55] Epstein D; Keer LM; Wang QJ; Cheng HS; Zhu D (2003) Effect of surface topography on contact fatigue in mixed lubrication. Tribology Transactions; 46: 506-513.
- [56] Mang T, Dresel W (2001) Lubricants and lubrication. WILEY-VCH GmbH, Weinheim.