VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

CHOVÁNÍ KLUZNÝCH LOŽISEK ŘADOVÉHO PĚTIVÁLCOVÉHO MOTORU PŘI RŮZNÝCH PROVOZNÍCH PODMÍNKÁCH

BEHAVIOUR OF PLAIN BEARINGS UNDER VARIOUS WORKING CONDITIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — JIŘÍ LÁBUS
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.
SUPERVISOR

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Lábus Jiří

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

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

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

Chování kluzných ložisek řadového pětiválcového motoru při různých provozních podmínkách

v anglickém jazyce:

Behaviour of Plain Bearings under Various Working Conditions

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvořte výpočtový model klikového mechanismu pětiválcového motoru v multi-body systému. Jednotlivé vazby modelujte pomocí kluzných ložisek. Analyzujte chování kluzných ložisek při různých provozních podmínkách.

Cíle diplomové práce:

Vytvoření výpočtového modelu klikového mechanismu v MBS systému s různými modely hydrodynamických ložisek na hlavních a klikových čepech. Provedení výpočtových analýz klikového mechanismu s ohledem na chování kluzných ložisek.

Seznam odborné literatury:

[1] Genta, G.: Vibration of Structures and Machines, Practical Aspects. Springer Verlag, New York, USA, 1993
[2] Boháček, F. a kol.: Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie a ložiska, PC – DIR, Brno, 1996.
[3] Butenschön, H.: Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationär Belastung. Karlsruhe, TUK – FfM, 1976

Vedoucí diplomové práce:Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 15.10.2007

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT 10

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.	doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Ředitel ústavu	Děkan fakulty

Anotace

Diplomová práce je věnována problematice kluzných ložisek klikové hřídele řadového pětiválcového motoru. Hlavní část se zaměřuje na popis jejich chování při různých provozních podmínkách. Pro potřeby simulace hydrodynamických ložisek je vytvořen virtuální model klikového mechanizmu. Další část se zabývá problematikou konstrukce ložiskových pánví. Je vytvořen přehled ložiskových materiálů a stručně popsán technologický postup výroby pánve kluzného ložiska. Pro pochopení složité problematiky hydrodynamického mazání je odvozena Reynoldsova diferenciální rovnice a nastíněn postup výpočtu dynamicky zatížených ložisek. V závěrečné části práce jsou prezentovány nejzajímavější výsledky získané z výpočtových analýz.

Klíčová slova

Kluzné ložisko, hydrodynamické mazání, multibody systém, klikový mechanismus, polární diagram zatížení ložiska, trajektorie středu čepu ložiska

Annotation

This diploma thesis is devoted to problems of crankshaft plain bearings at five-cylinder in-line engine. Document body describes behaviour of plain bearings under various working conditions. To needs of the hydrodynamic bearings simulations is created the cranktrain virtual model. Next part of hereof document deals with problems of bearing shell design. Is created survey of the bearing materials and shortly described technological processing of shell bearing. To understand complicated problems hydrodynamic lubrication is derived Reynolds differential equation and foreshadowed succession calculation dynamically loaded bearings. In final parts of this thesis are presented most interesting results obtained from computational analysis.

Keywords

Plain bearing, hydrodynamic lubrication, multibody system, cranktrain, bearing load polar diagram, pin bearing trajectory

Bibliografická citace

LÁBUS, J. *Chování kluzných ložisek řadového pětiválcového motoru při různých provozních podmínkách.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně za použití uvedené literatury, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D.

V Brně 22. 5. 2008

Jiří Lábus
…………………..……
Jiří Lábus

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení a cenné rady, které mi byly během tvorby diplomové práce velice užitečné. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě při tvorbě diplomové práce podporovali.

Obsah Strana

Úvod 13

1 HYDRODYNAMICKÁ KLUZNÁ LOŽISKA KLIKOVÉ HŘÍDELE SPALOVACÍHO MOTORU 14

1.1 ZÁKLADNÍ PRINCIP FUNKCE HYDRODYNAMICKÉHO KLUZNÉHO LOŽISKA 14
1.2 KONSTRUKCE HYDRODYNAMICKÉHO KLUZNÉHO LOŽISKA 15
1.3 POŽADAVKY KLADENÉ NA HYDRODYNAMICKÁ KLUZNÁ LOŽISKA 16
1.4 MATERIÁLY HYDRODYNAMICKÝCH KLUZNÝCH LOŽISEK 16
1.4.1 Přehled materiálů používaných na hydrodynamická kluzná ložiska 16
1.4.2 Současný vývoj a moderní řešení konstrukce hydrodynamických kluzných ložisek 17
1.4.3 Příklady aktuálně používaných konstrukčních materiálů pro kluzná ložiska 17
1.4.3.1 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní ložiska (KS R20) 18
1.4.3.2 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní ložiska (KS R21) 21
1.4.3.3 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní a ojniční ložiska (KS R30) 22
1.4.3.4 Vysoce únosný, bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní a ojniční ložiska (KS R45) 24
1.4.3.5 Vysoce odolný, bezolovnatý ocelo – bronzový kompozitní materiál s naneseným povlakem polymeru (KS S803P) 27
1.4.3.6 Vysoce odolný, bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naneseným povlakem polymeru pro výrobu hlavních a ojničních ložisek spalovacích motorů (KS X20P) 30
1.4.3.7 Vysoce únosný, bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naprašovanou kluznou vrstvou pro hlavní a ojniční ložiska (KS X20R) 33
1.4.3.8 Bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naprašovanou vrstvou pro výrobu hlavních a ojničních kluzných ložisek spalovacích motorů vyžadujících nejvyšší výkony (KS X20T) 35

2 ZÁKLADNÍ POJMY HYDRODYNAMICKÉ TEORIE A VÝPOČTU KLUZNÝCH LOŽISEK SPALOVACÍCH MOTORŮ 38

2.1 ODVOZENÍ REYNOLDSOVI HYDRODYNAMICKÉ ROVNICE 38
2.1.1 Rovnice vztlaku mazací kapaliny mezi skloněnými rovinami 38
2.1.2 Obecná Reynoldsova rovnice hydrodynamického mazání 44
2.2 METODY VÝPOČTU HYDRODYNAMICKÝCH KLUZNÝCH LOŽISEK 47
2.2.1 Radiální ložiska s hydrodynamickým mazáním dynamicky zatížená 49
2.2.1.1 Metoda Hollandova 50

3 MODELY LOŽISEK V MULTIBODY SYSTÉMU ADAMS - ENGINE 50

3.1 3D MODEL HYDRODYNAMICKÉHO LOŽISKA 52

4 SESTAVENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU V MULTIBODY SYSTÉMU ADAMS - ENGINE 53

4.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY KLIKOVÉHO MECHANISMU 55
4.2 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU 56
4.3 POŘADÍ ZAPALOVÁNÍ 56

4.4 KLIKOVÁ HŘÍDEL 57

5 VLIV RŮZNÝCH PROVOZNÍCH PODMÍNEK NA CHOVÁNÍ HYDRODYNAMICKÝCH LOŽISEK 58

5.1 VLIV TYPU KLIKOVÉ HŘÍDELE NA MINIMÁLNÍ VÝŠKU MAZACÍ MEZERY 58

5.1.1 Minimální výška mazací mezery na hlavních ložiscích klikové hřídele 59

5.1.2 Minimální výška mazací mezery na ojničních ložiscích klikové hřídele 62

5.2 VLIV VISKOZITNÍHO INDEXU OLEJE NA MINIMÁLNÍ VÝŠKU MAZACÍ MEZERY 65

5.2.1 Viskozita oleje 65

5.2.2 Volba vhodné viskozity oleje 67

5.2.3 Minimální výška mazací mezery pro různé viskozitní indexy 68

5.2.3.1 Minimální výška mazací mezery – hlavní ložiska klikové hřídele 68

5.2.3.2 Minimální výška mazací mezery – ojniční ložisko klikové hřídele 71

5.3 POLÁRNÍ DIAGRAMY ZATÍŽENÍ A RELATIVNÍ EXCENTRICITY HLAVNÍCH LOŽISEK KLIKOVÉ HŘÍDELE 72

5.4 POLÁRNÍ DIAGRAMY ZATÍŽENÍ A RELATIVNÍ EXCENTRICITY OJNIČNÍHO LOŽISKA KLIKOVÉ HŘÍDELE 74

5.5 VELIKOST HYDRODYNAMICKY ÚČINNÉ ÚHLOVÉ RYCHLOSTI NA HLAVNÍCH A OJNIČNÍCH LOŽISKÁCH KLIKOVÉ HŘÍDELE 77

5.6 POROVNÁNÍ DVOUROZMĚRNÉHO A TŘÍROZMĚRNÉHO MODELU KLUZNÝCH LOŽISEK 78

Závěr 80

Seznam použitých zdrojů 81

Seznam použitých symbolů a zkratek 83

Úvod

V roce 1860 belgický vynálezce žijící v Paříži Jean Joseph Etienne Lenoir (1822 - 1900) sestrojil první použitelný plynový motor s vnitřním spalováním. Od té doby již uplynulo více jak 148 let. Spalovací motor tak prošel mnoha lety vývoje a stal se nejrozšířenější pohonnou jednotkou na světě. Intenzivní vývoj v této oblasti však pokračuje i nadále. Neustále jsou kladeny stále přísnější požadavky na snižování emisí výfukových plynů. Je nutné zvyšovat hospodárnost provozu z důvodu stále rostoucí ceny fosilních paliv. Zároveň je však potřeba zachovat jeho nízkou cenu a požadovanou spolehlivost. Tyto a mnohé další vlivy nutí výrobce pokračovat v intenzivním výzkumu a zavádět moderní technologie na nových pohonných jednotkách.

S rozvojem výpočetní techniky se tak otevřela možnost i pro tuto oblast výzkumu a vývoje. Dnes máme k dispozici komplexní nástroje pro vytváření virtuálních modelů spalovacího motoru. Stále roste výkon výpočetního hardwaru a současně dokonalost softwarových programů. Díky tomu je možno celý proces od návrhu až po konečnou podobu motoru podstatně zjednodušit a vyvíjet pouze ve virtuálním prostředí. Do reálné výroby tak vstupuje už kompletně odladěný a optimalizovaný motor, který již v podobě prototypu splňuje náročné zátěžové testy. V konečném důsledku tak dochází ke snížení nákladů, což se projeví na výsledné ceně určené pro koncového zákazníka.

Na jednu z mnoha oblastí, pro kterou lze s výhodou využít výpočetní techniku je zaměřena i tato diplomová práce. Jejím úkolem je objasnit problematiku hydrodynamických kluzných ložisek. Ty se používají pro uložení čepu otáčejícího se v pouzdru či pánvi. Hlavním předmětem zájmu je však uložení klikové hřídele ve čtyřdobých spalovacích motorech. Stále rostou výkonové a momentové charakteristiky vyspělých benzinových a vznětových motorů. Naproti tomu je požadována vysoká odolnost kluzného uložení. Ložiska většinou musí bez opravy vydržet po celou dobu životnosti motoru. Kvůli těmto okolnostem je tak nutné vyvinout ložiskové materiály s výjimečnými vlastnostmi. Potřebujeme takové , které odolají vysokému měrnému tlaku, mají nízké hodnoty opotřebení a malý koeficient tření. Dále je důležité dokonale porozumět procesům, které vznikají při hydrodynamickém kontaktu dvou těles. Matematický popis těchto pochodů je velice obtížný. Nicméně výrazné pokroky jsou činěny i v této oblasti. Stále zdokonalování hydrodynamických modelů vede k přesnějšímu popisu pohybu čepu v ložiskovém pouzdru. Již dnes jsou na trhu dostupné komerční softwary, které umí takovéto chování úspěšně popsat a umožní tak optimalizovat hodnoty tvaru a rozměru kluzného uložení.

Hlavní část diplomové práce je tedy zaměřena na využití počítačové techniky a moderního simulačního softwaru k popisu chování kluzných ložisek. Vše je ukázáno na řadovém pětiválci o zdvihovém objemu 1.99 dm^3. Pro potřeby simulací byl použit multibody systému ADAMS – Engine. V něm byl postaven virtuální klikový mechanismus a provedeny jeho analýzy. Je ukázán vliv různých parametrů na trajektorii čepu kluzného ložiska, odlišný přístup výpočtu jednotlivých matematických modelů, atd. Pro pochopení podstaty kapalinného tření je odvozena obecná Reynoldsova diferenciální rovnice hydrodynamického mazání. Aby byla problematika kluzných ložisek popsána v co nejširším rozsahu, byl vytvořen ucelený přehled používaných materiálů na výrobu ložiskových pánví, představeno současné konstrukční řešení a popsána jejich technologie výroby.

1 Hydrodynamická kluzná ložiska klikové hřídele spalovacího motoru

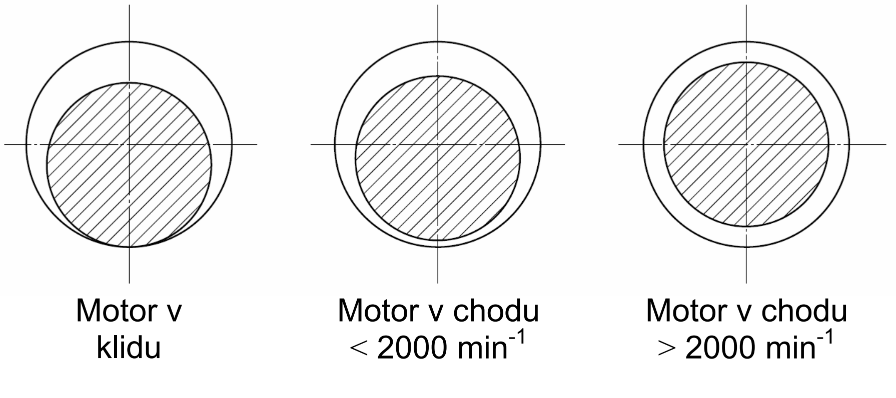
Hlavním úkolem kluzných ložisek je zabezpečit rotační pohyb hřídele, přenášet radiální i axiální síly a současně odvádět teplo z ložiska. Díky svojí rozebíratelnosti umožňuje výrobu klikových hřídelí pro větší počet válců v jediném kusu. V moderních spalovacích motorech jsou vystavena velkému namáhání. Mechanické nároky kladená na kluzná ložiska spalovacích motorů jsou tedy velmi vysoké.

Dříve používaná ložiska pro uložení klikového hřídele v bloku motoru i ložiska ojniční byla vyráběna v podobě dvoudílné bronzové pánve vylité 2 ÷ 3 mm silnou vrstvou ložiskového kovu. Vnitřní, kluzný povrch ložiska se opracovával pouze nahrubo a k příslušnému čepu se přizpůsoboval zaškrabáváním. Životnost těchto ložisek byla v důsledku deformace ložiska a vrstvy ložiskového kovu poměrně malá a v průběhu životnosti motoru se musela často renovovat.

Po druhé světové válce se rozšířilo používání hydrodynamických ložisek s tenkostěnnými nebo tlustostěnnými ocelovými pánvemi jejichž životnost odpovídala životnosti pístní skupiny motoru.

1.1 Základní princip funkce hydrodynamického kluzného ložiska

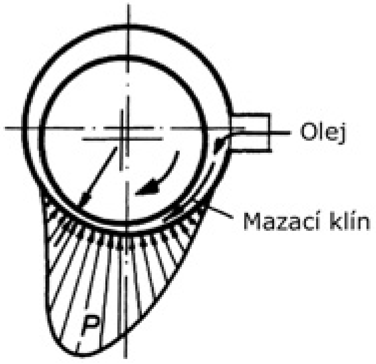
Hydrodynamické ložisko je řešeno tak, že za provozu je mezi čepem a stěnou ložiska trvale udržována vrstva mazacího oleje a tření je pouze kapalinné. V kontaktu se stěnou ložiska je čep pouze za klidu, startování a doběhu motoru , viz obr. 1.



Obr. 1 Poloha hydrodynamického kluzného ložiska klikové hřídele [21]

Mazání kluzného ložiska se děje podle hydrodynamického principu, který bude odvozen podrobněji v kapitole 2 a lze ho jednoduše vysvětlit např. takto: Je-li motor v klidu, spočívá ložiskový čep svou vahou na pánvi ložiska. Po spuštění motoru se hřídel otáčí a krátkou dobu probíhá smíšené tření. Vnikne-li do ložiska olej – vstup oleje se nachází před uložením čepu v ložiskové pánvi – začne ho čep unášet . Klínovité zúžení mezery mezi čepem a pánví ložiska vyvolává vysoký tlak, který „vytlačí“ čep na vrstvu oleje, takže mezi čepem a pánví nastává kapalinové tření a opotřebení ložiska je nulové. Tento vysoký tlak (80 až 100

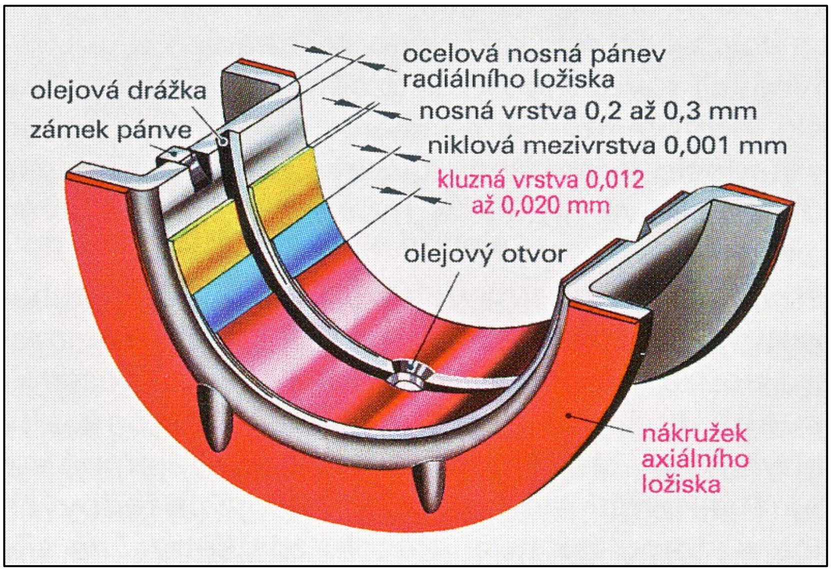
MPa) vytváří sílu, která působí proti síle pístu, vyvolané působením spalovacího tlaku na plochu pístu (její hodnota je určena násobkem těchto veličin). Čím vyšší je kluzná rychlost – rostoucí otáčky hřídele – tím větší je tlak mazacího oleje, který se tvoří v mazací mezeře. Obr. 2 znázorňuje rozložení tlaku, vznikající v ložisku v důsledku klínovitosti mazací mezery. Pro vytvoření mazacího klínu v kluzném ložisku je vyžadována určitá vůle – rozdíl mezi průměrem čepu ložiska a průměrem ložiska (toleranční rozměry).



Obr. 2 Rozložení hydrodynamického tlaku v kluzném ložisku [21]

1.2 Konstrukce hydrodynamického kluzného ložiska

Odhlédneme-li od několika výjimek, bývají kluzná ložiska konstruována jako sdružená. Princip konstrukce sdruženého ložiska, v tomto případě se třemi vrstvami, ukazuje obr. 3.



Obr. 3 Konstrukce sdruženého kluzného ložiska [21]

Základním nosným prvkem je ocelový nosič. U tenkostěnných ocelových pánví je poměr tloušťky stěny pánve k jejímu průměru menší jak 0,2 až 0,3. Tlustostěnné pánve mají tento poměr vyšší a používají se převážně u velkých vznětových motorů.

Tenkostěnné ocelové pánve o tloušťce 1,5 až 2 mm se používají u běžných vozidlových motorů. Jsou tvořeny ocelovým nosičem na němž je nalita, naválcována případně sintrována základní vrstva ložiskového kovu tzv. výstelka. První ocelové pánve byly dvouvrstvé nyní se používají tří čtyř a vícevrstvé pánve. Požadavky na výstelky ložiskových pánví vyplývají z jejich zatížení.

1.3 Požadavky kladené na hydrodynamická kluzná ložiska

Velmi náročné požadavky, kladené na kluzná ložiska a jejich výstelky, vyplívají z jejich zatížení a pracovních podmínek. Třecí plocha ložiska je namáhána dynamickými tlakovými účinky za zvýšené teploty. Musí být tedy odolná proti únavovému namáhání . V důsledku mazání olejem, který je postupně znehodnocován zplodinami hoření a palivem proniklými do klikové skříně motoru ze spalovacího prostoru, musí být povrch ložiska odolný proti korozi. Dále musí povrch výstelky pohlcovat tvrdé částice, které se do ložiska dostanou s mazacím olejem a musí taktéž dobře snášet mezní stavy provozu ložiska , jako je polosuché tření při startu a doběhu motoru, tzv. nouzovém chodu motoru. Důležitá je také nízká citlivost k zadírání a velká dosažitelná přesnost při lícování.

1.4 Materiály hydrodynamických kluzných ložisek

1.4.1 Přehled materiálů používaných na hydrodynamická kluzná ložiska

Možností, jak ovlivnit jednotlivé parametry kluzného ložiska za účelem zvýšení životnosti, není mnoho. Jeden z nejvýznamnějších vlivů, kterým se dá tento parametr ovlivnit, je správná volba typu materiálu a jejich vhodná kombinace. Při vývoji hydrodynamických kluzných ložisek je kladen důraz na použití vysoce kvalitních materiálů. Ty musí být schopny odolávat extrémním pracovním podmínkám. Správný výběr závisí na mnoha okolnostech a je tedy složité určit, jaký materiál je nejvhodnější. Pro kluzná ložiska spalovacích motorů se v současnosti používají, či v minulosti používaly, materiály o následujícím složení:

- bílá kompozice na bázi cínu – nemusí být kalený čep, max. měrný tlak 12 MPa, velmi trvanlivá, měkká, dobrý záběh.
  Příklad složení: 80 Sn, 12 Sb, 6 Cu, 2 Pb.
  Tvrdost: 27 HB při 20 °C, 10 HB při 100 °C.

- bílá kompozice na bázi olova – nemusí být kalený čep, max. měrný tlak 16 MPa, do obvodové rychlosti 4 m/s.
  Příklad složení: 73 Pb, 16 Sb, 10 Sn, 1 Cu .
  Tvrdost: 23 HB při 20 °C, 9 HB při 100 °C .

- bronz na bázi olova – málo odolný proti opotřebení, odolný při poruchách mazání.
  Příklad složení: 74 Cu, 25 PB, 1 Sn .
  Tvrdost: 50 HB při 20 °C, 47 HB při 100 °C

- bronz na bázi Pb-Sn: olovo zlepšuje vlastnosti při suchém nouzovém tření (spouštění motoru), vhodný pro pouzdra pístních čepů.
  Příklad složení: 80 Cu, 10 Pb, 10 Sn .
  Tvrdost: 75 HB při 20 °C, 67 HB při 100 °C .

- <u>bronz na bázi cínu</u> – příklad složení: 88 Cu, 10 Sn, 2 Zn.
  Tvrdost: 85 HB při 20 °C. Tvrdý materiál, kluzná ložiska málo zatížená, nízká obvodová rychlost.

  Další příklad: 92 Cu, 8 Sn.
  Tvrdost: 80 HB při 20 °C; vhodný pro vysoká zatíženi a nedostatek mazacího oleje, vhodný jako výstelka tenkostěnných ložisek.

- <u>bronz na bázi PbSn Zn</u> – příklad složení: 83 Cu, 6 Pb, 7 Sn, 4 Zn.
  Tvrdost: 75 HB při 20 °C, 65 HB při 100 °C. Vhodný pro střední namáhání.

- <u>mosaz</u> – příklad složení: 68 Cu, 31 Zn, 1 Si.
  Tvrdost: 9 HB při 20 °C. Nevhodné pro vyšší teploty, někdy náhrada cínových bronzů, pouze pro nízké měrné tlaky (do 7 MPa).

- <u>Al – bronz</u> – přiklad složení: 88 Cu, 9 Al, 3 Mn.
  Tvrdost: 110 HB při 20 °C, stejný součinitel délkové roztažnosti jako u slitin Al, vhodný jako pouzdro do skříní z Al – slitin.

- <u>Al - slitiny</u> – příklad složení: 1 Cu, 85 Al, 12 Si, 1 Ni, 1Mn.
  Tvrdost: 110 HB při 20 °C, 100 HB při 100 °C, vhodné pro nízké obvodové rychlosti.

- <u>naválcovaná Al vrstva</u> – příklad složení: 1 Cu, 6 Sn, 90 Al, 3 Si.
  Tvrdost: 40 HB při 20 °C, 30 HB při 100 °C. Použitelné pro vysoké tlaky (do 35 MPa), dobré kluzné vlastnosti.

- <u>galvanické vrstvy</u> – příklad složení: 2 Cu, 88 Pb, 10 Sn.
  Tvrdost: 50 HB při 20 °C. Vhodné pro moderní třívrstvá ložiska, tloušťka vrstvy 0,01 - 0,03 mm, velmi jemné zrno slitiny.

- <u>stříbrná vrstva</u> – až do měrného tlaku 50 MPa, výborné kluzné vlastnosti.

1.4.2 Současný vývoj a moderní řešení konstrukce hydrodynamických kluzných ložisek

Současný celosvětový trend v průmyslu vede k používání netoxických a životnímu prostředí ohleduplných výrobků. Proto i firmy, zaměřené na výrobu kluzných ložisek pro spalovací motory, hledají stále nová technologická řešení, která umožní použití ekologických a snadno recyklovatelných materiálů. Ložiskové výstelky obsahují pro zlepšení kluzných vlastností olovo. To však v dnešní době nesplňuje přísné normy a muselo být nahrazeno. Současné spalovací motory jsou již osazovány bezolovnatými kluznými ložisky.

Příklady těchto nově vyvinutých materiálů a z nich zhotovených hydrodynamických ložisek jsou uvedeny v následujícím textu.

1.4.3 Příklady aktuálně používaných konstrukčních materiálů pro kluzná ložiska

Uvedený přehled byl převzat a přeložen z katalogů firmy KS Gleitlager GmbH.

1.4.3.1 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní ložiska (KS R20)

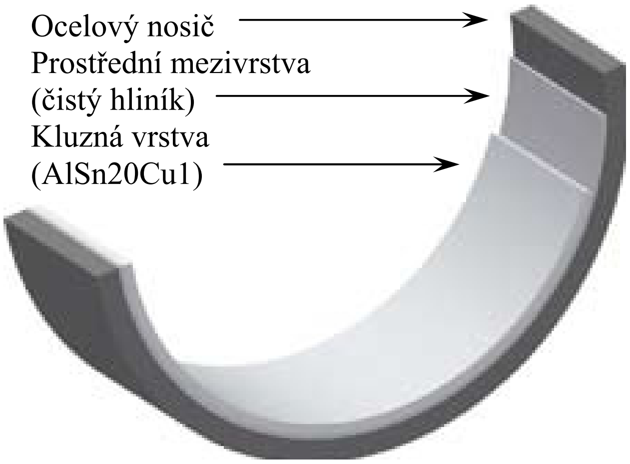
Stručný popis kluzného materiálu

Kluzná ložiska vyrobená z ocelo-hliníkových kompozitních materiálu jsou široce používaná jako hlavní ložiska v benzínových a vznětových motorech.

KS R20 je pevný ložiskový materiál. Má velice výborné protioděrové vlastnosti, dobrou schopnost přijímat nečistoty a kompenzovat chyby v geometrii uložení. KS R20 je vhodný například pro výrobu ložiskových pánví dvouvrstvých ložisek. Tento materiál je odolný vůči mazacímu oleji a není tak pravděpodobnost vzniku koroze ložiskového kovu způsobené agresivním motorovým olejem.

Dovolená únosnost ložiskového materiálu je 50 MPa a lze ho použít ve spalovacích motorech které jsou vystaveny nízkým až středním zatížením.

V tomto chemickém složení vyhovuje požadavkům daných směrnicí Evropské Unie 2000/53/EC na jeho recyklaci po skončení životnosti vozidla.



Obr. 4 Kluzné ložisko složené z ocelové pánve a hliníkové výstelky [7]

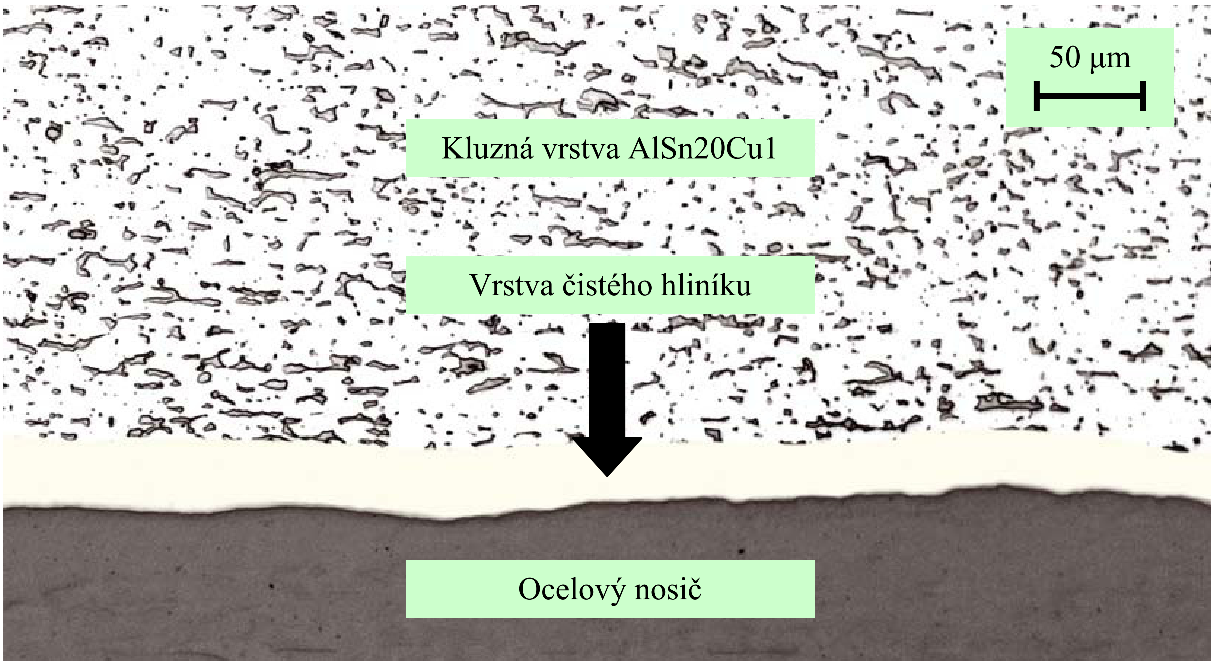
Konstrukce ložiska

Ložiska vyrobená z materiálu KS R20 jsou složena z několika vrstev. Jako nosič ložiskového materiálu je použita ocelová pánev. Prostřední vrstva je vyrobena z čistého hliníku a poslední kluzná vrstva, jejíž nejvýznamnější složku činí hliník, má chemické složení uvedené v tab. 1.

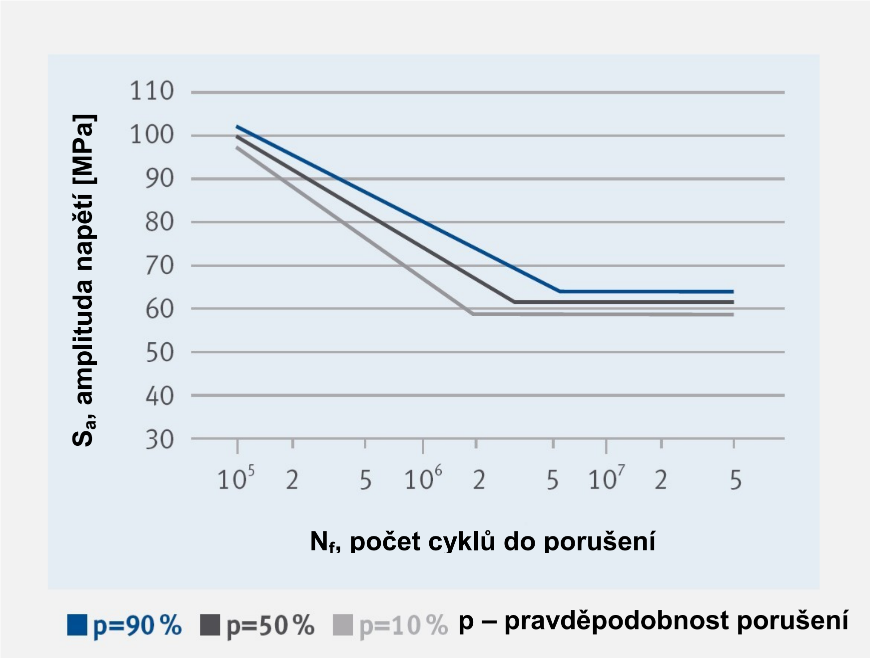
Kvalita materiálu použitá na ocelový nosič je standardního jakosti EN DC04 (ČSN 11305) s tvrdostí v rozsahu 150 – 220 HB. Tloušťka ocelového nosiče se pohybuje v rozmezí 1,0 až 3,0 mm.

Prostřední vrstva vyrobená z čistého hliníku poskytuje spojení mezi ocelovým nosičem a kluznou vrstvou. Její tloušťka se pohybuje mezi 0,01 až 0,05 mm.

Poslední částí kluzného ložiska je vrstva ze slitiny složené z hliníku, cínu, mědi a dalších prvků . Její tloušťka má velikost 0,1 – 0,5 mm a tvrdost v rozmezí 30 – 50 HB.



Obr. 5 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS R20 [7]



Obr. 6 Křivka napětí – únavový život kompozitního materiálu KS R20 [7]

Výroba kluzného materiálu

Hliníková slitina je vyráběna procesem plynulého vertikálního odlévání. Mechanické obrábění povrchů předlitku a jeho tepelné zpracování slouží jako příprava před plátováním. Další operací je tzv. předběžné spojení, kdy je na ocelovou pánev naplátována hliníková folie o čistotě 99,5%. Pomocí válcového plátování je provedeno předběžné spojení s ocelí. Výběrem vhodného tepelně – mechanického procesu se nakonec dosáhne požadovaných mechanických vlastností ložiskového materiálu.

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	16,5 až 22,5
Cu	0,7 až 1,3
Si	max. 0,7
Ti	max. 0,2
Ni	max. 0,1
Fe	max. 0,7
Mn	max. 0,7
ostatní prvky	max. 0,5
Al	zbytek

Tab. 1 Chemické složení kluzné vrstvy ložiskového materiálu KS R20 [7]

Výroba kluzného ložiska

Z pásu KS R20 je vystřihován a lisován požadovaný tvar ložiskové pánve. Konečná tloušťka vnitřní stěny kluzného ložiska a struktura povrchu je získána obráběním.

Použití

Kluzné elementy vyrobené z KS R20 se vyznačují vynikajícími protioděrovými vlastnostmi. Snadno se přizpůsobí tvaru uložení a mají dobrou schopnost pojmout nečistoty. Jsou proto vhodné pro použití jako hlavní ložiska klikové hřídele v málo až středně zatížených spalovacích motorech.

1.4.3.2 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní ložiska (KS R21)

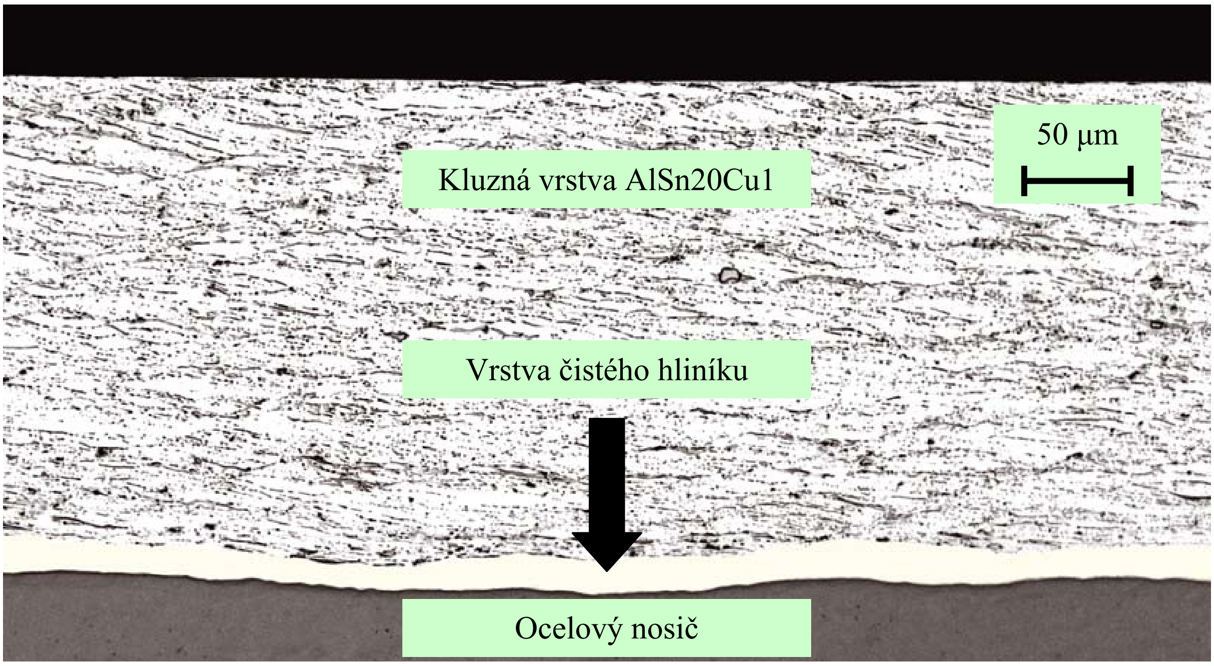
Stručný popis kluzného materiálu

Materiál má ve srovnání s KS R20 vylepšenou únosnost. Neztrácí však jeho pozitivní vlastnosti, což je např. schopnost ložiska pojmout nečistoty a bez problému se přizpůsobit tvaru uložení. Díky těmto parametrům může být ložisková pánev a axiální ložisko zhotoveno ve dvou-materiálovém provedení.

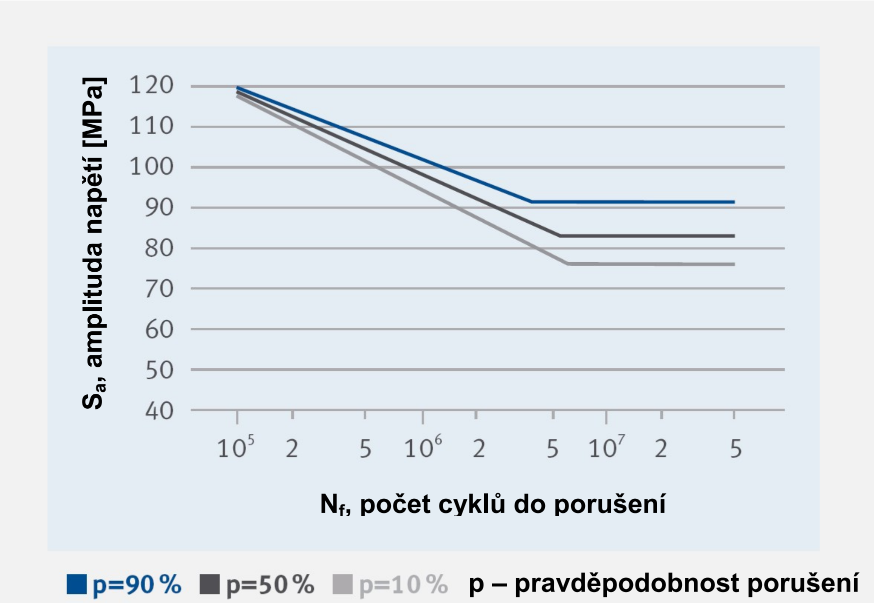
Konstrukce ložiska

Obdobně jako ložisko vyrobené z materiálu KS R20 se tato ložisková pánev skládá z více vrstev. Základ tvoří ocelový nosič na němž je naplátována hliníková mezivrstva k zajištění dokonalého kovového spojení ocelové pánve s kluznou vrstvou. Tloušťky jednotlivých vrstev kluzného ložiska a jejich chemické složení jsou taktéž stejné. Tvrdost kluzné vrstvy se pohybuje v rozmezí 40 – 60 HB.

Dovolená únosnost ložiskového materiálu je 55 MPa a lze ho tedy použít ve spalovacích motorech, které jsou vystaveny střednímu zatížení.



Obr. 7 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS R21 [8]

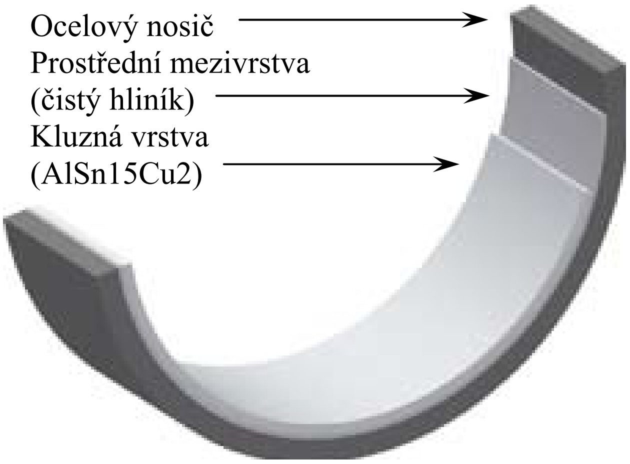


Obr. 8 Křivka napětí – únavový život kompozitního materiálu KS R21 [8]

1.4.3.3 Bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní a ojniční ložiska (KS R30)

Stručný popis kluzného materiálu

Další typ ocelo – hliníkového kompozitního materiálu, který je vhodný díky svým vlastnostem pro použití v zážehových a vznětových spalovacích motorech. KS R30 je vysoce výkonný ložiskový materiál. Má vysokou odolnost proti opotřebení a je použit pro výrobu ložiskových pánví vyšší třídy. Díky své vysoké únosnosti, která činí až 60 MPa se hodí pro použití v motorech o středních až vysokých zatížení a též také pro ojniční ložiska.



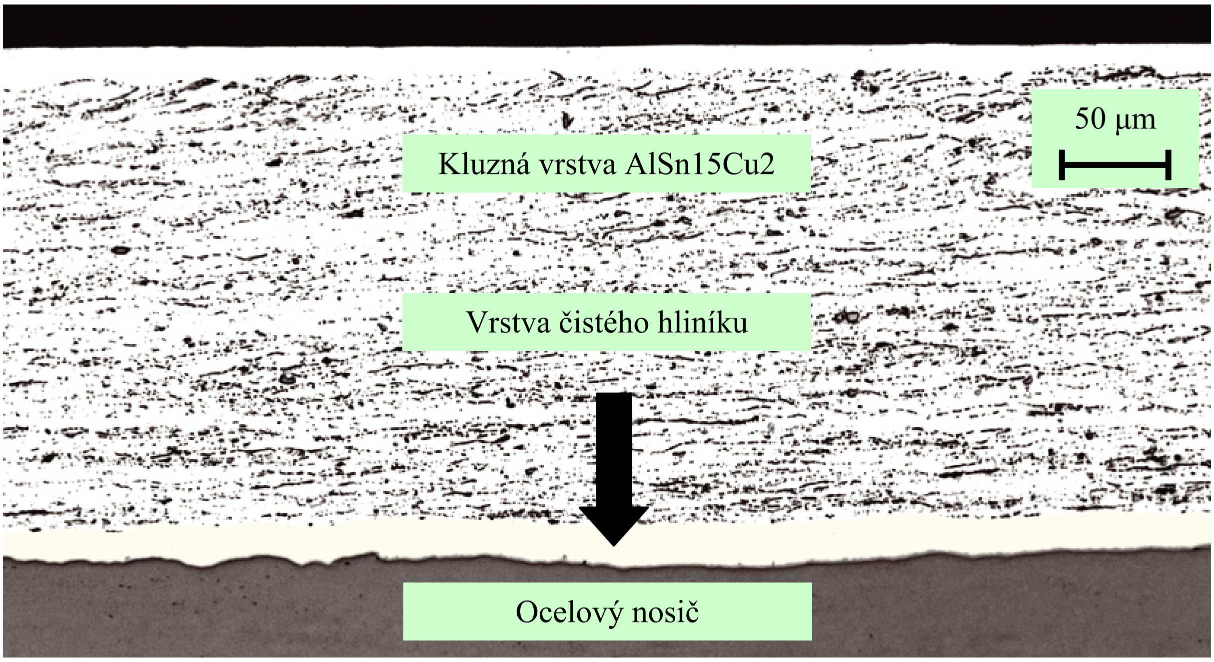
Obr. 9 Kluzné ložisko složené z ocelové pánve a hliníkové výstelky KS R30 [10]

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	14,0 až 18,0
Cu	1,7 až 2,3
Si	max. 0,7
Ti	max. 0,2
Ni	max. 0,1
Fe	max. 0,7
Mn	max. 0,7
ostatní prvky	max. 0,5
Al	zbytek

Tab. 2 Chemické složení kluzné vrstvy ložiskového materiálu KS R30 [10]

Konstrukce ložiska

Kluzná ložisko vyrobená z materiálu KS R30 jsou tvořena několika vrstvami. Jako nosič je použita tenkostěnná ocelová pánev na které je nanesena výstelka. K zajištění dokonalého spojení kluzné vrstvy a ocelové pánve je použita mezivrstva z čistého hliníku (čistota 99,5%), která zaručí jejich dokonalé kovové spojení.



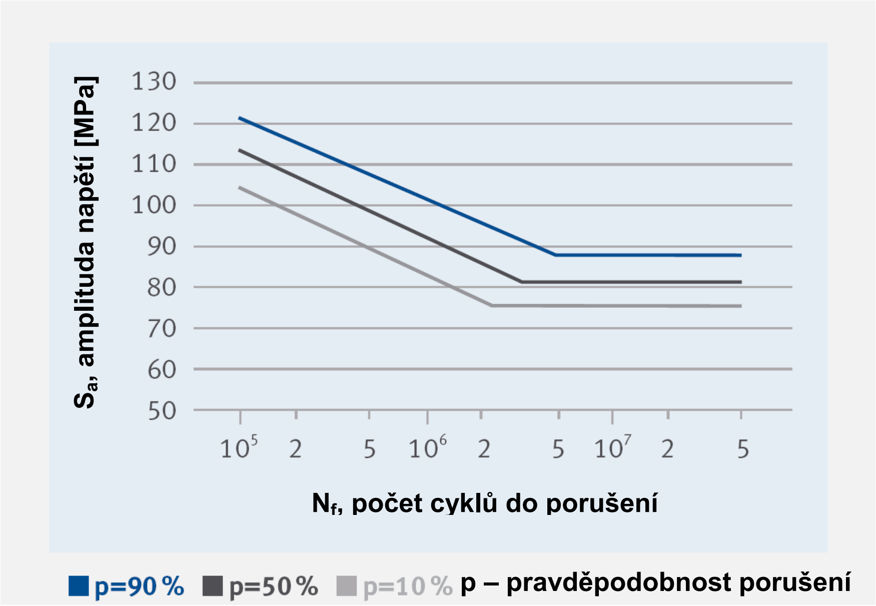
Obr. 10 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS R30 [10]

Obdobně jako u předchozích modelů je na ocelový nosič použita ocel o standardní jakosti EN DC04 (ČSN 11305), která má tvrdost v rozsahu 150 – 220 HB.

Tloušťka ocelové vrstvy je závislá na způsobu použití. Většinou je v rozsahu 1,0 až 2,5 mm.

Prostřední vrstva spojující kluznou vrstvu s ocelovou pánví má tloušťku mezi 0,01 a 0,05 mm.

Poslední kluzná vrstva ze slitiny složené převážně z hliníku, mědi a cínu má tvrdost v rozmezí 50 – 70 HB a tloušťku 0,2 až 0,5 mm.

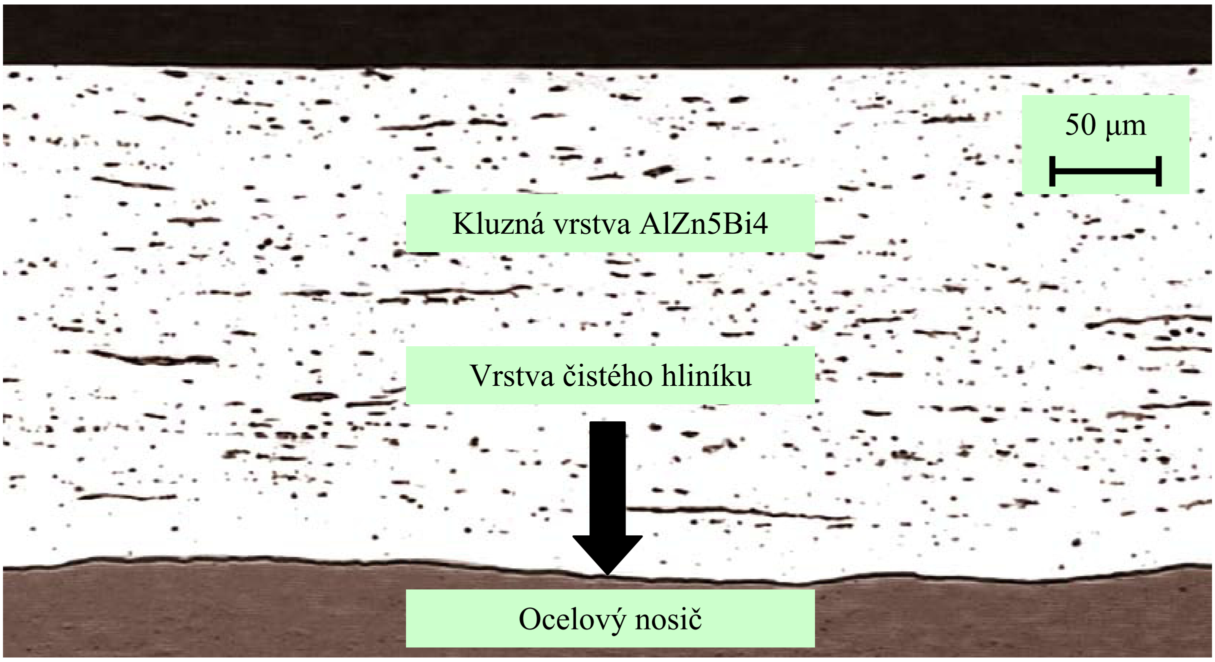


Obr. 11 Křivka napětí – únavový život kompozitního materiálu KS R30 [10]

1.4.3.4 Vysoce únosný, bezolovnatý ocelo-hliníkový kompozitní materiál pro hlavní a ojniční ložiska (KS R45)

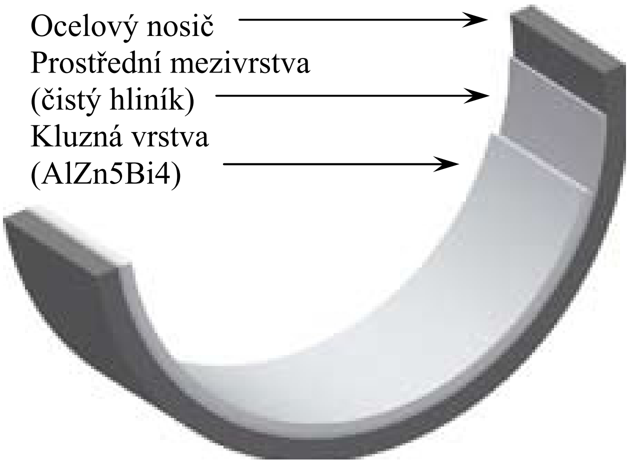
<u>Stručný popis kluzného materiálu.</u>

Kluzná ložiska vyrobená z ocelo – hliníkového kompozitního materiálu KS R45 jsou používána jako hlavní nebo axiální ložiska klikových hřídelů v zážehových a vznětových spalovacích motorech .



Obr. 12 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS R45 [11]

Omezená dynamická únosnost tradičních hliníko – cínových slitin používaných na kluzná ložiska vedla k vývoji nových kluzných materiálů složených zejména z hliníku, zinku a bismutu. V těchto slitinách vystupuje zinek jako posilující komponenta a zajišťuje tak materiálu vysokou odolnost vůči únavovému namáhání. Zatímco bismut dává slitině dobré kluzné vlastnosti. To je vyžadováno především při nouzovém chodu ložiska, kdy ještě nedochází k dostatečnému přívodu mazacího oleje a kluzné elementy jsou ve styku. Následkem toho dochází k opotřebení, které je nejhorší především na okrajích ložiskové pánve. Tyto dva prvky se tak vzájemně doplňují a tvoří spolu velice odolný kluzný materiál. Dovolené zatížení ložiskového kompozitu je až 90 MPa.



Obr. 13 Kluzné ložisko složené z ocelové pánve a hliníkové výstelky KS R45 [11]

Materiál KS R45 dokonce překonává osvědčené a ověřené ocelo – bronzové kompozitní materiály, tzv. trojkovová (třívrstvá) kluzná ložiska. Díky vysoké odolnosti vůči únavovému namáhání ho lze použít i pro kluzné uložení velkého oka ojnice na klikové hřídeli.

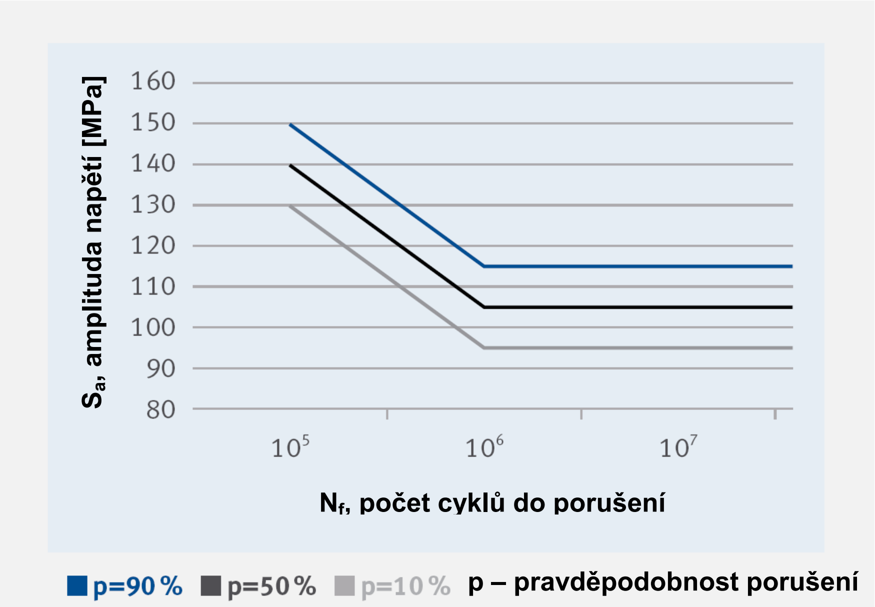
V uvedeném chemickém složení vyhovuje materiál požadavkům na recyklaci podle směrnice Evropské Unie 2000/53/EC .

Chemický prvek	Množství (%)
Zn	4,40 až 5,50
Bi	2,0 až 4,5
Si	1,00 až 2,00
Cu	0,80 až 1,20
Ti	max. 0,20
Ni	max. 0,20
Fe	max. 0,60
Mn	max. 0,30
Sn	max. 0,20
ostatní prvky	max. 0,5
Al	zbytek

Tab. 3 Chemické složení kluzné vrstvy ložiskového materiálu KS R45 [11]

Konstrukce ložiska

Kluzné ložisko vyrobené z materiálu KS R45 se skládá z ocelového nosiče, mezivrstvy z čistého hliníku a kluzné vrstvy složené převážně z hliníku, zinku a bismutu.



Obr. 14 Křivka napětí – únavový život kompozitního materiálu KS R45 [11]

Kvalita oceli použitá na ocelový nosič je běžné jakosti EN DC04 (ČSN 11305) o tvrdosti 160 – 260 HB. Tloušťka je závislá na způsobu použití. Standardně se však pohybuje v rozmezí 1,0 až 2,5 mm.

Prostřední vrstva vyrobená z čistého hliníku tvoří kovové spojení ocelového nosiče a kluzné vrstvy. Její tloušťka kolísá mezi 0,01 a 0,05 mm.

Tloušťka poslední vrstvy je v rozsahu 0,2 až 0,5 mm a tvrdosti od 60 do 100 HB.

Výroba kluzného materiálu

Z důvodu náchylnosti bismutu k odměšování z hliníkové taveniny je vyráběna slitina ve svislém nepřetržitém odlévání. Následné obrábění odlitých ploch a speciální tepelné zpracování (rozpouštěcí žíhání) připravuje materiál na plátování. Pomocí této metody se nanese tenká vrstva čistého hliníku (99,5% Al) a docílí se tak předběžného spojení. Poté následuje plátování naválcováním předkompozitního materiálu na ocelový nosič. Konečné termomechanické zpracování dá kompozitu požadované materiálové charakteristiky.

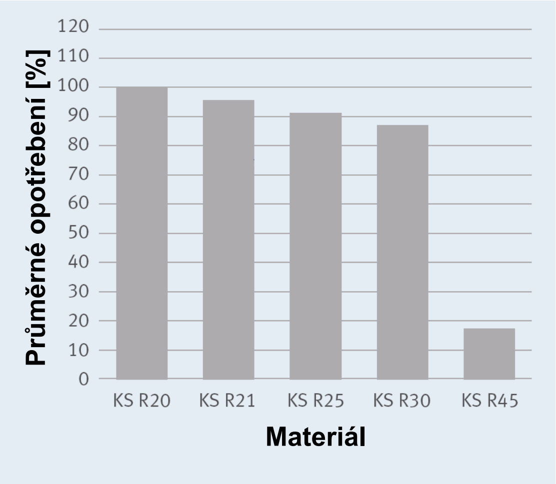
Výroba kluzného ložiska

Z pásu kompozitního materiálu KS R45 je vyráběno kluzné ložisko v několika operacích. Nejprve je vystřižen a vylisován jeho tvar. Poté se jemným obráběním a vrtáním obrobí ložisková pánev na požadovanou tloušťku a upraví povrch vnitřní kluzné plochy.

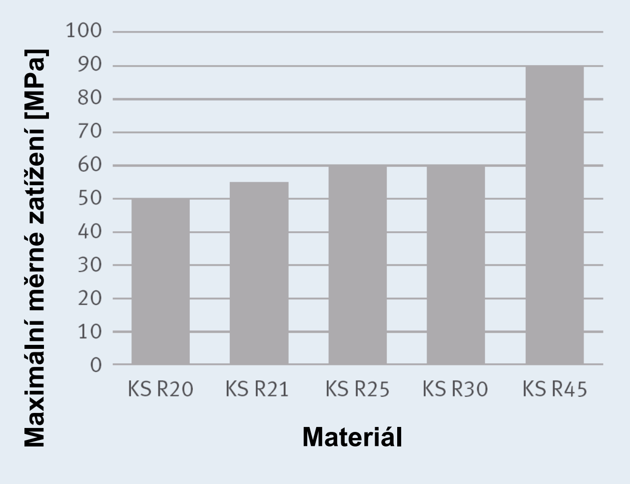
Použití

Ložiskové pánve vyrobené z kompozitního materiálu KS R45 mají extrémně vysokou únosnost, dobré vlastnosti při nouzovém běhu a velkou odolnost vůči opotřebení. Díky těmto

vlastnostem jsou dokonale vhodné pro nasazení v moderních vysoce zatížených zážehových a vznětových motorech jako hlavní a ojniční ložiska klikové hřídele.

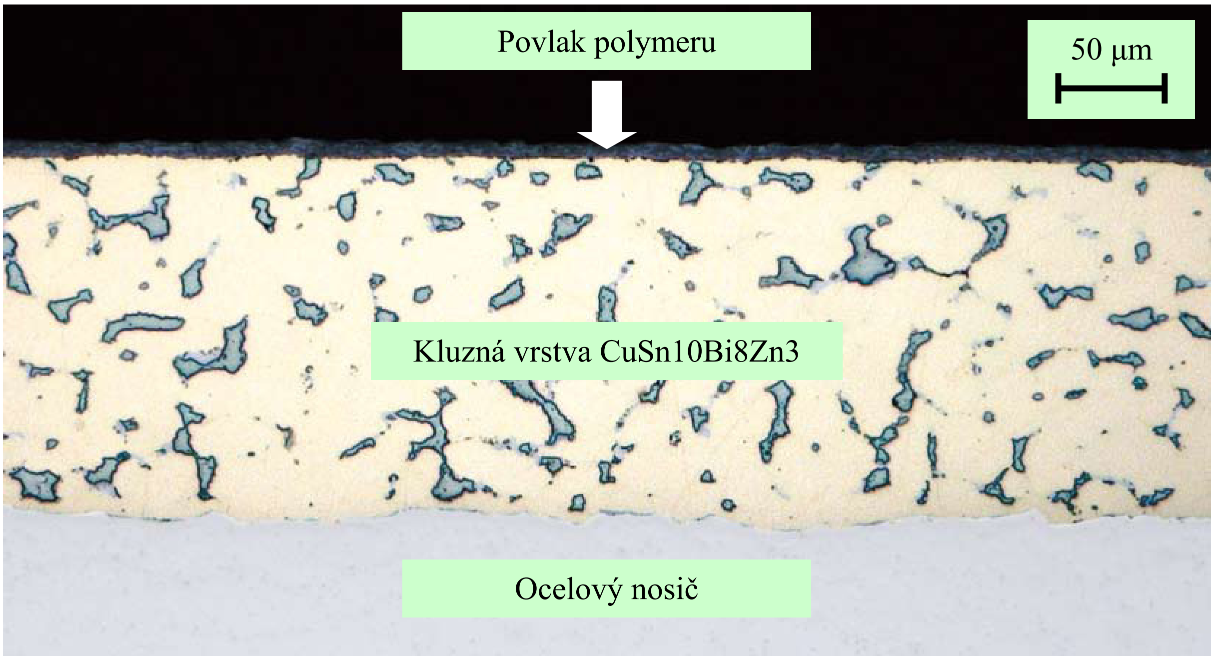


Obr. 15 Porovnání průměrného opotřebení materiálů kluzných ložisek [11]



Obr. 16 Porovnání dovoleného zatížení jednotlivých kluzných materiálů [11]

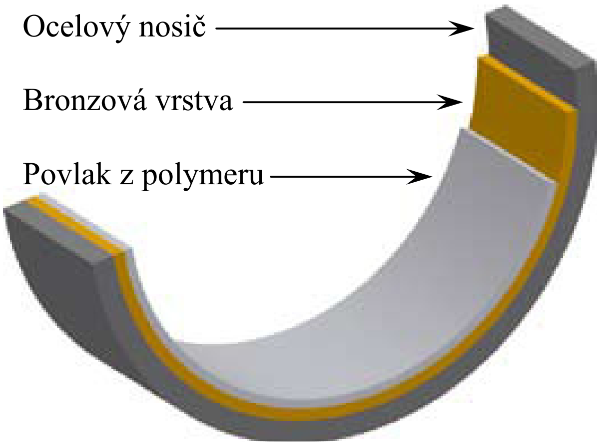
1.4.3.5 Vysoce odolný, bezolovnatý ocelo – bronzový kompozitní materiál s naneseným povlakem polymeru (KS S803P)



Obr. 17 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS S803P [12]

Stručný popis materiálu

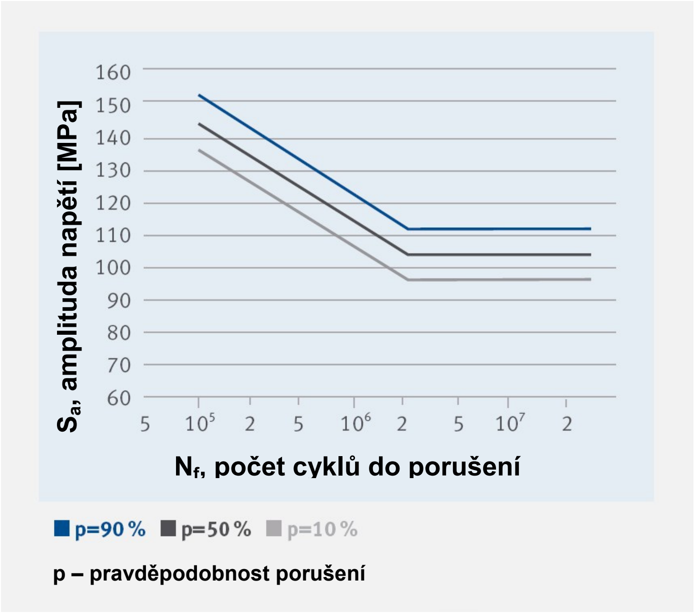
KS S803P je kluzný materiál používaný na hlavní a ojniční kluzná ložiska středně až vysoce zatěžovaných spalovacích motorů. Jedná se o bezolovnatý ocelo – bronzový kompozit s nanesenou vrstvou tuhého maziva, která plní funkci zejména při záběhu ložiska a nouzovém chodu. Kluzný element vyrobený z tohoto materiálu se vyznačuje vynikající schopností kompenzace chyb v geometrii uložení. Výborně pohlcuje nečistoty a splňuje přísné nároky na požadovanou životnost. Je také značně odolný proti opotřebení.



Obr. 18 Kluzné ložisko z ocelové, bronzové a polymerové vrstvy [12]

Kompozitní materiál kluzného ložiska se skládá z ocelového nosiče, slinuté bezolovnaté bronzové vrstvy a nalepeného filmu tuhého maziva, který též neobsahuje příměs olova.

Na ocelový nosič je použita ocel EN DC04 (ČSN 11305) s tvrdostí od 140 do 180 HB. Běžné používané tloušťky se pohybují mezi 1 až 2mm.



Obr. 19 Křivka napětí – únavový život kompozitního materiálu KS S803P [12]

Bronzová slitina, použitá jako výstelka ložiskové pánve, je na ocelový nosič sintrována. Tvrdost této 0,2 mm – 0,5 mm silné vrstvy je závislá na stupni válcování a pohybuje se mezi 90 HB – 150 HB.

Krycí povlak, nenesený lepením na vnitřní stranu kluzného elementu, je tvořen tuhým mazivem vyvinutým specielně k těmto účelům. Jeho tloušťka dosahuje velikosti 0,008 mm – 0,014 mm a dosažená mikrotvrdost je 25 HV – 30 HV.

Kluzné vlastnosti

KS S803P ideálně kombinuje možnosti vysokého zatížení a únosnosti základních materiálů použitých na jeho výrobu. Nanesené tuhé mazivo na výstelku kluzného ložiska má dobré vlastnosti při nouzovém chodu a výbornou odolnost proti opotřebení. Kromě toho je necitlivé vůči nečistotám obsažených v mazacím oleji při jeho proudění. Odolnost proti korozi, kterou například způsobuje horký motorový olej, je dostatečná. Po delší době provozu se může vyskytnout, že film tuhého

maziva v určitých částech dosahuje nulové tloušťky. Toto však neomezuje účinnost kluzného ložiska vyrobeného z materiálu KS S803P.

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	9,0 až 11,0
Bi	6,0 až 9,0
Zn	2,5 až 3,5
Fe	max. 0,7
Sb	max. 0,5
Ni	max. 0,5
Cu	zbytek

Tab. 4 Chemické složení bronzové vrstvy KS S803P [12]

Chemický prvek	Množství (%)
MoS_2	20
Grafit	10
PAI	zbytek

Tab. 5 Chemické složení kluzné vrstvy KS S803P [12]

Dovolené zatížení

Materiál KS S803P má maximální dovolené zatížení 90 MPa. Je vhodný pro použití na kluzná ložiska spalovacích motorů středních až vysokých výkonů s velikým točivým momentem. Odolnost vůči únavovému namáhání je ukázána na obr. 19.

Výroba kluzného materiálu

Slitina složená převážně z cínů, bismutu a bronzu je sintrována na vhodně připravený pás oceli. Řadou tepelně-mechanických procesů se v několika krocích dosáhne požadovaných charakteristik základního materiálu. Takto upravený materiál je již připraven na výrobu kluzných elementů.

Výroba kluzných ložisek

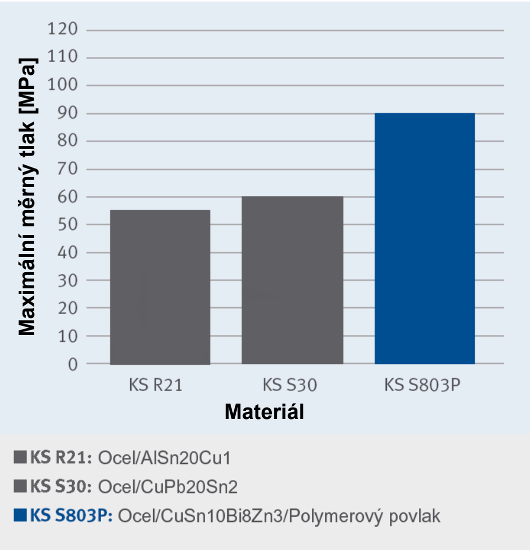
Z pásu materiálu KS S803P je nejprve nastříhán a vylisován požadovaný tvar. Následuje jemné obrábění vnitřní kluzné plochy. Tím se docílí finální tloušťky stěny a vhodného profilu na vnitřní kluzné straně. Nakonec jsou v ložiskové pánvi vyvrtány přesné otvory k zajištění přívodu mazacího oleje z tlakového rozvodu.

Povlakování polymerem

Obrobená ložisková pánev je pomocí speciálních postupů nejprve zbavena nečistot na vnitřní straně ložiskového kovu. Poté následuje aplikace kluzného povlaku maziva. Tento proces je řízen takovým způsobem, že tloušťka filmu naneseného maziva má hodnotu 0,008 mm – 0,014 mm. Po nanesení je kluzný lak vytvrzen aby se dosáhlo požadované tvrdosti. Další operace, jako konečné obrábění již není nutné. Takto zhotovená kluzná pánev je připravena k montáži.

Použití

Ložiskové pánve z materiálu KS S803P se vyznačují vyrovnaným souhrnem vlastností. Základní ložiskový materiál zajišťuje ložisku vysokou možnost zatížení a odolnost proti opotřebení.



Obr. 20 Porovnání maximálního možného zatížení jednotlivých materiálů [12]

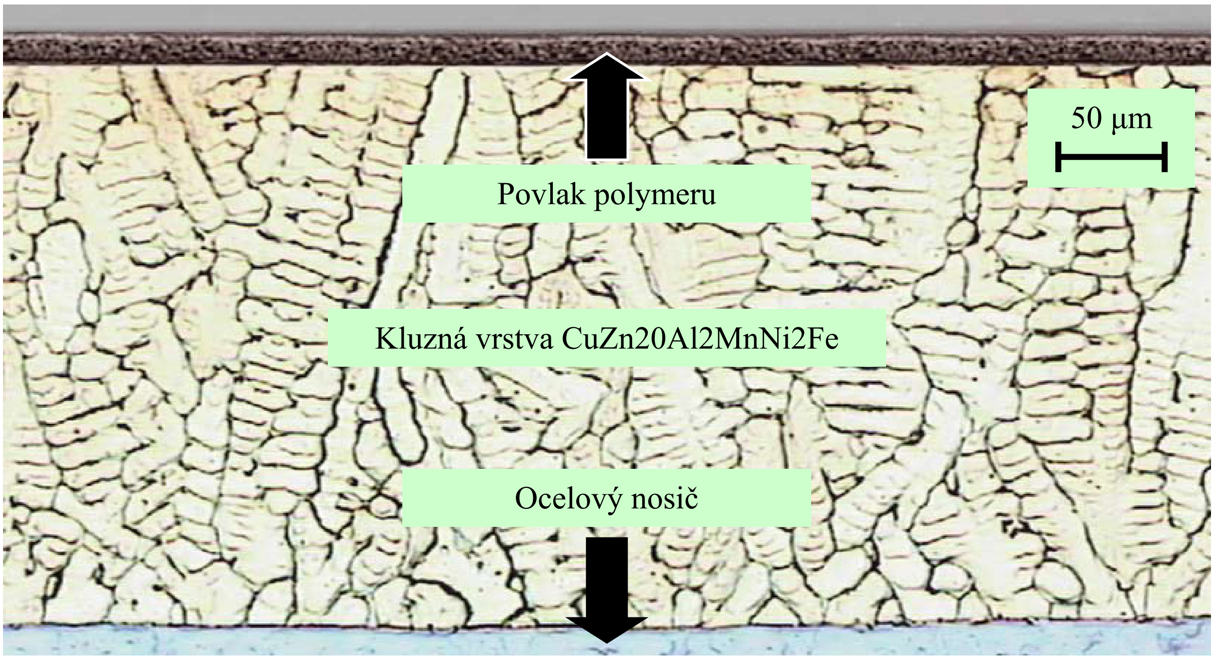
Nanesený povlak tuhého maziva zabezpečí dostatečnou funkci kluzného uložení při nouzovém běhu. Kluzná ložiska zhotovená z materiálu KS S803P jsou převážně vhodná na použití pro hlavní a ojniční ložiska klikové hřídele spalovacích motorů pracujících se středními až vysokými výkony.

1.4.3.6 Vysoce odolný, bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naneseným povlakem polymeru pro výrobu hlavních a ojničních ložisek spalovacích motorů (KS X20P)

Krátký popis kluzného materiálu

KS X20P je kluzný materiál používaný na výrobu hlavních a ojničních kluzných ložisek pro středně až vysoce zatěžované spalovací motory. Jedná se o bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s povrchovou vrstvou z tuhého maziva. Kluzné elementy se vyznačují vynikající schopností kompenzace chyb v geometrii uložení a výborně pohlcují nečistoty. Splňují také přísné nároky na požadovanou životnost a mají přijatelné opotřebení.

V uvedeném chemickém složení vyhovuje materiál požadavkům na recyklaci podle směrnice Evropské Unie 2000/53/EC .



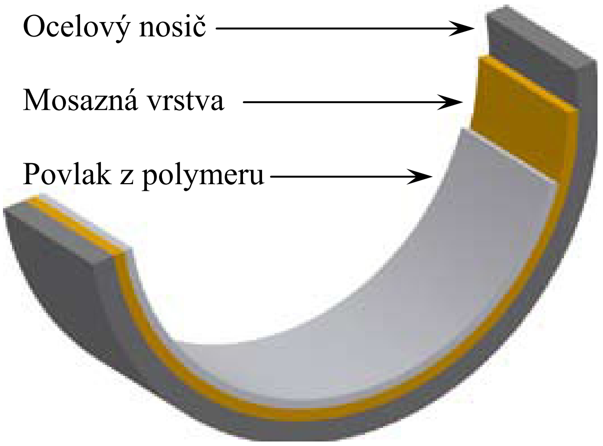
Obr. 21 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS X20P [13]

Konstrukce ložiska

Kluzné ložisko se skládá z ocelového nosiče, odlité bezolovnaté bronzové výstelky a syntetického povlaku, který je taktéž bez příměsi olova.

Ocelový nosič je zhotoven z oceli EN DC04 (ČSN 11305) s tvrdostí od 140 do 220HB. Běžné používané tloušťky se pohybují mezi 1 mm až 2,5 mm.

Mosazná slitina, použitá jako ložisková kompozice, je na ocelovém nosiči odlita. Tloušťka vrstvy dosahuje velikosti 0,2 mm až 0,5 mm. Její tvrdost se pohybuje v rozmezí 120 HB a 180 HB, v závislosti na stupni válcování.



Obr. 22 Kluzné ložisko z ocelové, mosazné a polymerové vrstvy [13]

Krycí povlak, nenesený na vnitřní stranu kluzného elementu, je vytvořen ze speciálního polymeru vyvinutého přímo k těmto účelům. Jeho tloušťka dosahuje velikosti 0,008 mm – 0,014 mm a dosažená mikrotvrdost je 25 HV – 30 HV.

Kluzné vlastnosti

KS X20P vhodně kombinuje možnosti vysokého zatížení a únosnosti základních materiálů použitých na jeho výrobu. Nanesené tuhé mazivo na výstelku kluzného ložiska má dobré vlastnosti při nouzovém chodu a výbornou odolnost proti opotřebení. Kromě toho je necitlivé vůči nečistotám obsažených v mazacím oleji při jeho proudění. Odolnost proti korozi, kterou způsobuje například ohřátý motorový olej, je dobrá. Po delší době provozu se může vyskytnout, že film tuhého maziva v některých místech dosahuje nulové tloušťky. To však neomezuje účinnost kluzného ložiska vyrobeného z materiálu KS X20P.

Chemický prvek	Množství (%)
Al	1,7 až 2,3
Mn	1,7 až 2,3
Fe	0,7 až 2,3
Ni	1,7 až 2,3
Zn	18 až 22
Ostatní prvky	max. 0,50
Cu	zbytek

Tab. 6 Chemické složení mosazné vrstvy KS X20P [13]

Výroba kluzného materiálu

V prvním kroku se na pás oceli odlije mosazná slitina. Následným odfrézováním vzniklé kůry na odlitku a cílenými postupy mechanicko-tepelného zpracování se dosáhne požadovaných vlastností základního materiálu.

Chemický prvek	Množství (%)
MoS_2	20
Grafit	10
PAI	zbytek

Tab. 7 Chemické složení kluzné vrstvy KS X20P [13]

Výroba kluzných ložisek

Z pásu materiálu KS X20P je nejprve nastříhán a vylisován požadovaný tvar. Poté se jemně obrobí vnitřní kluzná plocha. Tím se docílí finální tloušťky stěny a vhodného profilu na vnitřní kluzné straně. Nakonec jsou v ložiskové pánvi vyvrtány přesné otvory pro přívod mazacího oleje.

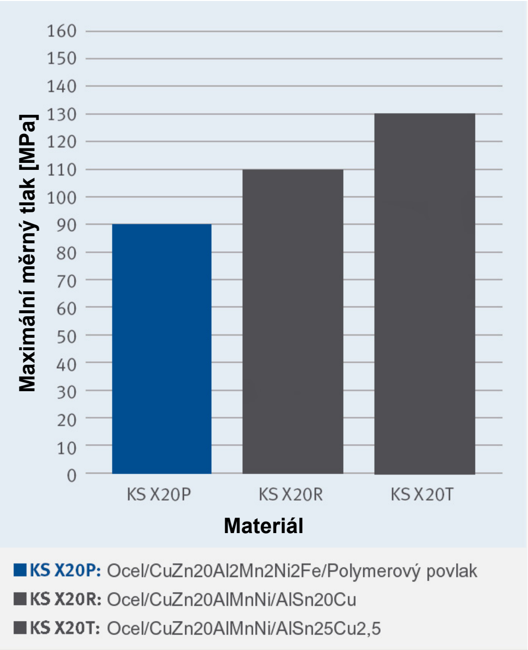
Povlakování polymerem

Obrobená ložisková pánev je pomocí speciálních postupů nejprve zbavena nečistot na vnitřní straně ložiskového kovu. Poté následuje aplikace speciálního syntetického polymeru. Tento proces je řízen tak, že tloušťka filmu naneseného maziva má hodnotu 8 μm – 14 μm. Posledním krokem je ošetření kluzného povlaku.

Použití

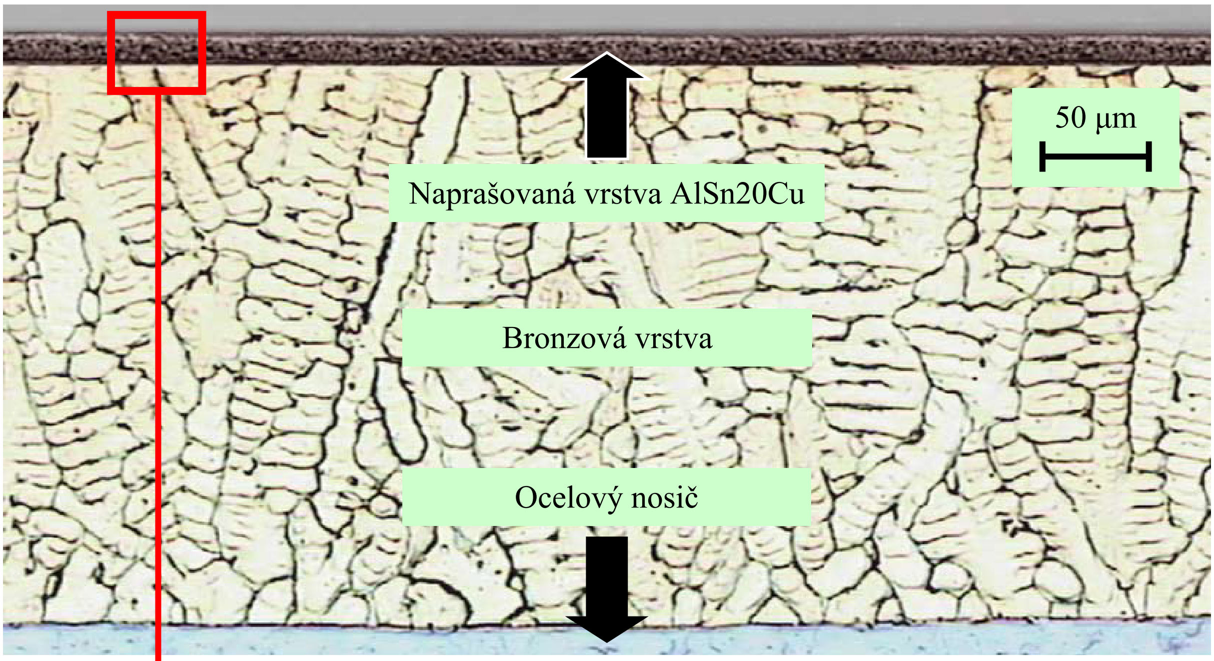
Ložiskové pánve z materiálu KS X20P se vyznačují vyrovnaným souhrnem vlastností. Základní ložiskový materiál zajišťuje ložisku vysokou možnost zatížení a odolnost proti opotřebení.

Povlak polymerem zabezpečí dostatečnou funkci kluzného uložení při nouzovém běhu. Kluzná ložiska zhotovená z materiálu KS X20P jsou převážně vhodná na použití pro hlavní a ojniční ložiska klikové hřídele spalovacích motorů pracujících se středními až vysokými výkony.

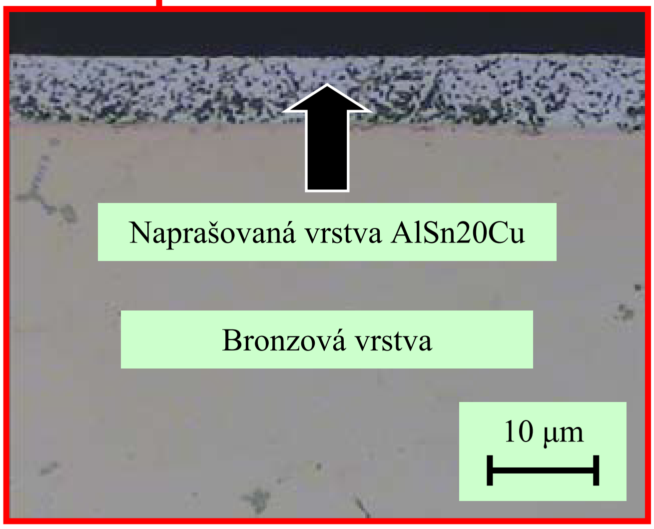


Obr. 23 Porovnání maximálního možného zatížení jednotlivých materiálů [13]

1.4.3.7 Vysoce únosný, bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naprašovanou kluznou vrstvou pro hlavní a ojniční ložiska (KS X20R)



Obr. 24 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS X20R [14]



Obr. 25 Zvětšený výřez mikroskopické struktury ložiskové pánve KS X20R [14]

<u>Krátký popis kluzného materiálu</u>

KS X20R je kluzný materiál používaný na výrobu hlavních a ojničních ložisek vysoce namáhaných přeplňovaných vznětových motorů. Tento nově vyvinutý bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s katodovým naprašováním AlSn se vyznačuje vysokou únosností a dobrými třecími vlastnostmi. Naprašovaný povlak AlSn je přímo nanesen na ložiskovém kovu. Při výrobě nebyla použita antidifuzní vrstva a ložisko se tak vyznačuje příznivým poměrem cena/výkon. Kluzná plocha AlSn20 si i přesto udrží velmi vynikající třecí vlastnosti a vysokou odolnost proti opotřebení.

Oproti běžným kluzným ložiskům, zhotovených z ocelo – olověné bronzové kompozice, tento druh matriálu vyhoví požadavkům na recyklaci podle směrnice Evropské Unie 2000/53/EC .

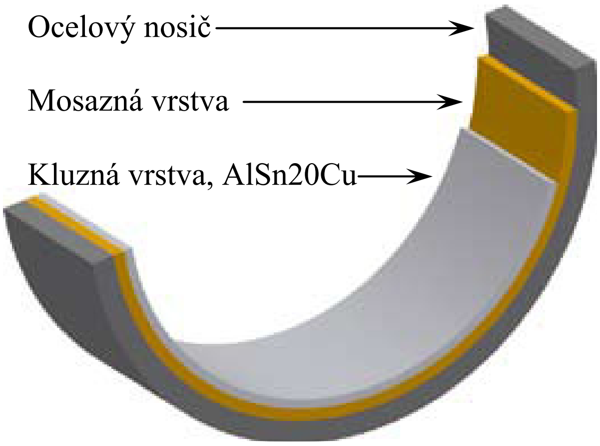
Režim opotřebení

Během smíšeného tření je velikost opotřebení materiálů KS S43S, KS S30S a bezolovnatého KS X20R závislá na druhu naprašované vrstvy. Všechny zmíněné materiály mají naprašovanou vrstvu ze slitiny AlSn20Cu. Výsledkem toho je, že materiál KS X20R má stejné vynikající kluzné vlastnosti jako dříve používané běžné materiály s příměsí olova.

Konstrukce ložiska

Ložiskový kompozit se skládá z ocelového nosiče, na něm odlité mosazné vrstvy a kluzné vrstvy z hliníku, cínu a mědi. Kluzná vrstva je na ložiskovém kovu naprášena pomocí fyzikální metody depozice pevných vrstev (PVD).

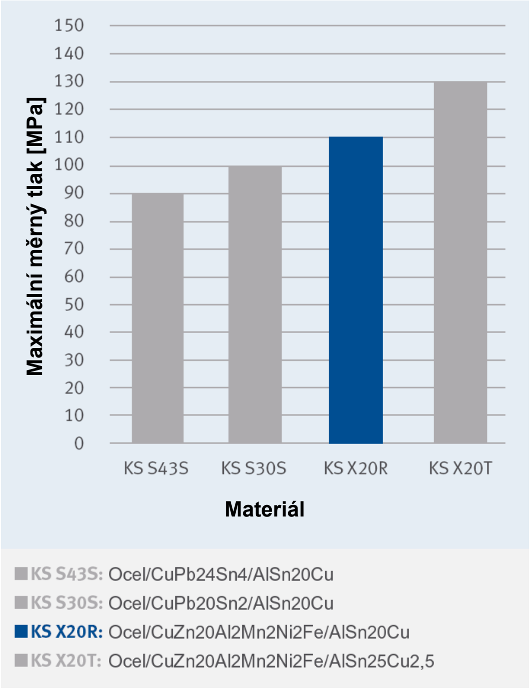
Ocelový nosič je vyroben z oceli EN DC04 (ČSN 11305) s tvrdostí od 140 HB do 220 HB. Používané tloušťky závisí na způsobu použití a pohybují se mezi 1 mm až 2,5 mm.



Obr. 26 Kluzné ložisko z ocelové, mosazné a naprašované vrstvy AlSn20Cu [14]

Mosazná slitina, použitá jako ložisková kompozice, je na ocelovém nosiči odlita. Tloušťka vrstvy dosahuje velikosti 0,2 mm až 0,5 mm. Její tvrdost se pohybuje v rozmezí 120 HB a 180 HB.

Naprášená slitina hliníku, cínu a mědi, která představuje kontaktní plochu k čepu, má tloušťku 8 μm – 10 μm na dokončeném ložiskovém pouzdru. Mikrotvrdost je až 130 HV.



Obr. 27 Porovnání maximálního možného zatížení jednotlivých materiálů [14]

Výroba kluzného materiálu

V prvním kroku se na pás oceli odlije mosazná slitina. Následným odfrézováním vzniklé kůry na odlitku a cílenými postupy mechanicko-tepelného zpracování se dosáhne požadovaných vlastností základního materiálu.

Výroba kluzných ložisek

Z pásu materiálu KS X20R je nejprve nastříhán a vylisován požadovaný tvar. Poté se jemně obrobí vnitřní kluzná plocha. Tím se docílí finální tloušťky stěny a vhodného profilu na vnitřní kluzné straně. Nakonec jsou v ložiskové pánvi vyvrtány přesné otvory pro přívod mazacího oleje.

Chemický prvek	Množství (%)
Al	1,7 až 2,3
Mn	1,7 až 2,3
Fe	0,7 až 2,3
Ni	1,7 až 2,3
Zn	18 až 22
Ostatní prvky	max. 0,50
Cu	zbytek

Tab. 8 Chemické složení mosazné vrstvy KS X20R [14]

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	18,5 až 22,5
Cu	0,7 až 1,3
Al	zbytek

Tab. 9 Chemické složení kluzné vrstvy KS X20R [14]

Nanášení povlaku

Obrobená ložisková pánev je před samostatným procesem PVD nástřiku dokonale vyčištěna a aktivována. Ve vysokém vakuu je následně PVD metodou naprášena vrstva kluzné plochy AlSn20Cu přímo na mosazný ložiskový kov.

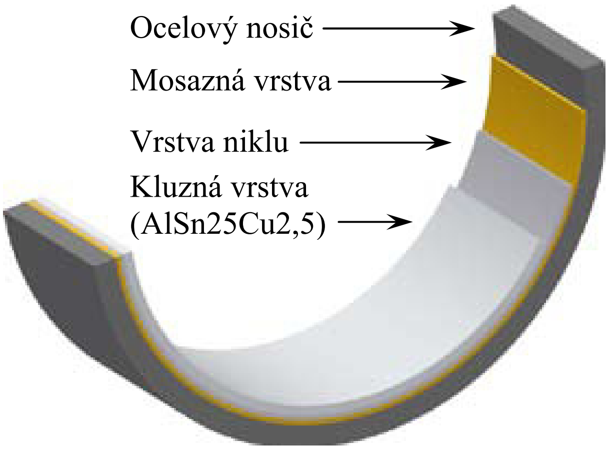
Použití

Ložiska zhotovené z materiálu KS X20R se vyznačují vysokou nosností, dobrými vlastnostmi při nouzovém chodu a vysokou odolností proti opotřebení. Díky těmto schopnostem jsou vhodné k nasazení jako hlavní a ojniční ložiska klikové hřídele v moderních vznětových motorech pracujících s vysokým zatížením.

1.4.3.8 Bezolovnatý ocelo – mosazný kompozit s naprašovanou vrstvou pro výrobu hlavních a ojničních kluzných ložisek spalovacích motorů vyžadujících nejvyšší výkony (KS X20T)

Krátký popis kluzného materiálu

Kluzný materiál vyrobený z KS X20T lze použít na výrobu hlavních a ojničních ložiskových pouzder pro spalovací motory, na které působí extrémně vysoké síly. Tento bezolovnatý ocelo – mosazný kompozitní materiál s antidifúzní vrstvou niklu a naprašovaným povlakem AlSn se vyznačuje velmi vysokou únosností a vysokou odolností vůči opotřebení.



Obr. 28 Ložisková pánev z ocelové, mosazné, niklové a kluzné vrstvy AlSn25Cu2,5 [15]

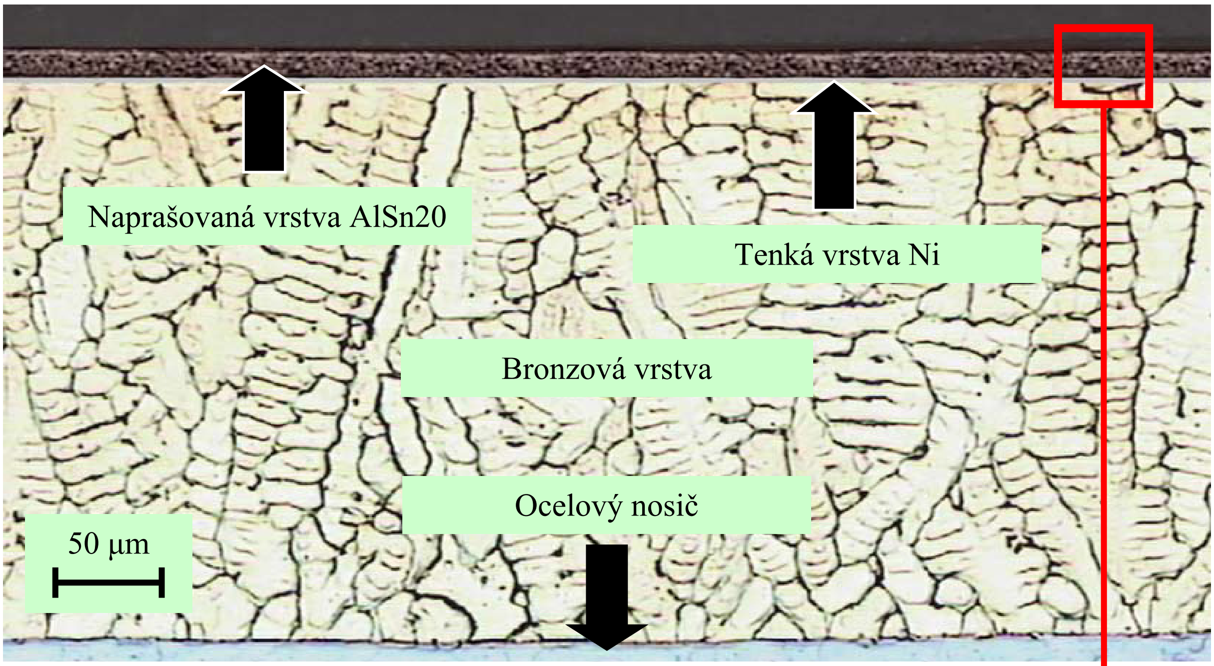
Společně s antidifúzní vrstvou niklu je naprašovaná vrstva umístěna na ložiskovém kovu. Tento systém uspořádání

vrstev a použitá technologie výroby tvoří vysoce odolný materiál s excelentními kluznými vlastnostmi.

Oproti běžným kluzným ložiskům, zhotovených z ocelo – olověné bronzové kompozice, tyto matriály vyhovují požadavkům na recyklaci podle směrnice Evropské Unie 2000/53/EC .

Režim opotřebení

Režim opotřebení kluzného ložiska je v převážné míře určen typem povlaku vnější vrstvy. Naprašovaná slitina AlSn25Cu2,5 se vyznačuje vysokou odolností proti otěru. V kombinaci s extrémně vysokou únosností mosazné vrstvy je dosaženo výjimečných třecích vlastností.

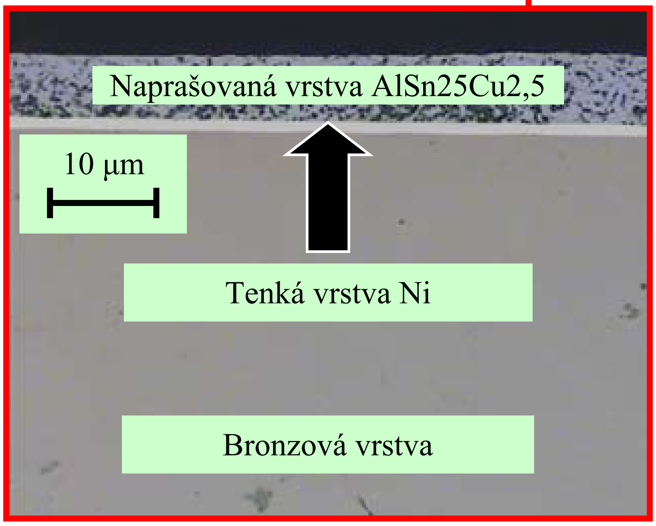


Obr. 29 Mikroskopická struktura výbrusu ložiskové pánve z materiálu KS X20T [15]

Konstrukce kluzného ložiska

Kluzné ložisko se skládá z ocelového nosiče, na něm odlité mosazné vrstvy, antidifúzní vrstvičky niklu nanesené naprašováním fyzikální metodou depozice pevných vrstev (PVD) a slitiny složené z hliníku, cínu a mědi, která je nanesena stejným způsobem jako antidifúzní vrstva niklu.

Na ocelový nosič je použita ocel EN DC04 (ČSN 11305) o tvrdosti mezi 140 HB a 220 HB. Tloušťka závisí na



Obr. 30 Zvětšený výřez mikroskopické struktury ložiskové pánve KS X20T [15]

způsobu použití a pohybuje se mezi 1 mm až 2,5 mm

Mosazná slitina tvořící ložiskový kov je odlita na ocelový nosič. Její tloušťka je v rozmezí 0,2 mm a 0,5 mm, tvrdost se pohybuje od 120 do 180 HB.

Naprášená slitina hliníku, cínu a mědi, která představuje kontaktní plochu k čepu, má tloušťku 8 μm – 10 μm a mikrotvrdost je až 130 HV. Tloušťka antidifúzní naprašované vrstvy niklu je 1 až 3 μm.

Výroba kluzného materiálu

Nejprve je na pás oceli odlita mosazná slitina. Následuje odfrézování vzniklé kůry na odlitku a cílenými postupy mechanicko-tepelného zpracování se dosáhne požadovaných vlastností základního materiálu.

Chemický prvek	Množství (%)
Al	1,7 až 2,3
Mn	1,7 až 2,3
Fe	0,7 až 2,3
Ni	1,7 až 2,3
Zn	18 až 22
Ostatní prvky	max. 0,50
Cu	zbytek

Tab. 10 Chemické složení mosazné vrstvy KS X20T [15]

Výroba kluzných ložisek

Z pásu materiálu KS X20T je nejprve nastříhán a vylisován požadovaný tvar. Následuje jemné obrábění vnitřní kluzné plochy. Tím se docílí požadované tloušťky stěny a vhodného profilu na vnitřní kluzné ploše.

Nakonec jsou v ložiskové pánvi vyvrtány přesné otvory pro přívod mazacího oleje.

Chemický prvek	Množství (%)
Sn	23 až 27
Cu	2 až 3
Al	zbytek

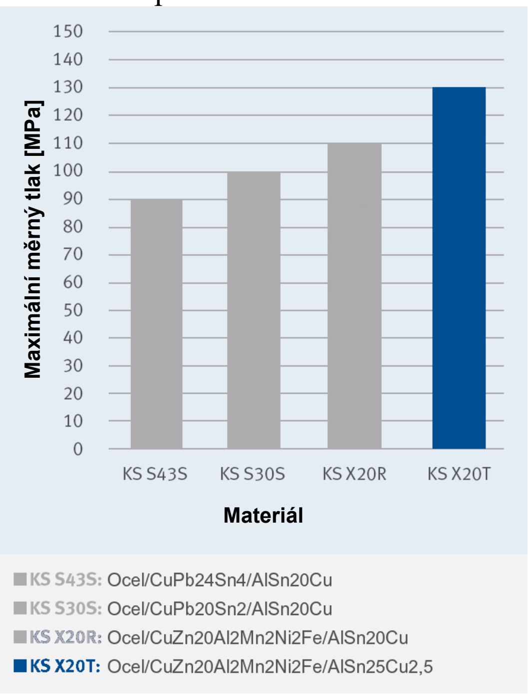
Tab. 11 Chemické složení kluzné vrstvy KS X20T [15]

Nanášení povlaku

Obrobená ložisková pánev je před samostatným procesem PVD nástřiku dokonale vyčištěna a aktivována. Ve vysokém vakuu je na ložiskový kov PVD metodou naprášena antidifúzní vrstvička niklu a povlak kluzné plochy ze slitiny AlSn25Cu2,5.

Použití

Kluzná pouzdra zhotovené z materiálu KS X20T se vyznačují vysokou únosností, dobrými vlastnostmi při nouzovém chodu a vysokou odolností proti opotřebení. Díky těmto parametrům jsou vhodné pro použití na hlavní a ojniční ložiska klikové hřídele v moderních přeplňovaných vznětových motorech, pracujících s vysokým zatížením.



Obr. 31 Porovnání maximálního možného zatížení jednotlivých materiálů [15]

2 Základní pojmy hydrodynamické teorie a výpočtu kluzných ložisek spalovacích motorů

Ložiska obecně slouží k zachycení a přenosu sil mezi vzájemně se pohybujícími rotačními součástmi. Zajišťují požadovanou přesnost vedení a vzájemnou polohu obou těles při jejich pohybu.

V pístových spalovacích motorech jsou kladeny obzvláště vysoké nároky na uložení hlavních součástí klikového mechanismu. I přes vysoké síly působící v ložiskách, je nutné zajistit jejich dostatečnou životnost a spolehlivost. Musí se navrhnout takové konstrukční řešení, které tyto podmínky bude splňovat. K tomu, aby bylo možno toto realizovat, je potřeba dokonale porozumět dějům, které se při vzájemném kluzném kontaktu dvou těles v hydrodynamickém ložisku vyskytují.

Kluzná ložiska používaná v pístových spalovacích motorech pracují na hydrodynamickém principu. To znamená že čep, otáčející se v ložisku, je unášen vrstvou kapaliny a není v kontaktu s povrchem pánve. Velikost otěru jednotlivých součástí je tak prakticky nulová. Pro popis tohoto chování byla již v roce 1886 Osbournem Reynoldsem (1842-1912) sestavena diferenciální rovnice hydrodynamického mazání. Její podrobné odvození je uvedeno např. v literatuře [1] a můžeme se s nim seznámit v následující kapitole 2.1.

2.1 Odvození Reynoldsovi hydrodynamické rovnice

2.1.1 Rovnice vztlaku mazací kapaliny mezi skloněnými rovinami

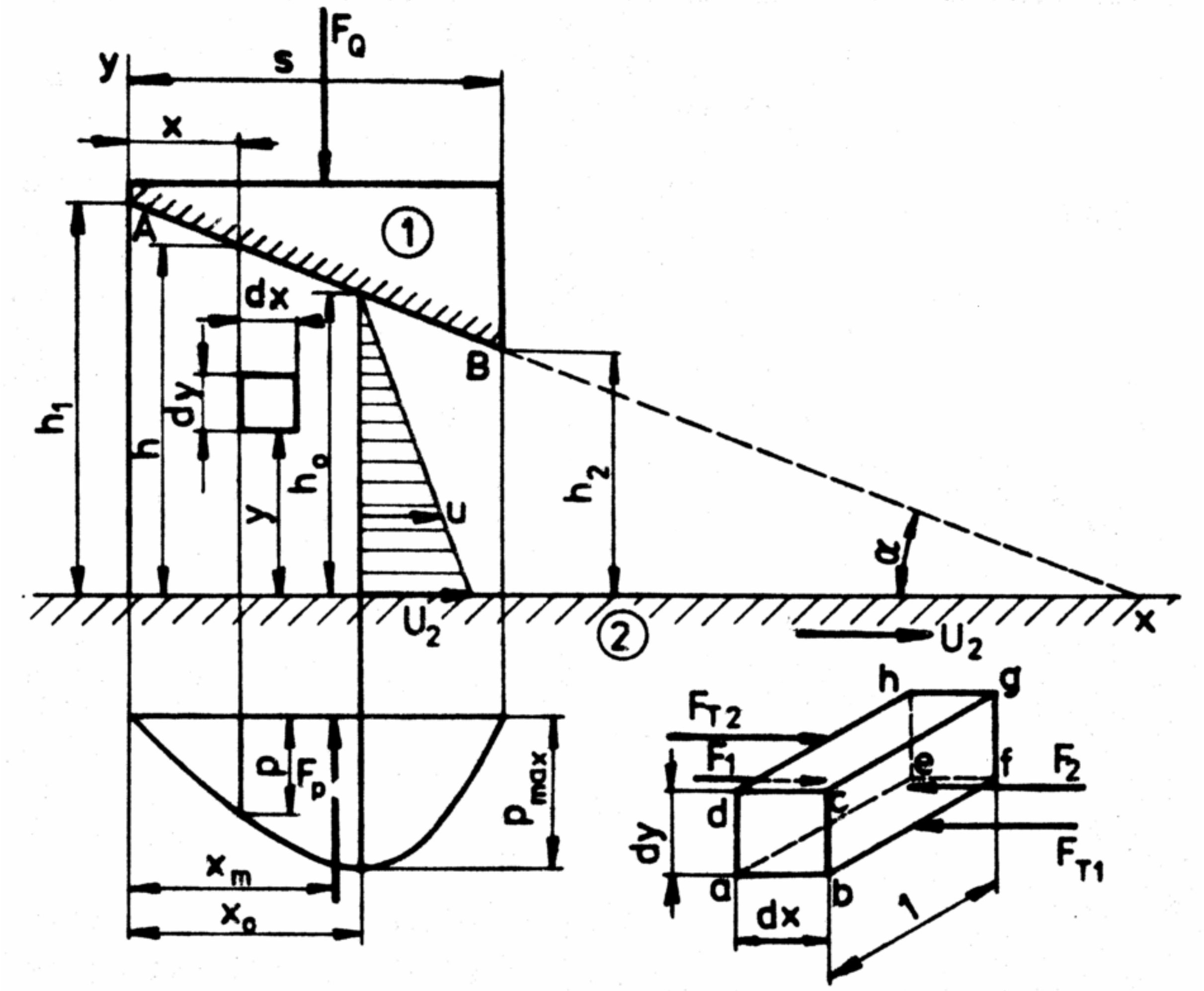
Je-li oblast mezi tělesem, omezeným rovinou, ležící v osách x z (obr. 32) a mezi tělesem a dolní plochou $\overline{AB}$ skloněnou pod úhlem α zaplněna viskózním médiem – mazivem – a dojde-li k jejich relativnímu pohybu ve směru osy x, působí v mazivu vlivem proudění tlak p, který se vzhledem ke svém vzniku nazývá hydrodynamický. Za určitých podmínek relativní rychlosti U_2 obou rovin, jejich sklonu a dynamické viskozity η, může dojít k rovnováze výsledné vztlakové síly F_p se zátěžnou silou F_Q při vhodné minimální tloušťce h_2 mazací kapaliny.

Viskozita kapaliny způsobuje odpor proti tečení vlivem vnitřního tření. Jeho velikost vystihuje Newtonův vztah

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \tag{1}$$

kde	τ	[Pa]	- tečné napětí v kapalině
	η	[Pa.s]	- dynamická viskozita
	$\frac{du}{dy}$	[s^{-1}]	- gradient rychlosti proudící kapaliny
	u	[$m.s^{-1}$]	- rychlost kapaliny ve směru x v místě x,y

Nenewtonovské kapaliny a maziva vůbec, tj. ta, která se neřídí vztahem (1), nebudou do výpočtu zahrnuta. Velikost vztlaku bude odvozena názorným postupem za těchto zjednodušujících předpokladů:



Obr. 32 Vztlak mezi skloněnými rovinami [1]

- rovina $\overline{AB}$ je ve směru osy *z*, kolmé k nákresně, nekonečně dlouhá; protože pak ve všech rovinách rovnoběžných s *xy* jsou stejné poměry proudění mazací kapaliny, postačí řešení úloh jako rovinné
- kapalina je nestlačitelná, její hustota ρ = konst.
- viskozita kapaliny η je stálá, η = konst.
- zanedbávají se hmotné síly, síly tíhové a setrvačné
- tok kapaliny je laminární, izotermický a stacionární
- tloušťka mazací vrstvy *h*, ve směru *y*, je velmi malá vzhledem k rozměrům ve směru *x* a *z*

Deska $\overline{AB}$ je v dané soustředné soustavě nepohyblivá, dolní deska s rovinou určenou osami *xz* se pohybuje rychlostí U_2 ve směru *x*. Na mazných plochách je je absorbována tzv. mezní vrstva maziva, řádově molekulární tloušťky, které sdílí pohyb spolu s mazaným místem. Na horní rovině $\overline{AB}$ je tedy $u = 0$, na dolní rovině $u = U_2$

Na elementární hranol maziva velikosti $dx.dy.1$ působí síly:

tlakové na svislé stěny

třecí na vodorovné stěny

$$\left.\begin{aligned} F_1 &= p.dy.1 \\ F_2 &= (p+\frac{\partial p}{\partial x}dx)dy.1 \\ F_{T1} &= \frac{\partial u}{\partial y}\eta.dx.1 \\ F_{T2} &= (\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}dy)\eta.dx.1 \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Ve směrech os y a z není pohybu, tedy ani tlakových změn, ani silového působení na elementární hranol maziva. Rovnovážný stav je při

$$F_1 - F_2 + F_{T2} - F_{T1} = 0$$

po dosazení (2) a úpravě

$$\frac{1}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad (3)$$

Podle stanovených předpokladů se určuje jen rychlost u toku maziva ve směru x. Dvojnásobnou integrací (3)

$$\frac{y}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial y} - C_1 \quad , \quad \frac{y^2}{2\eta}\frac{\partial p}{\partial x} = u - C_1 y - C_2 \qquad (4)$$

a protože zde $p = p(x)$, je po úpravě

$$u = \frac{y^2}{2\eta}\frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \qquad (5)$$

Při okrajových podmínkách

$$y = 0 \; ..... \; u = U_2 \quad ; \quad y = h \; ..... \; u = U_1 = 0$$

bude

$$C_2 = U_2 \quad ; \quad C_1 = -\frac{U_2}{h} - \frac{h}{2\eta}\frac{dp}{dx}$$

pak

$$u = \frac{1}{2\eta}\frac{dp}{dx}y^2 - (\frac{U_2}{h} - \frac{h}{2\eta}\frac{dp}{dx})y + U_2 \qquad (6)$$

V místě x_0 maximálního tlaku je $(-\frac{dp}{dx})_{x_0} = 0$ při tloušťce olejové vrstvy h_0; dosazením do (6) plyne pro x_0

$$u = U_2(1 - \frac{y}{h_0}) \tag{7}$$

lineární průběh rychlosti u při konstantním gradientu $\frac{du}{dy} = -\frac{U_2}{h_0}$ v souhlase s obr. 32

Při zachování kontinuity proudícího média prochází všemi příčnými řezy stejné množství kapaliny. Elementem plochy příčného průřezu (svislou stěnou hranolu) $dy.1$ proteče za časovou jednotku elementární objemové množství

$$dq = u.dy.1$$

a celkovým příčným průřezem projde za jednotku času

$$Q = \int_0^h dq = \int_0^h u.dy = \int_0^h \left[\frac{y^2}{2\eta}\frac{dp}{dx} - (\frac{U_2}{h} + \frac{h}{2\eta}\frac{dp}{dx})y + U_2) \right] dy$$

$$Q = -\frac{h^3}{12\eta}\frac{dp}{dx} + \frac{U_2 h}{2} \tag{8}$$

Průřezem v místě $x = x_0$, kde $h = h_0$, $\frac{dp}{dx} = 0$ projde stejné množství Q, tedy $Q = \frac{U_2 h_0}{2}$. Porovnání s (8)

$$\frac{U_2 h_0}{2} = -\frac{h^3}{12\eta}\frac{dp}{dx} + \frac{U_2 h}{2}$$

dává

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta U_2 \frac{h - h_0}{h^3} \tag{9}$$

Vyjádřenou závislostí $dx = -\frac{dh}{tg\alpha}$ se (9) upraví po integraci

$$\frac{dp}{dh} = -\frac{6U_2\eta}{tg\alpha}(\frac{1}{h^2} - \frac{h_0}{h^3})$$

a integrací

$$p = 6U_2\eta \frac{1}{tg\alpha}(\frac{1}{h} - \frac{h_0}{2h^2}) + C_3$$

Konstanty h_0, C_3 se určí z dalších okrajových podmínek

$x = 0$ ..... $h = h_1$ ….. $p = p_0$; $x = s$ ..... $h = h_2$ ….. $p = p_0$

$$\left.\begin{aligned} p_0 &= 6U_2\eta \frac{1}{tg\alpha}(\frac{1}{h_1} - \frac{h_0}{2h_1^2}) + C_3 \\ p_0 &= 6U_2\eta \frac{1}{tg\alpha}(\frac{1}{h_2} - \frac{h_0}{2h_2^2}) + C_3 \end{aligned}\right\} \qquad \begin{aligned} h_0 &= \frac{2h_1h_2}{h_1 + h_2} \\ C_3 &= p_0 - 6U_2\eta \frac{1}{tg\alpha}.\left(\frac{1}{h_{1,2}} - \frac{h_1h_2}{h_{1,2}^2(h_1 + h_2)}\right) \end{aligned}$$

kde $h_{1,2}$ značí h_1, resp. h_2; dosazením za konstanty

$$p = 6U_2\eta \frac{1}{tg\alpha}\left[\frac{1}{h} - \frac{1}{h_{1,2}} - \frac{h_1h_2}{h_1 + h_2}\left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_{1,2}^2}\right)\right] + p_0 \tag{10}$$

Ze závislost proměnných lze podle potřeby dosadit $tg\alpha = (h_1 - h_2)/s$ nebo $h_1 = h_2 + s.tg\alpha$, tedy např.

$$p = 6U_2\eta \frac{s}{h_1 - h_2}\left[\frac{1}{h} - \frac{1}{h_{1,2}} - \frac{h_1h_2}{h_1 + h_2}\left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_{1,2}^2}\right)\right] + p_0 \tag{11}$$

Rovnice hydrodynamického tlaku umožňuje stanovit i další důležité veličiny hydrodynamického mazání, jako výslednou vztlakovou sílu F_p a její polohu x_m a také velikost síly třecí F_T. Síly F_P a F_T jsou vztaženy na jednotku délky z.

<u>Výpočet velikosti vztlakové síly F_p</u>

Elementární vztlaková síla $dF_p = (p - p_0)dx.1$ a s užitím $dx = -dh/tg\alpha$ je $dF_p = -(p - p_0)dh/tg\alpha$. Integrací

$$F_p = -\int_{h_1}^{h_2}(p - p_0)\frac{dh}{tg\alpha} = -6U_2\eta \frac{1}{tg^2\alpha}\int_{h_1}^{h_2}\left[\frac{1}{h} - \frac{1}{h_{1,2}} - \frac{h_1h_2}{h_1 + h_2}\left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_{1,2}^2}\right)\right]dh =$$

$$= -6U_2\eta \frac{1}{tg^2\alpha}\left[\left[\ln h - \frac{h}{h_{1,2}} + \frac{h_1h_2}{h_1 + h_2}(\frac{1}{h} + \frac{h}{h_{1,2}^2})\right]\right]_{h_1}^{h_2}$$

$$F_p = -6U_2\eta \frac{1}{tg^2\alpha}(\ln\frac{h_2}{h_1} + 2\frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2}) \tag{12}$$

resp.

$$F_p = -6U_2\eta(\frac{s}{h_1 - h_2})^2(\ln\frac{h_2}{h_1} + 2\frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2}) \tag{13}$$

Pro zpřehlednění rovnice se někdy dosazuje $h_1 / h_2 = \kappa$.

Vztlaková výslednice je v tomto vyjádření

$$F_p = 6U_2\eta \frac{s^2}{h_2^2(\kappa - 1)^2}(\ln\kappa - 2\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1}) \tag{14}$$

Protože F_p je nulová pro $\kappa = 0$ a pro $\kappa = \infty$, má v tomto intervalu maximum.

Řešení $\frac{dF_p}{d\kappa} = 0$ dá $\kappa \approx 2{,}2$.

Dle (14) vzrůstá vztlaková síla s rychlostí, viskozitou a nosnou plochou, klesá s růstem nejmenší tloušťky mazací vrstvy a dosahuje maxima při $\kappa = 2{,}2$. Pro $\kappa = 2{,}2$ je

$$F_p = 0{,}16U_2\eta\frac{s^2}{h_2^2} \quad ; \quad x_m \approx 0{,}57s$$

$$F_T = -0{,}75U_2\eta\frac{s}{h_2} \quad ; \quad \mu_e \approx 4{,}7\frac{h_2}{s} = \frac{|F_T|}{F_p}$$

Podle obr. 32 je $h_1 > h_2$. Pak výraz v závorce rovnice (12) je záporný a vztlaková síla F_p je kladná ve směru osy y.

Výpočet x_m – polohy působiště vztlakové síly

Poloha výslednice vztlaku F_p je dána souřadnicí x_m z podmínky momentové rovnováhy

$$F_p x_m = \int_0^s x.dF_p = \int_0^s x(p - p_0)dx = -\frac{1}{tg^2\alpha}\int_{h_1}^{h^2}(h_1 - h)(p - p_0)dh \tag{15}$$

Výpočet třecí síly F_t pro pohybující se desku

Třecí síla pro pohybující se desku s rovinou v osách xz, tedy pro souřadnici $y = 0$ je podle (1)

$$\tau_{y=0} = \eta(\frac{du}{dy})_{y=0} \qquad \text{a podle (6)}$$

$$(\frac{du}{dy})_{y=0} = -(\frac{U_2}{h} + \frac{h}{2\eta}\frac{dp}{dx}) \qquad \text{pak} \qquad \tau_{y=0} = -\eta\frac{U_2}{h}(4 - 3\frac{h_0}{h})$$

Když $dF_T = \tau_{y=0}.dx.1 = -\dfrac{1}{tg\alpha}\tau_{y=0}.dh$

bude

$$F_T = -\frac{1}{tg\alpha}\int_{h_1}^{h_2}\tau_{y=0}.dh = \eta\frac{U_2}{tg\alpha}\int_{h_1}^{h_2}(\frac{4}{h} - \frac{3h_0}{h^2})dh = \eta\frac{U_2}{tg\alpha}\left|4\ln h + \frac{3h_0}{h}\right|_{h_1}^{h_2}$$, po dosazení a úpravě

$$F_T = U_2\eta\frac{2}{tg\alpha}(2\ln\frac{h_2}{h_1} + 3\frac{h_1 - h_2}{h_1 + h_2}) \tag{16}$$

Protože pro $h_1 > h_2$ je výraz v závorce záporný, působí třecí síla F_T proti smyslu pohybu U_2. Pro posouzení třecího odporu lze stanovit efektivní součinitel tření μ_e

$$\mu_e = \frac{|F_T|}{F_p} \tag{17}$$

Zákonitost hydrodynamického vztlaku (10), zpracovaná ve svém principu Reynoldsem, obsahuje v uvedeném jednoduchém případě značně zjednodušující předpoklady, které nebývají v technické praxi splněny všechny. Ložiska nejsou nekonečně dlouhá, mazivo vytéká na jejich okrajích a je třeba řešit jeho proudění a tlakový spád ve směru z. Mazané plochy jsou obvykle zakřiveny. Viskozita maziva je výrazně závislá na teplotě; i když lze v ustáleném chodu počítat s průměrnou či efektivní teplotou celé mazací vrstvy, je třeba tuto teplotu znát pro správné stanovení viskozity maziva. Při velkých rychlostech přechází laminární proudění v turbulentní, se silnou závislostí na tvaru mazných ploch, dochází ke kmitání a k růstu energetických ztrát.

2.1.2 Obecná Reynoldsova rovnice hydrodynamického mazání

Zobecněné řešení hydrodynamického tlaku vychází z Navier – Stokesových rovnic proudění newtonské kapaliny

$$\left.\begin{aligned}
\rho\frac{du}{dt} &= \rho\cdot X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\eta(2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\operatorname{div}\vec{v})\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\eta(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\eta(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z})\right] \\
\rho\frac{dv}{dt} &= \rho\cdot Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\eta(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\eta(2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\operatorname{div}\vec{v})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\eta(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z})\right] \\
\rho\frac{dw}{dt} &= \rho\cdot Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\eta(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x})\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\eta(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y})\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\eta(2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}\operatorname{div}\vec{v})\right]
\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

kde ρ - hustota kapaliny

u, v, w - složky vektoru rychlosti kapaliny $\vec{v} = iu + jv + kw$, do směru souřadných os x, y, z

X, Y, Z - složky vektoru tíhového zrychlení; tíhová síla jednotkového objemu maziva $\vec{K} = \rho\vec{g} = \rho(iX + jY + kZ)$

Levé strany rovnic (18) vyjadřují inerciální síly proudícího média a rozepsány jsou ve tvaru

$$\left.\begin{aligned}
\rho\frac{du}{dt} &= \rho(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial y}\frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial z}\frac{\partial z}{\partial t}) = \rho(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}) \\
\rho\frac{dv}{dt} &= \rho(\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x}\frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial y}\frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial z}\frac{\partial z}{\partial t}) = \rho(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}) \\
\rho\frac{dw}{dt} &= \rho(\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial x}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial z}\frac{\partial z}{\partial t}) = \rho(\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z})
\end{aligned}\right\} \qquad (19)$$

Soustava Navier – Stokesových rovnic je nelineární. Rychlosti u, v, w jsou v nich vázány rovnicí kontinuity

$$\operatorname{div}(\rho\vec{v}) = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \qquad (20)$$

S užitím Laplaceova skalárního operátoru $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ se s uvedeným předpokladem rovnice zjednoduší na

$$\left.\begin{aligned}
\rho\frac{du}{dt} &= \rho.X - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta\Delta u + 2\frac{\partial \eta}{\partial x}\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \eta}{\partial y}(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial \eta}{\partial z}(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}) \\
\rho\frac{dv}{dt} &= \rho.Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta\Delta v + \frac{\partial \eta}{\partial x}(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}) + 2\frac{\partial \eta}{\partial y}\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \eta}{\partial z}(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}) \\
\rho\frac{dw}{dt} &= \rho.Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta\Delta w + \frac{\partial \eta}{\partial x}(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}) + \frac{\partial \eta}{\partial y}(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}) + 2\frac{\partial \eta}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial z})
\end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

Pro konstantní viskozitu η přejdou tyto rovnice na

$$\rho\frac{du}{dt} = \rho.X - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta\Delta u\,;\ \rho\frac{dv}{dt} = \rho.Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta\Delta v\,;\ \rho\frac{dw}{dt} = \rho.Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta\Delta w \qquad (22)$$

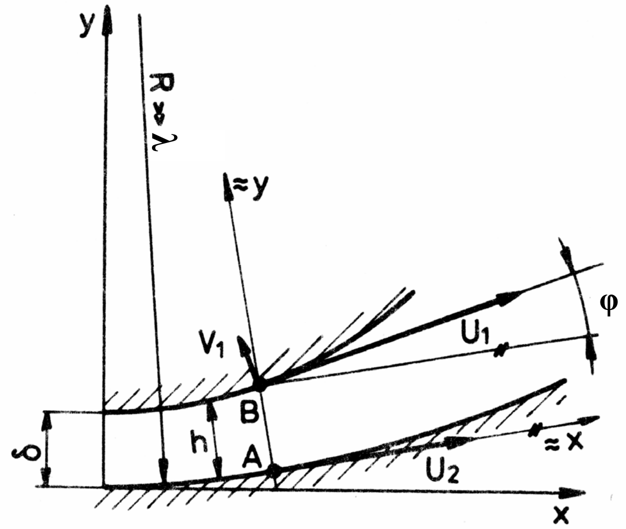
Po zanedbání tíhových a inerciálních sil je

$$\frac{1}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \frac{1}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \qquad (23)$$

a k tomu rovnice kontinuity

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{24}$$

Soustava sinultánních rovnic (23) a (24) je matematickým základem hydrodynamické teorie mazání při malých Reynoldsových číslech izotermicky a laminární proudící kapaliny. Pro proudění jen ve směru x lze srovnat první z rovnic (23) s názorně odvozenou rovnicí (3). Protože hydrodynamický tlak je nezávislí na y, je možno v tomto směru integrovat všechny výrazy (23), (24).



Obr. 33 Vztlak mezi zakřivenými plochami [1]

Při vyšetřování vztlaku mezi zakřivenými plochami se obvykle vychází z podmínek dle obr. 33. Poloměr zakřivení R a délka nosné vrstvy L ve směru z jsou podstatně větší než tloušťka mazací vrstvy λ; $R, L >> \lambda$. Rychlost pohybu mazných ploch $U_{1,2} >> V_1$. Zakřivení je relativně tak malé, že je možno považovat klínovou mazací vrstvu za rozvinutou do roviny xz. Nechť tečná rychlost povrchu dolní plochy do směru x je U_2 a nechť vektor rychlosti bodů horní plochy má do svého tečného směru složku U_1 a do normálové složky V_1. Proměnlivá vzdálenost obou ploch ve směru y budiž $h = h(x, z)$.

Pro malá φ platí

$tg\varphi = \frac{\partial h}{\partial x} \approx \sin\varphi$, $\cos\varphi \approx 1$, což v okrajových podmínkách dá

$y = 0$ ..... $u = U_2$, $v = 0$, $w = 0$

$y = h(x, z)$ ..... $u = U_1\cos\varphi - V_1\sin\varphi \approx U_1 - V_1\frac{\partial h}{\partial x}$

$$v = U_1\sin\varphi + V_1\cos\varphi \approx U_1\frac{\partial h}{\partial x} + V_1$$

$$w = 0$$

Pro malé V_1 lze dále zjednodušit na

$$y = h(x, z) \; ..... \; u = U_1, \quad v = V_1 + U_1 \frac{\partial h}{\partial x}, \quad w = 0 \tag{25}$$

Integrace (23) a (24) dá Reynoldsovu rovnici pro výpočet přetlaku p v ložisku při daných podmínkách.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\left[\left(U_1 + U_2\right)\frac{\partial h}{\partial x} + 2V_1\right] \tag{26}$$

Tato Reynoldsova diferenciální rovnice umožňuje v mnoha případech s dobrou přesností popsat podmínky hydrodynamického mazání. Snadno lze z ní odvodit např. vztlakovou rovnici (9) za předchozích podmínek pro skloněnou rovinu a řešit i řadu složitějších úloh.

V rovnici (26) se někdy užívá střední hodnoty unášivých rychlostí přilnutého maziva

$$U_S = \frac{U_1 + U_2}{2} \tag{27}$$

pak

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 12\left[U_S \frac{\partial h}{\partial x} + V_1\right] \tag{28}$$

2.2 Metody výpočtu hydrodynamických kluzných ložisek

Hydrodynamicky mazaná ložiska patří k nejdůležitějším kluzným ložiskám, protože plné kapalinné mazání zaručuje dlouhodobě jejich spolehlivý chod prakticky bez opotřebení. Jejich výpočet navazuje na výše uvedené řešení Reynoldsovy rovnice s uvážením reálných konstrukčních a provozních podmínek. Aby čep a pánev ložiska byli i v nejmenší mazací mezeře odděleny souvislou vrstvou maziva, je třeba, aby byly splněny následující podmínky:

- mezi kluzné plochy musí být přiváděno dostatečné množství přiměřeně viskózního maziva
- olej musí proudit určitou rychlostí v nejužším místě ložiskové mezery
- kluzné plochy se musí pohybovat vhodnou relativní rychlostí vzhledem k místu s nejtenčí vrstvou maziva
- mezera mezi kluznými plochami se musí klínovitě zužovat ve smyslu pohybu
- mazivo musí lpět na povrchových plochách obou kluzných členů ložiska

U radiálních ložisek je podmínka klínovitě zužující se mezery splněna již na základě jejich konstrukce, protože při výchylce čepu z centrální polohy vznikne klínovitá mezera.

Unášivý pohyb kluzných povrchů vyvolá proudění viskózního maziva. Tím vznikne v mazací vrstvě hydrodynamický tlak. Ten působí na kluzné plochy, čímž vznikne tlaková síla. Aby byla zajištěna správná funkčnost ložiska, musí být vzniklé síly v rovnováze se zátěžnou silou.

Pro řešení Reynoldsovy rovnice je užita řada zjednodušujících předpokladů:

- mazací kaplina je nestlačitelná, rychlost proudění je hluboce podzvuková, Machovo číslo $M << 1$
- proudění je stacionární, laminární a izotermické; mazací kapalina má časově i místně stálou hustotu, viskozitu a teplotu, $Re < 2000$
- mezní vrstva maziva se pohybuje unášivou rychlostí kluzných povrchů
- vrstva maziva je velmi tenká, takže vliv jejího zakřivení je zanedbatelný a lze ji řešit jako rozvinutou do přímého směru
- mazací vrstva je zcela zaplněna homogenním mazivem
- tíha maziva a setrvačné síly jsou v mazací vrstvě zanedbatelné
- ve směru tloušťky mazací vrstvy je konstantní tlak, takže mazivo v tomto směru neproudí, $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$
- platí Newtonův zákon $\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy}$
- zanedbává se vliv přívodního tlaku na tlakové pole maziva i vliv podtlakové části mazací vrstvy
- mikrogeometrické a makrogeometrické úchylky tvaru kluzných ploch se převádějí na ekvivalentní ideální geometrické tvary; úchylky vzájemné polohy se obvykle zanedbávají
- části ložiska jsou dokonale tuhé, nemění ani svou velikost ani tvar
- za směrodatnou teplotu pro stanovení výpočetní viskozity maziva se považuje střední teplota maziva na výstupu z ložiska

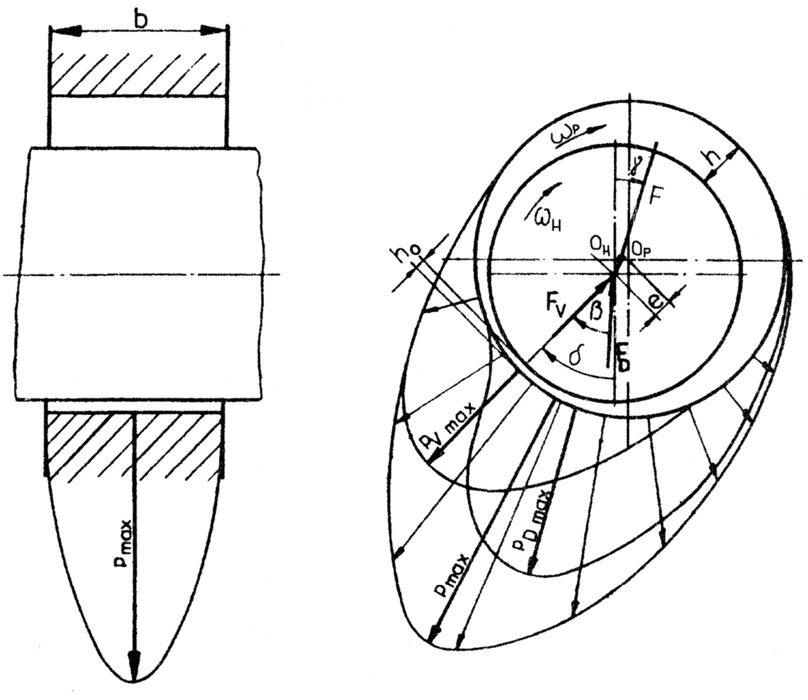
Při výpočtu je třeba uvážit, do jaké míry jsou tyto předpoklady splněny, protože části ložiska nejsou absolutně tuhé a vlivem výroby, montáže a provozu nemají ideální tvary ani vzájemnou polohu. Také změna viskozity maziva, případně i hustoty, a to především vlivem teplotních změn, může vést k rozdílu vypočtených a skutečných vlastností ložisek. Pokud by s mazací kapalinou vnikal do mazací vrstvy i vzduch a nečistoty, může být funkce ložiska ovlivněna i velmi značně.

Má-li výpočet ložiska odpovídat skutečnosti, je třeba uvážit větší počet vlivů a proto ve výpočtu vystupuje mnoho veličin.

2.2.1 Radiální ložiska s hydrodynamickým mazáním dynamicky zatížená

Kluzná ložiska klikové hřídele spalovacího motoru jsou vystavena za provozu dynamickému zatížení. Díky charakteristice zatížení dochází k neustálé změně velikosti a směru zátěžné síly. Také časová změna hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti ω^* znamená změnu tloušťky olejového filmu. V obou případech jsou důležité veličiny ložiska nestacionární a rozložení tlaku v mazací vrstvě je popsáno obecnou Reynoldsovou diferenciální rovnicí (18), která není v uzavřeném tvaru řešitelná. Proto byly řešeny vybrané prakticky důležité případy zatížení za zjednodušujících předpokladů nebo jen přibližnými metodami. Cílem všech řešení je stanovit dráhu středu čepu v intervalu pracovního cyklu a z ní určit velikost a polohu nejmenší tloušťky mazacího filmu.

Nejjednodušší metody přibližného výpočtu převádějí zatížení dynamické na přibližně ekvivalentní zatížení kvazistatické. Většina přesnějších a přitom prakticky použitelných metod používá superpozice dvou jednodušších situací a to samostatné rotace a translace čepu, na které lze jeho rovinnou trajektorii rozložit (Obr. 34).



Obr. 34 Vznik hydrodynamického tlaku v dynamicky zatíženém válcovitém kluzném ložisku; označení veličin pro výpočet [3]

Velmi rozšířená je metoda Hollandova, založená na vektorovém součtu dílčích výsledných sil od otáčení a radiálního vytlačování. Je vhodná pro ložiska s relativní šířkou $b^* = 0{,}125 \div \infty$ a je snadno programovatelná.

2.2.1.1 Metoda Hollandova

Užívá obecné Reynoldsovy rovnice, upravené pro válcové ložisko do bezrozměrného tvaru v polárních souřadnicích. Řešení se zjednodušuje tím, že se uvažuje oddělené tlakové pole od čistého otáčení a zvlášť tlakové pole od čistého radiálního posuvu čepu s příslušnými Sommerfeldovými čísly So_D, So_V. Vyšetřují se dílčí vztlakové síly olejového filmu a ty se sčítají na výslednici, která je v každém časovém okamžiku v rovnováze se zátěžnou silou. Reynoldsova obecná rovnice se takto člení na dvě jednodušší diferenciální rovnice, ze kterých lze určit časovou změnu relativní excentricity středu čepu $d\varepsilon / dt$ a s uvážením hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti

$$\omega^* = \omega_H + \omega_P - 2\frac{d\delta}{dt} \ , \qquad (29)$$

se určí časová změna polohy h_o, $\frac{d\delta}{dt}$. Ze stanovených $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$ $\dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt}$ je možno určit trajektorii středu čepu pro daný průběh vektoru zatížení $\vec{F} = \vec{F}(t)$ s uzavřeným periodickým cyklem. Výchozí bod trajektorie se volí v souřadnicích ε_1, δ_1 a výpočet se iterativním způsobem tolikrát, až tvoří vypočtená trajektorie uzavřenou křivku v intervalu pracovního cyklu.

Rovnice se většinou zjednoduší obvyklou situací $\omega_P = 0$ a převádějí se na řešení diferenčních rovnic s konečnými kroky $\Delta\varepsilon, \Delta\delta$. Výpočtový krok úhlu otočení klikové hřídele se volí (1 – 5)° podle požadované přesnosti řešení. Usnadnění výpočtu lze dosáhnout náhradou složitějších závislostí $So_D = f_1(\varepsilon, b/d)$ a $So_V = f_2(\varepsilon, b/d)$ přibližnými analytickými výrazy (Eberhard, Lang). Pro urychlení výpočtu stanovil Gläser podmínku, že uvnitř výpočtového kroku se mohou hodnoty So_D a So_V změnit nejvýše o 30% a to pro technicky účelnou oblast $\varepsilon > 0{,}4$ a $b/d \geq 0{,}25$. Není-li toto kritérium splněno, musí se výpočtový krok zmenšit.

S ohledem na vysokou časovou náročnost výpočtu se počítá výhradně na počítači za pomocí dostupných softwarových aplikací. Úplný výpočet, včetně tepelné bilance, určí nejen trajektorii čepu a velikost i polohu h_o, ale také střední teplotu oleje v mazací vrstvě a jeho průtokové množství ložiskem při zvolené relativní ložiskové vůli ψ. Počítačové řešení tak umožňuje volbou několika variant dostatečně výstižnou optimalizaci ložiska s ohledem na jeho maximální možnou únosnost a provozní spolehlivost v oblasti hydrodynamického mazání.

3 Modely ložisek v multibody systému ADAMS - Engine

Jak již bylo výše uvedeno, chování dynamicky zatížených kluzných ložisek lze popsat obecnou Reynoldsovou diferenciální rovnicí. Ta však nemůže být řešena analyticky. Když

počítáme kluzná ložiska v prostředí multibody systému ADAMS, můžeme při výběru zahrnout nebo vyloučit vychýlení čepu pomocí následujících metod:

- **Dvojrozměrná metoda** – osa čepu je neustále rovnoběžná s osou pánve (zanedbáváme vychýlení). K řešení je použita empirická analytická rovnice. Tento přístup, který je podobný metodě impedance, je nejvíce účinný způsob k modelování hydrodynamických ložisek.

- **Třírozměrná metoda** – osa čepu je nakloněna oproti ose pánve o úhel (zahrnujeme vychýlení). Při použití této metody musí být Reynoldsova rovnice řešena explicitně. K tomu, aby byla simulace udržena v přijatelném rozsahu, musíme oddělit hydrodynamické řešení od řešení dynamického. Z těchto důvodů je tedy Reynoldsova rovnice řešena pro různé provozní podmínky ložiska (přibližně pro 60 excentricit a 60 hodnot vychýlení osy čepu) před dynamickou analýzou. Výsledky jsou uloženy v hydrodynamické databázi představující bezrozměrné ložiskové reakční síly a souřadnice působišť těchto sil. Dále pak databáze obsahuje bezrozměrné excentricity a hodnoty vychýlení ložiska. Během dynamického řešení podprogram ADAMS/Solver vstupuje do tohoto databázového souboru dat a provádí další nezbytné analitické kroky (transformuje souřadnice, atd.).

Obě výše uvedené metody již byly použity v mnoha procesech při vývoji spalovacích motorů a jsou úspěšně ověřeny.

Výstupem těchto simulačních metod jsou následující veličiny:

- **Síly**
  - Radiální síly v ose x a y
  - Momenty v osách x a y způsobené vychýlením
  - Třecí moment
  - Množství protékajícího oleje
- **Rychlosti**
  - Relativní excentrické rychlosti ve směru x a y mezi pouzdrem a čepem ložiska
  - Efektivní excentrické rychlosti
  - Relativní úhlová rychlost
  - Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost
- **Posuvy**
  - Excentricity v obou radiálních směrech

- Bezrozměrná excentricita
- Minimální tloušťka mazací mezery
- Úhlová pozice minimální mezery
- Úhel naklopení osy čepu

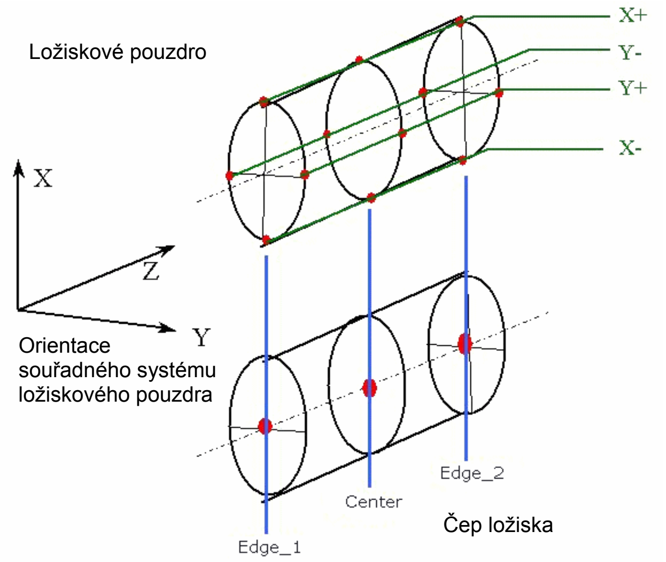
- **Výstupní veličiny axiálního ložiska**
  - Axiální posuv
  - Bezrozměrný axiální posuv (2*axiální posuv/ložisková vůle)
  - Axiální rychlost
  - Bezrozměrná axiální rychlost (2*axiální rychlost/ložisková vůle)
  - Síla působící v ose

- Výstupní veličiny ložiska klikového čepu
  - Relativní posunutí v souřadnicovém systému čepu
  - Radiální síly působící v osách *x* a *y* souřadnicového systému čepu

3.1 3D model hydrodynamického ložiska

K přesnějšímu popsání dynamického pohybu čepu v ložiskovému pouzdru byla vyvinuta metoda, jak lépe simulovat rozložení hydrodynamického tlaku u čepu, jehož osa je vychýlena vůči ose ložiskového pouzdra.

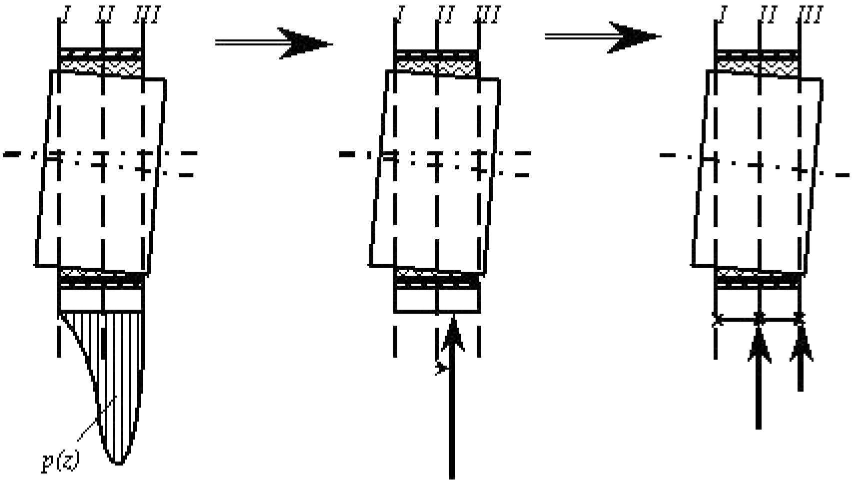
3D hydrodynamické ložisko se skládá ze tří rovin (obr. 35). Každá obsahuje jeden centrální uzel a čtyři uzly na ložiskovém pouzdru. Toto uspořádání uzlů ve třech rovinách tak lépe vystihuje rozložení tlaku oleje v mazací vrstvě při vychýlení ložiskového čepu.



Obr. 35 3D model hydrodynamického ložiska [22]

Hlavní charakteristiky, které vystihující tento 3D model hydrodynamického ložiska jsou následující:

- Vychýlení čepu vůči ložiskovému pouzdru vede k nerovnoměrnému rozložení tlaku oleje v mazací vrstvě
- Výsledná síla nepůsobí pouze v centrální části ložiska
- Reakce způsobená vychýlením čepu je vždy popsána pomocí dvojice sil
- Nevyskytují se žádné tahové síly



Obr. 36 Nerovnoměrné rozložení tlaku a ekvivalentní nahrazení silovou soustavou [22]

4 Sestavení klikového mechanismu v multibody systému ADAMS - Engine

K tomu, aby bylo možné provést simulace chování kluzných ložisek při různých provozních podmínkách, je nutné sestavit v multibody systému ADAMS – Engine virtuální klikový mechanismus. Hlavním cílem tohoto snažení je dosáhnout co nejvěrohodnějších výsledků. Proto je důležité sestavit takový klikový mechanismus, který se bude blížit co nejvíce reálným hodnotám. Pro řešení dynamiky musí jednotlivé komponenty obsahovat informaci o hmotnosti, momentech setrvačnosti, modulu pružnosti v tahu a součiniteli příčné deformace (Poissonovo číslo).

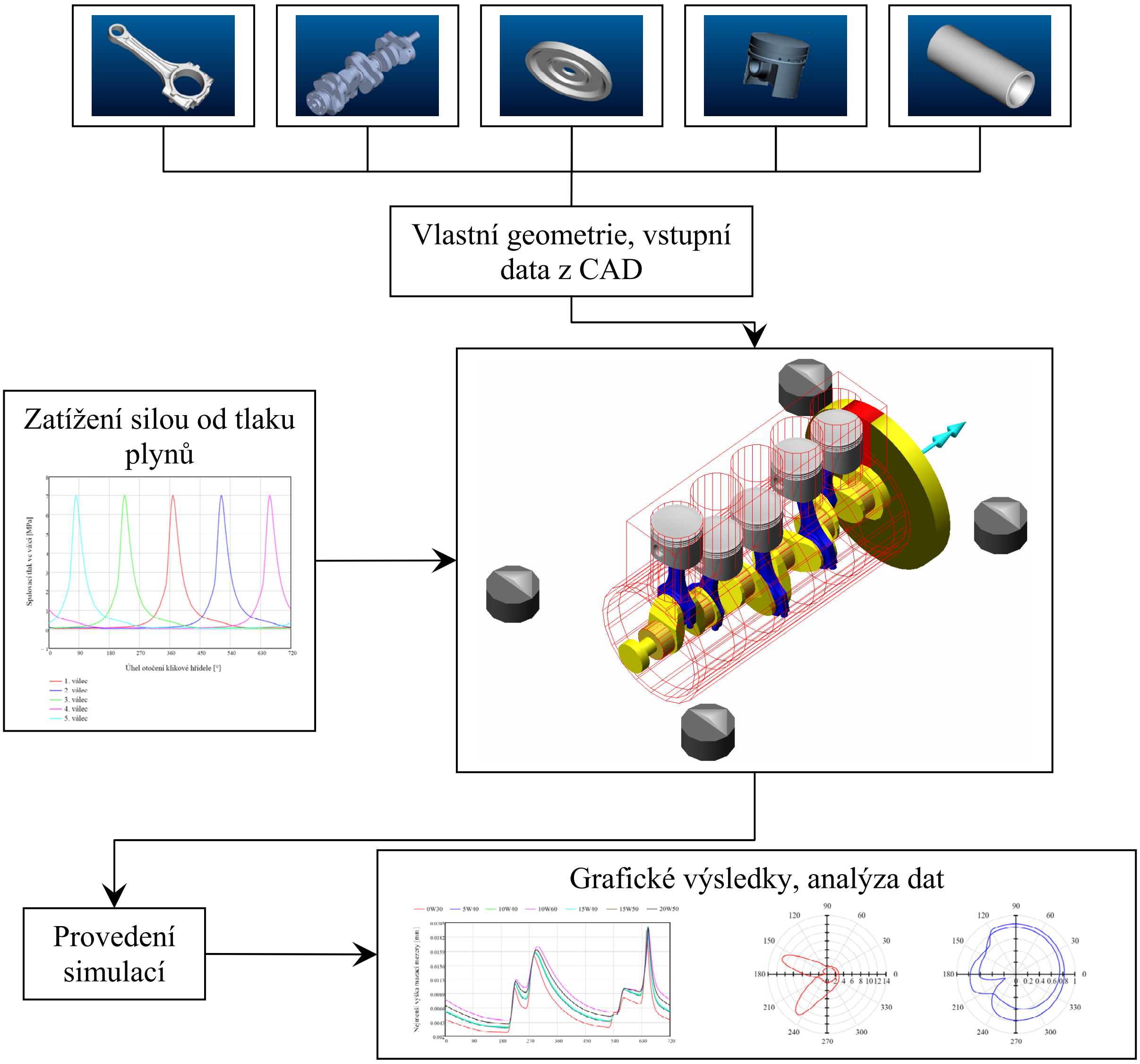
Při sestavování virtuálního motoru v multibody systému ADAMS – Engine je možné využít několik možností.

- První je založena na modálním přístupu. Jednotlivé komponenty jsou z CAD systému importovány do MKP softwaru v němž je provedena jejich modální analýza. Tyto MKP modely jsou pak použity při vyšetřování dynamického pohybu těles v multibody systému. Takto zvolený postup je nejúčinnější způsob, jak dosáhnou nejpřesnějších výsledků.

- Druhou možností je využít základního rozhraní. To je přizpůsobeno pro použití tuhých komponent a lze modifikovat pouze klikovou hřídel v závislosti na druhu požadované analýzy.

Jelikož první metoda vyžaduje vysokou časovou náročnost a zvýšené nároky na hardwarové vybavení, byla pro potřeby simulací v této práci zvolena druhá možnost. Dosažené výsledky sice nejsou tak přesné, ale pro posouzení chování kluzných ložisek postačují.

Jak již bylo uvedeno, druhá možnost umožňuje použit na analýzy pouze tuhá tělesa s několika modifikacemi klikové hřídele. Geometrie jednotlivých těles je při sestavování klikového mechanismu generována multibody systémem automaticky a vychází ze zadaných vstupních dat. Jednotlivým částem jsou pak ze zadané hustoty a geometrie vypočteny hmotnosti a momenty setrvačnosti. Pro zpřesnění výsledků je možné tyto hodnoty zadat z vlastní geometrie, což bylo provedeno i v tomto případě. Zjednodušené schéma tohoto postupu je na obr. 37.

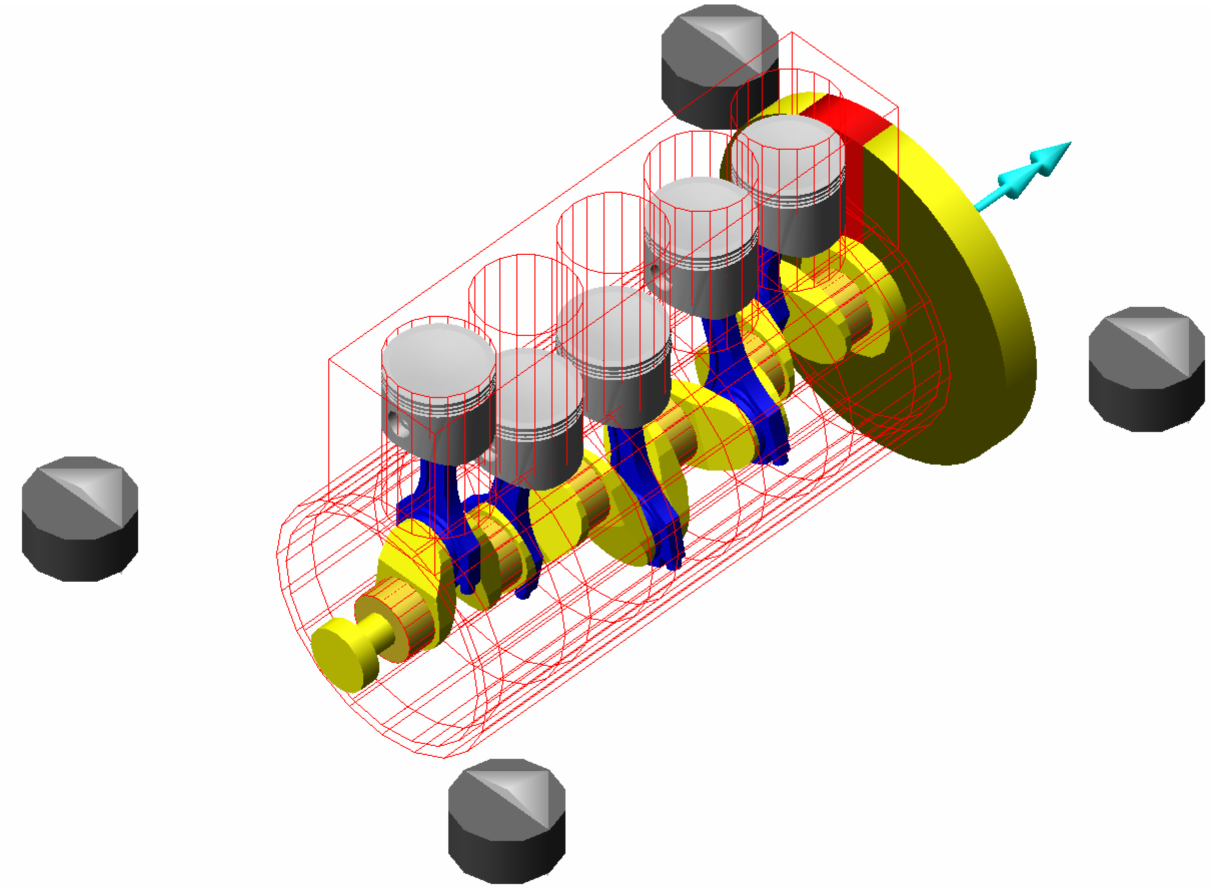


Obr. 37 Virtuálního motoru s tuhými tělesy

4.1 Základní rozměry klikového mechanismu

Při návrhu klikového mechanismu se vycházelo z již existujícího zážehového řadového tříválce. Z něho byly převzaty důležité rozměry a sestaven zážehový řadový pětiválec s následujícími rozměry:

- Zdvihový objem motoru – 1,99 dm^3
- Zdvih – 86,9 mm
- Vrtání válce – 76,5 mm
- Rozteč jednotlivých válců – 82.0 mm
- Průměr pístního čepu – 20 mm
- Délka pístního čepu – 60 mm
- Vzdálenost mezi nálitky pístního čepu – 25 mm
- Průměr hlavního ložiska klikové hřídele – 52 mm
- Průměr ojničního ložiska klikové hřídele – 42 mm
- Šířka ložiskové pánve hlavního ložiska klikové hřídele – 18 mm
- Šířka ložiskové pánve ojničního ložiska klikové hřídele – 17 mm

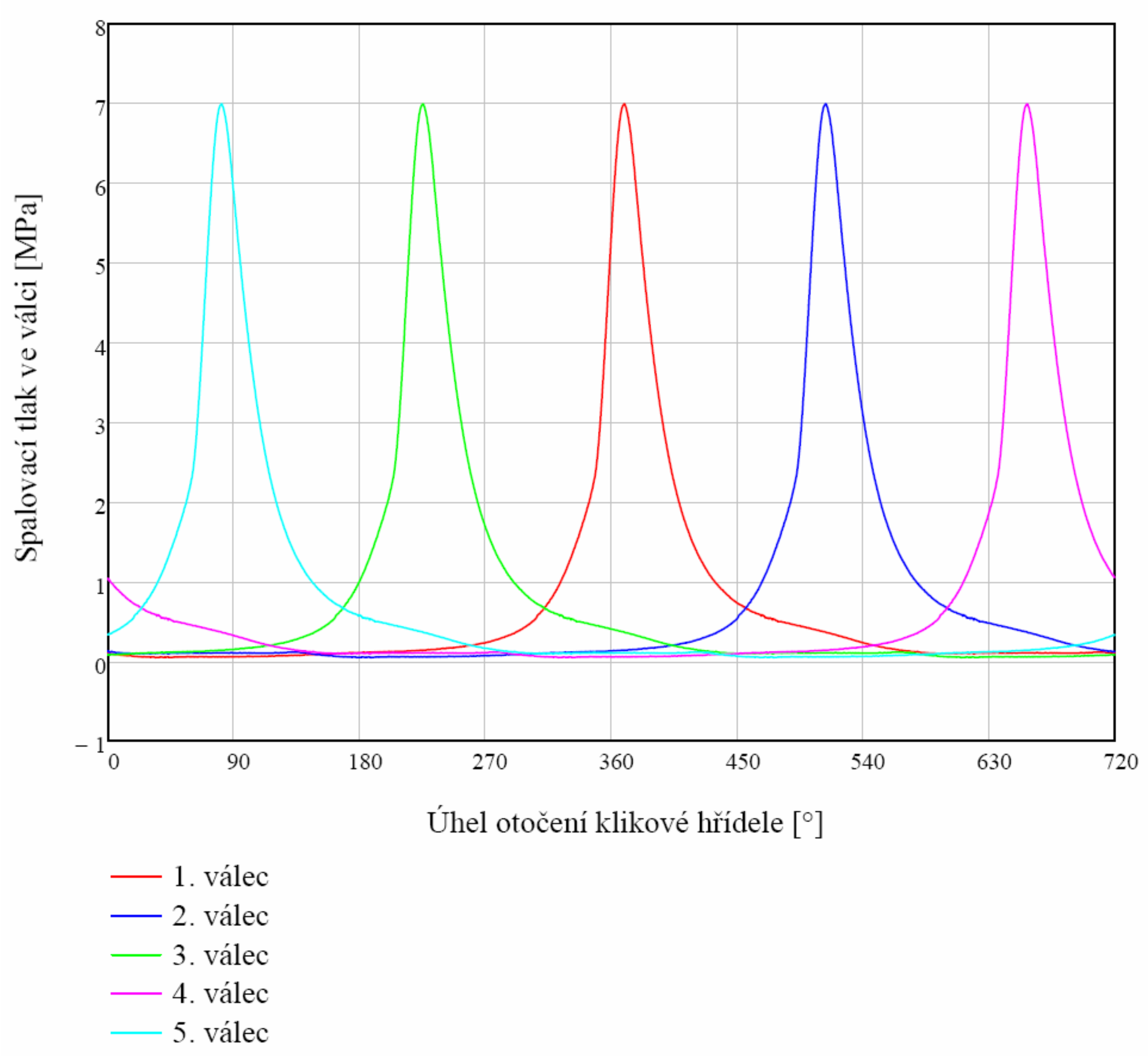


Obr. 38 Virtuální model pětiválcového klikového mechanismu

Na obr. 38 je vyobrazen již sestavený pětiválcový klikový mechanismus. Skládá se z klikové hřídele, bloku motoru, pěti pístů, pěti pístních čepů, pěti ojnic a setrvačníku. K rámu je upevněn pomocí čtyř zavěšení. Spojení mezi rotujícími součástmi je provedeno ložisky.

4.2 Zatížení klikového mechanismu

Zatížení klikového mechanismu (obr.39) je realizováno silou od tlaku plynů, která působí na každý píst. Její velikost je převzata z již výše zmíněného tříválcového motoru, u něhož byla získána měřením v rozsahu otáček 1000 – 6000 1/min.



Obr. 39 Velikost spalovacího tlaku v jednotlivých válcích, otáčky motoru 4000 1/min

4.3 Pořadí zapalování

Z několika možných variant je pořadí zapalování voleno v tomto sledu: 1-2-4-5-3. Jedná se o kompromis s ohledem na vyvážení setrvačných hmot posuvných částí. V takto zvolené konfiguraci jsou největší momenty II. řádu. Ty však lze vyvážit pomocí dvojice protiběžných vývažků točících se dvojnásobnými otáčkami klikové hřídele.

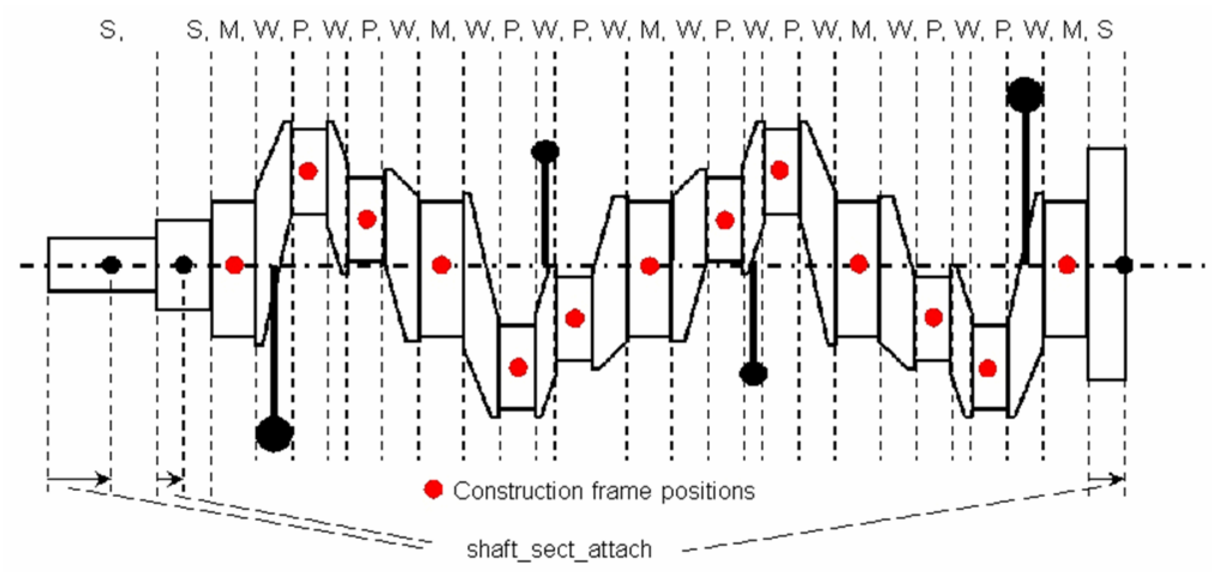
4.4 Kliková hřídel

Kliková hřídel v multibody systému je složena ze čtyř součástí: hlavního čepu, ojničního čepu, ramene kliky a hřídelových sekcí. Na následujícím obr. 40 je uveden příklad možného uspořádání jednotlivých sekcí osmiválcové klikové hřídele.

Uspořádání jednotlivých částí je vytvořeno pomocí sekvencí. Jedná se o řetězec, který je definován písmeny S, M, P a W o následujícím významu:

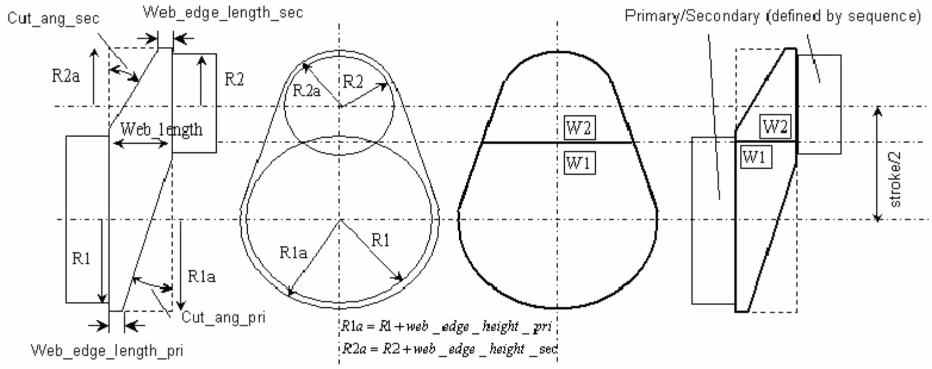
S (shaft) – hřídelová sekce
M (main) – hlavní čep
P (pin) – ojniční čep
W (web) – rameno kliky

Na klice jsou umístěny tři hřídele. První dvě hřídelové sekce jsou umístěny na začátku klikové hřídele a slouží k upevnění řemenice nebo tlumiče torzních kmitů či řetězového kola. Jedna hřídelová sekce je umístěna na konci pro upevnění setrvačníku.



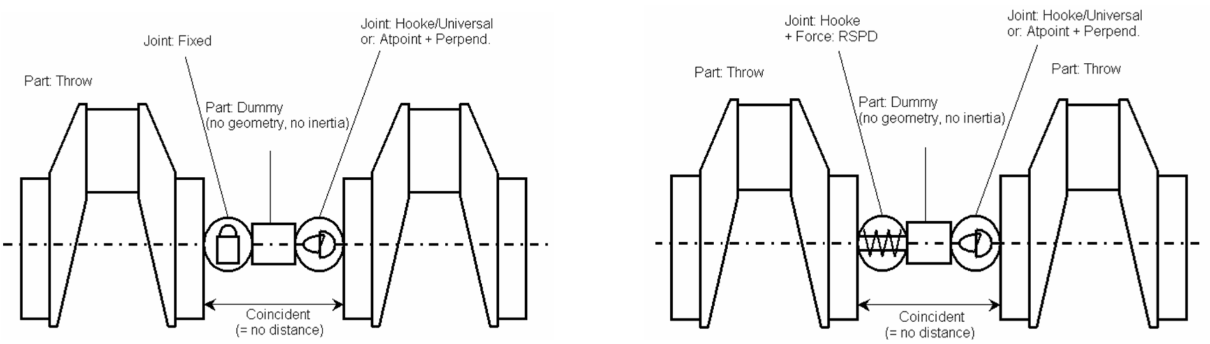
Obr. 40 Kliková hřídel v multibody systému ADAMS – Engine [22]

Obr. 41 zobrazuje geometrii jednotlivých částí. Ta je generována automaticky a pro zpřesnění výpočtů je možnost ji upravit podle schématu na obrázku.



Obr. 41 Rozměry jednotlivých častí klikové hřídele [22]

Pro potřeby simulací hydrodynamických ložisek byly použity dva typy klikové hřídele. První z nich je brána jako tuhé těleso a její schéma je znázorněno na obr. 42 vlevo. Dynamické chování však lépe vystihuje, torzně pružná kliková hřídel. Model takovéto hřídele je na obr. 42 vpravo. Použitý typ klikové hřídele a její vliv na výsledek, je podrobně ukázán v kapitole 5.1.



Obr. 42 Vlevo tuhá a vpravo torzně pružná kliková hřídel [22]

5 Vliv různých provozních podmínek na chování hydrodynamických ložisek

Tato kapitola má za úkol objasnit vliv jednotlivých veličin na chování kluzných ložisek pětiválcového klikového mechanismu. Pro všechny simulace je použit virtuální klikový mechanismus sestavený v multibody systému ADAMS – Engine. Počátky všech hodnot a trajektorií jsou vztaženy vždy k prvnímu válci a hodnota 0° znamená že jde o počátek sacího zdvihu prvního válce.

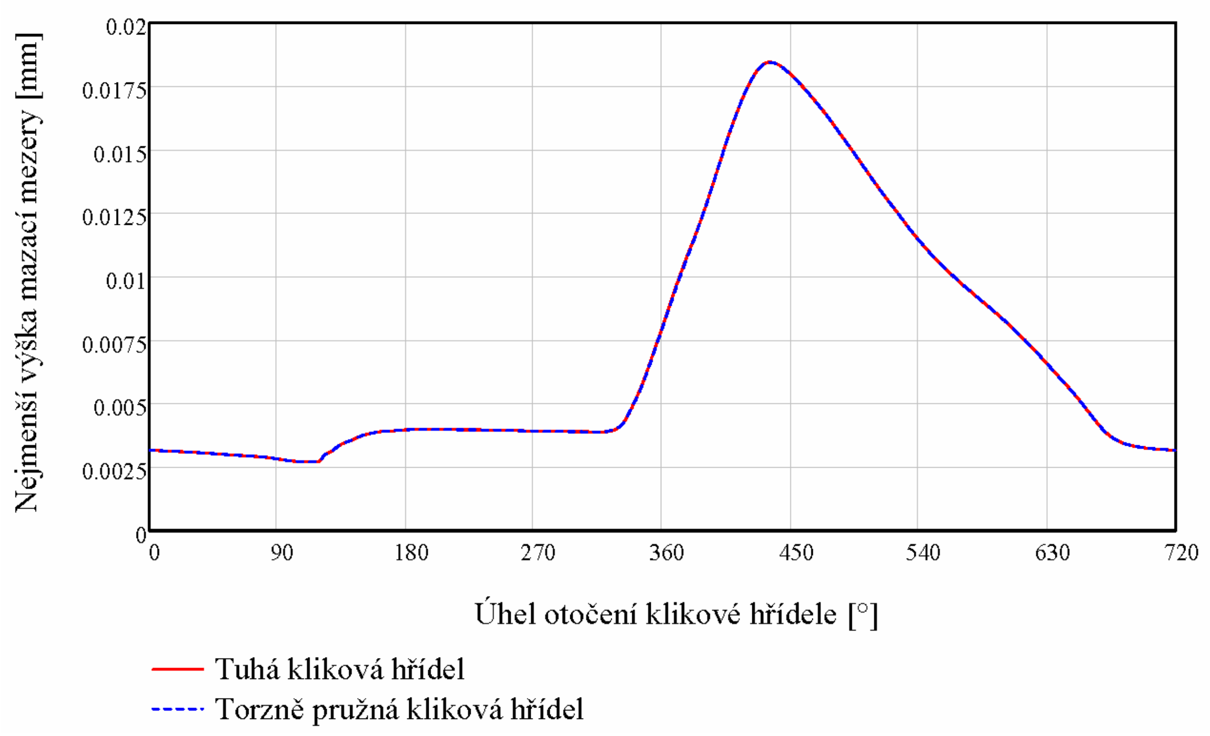
5.1 Vliv typu klikové hřídele na minimální výšku mazací mezery

V této části je porovnán průběh minimální výšky mazací mezery v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Barevně jsou odlišeny jednotlivé typy klikové hřídele použité na výpočet. Pro simulaci byla použita tuhá a torzně pružná kliková hřídel. Veličiny vstupující do výpočtu, jako viskózní třída mazacího oleje (5W40), ložisková vůle (40 μm) , vstupní tlak (0,3 MPa) jsou neměnné po dobu těchto simulací. Jednotlivé vyobrazené průběhy jsou v rozsahu 1000 až 6000 1/min.

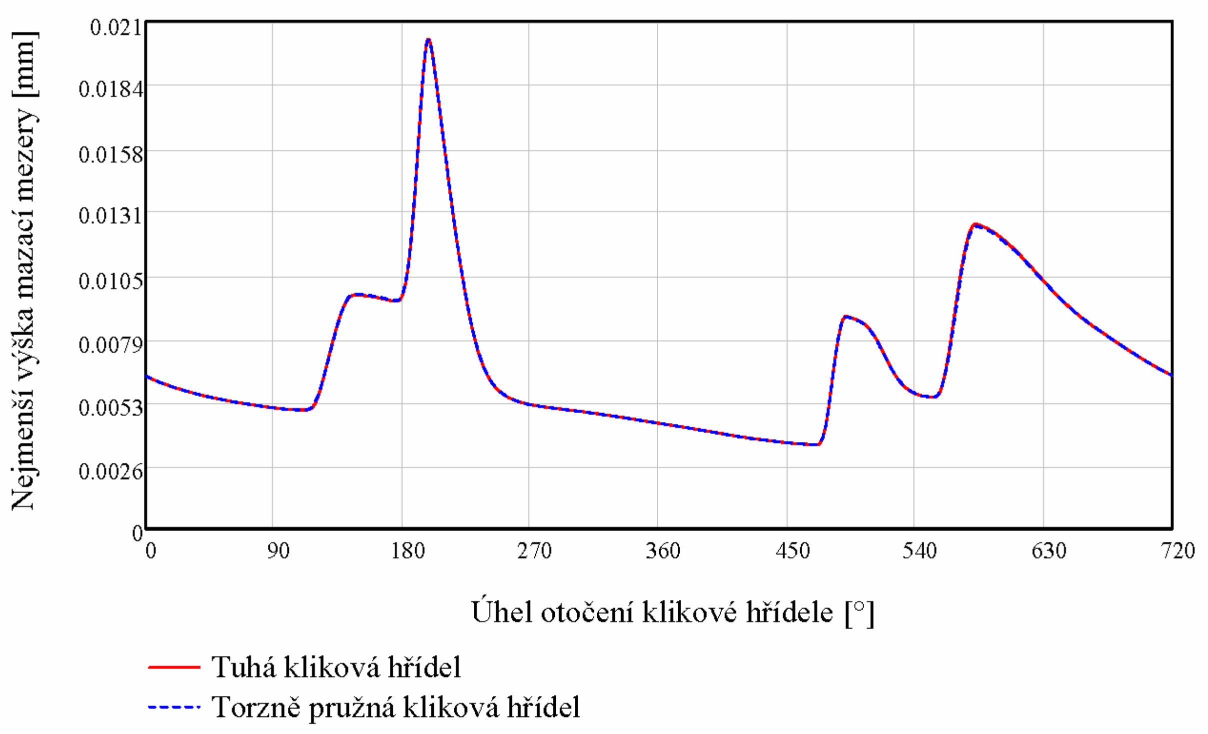
Z grafů je patrné, že nejmenší tloušťky mazacího filmu bylo dosaženo na třetím hlavním ložisku. Výjimku tvoří pouze simulace při otáčkách 1000 1/min. Při této hodnotě bylo dosaženo nejmenší výšky mazací mezery na pátém hlavním ložisku.

5.1.1 Minimální výška mazací mezery na hlavních ložiscích klikové hřídele

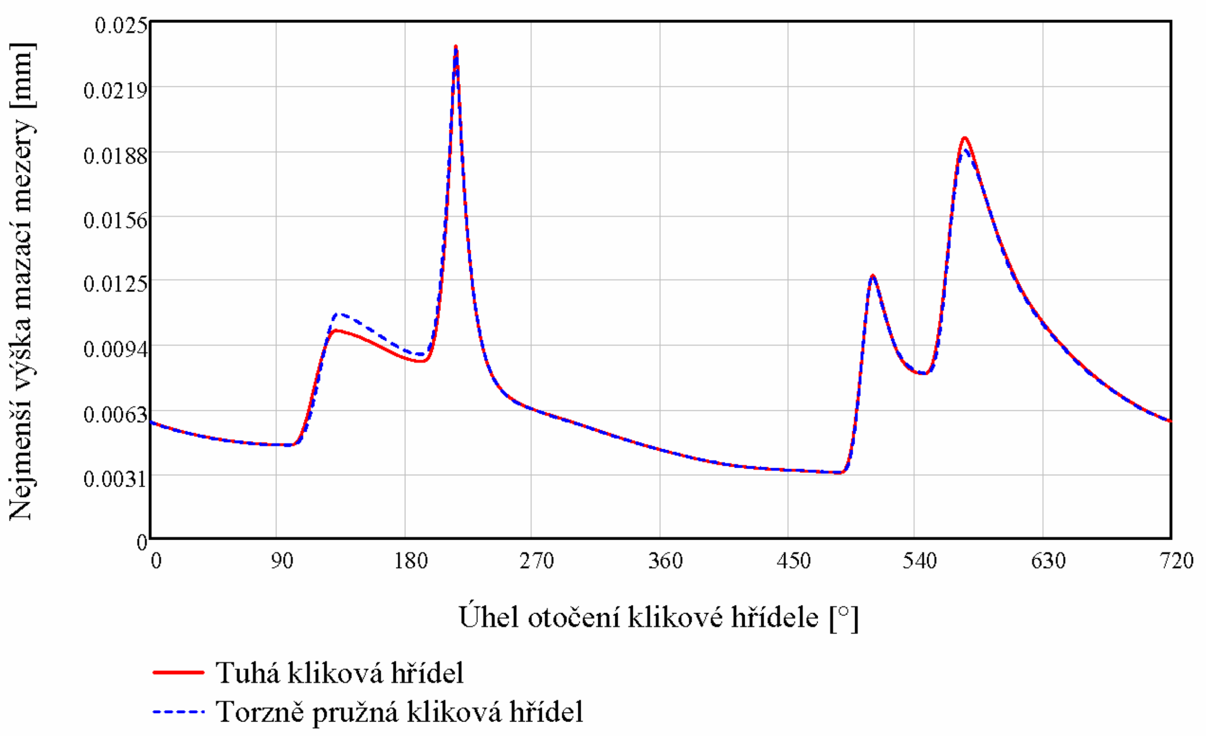
Na analýzu hlavních ložisek klikové hřídele je zvolen třírozměrný model hydrodynamického ložiska. Porovnání je provedeno vždy pro hlavní ložisko, které vykazuje v daných otáčkách nejmenší hodnotu výšky mazací mezery.



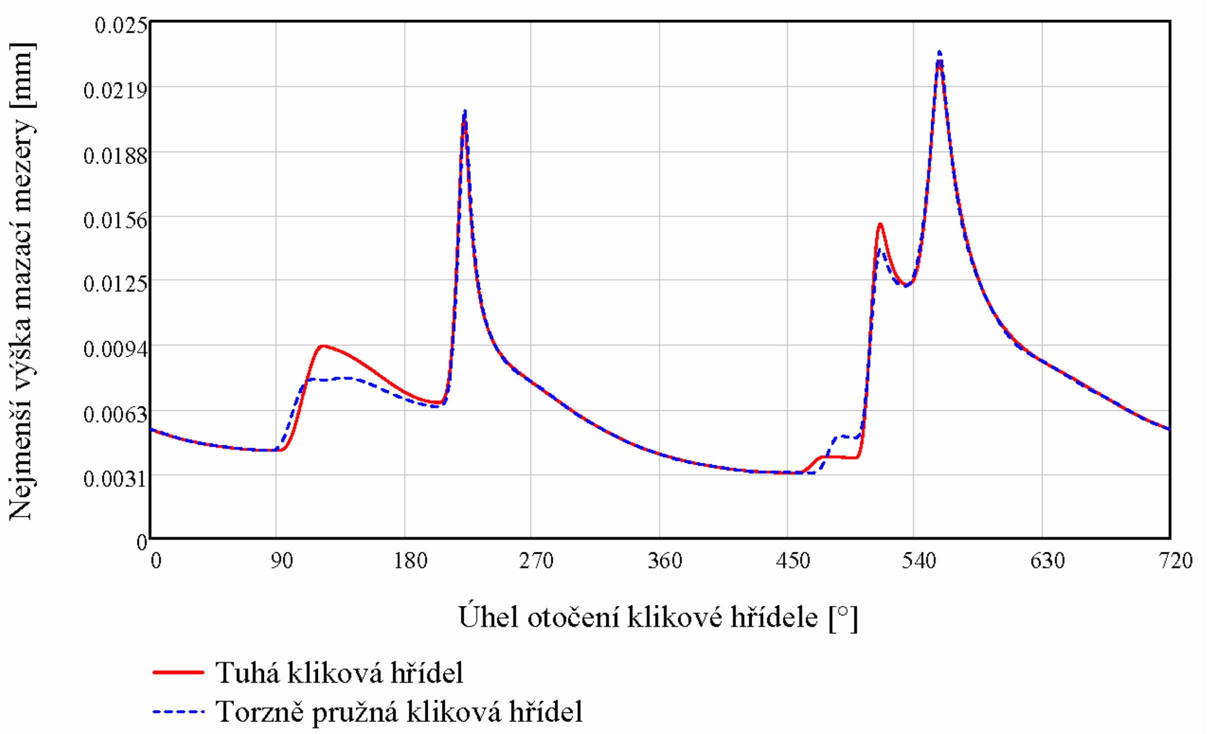
Obr. 43 Minimální výška mazací mezery pátého hlavního ložiska při otáčkách 1000 1/min



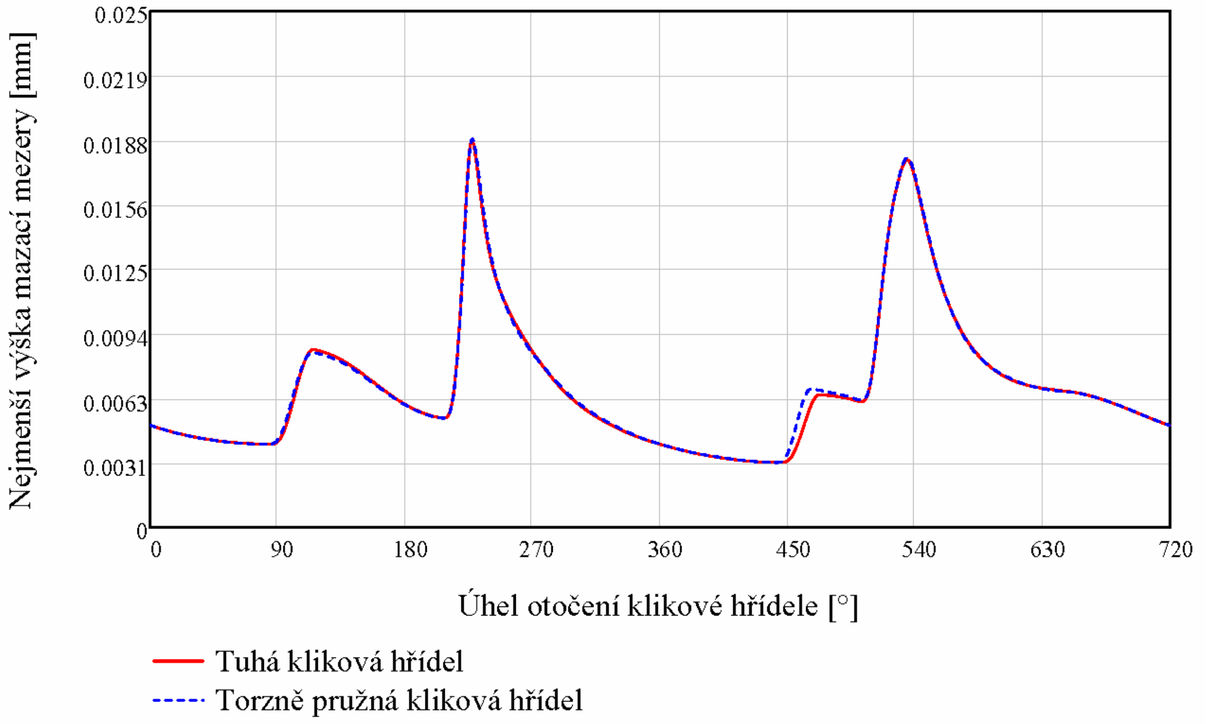
Obr. 44 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



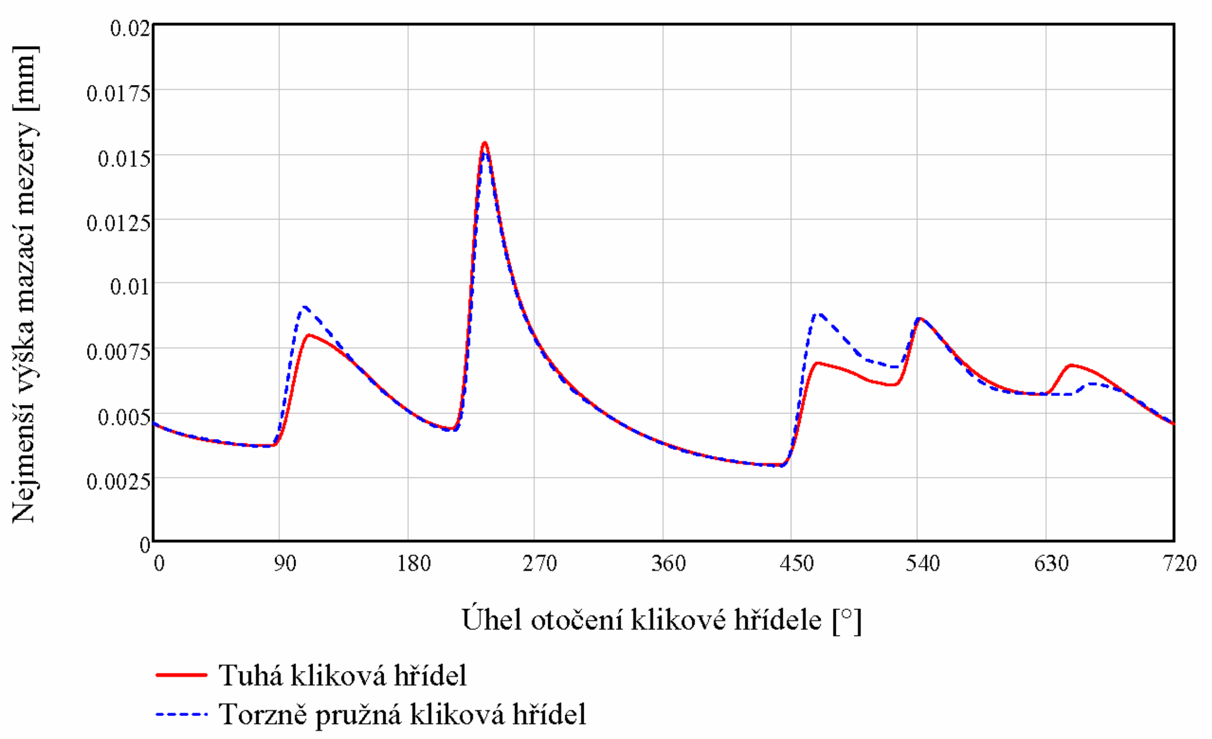
Obr. 45 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska při otáčkách 3000 1/min



Obr. 46 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska při otáčkách 4000 1/min



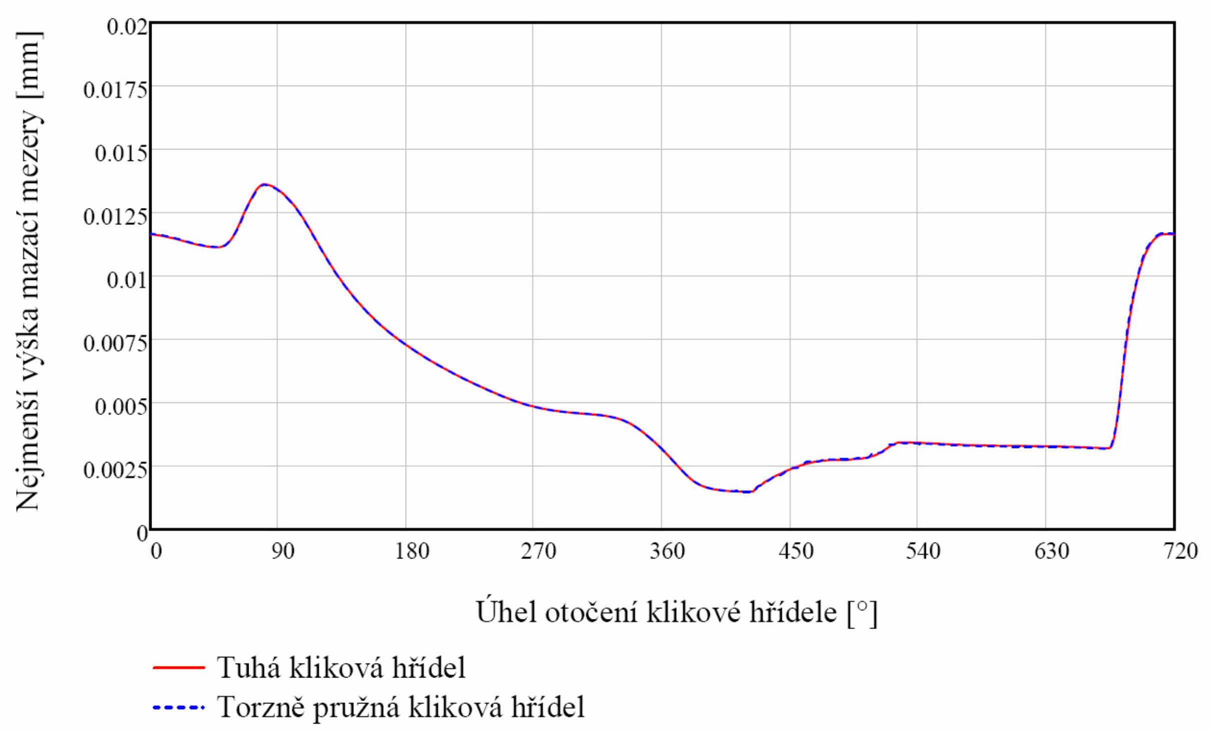
Obr. 47 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska při otáčkách 5000 1/min



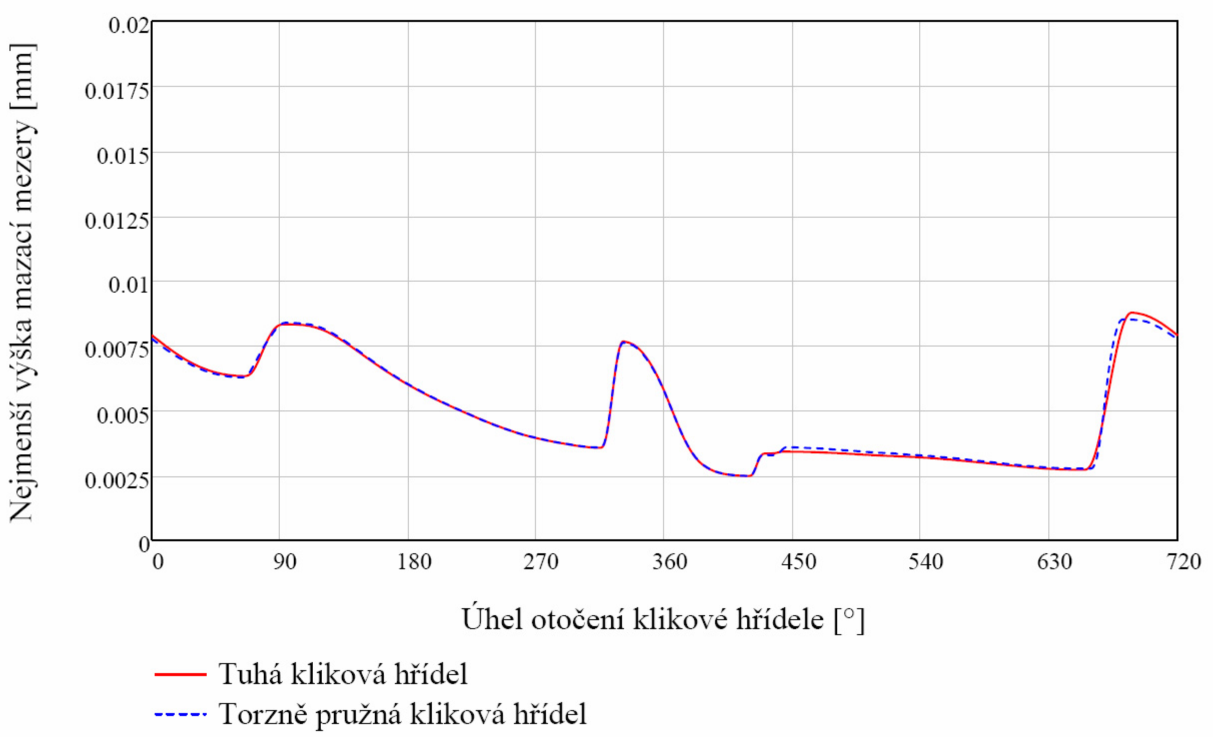
Obr. 48 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska při otáčkách 6000 1/min

5.1.2 Minimální výška mazací mezery na ojničních ložiscích klikové hřídele

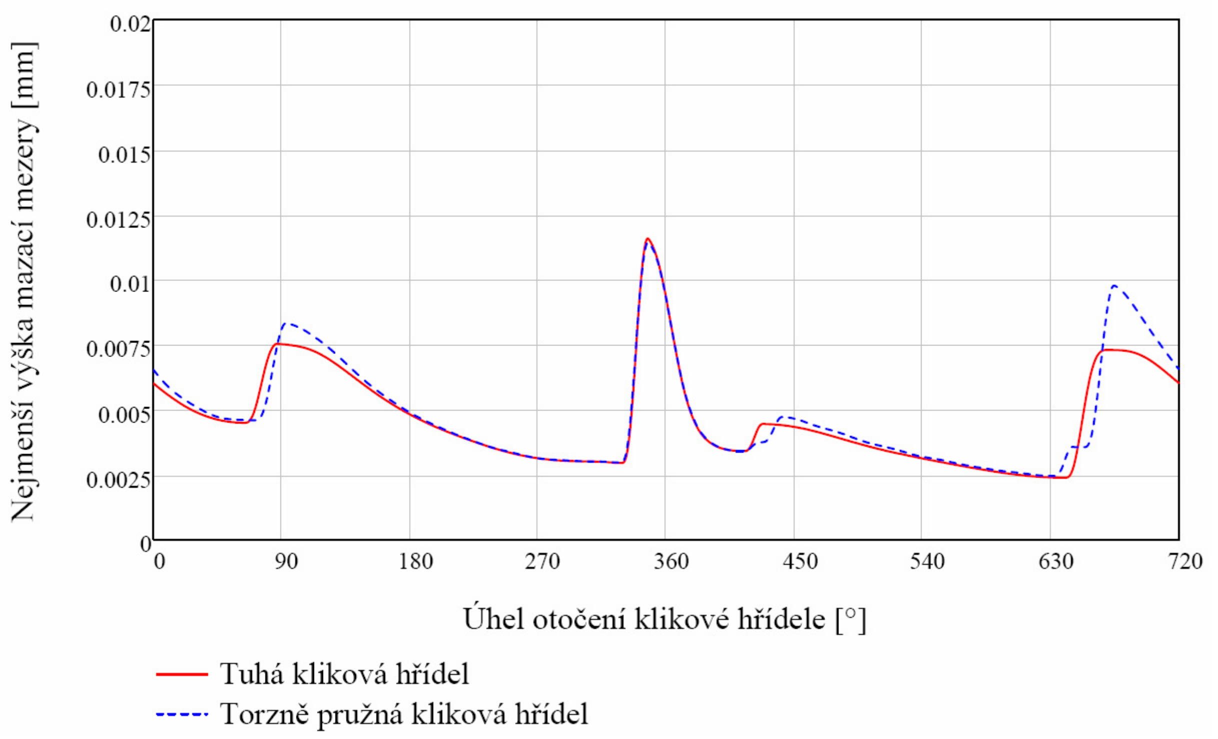
Pro analýzu ojničního ložiska je zvolen dvourozměrný model hydrodynamického ložiska. Použití třírozměrného modelu pro výpočet chování ojničních ložisek není doporučeno. Porovnání minimální výšky mazací mezery na ojničním ložisku je provedeno vždy pro první válec.



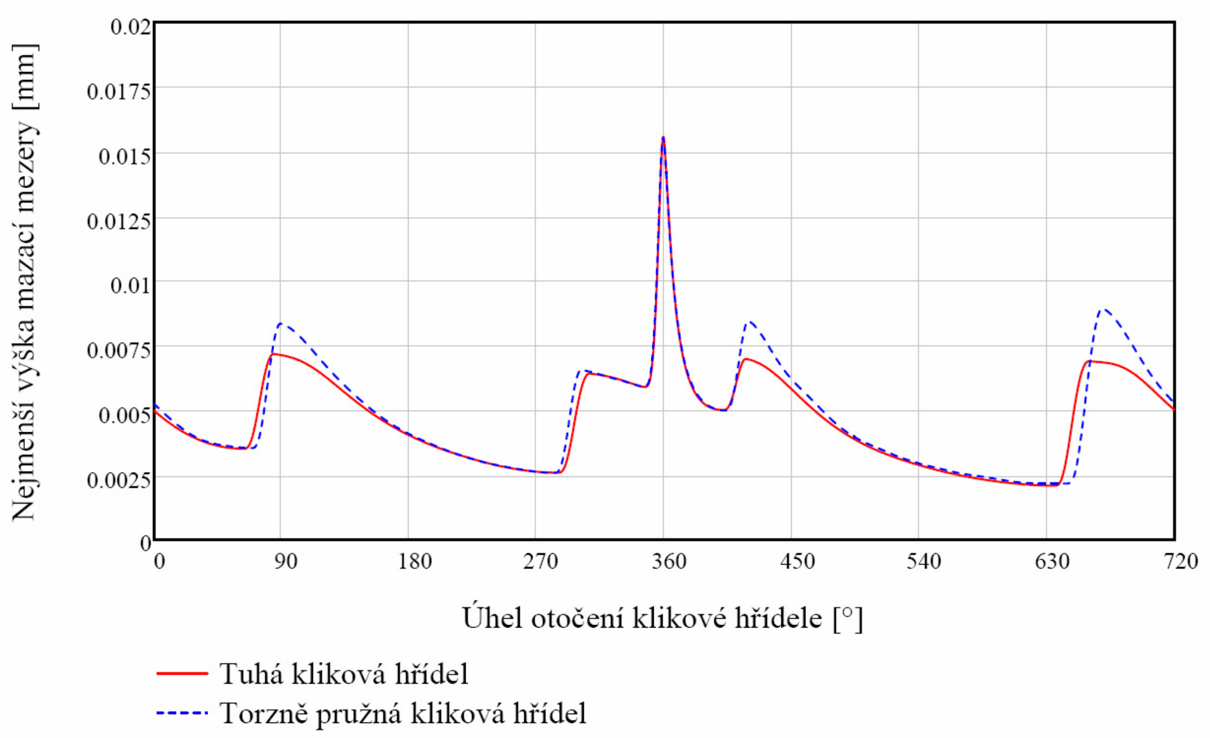
Obr. 49 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 1000 1/min



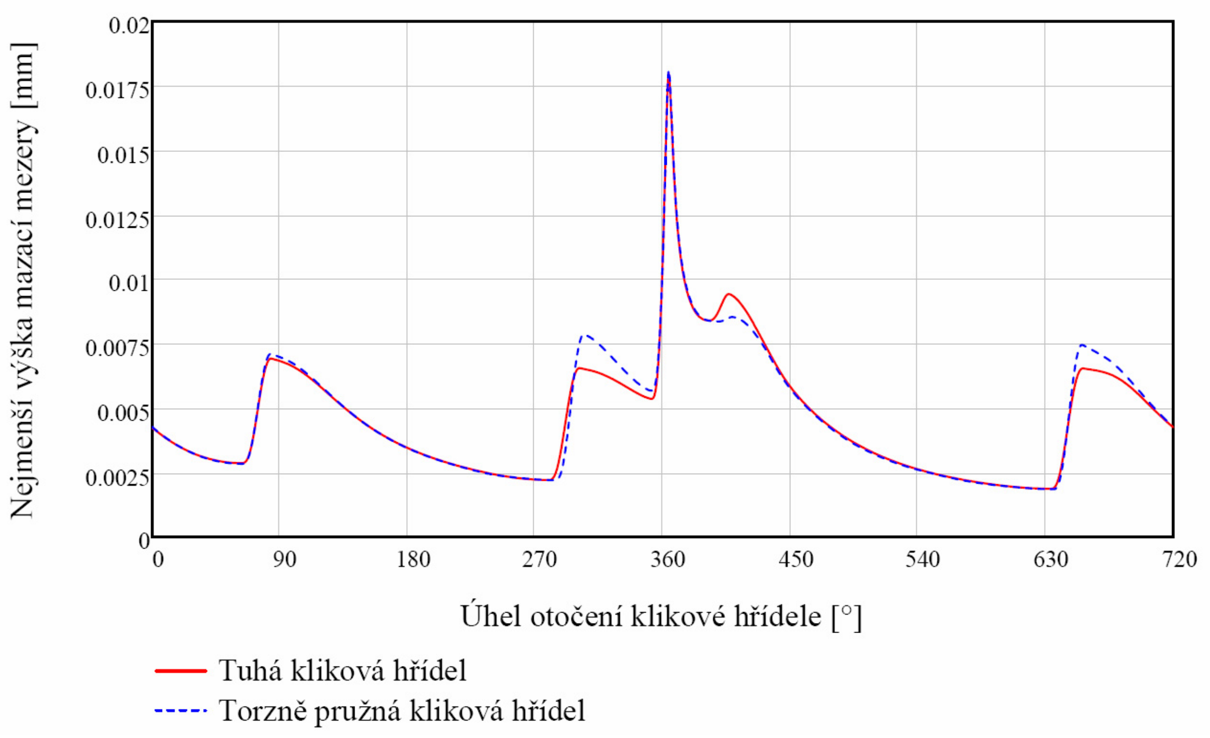
Obr. 50 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 2000 1/min



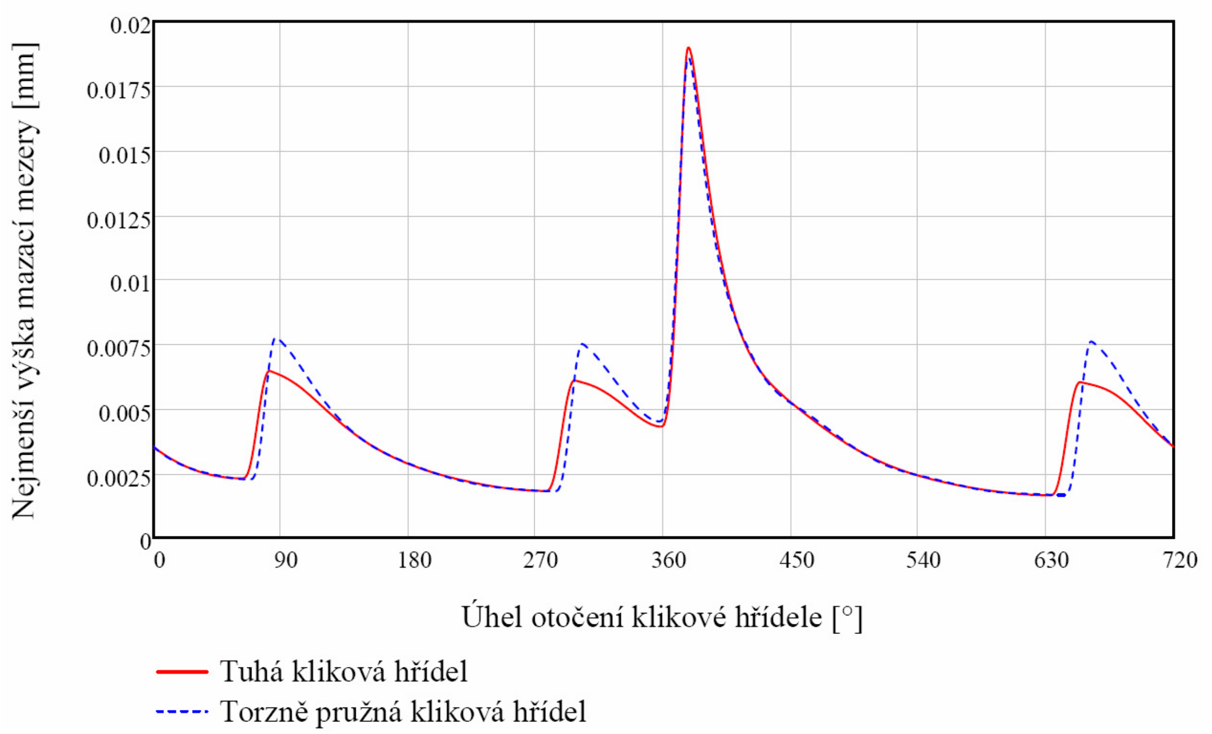
Obr. 51 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 3000 1/min



Obr. 52 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 4000 1/min



Obr. 53 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 5000 1/min



Obr. 54 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska při otáčkách 6000 1/min

5.2 Vliv viskozitního indexu oleje na minimální výšku mazací mezery

5.2.1 Viskozita oleje

Motorový olej je technologicky velmi složitý výrobek, jehož vlastnosti jsou klasifikovány řadou technických parametrů. Za nedůležitější se však dá považovat viskozita oleje a výkonová specifikace.

Viskozita (jinými slovy míra vnitřního tření) mazacího oleje není konstantní veličina, ale závisí na okolních podmínkách. Za provozu motoru dochází ke změnám teploty i tlaku. Je žádoucí, aby se viskozita oleje za těchto podmínek měnila co nejméně. Závislost viskozity oleje na teplotě je vyjádřena tzv. viskozitním indexem (VI). Čím vyšší je tato hodnota, tím méně se mění viskozita při změnách teploty v motoru. Viskozitní index se uvádí v katalozích výrobců automobilových maziv. Pro běžné označení viskozitních vlastností motorového oleje se používá výhradně klasifikace SAE (Society of Automotive Engineers, USA). Tato norma používá pro klasifikaci olejů 6 zimních tříd označených číslem a písmenem "W" (z anglického slova Winter) a 5 letních tříd označených číslem. Číslo je bezrozměrné a nevyjadřuje vztah k žádné fyzikální veličině. Přesto je určitou analogií k viskozitě. Čím je tedy jeho hodnota vyšší, tím je i takto označený olej za dané teploty viskóznější.

Jednotlivé viskózní třídy jsou tedy značeny podle normy SAE J300 a lze je rozdělit následovně:

Zimní třídy*: 0W, 5W, 10W, 15W, 20W a 25W

Letní třídy*: 20, 30, 40, 50 a 60

*) norma SAE J300

- **Zimní označení** vymezuje tzv. "startovatelnost" motoru při nízkých teplotách. Obecně platí, že čím nižší je číslo zimní třídy, tím nižší může být teplota okolí při zachování tekutosti oleje dostatečné pro snadné spuštění motoru, tzn. olej není příliš viskózní ("hustý"). Oleje 0W umožňují bezproblémové startování motoru i při teplotách pod -50° C, oleje 5W při teplotách okolo -40° C atd. (platí pouze orientačně, tento údaj závisí do značné míry také na typu a velikosti motoru).

- **Letní označení** garantuje dostatečnou viskozitu oleje za vysokých letních teplot. Obecně platí, že čím vyšší je číslo letní třídy, tím vyšší může být teplota okolí při zabezpečení dostatečného mazání motoru, tzn. olej není příliš nízkoviskózní, což by zapříčinilo trhání mazacího filmu. V praxi se ukázalo, že pro evropské klimatické podmínky jsou třídy 40, resp. 50 plně dostačující, oleje třídy 60 mohou zapříčinit mírné snížení výkonu motoru.

V současné době se prakticky výhradně používají tzv. vícestupňové ("multigrade") motorové oleje, které umožňují celoroční bezpečné mazání motoru za rozmanitých klimatických podmínek. Označují se kombinací zimní a letní třídy, typické jsou např.: 0W-40, 5W-40 nebo 5W-50, 10W-40 a 15W-40

Viskózní třída SAE	Viskozita ve studeném stavu		Viskozita při 100°C		HTHS 150°C
	max. viskozita [mPa.s]	*hraniční čerpací teplota [°C]	minimální viskozita [mm2/s]	maximální viskozita [mm2/s]	minimální viskozita [mPa.s]
0W	6200 při -35°C	-40	3,8	-	-
5W	6600 při -30°C	-35	3,8	-	-
10W	7000 při -25°C	-30	4,1	-	-
15W	7000 při -20°C	-25	5,6	-	-
20W	9500 při -15°C	-20	5,6	-	-
25W	13000 při -10°C	-15	9,3	-	-
20	-	-	5,6	< 9,3	2,6
30	-	-	9,3	< 12,5	2,9
40	-	-	12,5	< 16,3	2,9**
40	-	-	12,5	< 16,3	3,7***
50	-	-	16,3	< 21,9	3,7
60	-	-	21,9	< 26,1	3,7

Poznámka:
* - teplota, při níž je viskozita 60000 [mPa.s]
** - platí pro 0W40, 5W40, 10W40
*** - platí pro 15W40, 20W40, 25W40, 40

Obr. 55 Rozdělení viskozitní třídy olejů podle normy SAE J300 [19]

5.2.2 Volba vhodné viskozity oleje

Zařazování oleje do viskózní třídy SAE a ISO-VG je prováděno na základě měření viskozity u nového, nepoužitého oleje. Avšak již několik desítek hodin provozu může změnit viskozitu použitého oleje. Olej může intenzívním mícháním snížit svoji viskozitu nebo vlivem oxidace svoji viskozitu zvýšit. Změna viskozity může být i tak významná, že se olej dostane do jiné viskózní třídy SAE nebo ISO-VG. To může mít velice nepříznivý dopad na trvanlivost zařízení, které je olejem mazáno.

Bez ohledu na to, jaký olej používáte, je ideální viskozita ta, která zabezpečí ideální mazání, minimální opotřebení a spotřebu síly na překonání viskozity maziva. Je určena kombinací:

a) Teploty

b) Zatížení

c) Rychlosti

a) Vliv teploty na výběr viskozity

Výběr vhodné viskozity oleje závisí na jeho provozní teplotě. Čím je provozní teplota vyšší, tím vyšší musí být viskozita použitého oleje (jinak by došlo k neúměrnému ztenčení mazacího filmu a zhoršení mazání). Proto musí být například jednorozsahový olej SAE 30 nahrazen olejem SAE 20 pokud dojde ke snížení provozní teploty a naopak SAE 40 nebo SAE 50 pokud dojde ke zvýšení provozní teploty.

b) Vliv zatížení na výběr viskozity

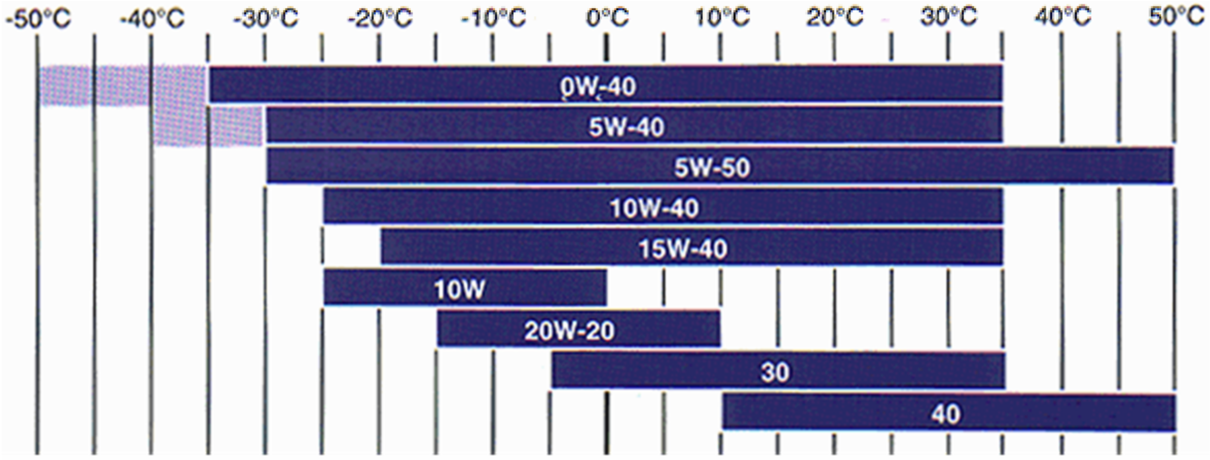
Vhodná viskozita oleje závistí na zatížení oleje. Čím je zatížení vyšší, tím je vyžadována vyšší viskozita oleje (vyšší viskózní třída). Proto může být pro motor, pro který je předepsán normálně olej SAE 30 v režimu vysokého zatížení použit olej SAE 40 nebo SAE 50.

c) Vliv rychlosti na výběr viskozity

Se vzrůstající rychlostí vzájemného pohybu mazaných ploch se olej dostává obtížněji do mazacího prostoru a je z něj rychleji vytlačován. Čím je vzájemná rychlost pohybujících se ploch vyšší, tím musí být viskozita použitého oleje nižší. Proto například vysokootáčkové motory a převodovky vyžadují oleje s nižší viskozitou než nízkootáčkové.

Vlivy změny teploty, zatížení a rychlosti se mohou někdy kompenzovat. Zvýšení zatížení motoru může být kompenzováno zvýšením otáček motoru. Například při jízdě do kopce (vzrůst zatížení - nutná vyšší viskozita) je zařazen nižší rychlostní stupeň čímž dojde ke zvýšení otáček motoru (vzrůst rychlosti - nutná nižší viskozita). Nejvhodnější viskozita zůstává v tomto případě nezměněna a je jakýmsi kompromisem.

Některé oleje s vysokým viskozitním indexem (vícerozsahové oleje u kterých se změnou teploty dochází pouze k malé změně viskozity) dokáží zabezpečit dobré mazání i při větším rozsahu změn teploty, zatížení a rychlosti a proto jsou univerzálnější a mohou být využívány ve větším množství aplikací.

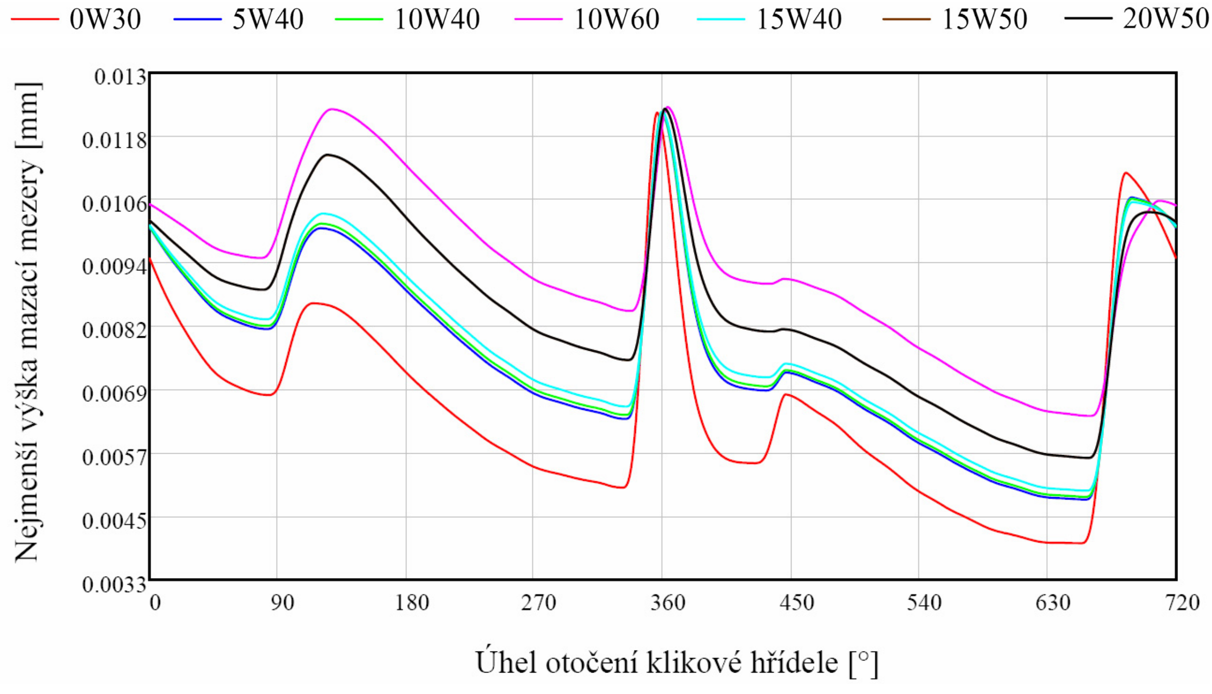


Obr. 56 Doporučené viskozitní třídy SAE motorových olejů podle vnějších teplot [19]

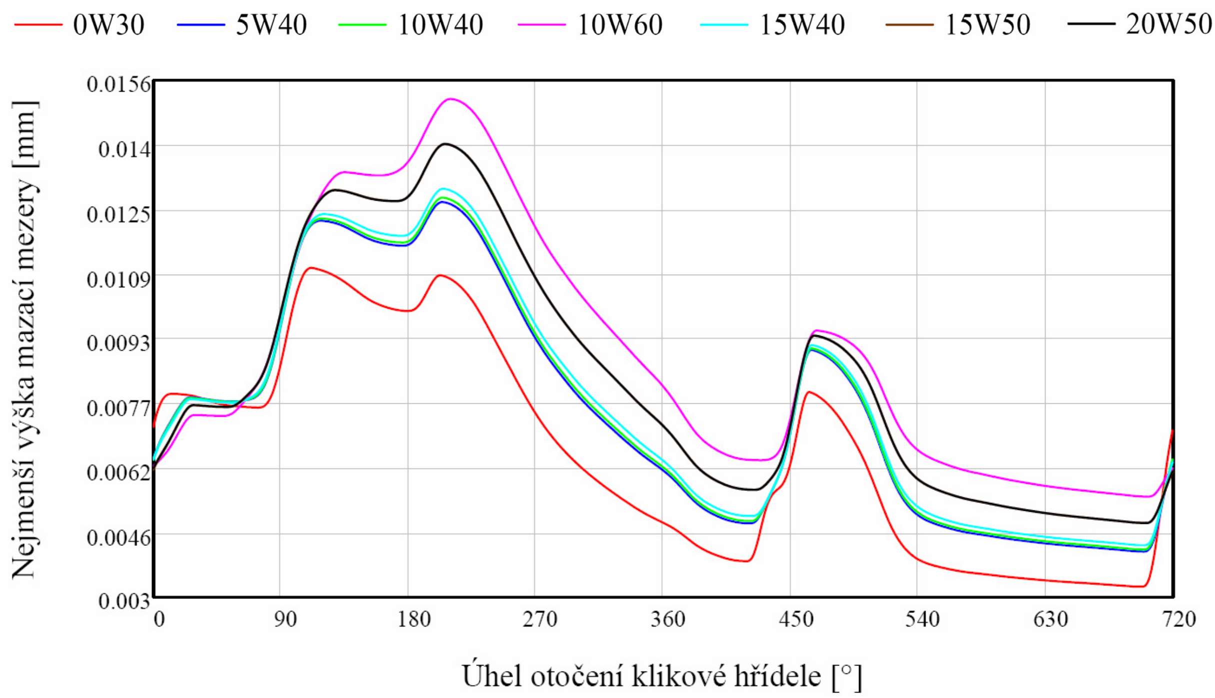
5.2.3 Minimální výška mazací mezery pro různé viskozitní indexy

V následují části je ukázán vliv viskozitního indexu na minimální výšku mazací mezery při otáčkách 3000 1/min. Porovnání je provedeno pro všechny hlavní ložiska a první ojniční ložisko. Hodnota ložiskové vůle je 40 μm, vstupní tlak mazacího oleje 0,3 MPa. Pro výpočet hlavních ložisek je zvolen třírozměrný model hydrodynamického ložiska a torzně pružná kliková hřídel. Ojniční ložisko je obdobně jako v předchozím případě počítáno s dvourozměrným modelem.

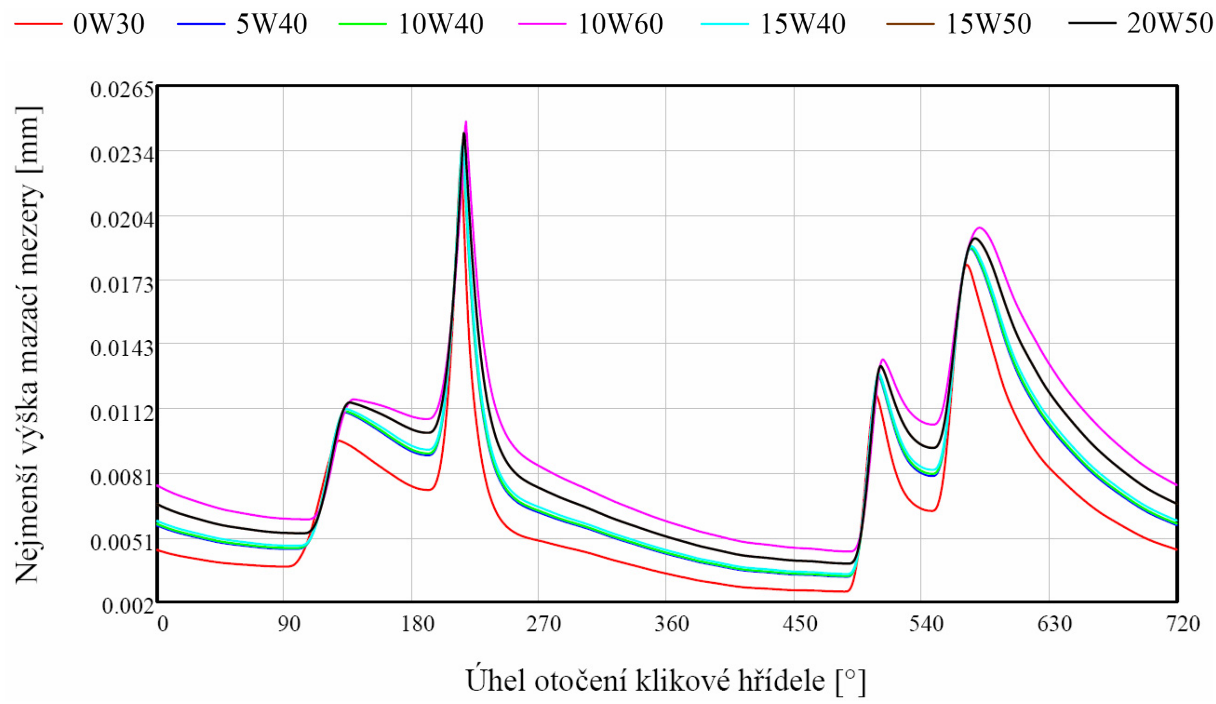
5.2.3.1 Minimální výška mazací mezery – hlavní ložiska klikové hřídele



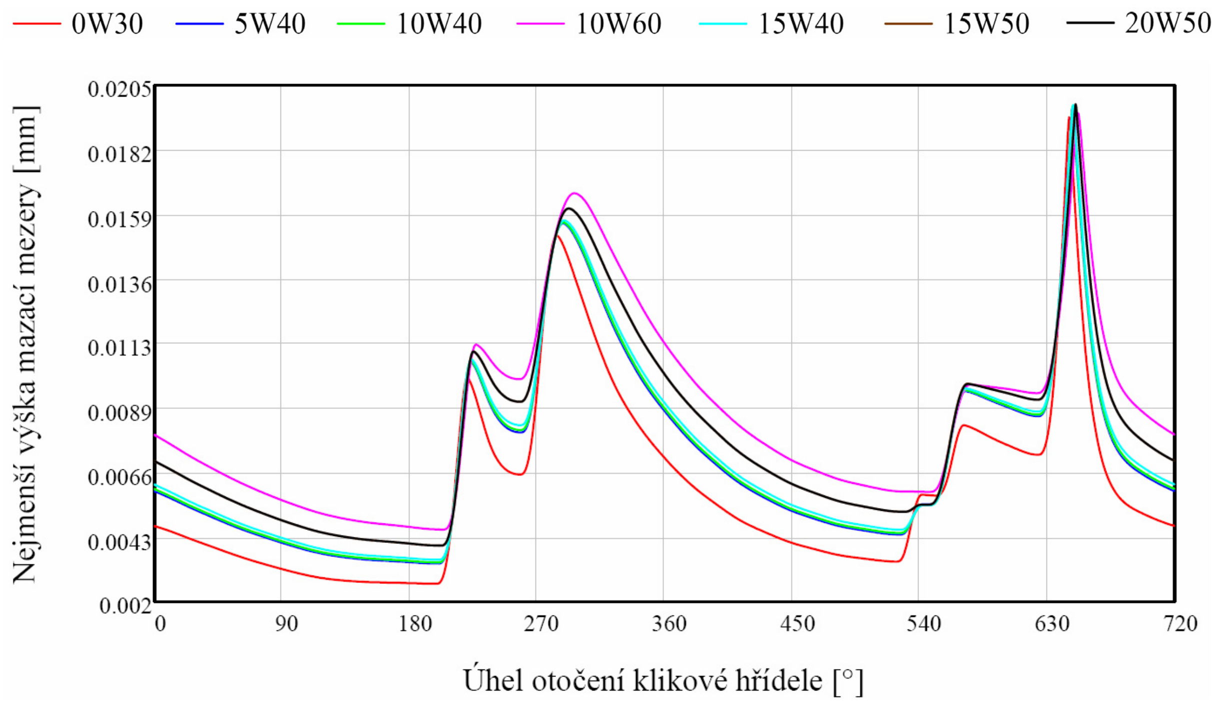
Obr. 57 Minimální výška mazací mezery prvního hlavního ložiska



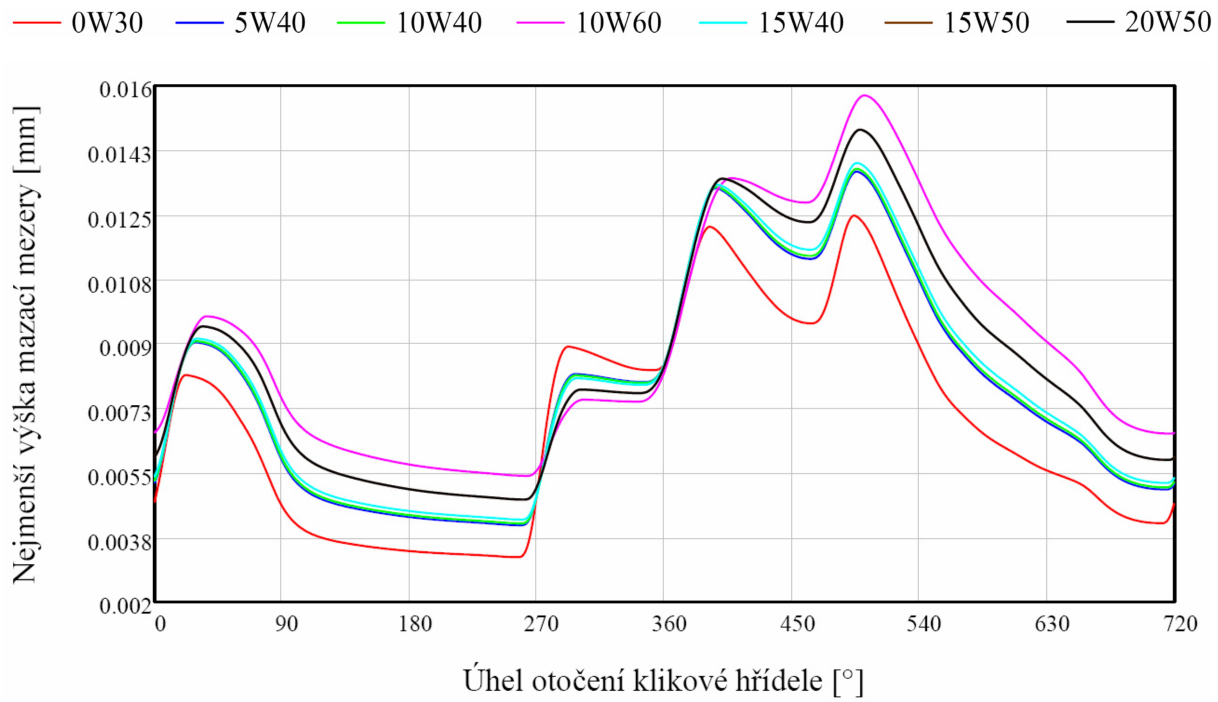
Obr. 58 Minimální výška mazací mezery druhého hlavního ložiska



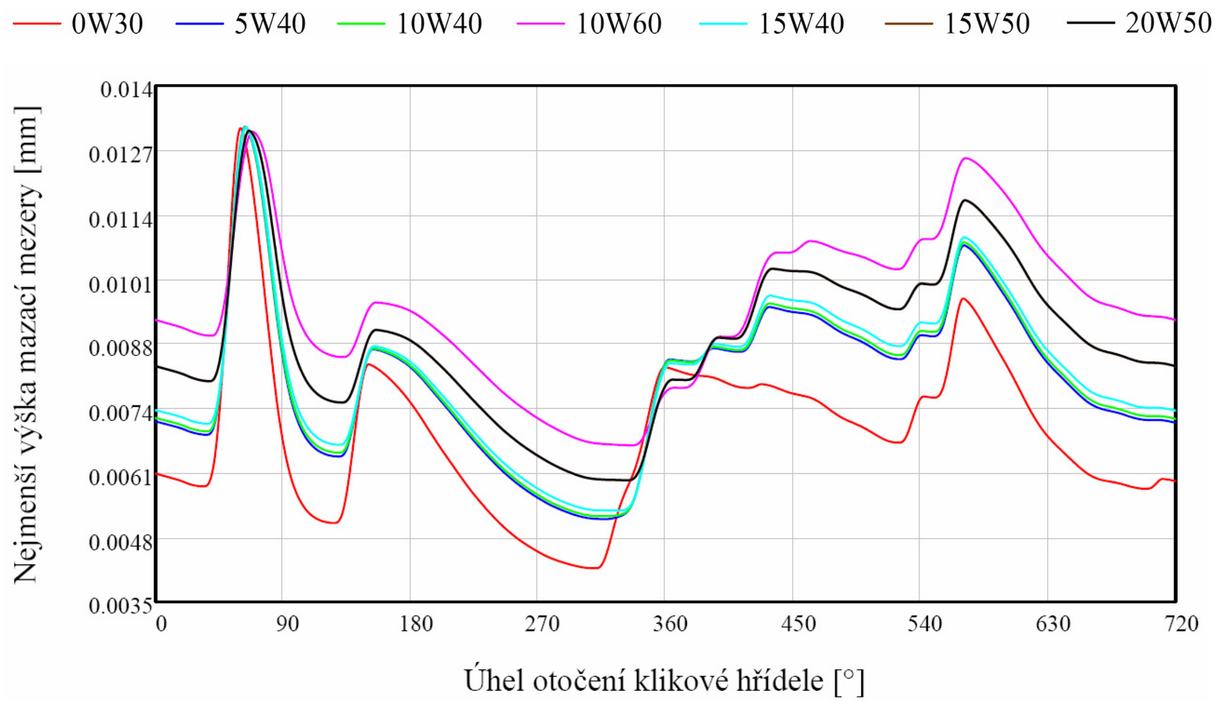
Obr. 59 Minimální výška mazací mezery třetího hlavního ložiska



Obr. 60 Minimální výška mazací mezery čtvrtého hlavního ložiska

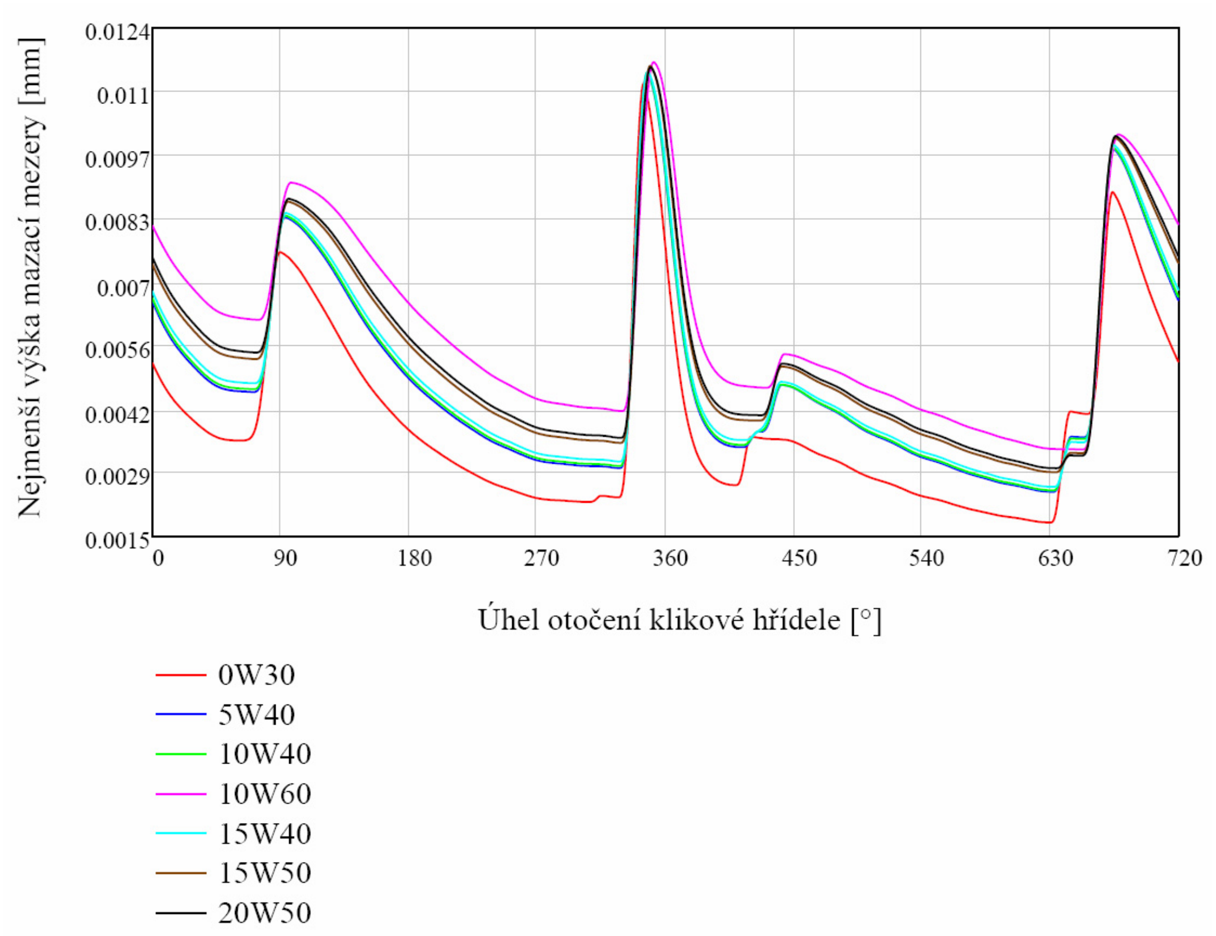


Obr. 61 Minimální výška mazací mezery pátého hlavního ložiska



Obr. 62 Minimální výška mazací mezery šestého hlavního ložiska

5.2.3.2 Minimální výška mazací mezery – ojniční ložisko klikové hřídele

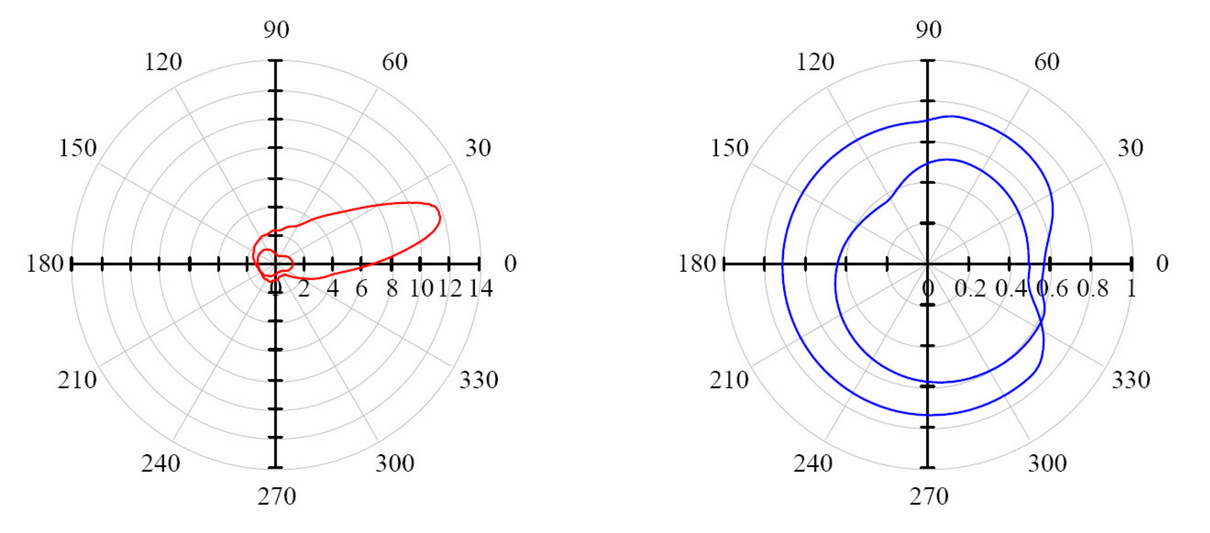


Obr. 63 Minimální výška mazací mezery prvního ojničního ložiska

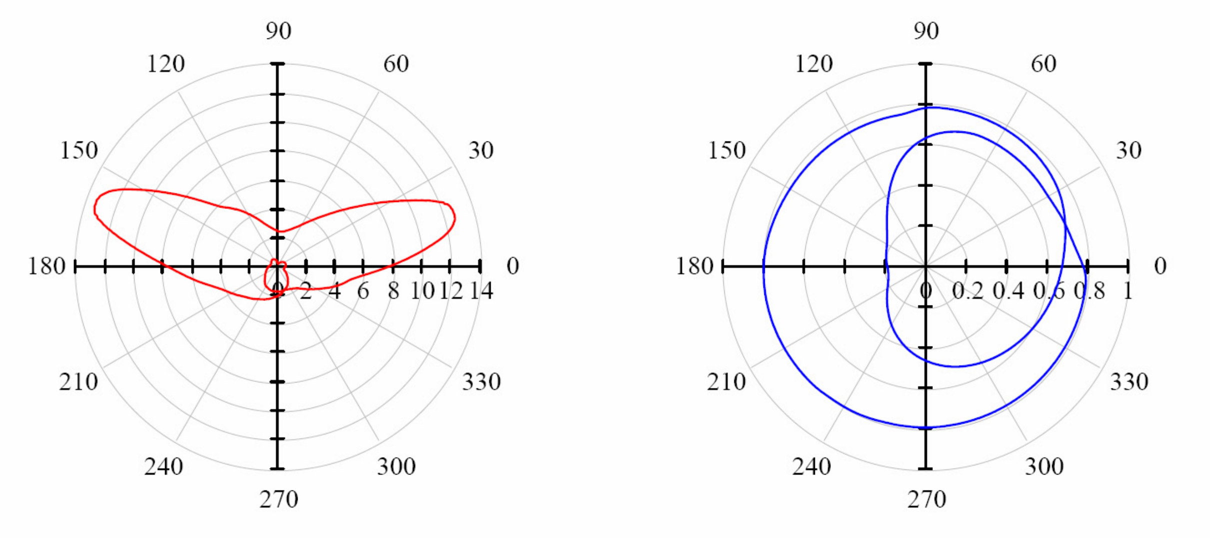
5.3 Polární diagramy zatížení a relativní excentricity hlavních ložisek klikové hřídele

V této části jsou pomocí polárních diagramů porovnány trajektorie zatížení a trajektorie středů čepu hlavních ložisek. Graf vlevo (červená trajektorie) představuje zatížení hlavního ložiska a graf vpravo (modrá křivka) trajektorii středu čepu hlavního ložiska. Trajektorie středu je vyjádřena průběhem relativní excentricity podle vztahu $\varepsilon = 2e/\Delta d$. Střed kruhu odpovídá centrické poloze čepu, tedy $\varepsilon = 0$ a kružnice pro $\varepsilon = 1$ znamená dotyk kluzných ploch čepu a pánve. Vzdálenost soustředné kružnice u polárního diagramu zatížení hlavního ložiska představuje sílu o velikosti 2 kN.

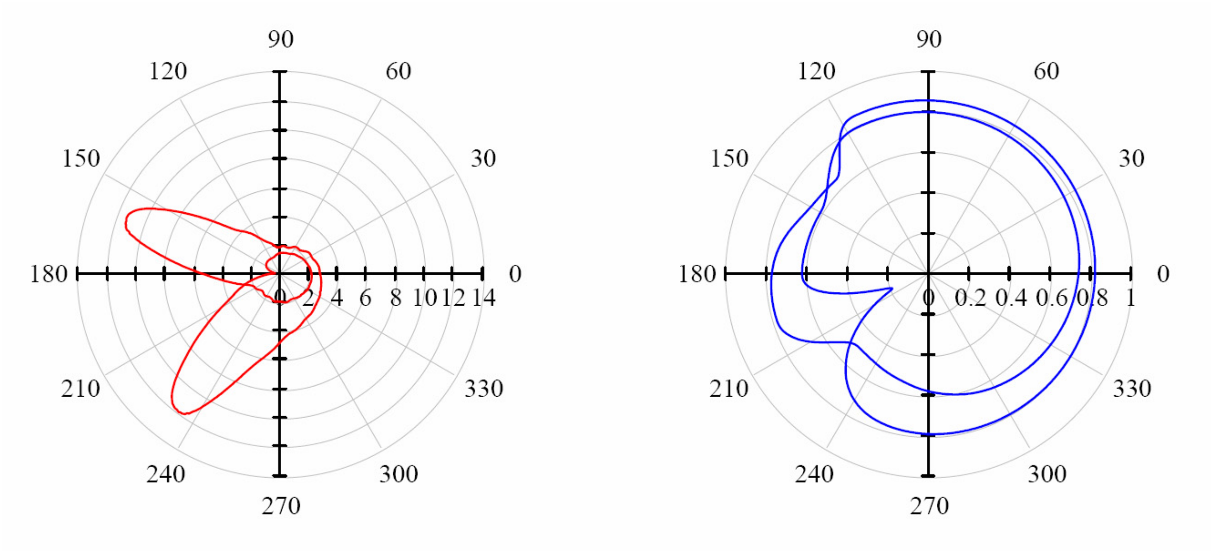
Trajektorie jsou počítány pro otáčky 2000 1/min. Viskozitní index má hodnotu 5W40, ložisková vůle je 40 μm, vstupní tlak mazacího oleje je 0.3 MPa. Na výpočet je použit třírozměrný model hydrodynamického ložiska a torzně pružná kliková hřídel.



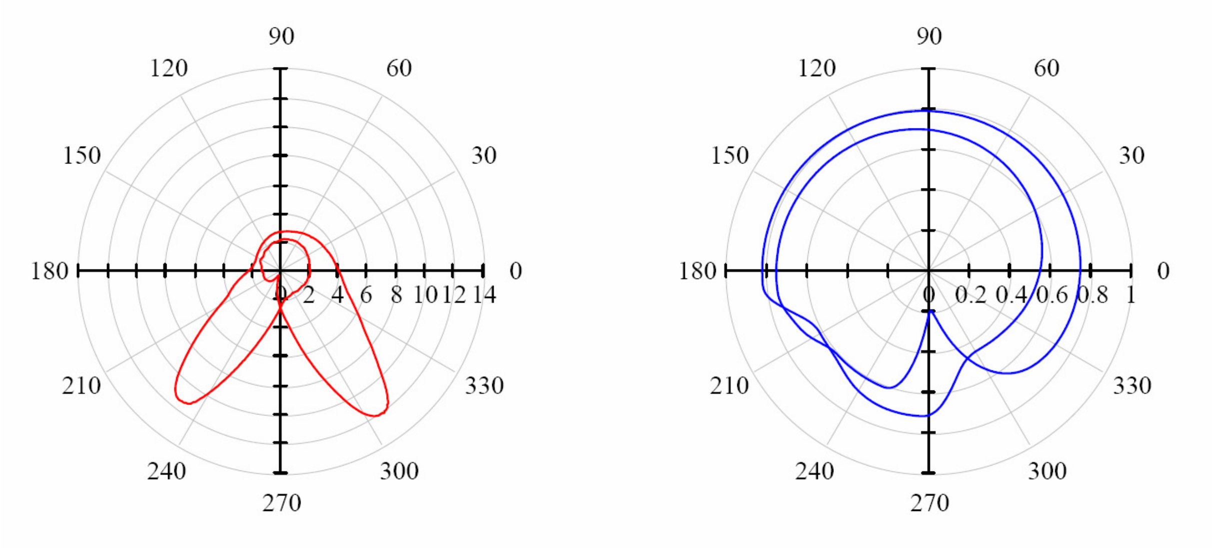
Obr. 64 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



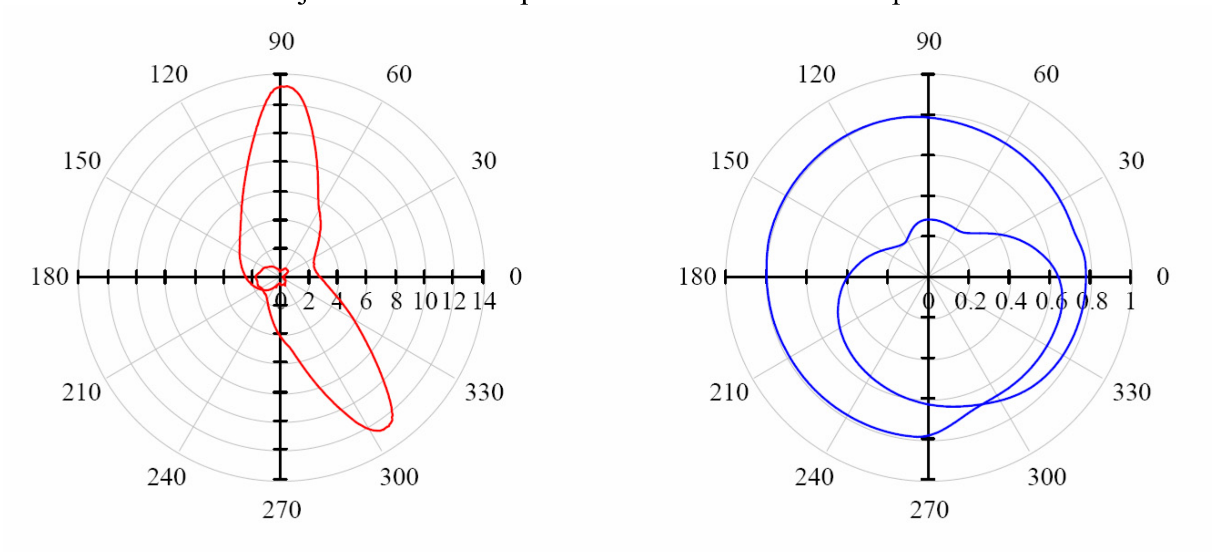
Obr. 65 Zatížení a trajektorie středu čepu druhého hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



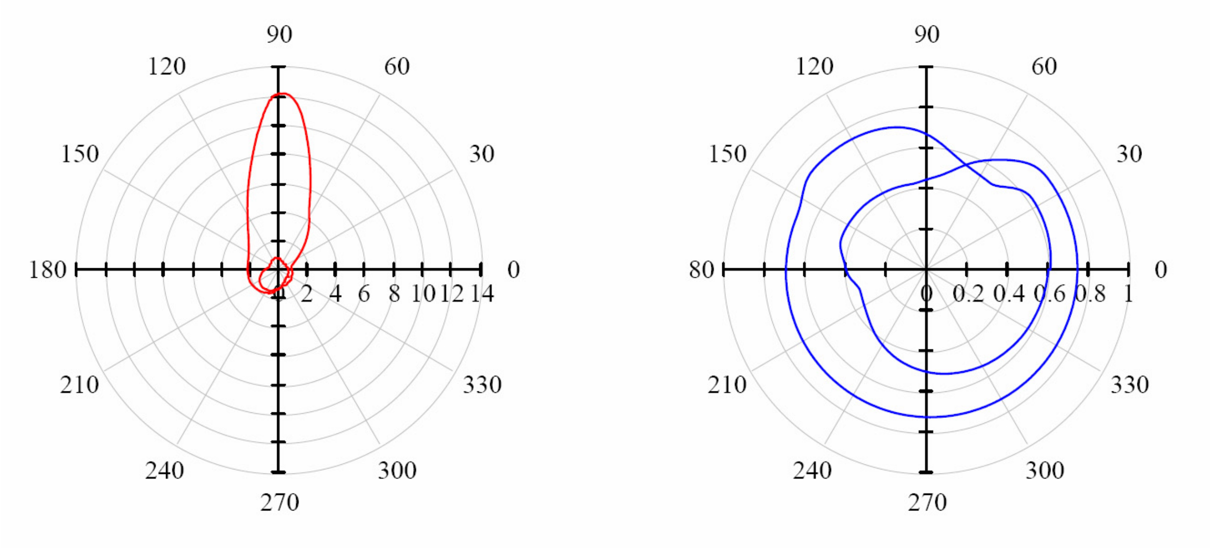
Obr. 66 Zatížení a trajektorie středu čepu třetího hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



Obr. 67 Zatížení a trajektorie středu čepu čtvrtého hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



Obr. 68 Zatížení a trajektorie středu čepu pátého hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min



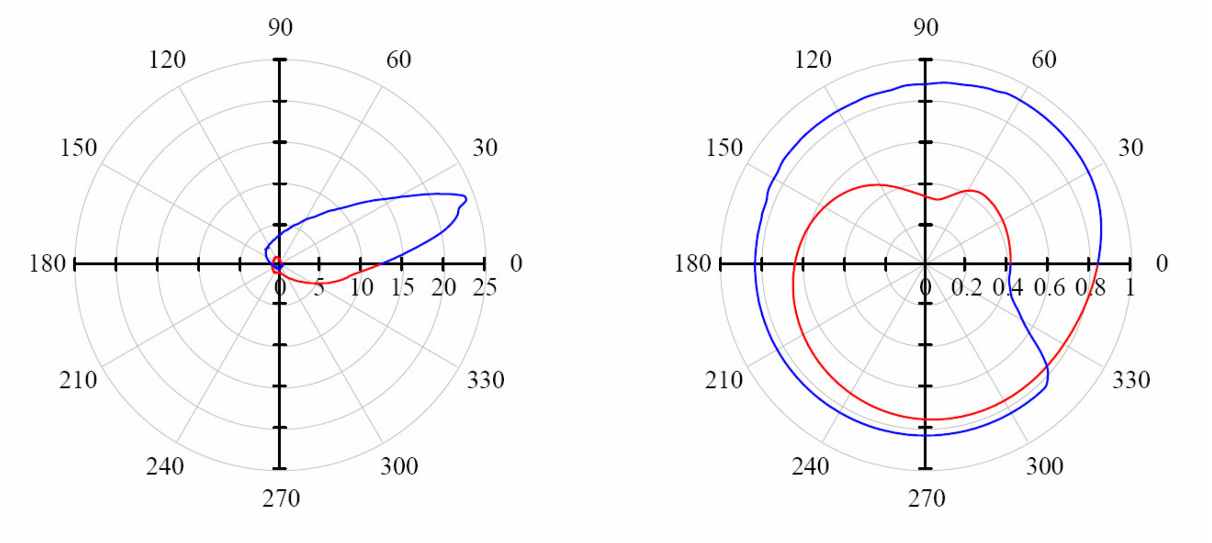
Obr. 69 Zatížení a trajektorie středu čepu šestého hlavního ložiska při otáčkách 2000 1/min

5.4 Polární diagramy zatížení a relativní excentricity ojničního ložiska klikové hřídele

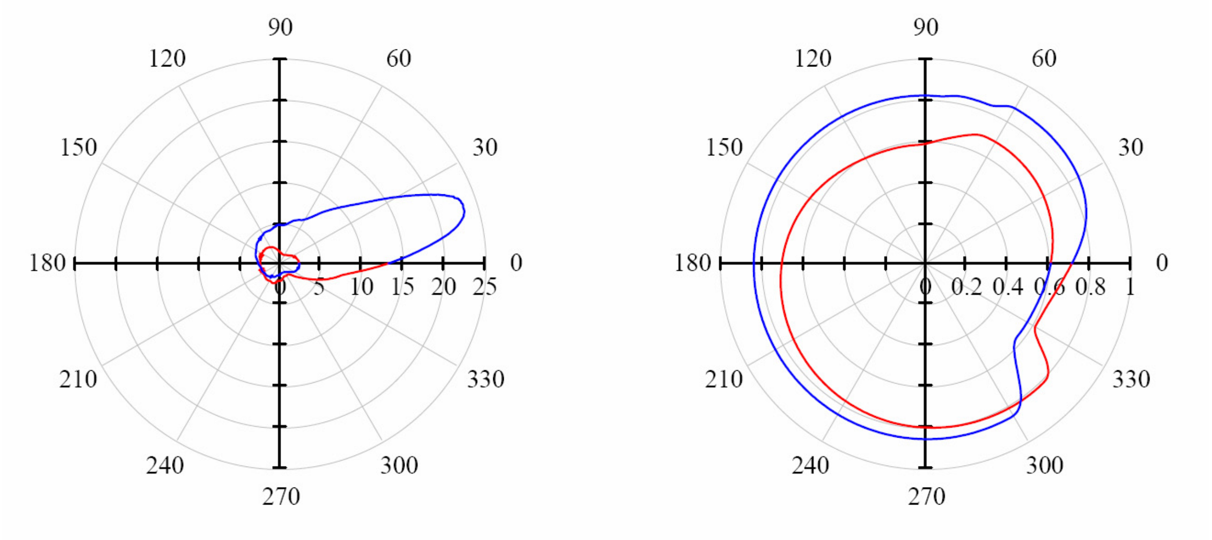
Následující grafy vyjadřují zatížení prvního ojničního ložiska klikové hřídele (nalevo) a průběh jeho relativní excenricity (napravo). Trajektorie je rozdělena na červenou a modrou oblast pro snadnější odlišení pracovního oběhu. Červená křivka značí oblast, sání a komprese směsi ve válci, modrá vyjadřuje cyklus expanze a výfuku. Obdobně jako v předchozím případě střed kruhu odpovídá centrické poloze čepu, tedy $\varepsilon = 0$ a kružnice pro $\varepsilon = 1$ znamená dotyk kluzných ploch čepu a pánve. Vzdálenost soustředné kružnice u polárního diagramu zatížení ojničního ložiska představuje sílu o velikosti 5 kN.

Trajektorie jsou počítány v rozsahu otáčky 1000 - 6000 1/min. Viskozitní index oleje vstupujícího do výpočtu má hodnotu 5W40, ložisková vůle je 40 µm, vstupní tlak mazacího oleje je 0.3 MPa. Na výpočet je použit doporučený dvourozměrný model hydrodynamického ložiska a torzně pružná kliková hřídel.

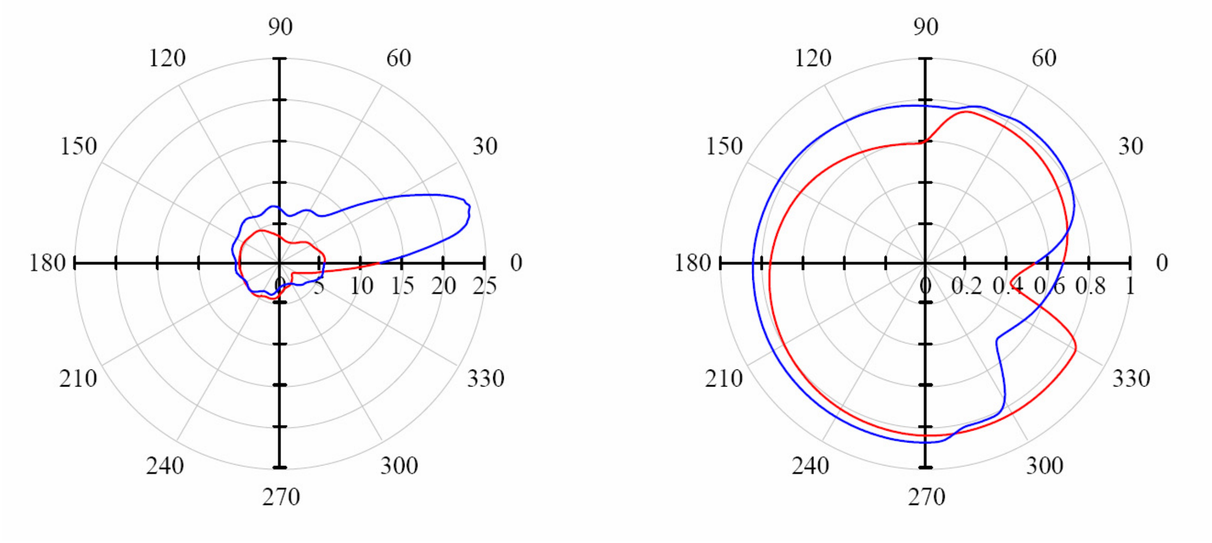
Pokud porovnáme jednotlivé grafy, tak vidíme že maximální hodnoty zátěžné síly ojničního ložiska je dosahováno při otáčkách 1000 1/min při úhlu pootočení klikové hřídele cca 18° po horní úvrati expanzního zdvihu. S růstem otáček však zátěžná síla klesá. Tento pokles je způsoben zvyšujícími se silami od setrvačných hmot, protože výsledná hodnota zatěžující síly je dána součtem sil od tlaku plynů a sil od setrvačných hmot. Když motor není zatížen, dochází při vysokých otáčkách motoru k nepříznivému zatížení ojničních ložisek při malých tloušťkách mazací vrstvy a k poklesu jejich spolehlivosti.



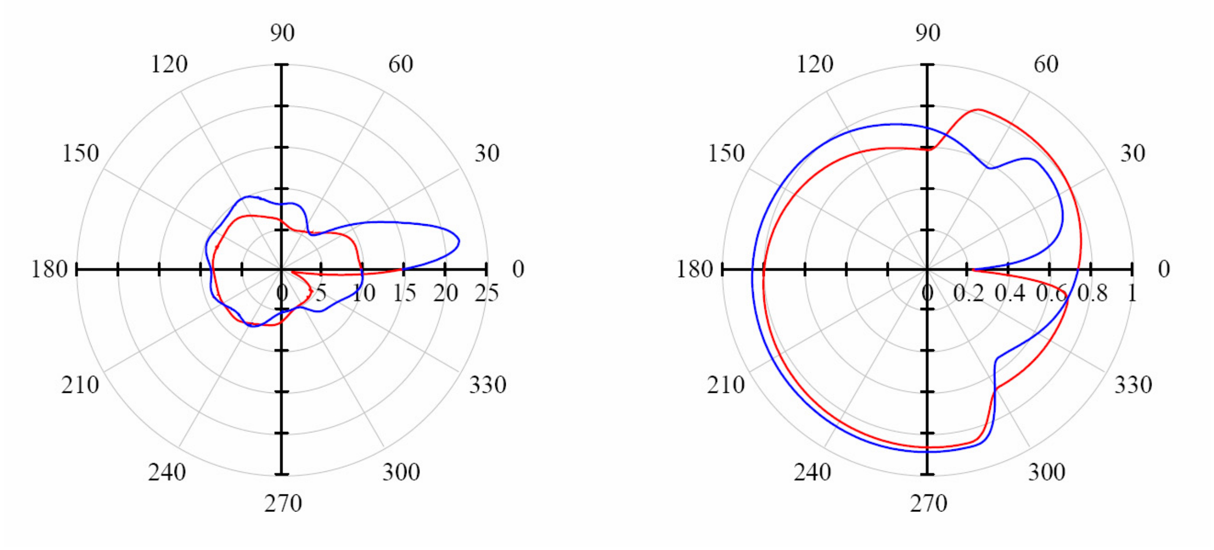
Obr. 70 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 1000 1/min



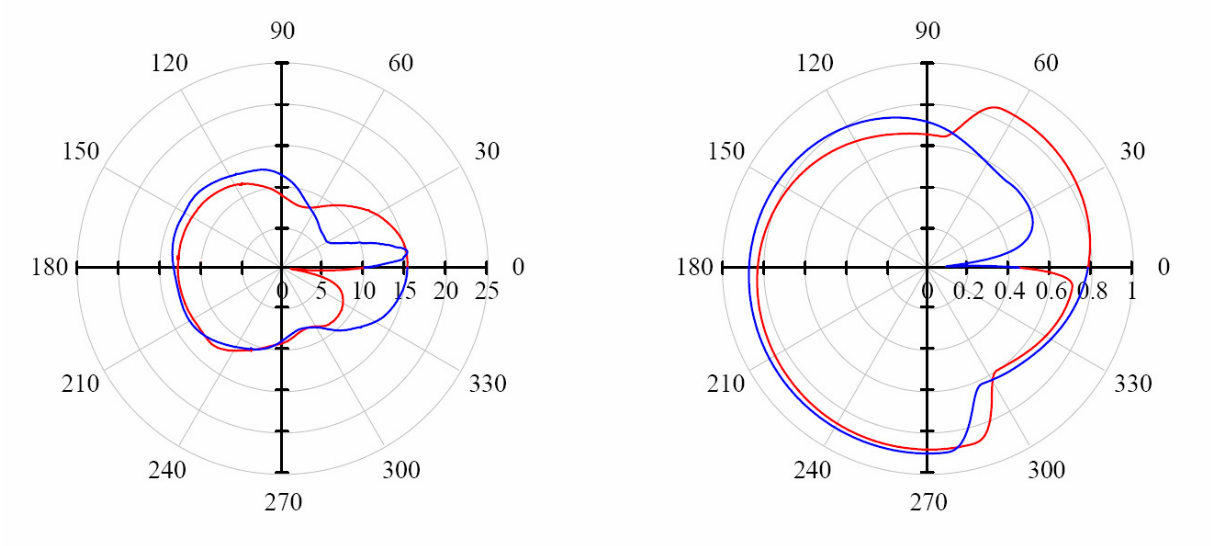
Obr. 71 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 2000 1/min



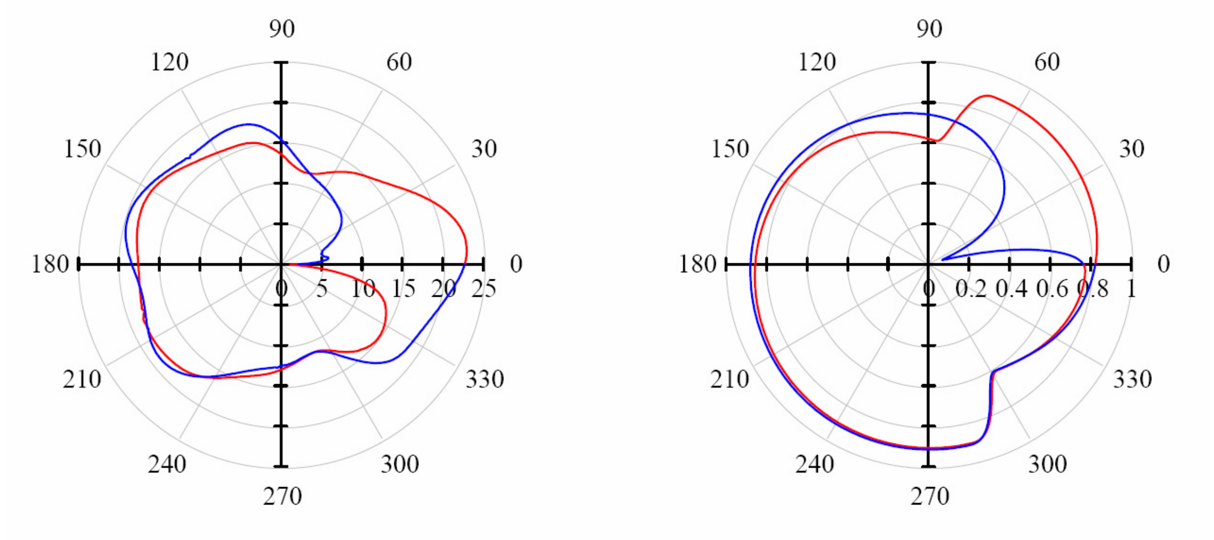
Obr. 72 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 3000 1/min



Obr. 73 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 4000 1/min



Obr. 74 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 5000 1/min

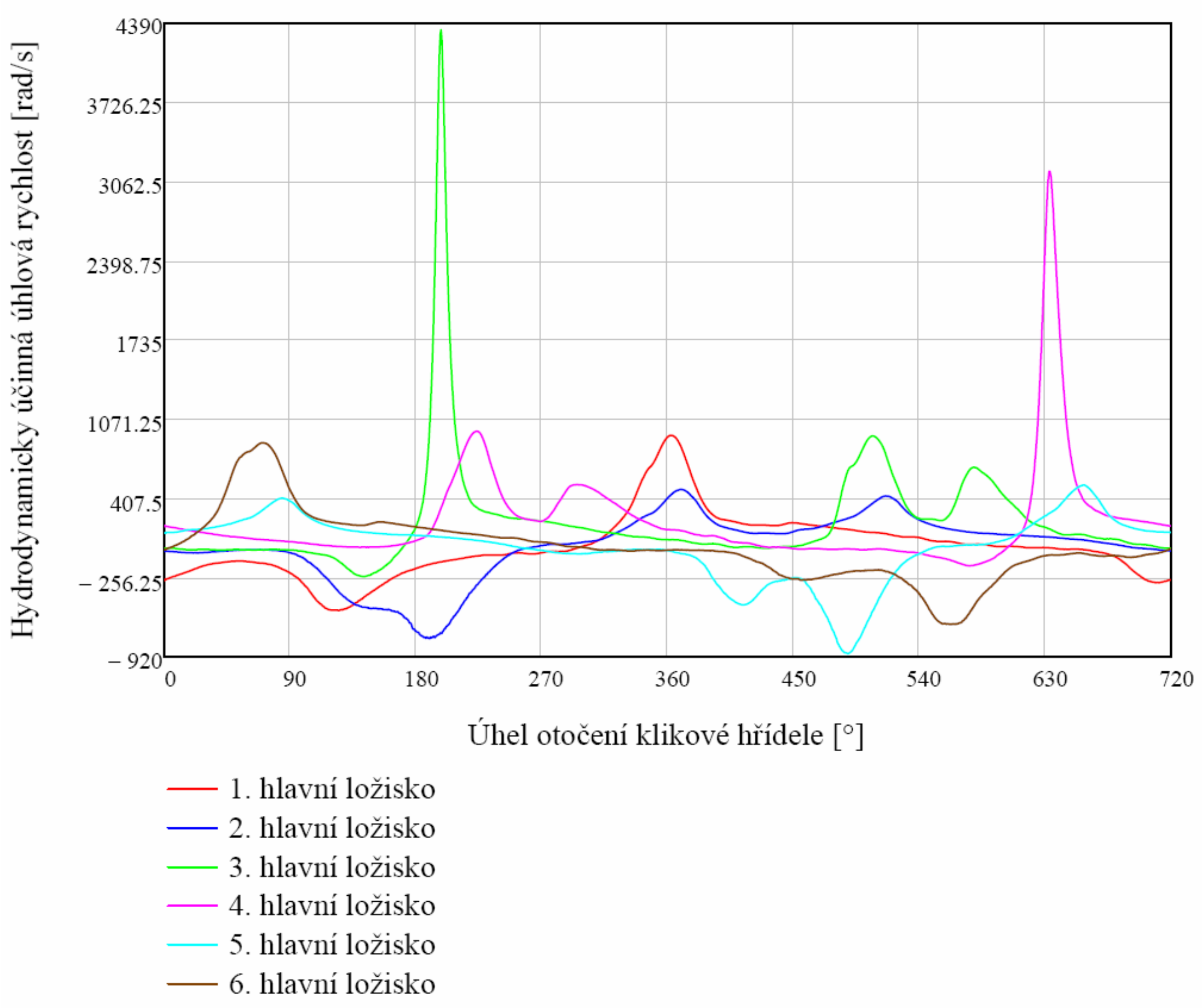


Obr. 75 Zatížení a trajektorie středu čepu prvního ojničního ložiska – otáčky 6000 1/min

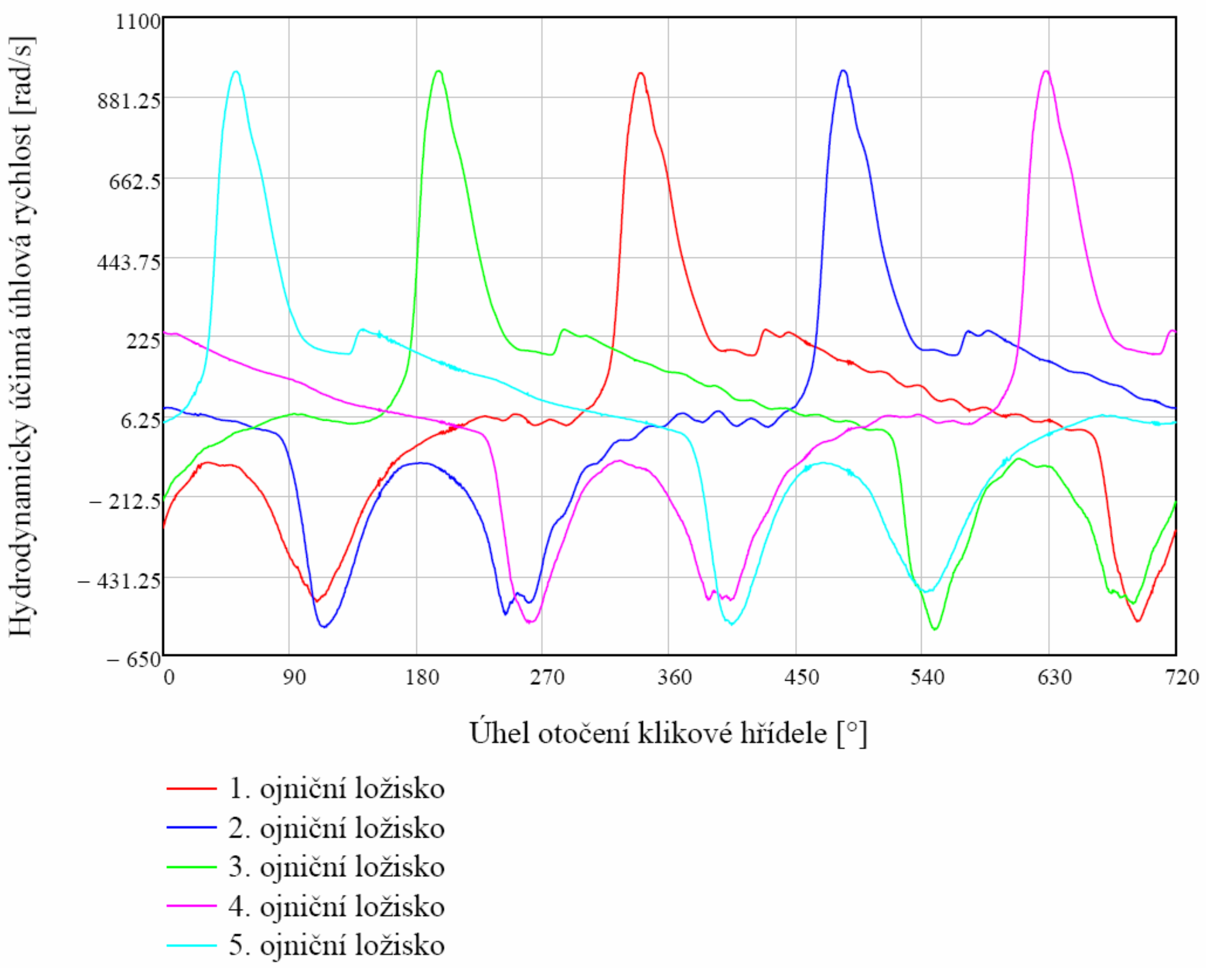
5.5 Velikost hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti na hlavních a ojničních ložiskách klikové hřídele

Srovnáme – li zátěžnou sílu ojničního ložiska a trajektorii středu čepu vyjádřenou relativní excentricitou, vidíme že její hodnota není největší při maximálním zatížení ložiska. Je to způsobeno velikostí hydrodynamické účinné úhlové rychlosti, která se neustále mění podle vztahu (29). Pokud bude tato absolutní hodnota rychlosti blízká nule, je únosnost olejového filmu malá a naopak. Hodnoty hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti pro hlavní a ojniční ložiska při otáčkách 2000 jsou ukázány na obr. 76 a 77.

Velikost hydrodynamicky účinné úhlové rychlosti je počítána pro otáčky 2000 1/min. Viskozitní index má hodnotu 5W40, ložisková vůle je 40 μm, vstupní tlak mazacího oleje je 0.3 MPa. Na výpočet hlavních ložisek je použit třírozměrný model hydrodynamického ložiska a dvourozměrný model pro ojniční ložiska. V obou případech je použita torzně pružná kliková hřídel.



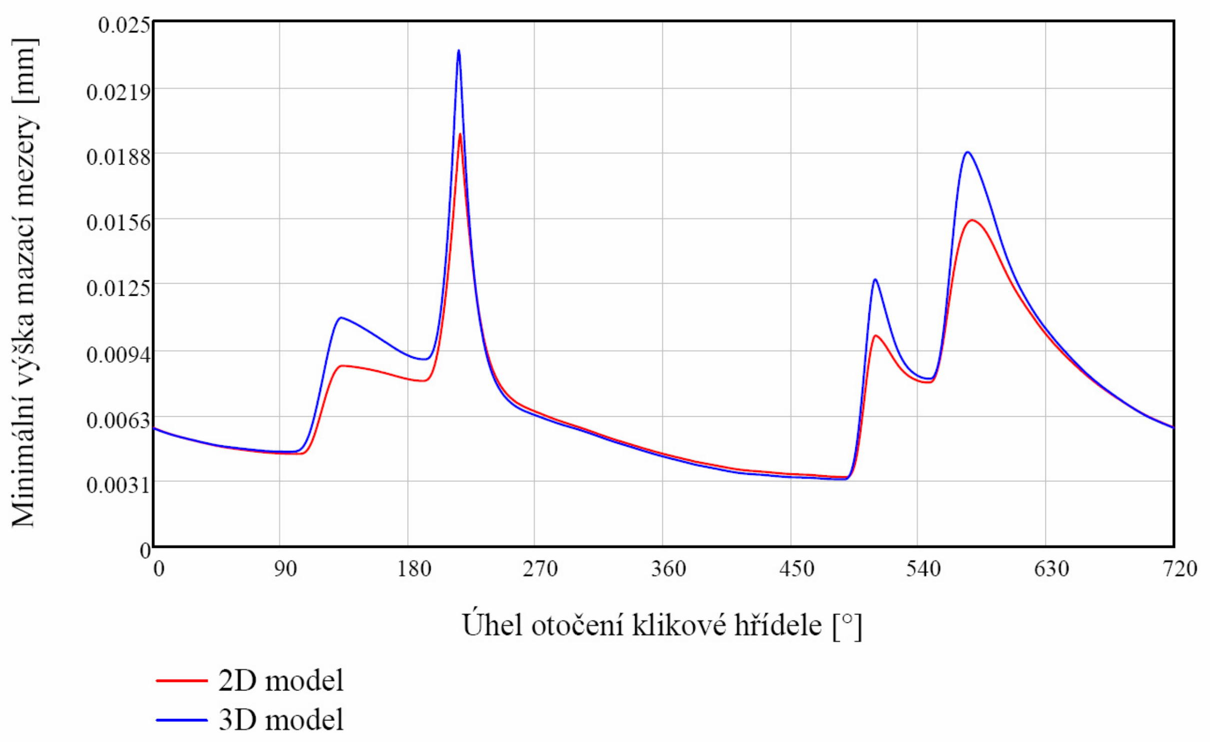
Obr. 76 Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost hlavních ložisek klikové hřídele



Obr. 77 Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost ojničních ložisek klikové hřídele

5.6 Porovnání dvourozměrného a třírozměrného modelu kluzných ložisek

U všech předchozích výpočtů byl pro analýzu chování hlavních ložisek klikové hřídele používán pouze třírozměrný model kluzného ložiska, který lépe vystihuje jeho dynamické chováni. Nicméně pro výpočet hlavních ložisek je možné použít i dvourozměrný model. Jejich rozdíly ve výsledných hodnotách jsou ukázány na obr. 78. Jedná se o výpočet minimální výšky mazací mezery na třetím hlavním ložisku při otáčkách 3000 1/min.



Obr. 78 Minimální výška mazací mezery při výpočtu kluzného ložiska 2D a 3D modelem

Závěr

Hlavní cíl této práce byl zaměřen na chování kluzných ložisek řadového pětiválcového motoru. Úkolem bylo co nejpřesnější vyhodnocení pohybu čepů klikové hřídele v kluzném uložení. Jako vstupy byly zadávány různé provozní podmínky, odlišné matematické modely ložisek a klikové hřídele. K objasnění této problematiky se využilo počítačové simulování hydrodynamického kontaktu dvou těles pomocí multibody systému ADAMS – Engine. V něm byl sestaven virtuální klikový mechanismus a jednotlivé vazby modelovány kluznými ložisky. Z nepřeberného množství výsledků byly vybrány pouze nejzajímavější případy. Ty jsou zpracovány v podobě přehledných grafů a prezentovány v závěrečné části diplomové práce. K ucelení obsáhlé problematiky je doplněn přehled o používaných materiálech na výrobu ložiskových pánví. Jsou ukázány různá konstrukční řešení a stručný popis jejich technologie výroby. Pro pochopení složitých fyzikálních procesů, které probíhají v kluzném uložení, bylo nutné alespoň v základech vyjádřit teorii hydrodynamického mazání. Zatížení spolu s pohybem klikového mechanismu vyvolává síly, jejichž velikost a směr působení se neustále mění. Stručně je tedy zmíněn postup výpočtu takto dynamicky zatížených radiálních ložisek. Nicméně s ohledem na časovou náročnost a složitost výpočtu je nutné k úspěšnému řešení použít počítač.

Jak již bylo řečeno, poměrně velká část práce byla věnována sestavení virtuálního motoru v multibody systému ADAMS – Engine. Na začátku se bylo nutné dokonale seznámit s prostředím programu, pochopit jeho filozofii a způsob ovládání. Následovalo postupné složení klikového mechanismu. Jednotlivým částem byly přiřazeny hmotnosti a momenty setrvačnosti. Snahou tak bylo přiblížit se co nejvíce reálným hodnotám. Zatížení pětiválcového motoru je definováno silou od tlaku plynů. Na každý píst tak působí v daném okamžiku určitá velikost tlaku. Jeho průběh byl odvozen z již existující tříválcové jednotky. Pro uložení klikové hřídele byly použity dvourozměrné a třírozměrné modely hydrodynamických ložisek. Poté již následovalo provedení jednotlivých výpočtových analýz se zaměřením na chování kluzných ložisek klikové hřídele.

Na závěr je nutné konstatovat, že výpočetní technika bude hrát stále větší roli v počítačovém modelování a analýze složitých mechanických systémů. S rostoucím výpočetním výkonem bude docházet k neustálému zpřesňování vypočtených výsledků. Do matematických modelů hydrodynamických ložisek tak bude možné zahrnout více parametrů ovlivňujících charakteristiku olejového filmu a popsat lépe jejich chování.

Seznam použitých zdrojů

[1] BOHÁČEK, František, et al. *Části a mechanismy strojů II : hřídele, tribologie, ložiska*. 1. vyd. Brno : Rektorát Vysokého učení technického, 1983. 214 s.

[2] KAREL, Jaroš. *Spalovací motory II. : konstrukce spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno : Rektorát Vysokého učení technického, 1990. 204 s. ISBN 80-214-0125-7.

[3] PÍŠTĚK, Václav, ŠTĚTINA, Josef. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno : VUT, 1991. 130 s. ISBN 80-214-0368-3.

[4] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů II : Tribologie, ložiska, převody*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství Cerm, s.r.o, 2003. 70 s. ISBN 80-214-2422-2.

[5] GSCHEIDLE, Rolf, et al. *Příručka pro automechanika*. Z něm. orig. přel. I. Michňová, Z. Michňa. Praha : Sobotáles, 2001. 632 s. ISBN 80-85920-76-X.

[6] DUNDÁLEK, Radim. *Elastohydrodynamické modely ložisek jako moduly virtuálního motoru*. Brno : [s.n.], 2006. 32 s. PhD Thesis; sv. 377. ISBN 80-214-3199-7.

[7] KS Gleitlager. *KS R20 : lead-free Steel-Aluminum Composite Material for Main Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_r20_e.pdf>.

[8] KS Gleitlager. *KS R21 : lead-free Steel-Aluminum Composite Material for Main Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_r21_e.pdf>.

[9] KS Gleitlager. *KS R25 : lead-free Steel/Aluminum Composite Material for Main Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_r25_e.pdf>.

[10] KS Gleitlager. *KS R30 : lead-free Steel-Aluminum Composite Material for Main Bearings and Conrod Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_r30_e.pdf>.

[11] KS Gleitlager. *KS R45 : high-load, Lead-free Steel/Aluminum Composite Material for Main Bearings and Conrod Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_r45_e.pdf>.

[12] KS Gleitlager. *KS S803P : high-load, Lead-free Steel/Bronze Composite with Polymer Coating for Main and Conrod Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_s803p_e.pdf>.

[13] KS Gleitlager. *KS X20P : high-load Capacity, Lead-free Steel/Brass Composite with Polymer Coating for Main and Conrod Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_x20p_e.pdf>.

[14] KS Gleitlager. *KS X20R : high-load Capacity, Lead-free Steel/Brass Composite with Sputtered Running Surface for Main and Conrod Bearings*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_x20r_e.pdf>.

[15] KS Gleitlager. *KS X20T : lead-free Steel/Brass Composite with Sputter Coating for Plain Bearings of Maximum Load Capacity*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 4 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_x20t_e.pdf>.

[16] KS Gleitlager. *Plain Bearings in Combustion Engines : bases – Design, Dimensioning, Selection of Materials*. [s.l.] : Kolbenschmidt Pierburg Group, 2007. 12 s. Dostupný z WWW: <http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/kspg_produktbroschueren/2007/g_intro_motgl_e.pdf>.

[17] DUNDÁLEK, Radim. Behaviour of hydrodynamic bearings under various working conditions. In *Sborník abstraktů*. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, Fakulta technická, 2006. s. 17-25. Dostupný z WWW: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_004_01.pdf>. ISBN 80-213-1510-5.

[18] DUNDÁLEK, Radim. Plain Bearings in 5-cylinder In-line SI Engine. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2006 IV*. Ústí nad Labem : Fakulta výrobních technologií a managementu UJEP, 2006. s. 41-46. Dostupný z WWW: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_003_01.pdf>. ISBN 80-7044-782-6.

[19] Ekolube. *Oleje.cz* [online]. c2005 [cit. 2008-05-07]. Dostupný z WWW: <http://www.oleje.cz/index.php?left=main&page=mot_visko>.

[20] ČUMPELÍK, Jiří. Spalovací motory II. : kluzná ložiska. *Autoexpert*. 2005, roč. 10, č. 7+8, s. 31-33.

[21] ČUMPELÍK, Jiří. Spalovací motory V. : mazání motoru. *Autoexpert*. 2005, roč. 10, č. 11, s. 29-30.

[22] MSC.Software. Adams - Online Help. [s.l.] : [s.n.], c2005.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Jednotka	Význam
b	[m]	Šířka ložiska
b^*	[-]	Relativní šířka ložiska, $b^* = b/d$
d	[m]	Jmenovitý průměr čepu a pouzdra po montáži
e	[m]	Výstřednost čepu v ložisku
h	[m]	Tloušťka mazací vrstvy
h_0	[m]	Tloušťka mazací vrstvy v místě $x = x_0$
h_1	[m]	Tloušťka mazací vrstvy v místě $x = 0$
h_2	[m]	Minimální tloušťka mazací kapaliny v místě $x = s$
h_o	[m]	Tloušťka hydrodynamicky účinné mazací vrstvy v nejužším místě mazací mezery za chodu ložiska
p	[Pa]	Hydrodynamický tlak
p_0	[Pa]	Hydrodynamický tlak v místě $x = x_0$
p_{Dmax}	[Pa]	Maximální tlak vzniklý díky tangenciálnímu pohybu čepu
p_{max}	[Pa]	Výsledný maximální tlak, součet p_{Dmax} a p_{Vmax}
p_{Vmax}	[Pa]	Maximální tlak vzniklý díky radiálnímu pohybu čepu
s	[m]	Vzdálenost mezi nejvyšší a nejnižší tloušťkou mazací vrstvy
t	[s]	Čas
u	[m.s^{-1}]	Rychlost kapaliny ve směru x
v	[m.s^{-1}]	Rychlost kapaliny ve směru y
w	[m.s^{-1}]	Rychlost kapaliny ve směru z
x_m	[m]	Poloha výslednice vztlaku
F	[N]	Zátěžná síla
F_1, F_2	[N]	Tlaková síla působící na svislou stěnu elementárního hranolu
F_D	[Pa]	Vztlaková síla od průběhu tlaku p_D
F_p	[N]	Výsledná vztlaková síla působící v místě $x = x_m$
F_Q	[N]	Zátěžná síla
F_T	[N]	Výsledná velikost třecí síly působící v místě $x = x_m$
F_{T1}, F_{T2}	[N]	Třecí síla působící na vodorovnou stěnu elementárního hranolu
F_V	[Pa]	Vztlaková síla od průběhu tlaku p_V
L	[m]	Délka nosné vrstvy
M	[-]	Machovo číslo
Q	[m^3.s^{-1}]	Objemový průtok kapaliny
R	[m]	Poloměr zakřivení
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
So_D	[-]	Sommerfeldovo číslo pro otáčivý pohyb čepu v ložisku
So_V	[-]	Sommerfeldovo číslo pro radiální pohyb čepu v ložisku
U_1	[m.s^{-1}]	Tečná rychlost povrchu horní plochy do směru x
U_2	[m.s^{-1}]	Tečná rychlost povrchu dolní plochy do směru x
U_S	[m.s^{-1}]	Střední hodnota unášivé rychlosti přilnutého maziva
V_1	[m.s^{-1}]	Normálová složka vektoru rychlosti horní zakřivené plochy
X, Y, Z	[m.s^{-2}]	Složky vektoru tíhového zrychlení
α	[°]	Úhel sklonu rovin
β	[°]	Úhel svírající vztlaková síla od otáčení a vztlaková síla od radiálního pohybu čepu

δ	[°]	Úhel mezi osou *y* souřadné soustavy a místem s nejmenší mazací mezerou
$\dot{\delta}$	[°/s]	Rychlost změny úhlu mezi osou *y* souřadné soustavy a místem s nejmenší mazací mezerou
δ_1	[°]	Počáteční úhel mezi osou *y* souřadné soustavy a místem s nejmenší mazací mezerou
ε	[-]	Relativní výstřednost čepu $\varepsilon = 2e / \Delta d$
$\dot{\varepsilon}$	[s^{-1}]	Rychlost změny relativní výstřednosti při dynamickém zatížení
ε_1	[-]	Počáteční relativní výstřednost čepu
φ	[°]	Úhel, který spolu svírají tečné rychlosti U_1 a U_2
γ	[°]	Úhel mezi osou *y* souřadné soustavy a vnější zátěžnou silou *F*
η	[Pa.s]	Dynamická viskozita
κ	[-]	Bezrozměrny poměr h_1/h_2
λ	[m]	Řádová velikost tloušťky mazací vrstvy
μ_e	[-]	Efektivní součinitel tření
ρ	[$kg.m^{-3}$]	Hustota kapaliny
τ	[Pa]	Tečné napětí v kapalině
ω^*	[$rad.s^{-1}$]	Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost
ω_H	[$rad.s^{-1}$]	Úhlová rychlost hřídelového čepu
ω_P	[$rad.s^{-1}$]	Úhlová rychlost pouzdra nebo pánve
ψ	[-]	Relativní ložisková vůle, $\psi = \Delta d / d$