

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Ing. Josef Procházka

**TEPLOTNÍ ANALÝZY NÁSUVNÉ PŘEVODOVKY
S VYUŽITÍM CA_x METOD**

THERMAL ANALYSES OF SLIP-ON GEARBOX
USING CA_x METHODS

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Doc. Ing. Dušan Kolář, CSc.

Oponenti: Prof. Ing. Vlastimil Moravec, CSc.

Doc. Ing. Miroslav Havlíček, CSc.

Datum obhajoby: 13. 5. 2004

KLÍČOVÁ SLOVA:

Převodovka, teplotní analýzy, CAD, CAE, CAI, TRIZ, termovize

KEY WORDS:

Gearbox, thermal analyses, CAD, CAE. CAI, TRIZ, thermal camera

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE:

Oddělení pro vědu a výzkum FSI VUT v Brně

OBSAH

OBSAH.....	3
1 ÚVOD.....	5
1.1 Zadání disertační práce	5
1.2 Zdůvodnění tématu	5
1.3 Cíle disertační práce.....	6
2 METODY ŘEŠENÍ TEPLOTNÍHO CHOVÁNÍ	6
2.1 Složky ztrátového výkonu převodovky P_T	6
2.2 Metoda tepelné kapacity převodovky	8
2.3 Metoda součinitelů tepelného výkonu převodovky	8
2.4 Počítačové modelování ve stacionárním stavu	8
2.5 Počítačové modelování v nestacionárním stavu	11
3 CAX TECHNIKA V NAVRHOVÁNÍ PŘEVODOVEK.....	11
3.1 Počítačově podporované navrhování strojních součástí CAD.....	11
3.2 Chování budoucího výrobku - CAE analýzy	12
3.3 Chování budoucího výrobku - CFD analýzy	12
3.4 Počítačem podporovaná inovativní řešení - CAI.....	12
4 TEPLOTNÍ ANALÝZY	13
4.1 Zjednodušený model převodovky.....	13
4.2 Kompletní model převodovky	15
5 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ.....	17
5.1 Měření převodovky při standardních podmínkách	19
5.2 Hodnocení měření převodovky při standardních podmínkách	19
5.3 Hodnocení experimentů vzhledem k výpočtovým analýzám	21
5.4 Měření převodovky mazané odlišným olejem.....	23
5.5 Hodnocení převodovky mazané odlišným olejem.....	23
6 METODIKA KONSTRUKCE PŘEVODOVEK.....	23
6.1 Snížení ztrátového výkonu.....	24
6.2 Zvýšení tepelné kapacity	24
6.3 Návrh soustrojí.....	25
6.4 Významnost jednotlivých doporučení	25
7 SHRUTÍ.....	26
8 VYBRANÁ LITERATURA A ZDROJE INFORMACÍ.....	28
9 AUTROVY PUBLIKACE Z DANÉ OBLASTI.....	29
10 CURRICULUM VITAE	30
11 ABSTRACT	31

1 ÚVOD

Oblast teplotního chování převodových skříní není příliš prozkoumaná. Svědčí o tom také poměrně malé množství publikovaných vědeckých prací. Klíčovým místem převodovky je záběr ozubených kol, kde se odehrávají nejpodstatnější procesy. To platí také o teplotním chování. Proto je účelné v první řadě zdokonalovat záběr. Na dané úrovni vývoje tribologie a výrobních možností je přesto nezbytné teplo, které vzniká v důsledku mechanických, hydraulických a aerodynamických ztrát, vždy odvést co nejrychleji ze záběru, aby nebyl ohrožen provoz převodu. Nejčastěji je pak tento problém, jestliže způsobuje nadměrné teplotní zatížení maziva, řešen zavedením doplňkového chlazení.

Pro zvýšení odvodu tepla z převodovky se někdy používá ventilátoru. Jindy se do olejové vany umísťuje tzv. chladicí had, kterým protéká chladicí medium nebo se skříň navrhuje jako dvouplášťová a mezi stěnami proudí chladicí látka. Olej je možné také odvádět do vně umístěného chladiče. Všechny tyto úpravy jsou ekonomicky nepřijatelné pro velké výrobní série a proto budeme hledat jiné konstrukční úpravy, které zvýší intenzitu odvodu tepla.

1.1 ZADÁNÍ DISERTAČNÍ PRÁCE

Návrh metodiky konstrukce převodové skříně násuvné stacionární převodovky pro malé výkony s požadavkem maximálního odvodu tepla při vysoké ekonomii, životnosti a provozní spolehlivosti.

1.2 ZDŮVODNĚNÍ TÉMATU

V Pojednání ke státní závěrečné zkoušce [A6] věnuji velkou pozornost provozním požadavkům, které jsou kladeny na stacionární převodovky. Z těchto mnoha požadavků byla vybrána právě problematika teplotního chování, která svým významem ovlivňuje životnost, spolehlivost i cenu navrhované převodovky.

Vzhledem k předpokládanému vývoji, který nastiňuje prof. Winter [15], lze očekávat zvyšování přenášených výkonů se současnou snahou zmenšování rozměrů skříně. Tuto tendenci můžeme pozorovat i na zkoumané převodové skříně MTC 41 která umožňuje přenášet jmenovité výkony od 2,2kW do 7,5kW s maximálním hypotetickým výkonem na vstupu více než 48kW, v oblasti převodových poměrů $i_{1,2}=(2,083\div 5,588)$. Tato práce se orientuje zejména na jednostupňovou čelní převodovku se šikmým ozubením s výkonem $P_1 = 3 \text{ kW}$; $i_{1,2} = 4,091$; $n_1 = 1420 \text{ min}^{-1}$; $m = 2$; $\alpha = 20^\circ$; $z_1 = 22$; $x_1 m = 0,7$; $x_2 m = -0,194$; $\beta = 12^\circ$; mazanou olejem Unigear S 75W90.

Dále bude snaha využívat vlastností lubrikantů na samé hranici únosnosti při menší tloušťce olejového filmu v záběru a vyšších teplotách. Proto by se měli výzkumní pracovníci zaměřit na hodnocení vlivu průhybu hřídelí při zvýšeném zatížení na kvalitu záběru, na vývoj nových lubrikantů, využití nových materiálů pro výrobu převodovek, výzkum elasto-hydrodynamického mazání a *zvyšování tepelné kapacity* převodovky.

Zvolené téma disertační práce tímto splňuje atributy aktuálnosti vědeckého výzkumu a využitelnosti při navrhování převodovek v blízké budoucnosti.

1.3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Rostoucí nároky na převodové skříně při zvyšujících se přenášených výkonech vyžadují již ve fázi návrhu zabezpečení dostatečné tepelné únosnosti. Vyšší výrobní série kladou náročnější požadavky na co nejeekonomičtější řešení technických problémů. V návrhové etapě, kdy náklady na úpravy technického objektu (dále jen TO) jsou nejnižší v celém vývojovém procesu, je třeba překonat rozpor mezi rozhodovací významností a informační určitostí, využít všech dostupných nejmodernějších CAX metod a zjistit co nejvíce informací o budoucím chování TO z hlediska teplotního.

Cílem disertační práce bude provedení teplotních analýz TO a ověření získaných poznatků experimentální cestou.

Bude vypracována obecná metodika návrhu skříně převodovky pro malé výkony, která bude zohledňovat požadavek zvýšení tepelné kapacity s podmínkou minimálních výrobních nákladů. Některá doporučení budou ověřena na konkrétní násuvné převodovce.

V práci bude využit pro modelování prostorového geometrie převodovky CAD program Pro/Engineer. Teplotní analýza bude řešena CAE programem Pro/Mechanica. Ve fázi přednávrhové budou uplatněny CAI programy založené na metodice TRIZ. Bude snaha nalézt co nejširší spektrum faktorů vedoucích ke zvýšení tepelné kapacity. Soubor všech inovací nebude možné pro svou šíři realizovat, avšak může být významným impulsem k dalším výzkumným aktivitám.

2 METODY ŘEŠENÍ TEPLOTNÍHO CHOVÁNÍ

Současný stav výzkumu teplotního chování převodovek je dán zejména metodami, které tento stav popisují. Všechny uvedené metody jsou uspořádány hierarchicky od orientačních po nej přesnější, od nejstarších po nejnovější. Ať se rozhodneme použít jakoukoliv metodu, vždy je nutné znát celkový ztrátový výkon P_T .

2.1 SLOŽKY ZTRÁTOVÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY P_T

Problematikou stanovení ztrátového výkonu převodovky se zabývá celá řada autorů např. [2, 3, 4]. Hlavní funkcí převodové skříně [A6] je uskutečnit přenos výkonu ze vstupní hřídele na výstupní a to za podmínek stálého převodu. Tento transfer se neobejde beze ztrát.

Na celkových ztrátách v převodovce se podílí ztráty v ozubení P_Z , ložiskách P_L , ucpávkách P_U , ztráty v důsledku brodění kola v oleji a aerodynamické ztráty způsobené ventilací rotujících ozubených kol v převodovce P_V .

Ztráty v ozubení P_Z

Pro stanovení ztrát P_Z je velmi ovlivňujícím faktorem zjištění součinitele tření mezi boky zubů. Dochází zde ke kombinaci valení a skluzu. Skluzová rychlost se během záběru mění. Výsledkem tohoto složitého pohybu je proměnlivý součinitel tření, který se obvykle nahrazuje jeho střední hodnotou f_s . Různí autoři uvádějí různé rozsahy hodnot f_s od 0,01 do 0,1 a odlišné pojetí stanovení součinitele záběru K_ε .

Ztrátový výkon P_Z lze vyjádřit z účinnosti ozubení (1).

$$P_Z = P_1 \cdot \frac{\pi}{z_1 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{1 + i_{1,2}}{i_{1,2}} \cdot f_s \cdot K_\varepsilon \quad (1)$$

Součinitel K_ε vyjadřuje vliv součinitele záběru profilu a dílčích součinitelů záběru profilu na celkové ztráty v ozubení.

Ztráty v ložiskách P_L

Ztráty v ložiskách jsou obecně způsobeny [1 s.140]

- valivým třením mezi valivými elementy a oběžnými drahami kroužků (složka od vnějšího zatížení a od odstředivých sil)
- kluzným třením (ve vodících plochách klece a mezi valivými elementy a klecí)
- hydrodynamickým odporem maziva (viskozita maziva, setrvačné síly maziva)
- aerodynamickým odporem okolního prostředí

Ztrátový výkon P_L je ovlivněn celou řadou faktorů. Konstrukcí, materiálem, výrobním provedením a montáží ložiska. Z vnějších faktorů sem patří druh maziva, způsob mazání a zatížení. Opět se jedná o komplikovaný problém a tak lze v literatuře nalézt více způsobů stanovení jednotlivých koeficientů pro výpočet P_L .

Ztráty v ucpávkách P_U

Pro dosažení nízkých ztrát a vysoké životnosti těsnících kroužků je nezbytné, aby mezi kroužky a hřídeli vzniknul mazací olejový film. Toto může být ovlivněno

- radiálním zatížením těsnícího břítu kroužku a jeho stabilitou v průběhu technického života
- obvodovou rychlostí hřídele, jeho dynamickým chováním a opracováním
- teplotou oleje, jeho vlastnostmi a obsahem nečistot v něm.

Ztráty broděním a ventilací P_V

Ztráty způsobené broděním kola v olejové lázni a ventilací obou kol se většinou zahrnují do jednoho vzorce [10 s.27]. P_V závisí na hloubce brodění, viskozitě oleje, otáčkách, tvaru skříně a velikosti mezery mezi brodicím se kolem a skříní. Při teplotě 20 °C jsou ztráty P_V až 4krát vyšší než při provozní teplotě.

2.2 METODA TEPELNÉ KAPACITY PŘEVODOVKY

Výpočet je převzat z normy TGL [13] a jedná se o jeden z nejjednodušších výpočtů teplotního chování.

V případě, že ztrátový výkon je větší než tepelná kapacita převodovky (2), je nutné použít doplňkové chlazení převodové skříně.

$$P_T \geq P_W \quad (2)$$

2.3 METODA SOUČINITELŮ TEPELNÉHO VÝKONU PŘEVODOVKY

Výpočet vychází z normy ISO/TC-60/WG10 N24 [12]. Kromě jiného se norma zabývá výběrem maziva (dle ISO 3448), stanovením minimální a maximální teploty oleje a podrobnějším teplotním výpočtem. Metoda výpočtu byla převzata z AGMA jako výsledek experimentů a zkušeností. Tento postup se stal standardem pro tepelný výpočet v Severní Americe. Tepelný výkon převodovky P_{thp} (4) odpovídá P_W (2) z normy TGL.

Pro dostatečné chlazení musí platit vztah (3).

$$P_{thp} \geq P_T \quad (3)$$

$$P_{thp} = 0,75 \cdot (T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \cdot T_4) \quad (4)$$

T_1 základní tepelná hodnota – závislá na počtu stupňů převodovky, typu převodovky, vnitřní šířce skříně a osově vzdálenosti

T_2 teplotní rychlostní součinitel – závislý na počtu stupňů převodovky, typu převodovky, rychlosti pastorku a jeho rozměru

T_3 teplotní součinitel převodového poměru – závislý na typu převodovky, rychlostním součiniteli T_2 a převodovém poměru

T_4 teplotní součinitel okolí závislý na teplotě okolí t_{ok}

T_5 teplotní součinitel přídavného chlazení

2.4 POČÍTAČOVÉ MODELOVÁNÍ VE STACIONÁRNÍM STAVU

Při provozu převodovky dojde po určité době (4÷6 h) ke stacionárnímu stavu tj. ustálení teplot v čase. Z hlediska zákona zachování energie teplo vznikající v převodovce Q_Z odpovídá teplu, které z převodovky odchází Q_O .

$$Q_Z = Q_O \quad (5)$$

Tepelný tok Q_O je odváděn z vnějšího povrchu skříně konvekcí Q_k a radiací Q_s do okolního prostředí a dále patkami Q_B do základů. Na odvodu tepla se též podílí připojené stroje Q_H . V případě převodovky MTC41 má motor jako pohon převodovky svou hřídel vloženu do spojky a je připevněn šrouby k přírubě. Na

výstupní hřídel je připojeno poháněné zařízení. Tímto dochází k dalšímu odvodu tepla a to převážně kondukcí.

$$Q_o = Q_k + Q_s + Q_B + Q_H \quad (6)$$

Podle experimentálních měření doc. Čarnogurské [7 s.95] je rozložení všech složek odváděného tepelného výkonu následující:

- tělesem převodovky $(87 \div 92)\% Q_o$
- hnaným a hnacím hřídelem $(8 \div 13)\% Q_o$
- ukotvením na kov až $3\% Q_o$

V těchto výpočtech se předpokládá, že veškerý ztrátový výkon převodovky P_T se přemění v tepelný výkon Q_Z . Na vzniku tepla se tedy podílejí všechny složky ztrát v převodovce.

$$P_T = Q_Z \quad (7)$$

Z termokinetiky víme, že ke sdílení tepla dochází obecně třemi mechanismy: kondukcí, konvekcí a radiací.

Protože jednotlivé součinitele jsou velmi výrazně závislé na tvaru TO je nutné jejich hodnoty získat pro TO převodová skříň s čelním ozubením na základě experimentů.

Předpokládá se, že mazací olej přenese celkový ztrátový výkon P_T ze zdrojů (ze záběru P_Z , z ložisek P_L , ucpávek P_U a z rotujících kol P_V) na vnitřní povrch skříně se součinitelem α_{ol} , poté kondukcí projde stěnou skříně a z vnějšího povrchu pak radiací α_s a konvekcí α_k do okolního prostředí. Celkově odvedený tepelný výkon z převodovky vychází z obecného Newtonova ochlazovacího zákona (8).

$$Q_o = k \cdot S \cdot (t_s - t_{ok}) \quad (8)$$

Celkovou míru prostupu tepla k můžeme vyjádřit např. z [7 s.26] vztahem (9).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(\alpha_s + \alpha_k)} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ol}}} \quad (9)$$

Metoda předpokládá, že k závisí na teplotě okolí a skříně, emisivitě, rozměrech a tloušťce skříně, viskozitě a teplotě oleje, rychlosti oleje v mezní vrstvě a součiniteli vedení tepla. $k = f(t_s, t_{ok}, \varepsilon, H, v_{ol}, b, c, w_{ol}, s, \lambda)$.

Součinitel odvodu tepla k se dle [5 s.174] pohybuje v rozsahu $(8 \div 17) \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Přičemž nižší hodnoty $(8 \div 11) \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ popisují odvod tepla z převodových skříní

v malých uzavřených místnostech a vyšší hodnoty ($14\div 17$) $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ v dobře větraných halách.

Střední teplota převodovky t_s a střední teplota oleje t_{ol} jsou vzájemně úměrné (10).

$$t_{ol} = k_{um} \cdot t_s \quad (10)$$

Pro čelní ozubení se uvažuje $k_{um} \approx 1,1$.

Ve výpočtu se předpokládá, že olej smáčí celou vnitřní plochu skříně. Pak platí podle [11 s.237] a podle Leimannova vztahu následující (11).

$$\alpha_{ol} = 10^3 \cdot \left(\frac{46}{10^6 \cdot v_{ol}} \right)^{0,27} \cdot \left(\frac{1,52 \cdot 10^3}{2b + c + h} \right)^{0,40} \cdot (10^{-4} \cdot w_{ol})^{0,38} \quad (11)$$

Součinitel přestupu tepla ze zdroje do vnitřní stěny skříně se běžně pohybuje v rozsahu $\alpha_{ol} = (150\div 300) \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

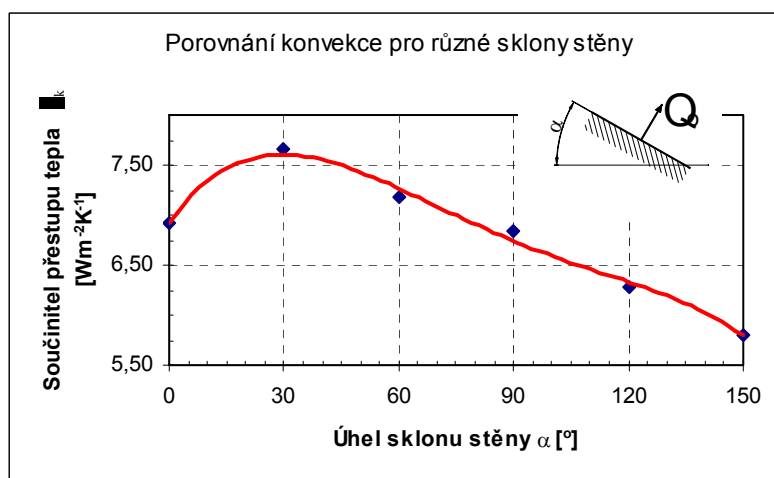
Na základě rozsáhlých experimentálních průzkumů stanovili Winter a Michaelis jednodušší vztah (12) pro výpočet součinitele přestupu tepla volnou konvekcí v závislosti na výšce skříně H a teplotním gradientu mezi stěnou skříně a teplotou okolí ($t_s - t_{ok}$).

$$\alpha_k = 2,5 \cdot ((t_s - t_{ok}) / H)^{0,25} \quad (12)$$

Součinitel přestupu pro sálání můžeme pro záření v poloprostoru vyjádřit pomocí Stefan-Boltzmannovy rovnice. Winter a Michaelis experimentálně ověřili hodnotu α_s pro $\varepsilon = 0,9$ (odlitek ze šedé litiny s neznečistěným povrchem skříně chráněným nátěrem) a $t_{ok} = 25^\circ\text{C}$ a obdrželi následující jednodušší vztah (13).

$$\alpha_s = 5,3 + 3,6 \cdot 10^{-2} (t_s - t_{ok}) \quad (13)$$

Gerhard Funck ve své práci [9] experimentálně ověřuje platnost výše uvedených vztahů. Zjišťuje, že zejména součinitel přestupu tepla konvekcí je významně závislý na více parametrech než-li na výšce skříně H . Jedná se zejména o sklon plochy odvádějící teplo (viz. obr.1) a její tvar. Uvádí



Obr.1 Závislost odvodu tepla na sklonu stěny

taktéž závislost součinitele α_{ol} na směru rotace ozubených kol (přímý a nepřímý ostřík). Tyto poznatky byly uplatněny v počítačovém modelu nazvaném *kompletní* z kapitoly 4.2.

2.5 POČÍTAČOVÉ MODELOVÁNÍ V NESTACIONÁRNÍM STAVU

V předcházející metodě je nejproblematictější stanovení všech faktorů, které ovlivňují součinitele přestupu tepla. Kvalita odvodu tepla olejem je dána vhodně navrženým vnitřním prostorem skříně, který umožní dostatečné proudění. Nabízí se proto počítačové modelování proudění, které ve své teplotní analýze nebude součinitele prostupu tepla nutně vyžadovat. V tomto případě je nezbytné modelovat celý proces rozběhu převodovky od klidového stavu (počáteční podmínka) až po stav ustálení teplot.

V převodové skříně je třeba modelovat problematiku mezní vrstvy, která bude významná pro podmínky v záběru ozubených kol a na vnitřní ploše skříně. Z počátečního stavu, kdy hladina mazacího oleje je v klidu, dojde rotací brodicího se kola k její porušení. Proto bude nutné použít princip tzv. volné hladiny. Olej se pak začne mísit se vzduchem, který vyplňuje zbývající prostor. Vzniká olejová mlha a pěna. Olej tedy bude měnit své fáze.

Naše požadavky na modelování procesů probíhajících v převodové skříně je možné stávajícími CFD SW produkty řešit. Ovšem bohužel většinou jen separátně. Např. výpočet mezní vrstvy i přestupu tepla je zatížen velkými chybami a navíc my bychom potřebovali řešit mezní vrstvy dvě. Nestacionární úloha, která by modelovala téměř šesti hodinový reálný proces s velmi komplikovanou geometrií s nutností v jednom výpočtu navíc zahrnout modelování fázových přeměn, volné hladiny je výpočtově tak náročná, že v současné době neexistuje potřebný HW.

3 CAx TECHNIKA V NAVRHOVÁNÍ PŘEVODOVEK

V současné době je ve všech výrobních firmách patrná snaha širokého počítačového nasazení. Zejména v oblasti CAD existuje velké množství SW, který podporuje vývoj obecně jakéhokoliv produktu strojařské praxe. Aplikace patřící do tzv. velkého CADu umožňují využívat také CAM, CAE a PDM. Vývojové tendence směřují k pokrytí celého vývojového cyklu tvorby nového výrobku. Fázi samotného konstrukčního návrhu by však měla předcházet důkladná analýza problémové situace. Tím se zabývá CAI. Jedním z přístupů je metodika TRIZ [A1] se SW podporou Invention Machine.

3.1 POČÍTAČOVĚ PODPOROVANÉ NAVRHOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ CAD

Tyto SW lze rozdělit podle [A9] do tří oblastí: střední, přechodový a velký CAD. Střední CAD zpravidla umožňuje kreslení výkresové nebo katalogové dokumentace. Přechodový proud od 2D ke 3D modelu již umožňuje tvorbu prostorového modelu, který reprezentuje informace geometrické, technologické, toleranční, ekonomické a

další. Čím se blížíme k oblasti velkého CADu, tím umožňuje SW více funkcionalit. Uvedme např. tvorbu sestav a rozvinutých tvarů a toleranční, kinematické, citlivostní a optimalizační analýzy.

Velké CADy již vždy vycházejí z prostorového modelu, který s sebou nese veškeré technické informace. Výkresová dokumentace je vytvářena až jako sekundární produkt. Mezi všemi částmi návrhového procesu (model, výkres, sestava, kusovník, rozvinutý tvar, polotovar, NC kódy, formy atd.) existuje asociativita, tzn., že jakákoliv změna se automaticky projeví ve všech návazných činnostech. Všechna elektronická data jsou řízena společnou databází v modulech PDM. V modelech je také možné využívat parametry modelu k efektivnímu řízení jeho geometrie.

3.2 CHOVÁNÍ BUDOUCÍHO VÝROBKU - CAE ANALÝZY

V etapě návrhu a v technologické přípravě výroby je snaha získat co nejvíce informací o chování budoucího výrobku. Provádí se analýzy citlivostní a optimalizační. Tyto jsou většinou součástí CAD aplikací. Speciální SW umožňující strukturální, dynamické, teplotní a kinematické analýzy se označují CAE a patří sem Pro/Mechanica, ANSYS nebo COSMOS.

3.3 CHOVÁNÍ BUDOUCÍHO VÝROBKU - CFD ANALÝZY

V současné době existuje řada SW, které umožňují modelování proudění. Tyto programy jsou označovány jako CFD aplikace [6]. CFD je propracovaná technika pro počítačové analýzy. Dokáže nejenom předpovědět samotné chování proudící tekutiny, ale také řeší problematiku s přenosem tepla a hmoty (např. rozpad a pocení), fázovými přeměnami (zmrazení, odpařování), chemickými reakcemi (spalování), mechanickým pohybem (otáčení rotoru) a napětím nebo deformacemi pevné hmoty (např. ohyb stromu ve větru).

3.4 POČÍTAČEM PODPOROVANÁ INOVATIVNÍ ŘEŠENÍ - CAI

Metodika TRIZ patří do oblasti počítačově podporovaných inovací CAI. Tato oblast je velmi často opomíjená a nutno podotknout, že neprávem. Ve firmách jsou využívány dostupné prostředky CAD, avšak podrobná analýza CAI, jejíž cílem je přinést zdokonalení, popř. inovativní řešení, většinou použití CAD nepředchází. Podrobný popis metodiky TRIZ je uveden v [A1], [8], nebo [A4].

Metodiku TRIZ lze rozdělit na dvě komplementární oblasti

- tvorbu inovačních zadání, která je označovaná jako Funkčně nákladová analýza (FNA)
- řešení inovačních zadání - Algoritmus řešení invenčních zadání (ARIZ).

Každý TO má své zdroje, pomocí kterých může být zdokonalen, učiněn lacinějším, jednodušším, spolehlivějším, atd. FNA využívá systémového přístupu v detailní analýze objektu, kdy se snažíme odhalit jeho základní principy. Již v této fázi lze nalézt první možnosti vylepšení TO.

4 TEPLOTNÍ ANALÝZY

Protože většina teplotních součinitelů i parametrů ovlivňujících ztrátový výkon je závislá na teplotě, je třeba analýzy provádět v iteračních cyklech. Pro první iteraci pak je nutné stanovit odhad teploty. Výsledkem analýzy je střední teplota skříně t_s , kterou porovnáváme s teplotou skříně z předchozího kroku. Je-li rozdíl dostatečně malý, aproximujeme konečnou teplotu skříně t_s z jejich obou krajních hodnot.

Výpočty budou provedeny na dvou modelech odlišných geometrickou složitostí i způsobem zadávání součinitelů prostupu tepla. Dalšími alternativami budou dvě možnosti vkládání teplotního zatížení na vnitřní plochy skříně. Dále zavádíme následující označení analýz.

Analýza *alfa* *S* *I* *I* *I*
 ↓ ↓ ↓ ↓ ↓

alfa → rozložení zatížení P_T *alfa*.. stejné zatížení po celé ploše omývané olejem
 beta.. zatížení umístěno ve svých zdrojích

S → typ počítačového modelu *S*.. zjednodušený model převodovky
 C.. kompletní model převodovky

I → kód autora součinitele $K\varepsilon$ 1.. Krjukov $f_s=0,02$
 2.. Krjukov $f_s=0,06$
 3.. Levit $f_s=0,06$
 4.. Němec $f_s=0,06$
 5.. Kudrjavcev a Niemann $f_s=0,06$
 6.. Kudrjavcev a Niemann $f_s=0,1$

I → kód teploty t_{ok} 1.. 20°C
 2.. 25°C
 3.. 30°C

I → kód rychlosti oleje v mezní vrstvě w_{ol} 1.. 0,1 ms⁻¹
 2.. 0,2 ms⁻¹
 3.. 0,3 ms⁻¹
 4.. 0,4 ms⁻¹
 5.. 0,5 ms⁻¹
 6.. 0,6 ms⁻¹

Je-li jakýkoliv kód nahrazen symbolem x , může nabývat libovolné hodnoty.

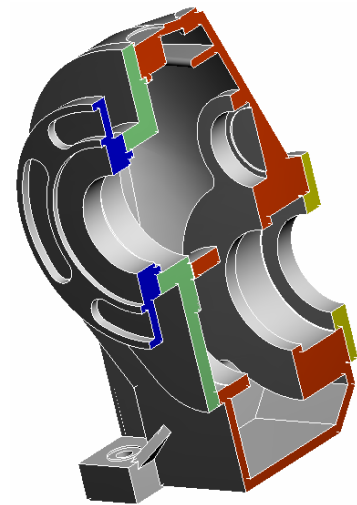
4.1 ZJEDNODUŠENÝ MODEL PŘEVODOVKY

Před několika lety, kdy hardwarové vybavení pro řešení komplikovanějších geometrií nebylo na dostatečné úrovni a nebylo známo takové množství experimentálních údajů, jsem se pokoušel vytvořit první teplotní model převodové skříně. Byla snaha dostatečně zjednodušit složitou geometrii. Proto jsem se v těchto prvních analýzách rozhodnul zahrnout do modelu pouze skříň, přírubu, víko a víčko (obr.2).

Uvedené čtyři součásti sestavy převodky MTC 41 byly vymodelovány v programu Pro/Engineer podle výkresové dokumentace. Za účelem teplotní analýzy pak bylo zjednodušeno tak, aby příliš složitá geometrie nekomplikovala výpočet (symetrie, jednotný součinitel k).

Na příslušné vnější plochy modelu byl zaveden součinitel prostupu tepla k , který charakterizoval odvod tepla celé převodky.

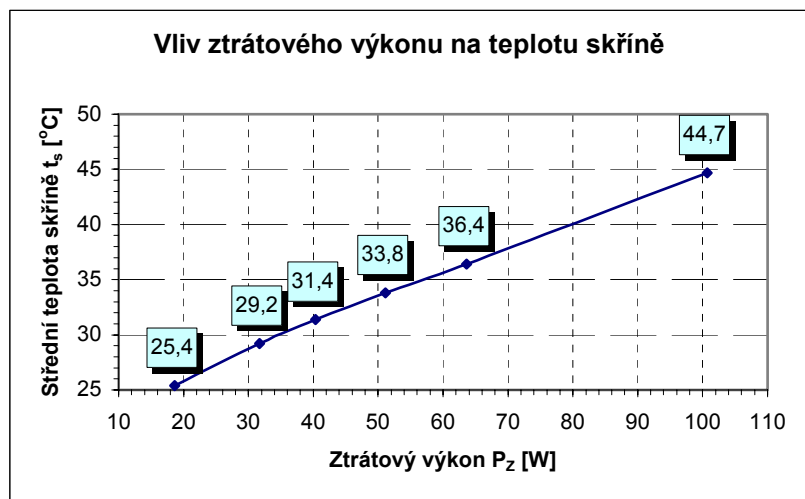
Teplotní zatížení odpovídalo vypočtenému ztrátovému výkonu P_T . Předpokládáme tedy, že veškeré ztráty v převodovce se přemění na teplo. Na všechny plochy vnitřních stěn převodky byl umístěn tepelný tok odpovídající P_T . Olej a olejová mlha přenáší teplo ze zdrojů s předpokladem rovnoměrného rozložení po stěnách skříně. Analýzy tohoto typu pak nazýváme *alfa*. V dalších analýzách bylo teplo vznikající v ložiskách a těsnících kroužků umístěno do míst jejich uložení. Poněvadž ozubená kola nebyla modelována, ztráty v ozubení a ztráty vzniklé ventilací rotujících kol byly zavedeny na vnitřní stěny skříně předpokládajíc, že olej, jež je stále v bezprostředním kontaktu s ozubenými koly, přenos tepla zabezpečí. Tento typ analýzy nazveme *beta*.



Obr.2 Geometrie zjednodušeného modelu převodky

Analýzy uskutečněné v celé své šíři ukazují jak se liší z hlediska ztrátových výkonů různí autoři. Přesto, že rozdíl ztrátových výkonů je více než pětinašobný, teploty skříně se již tak nezvyšují. Na obr.3 jsou uvedeny hodnoty teplot skříně při přenášeném výkonu $P_T=3\text{kW}$ pro analýzy afaS116 až 616. Analýzami byla zjištěna téměř přímková závislost.

Se zvyšujícím se ztrátovým výkonem se zvyšuje teplota skříně a také se rozevírá rozsah teplot, který můžeme pozorovat na převodovce ($t_s^{max} - t_s^{min}$).



Obr.3 Analýzy alfaSx16

Další analýzy byly směřovány k odhalení závislosti teploty na rozdílné rychlosti oleje uvnitř skříně. Součinitel přestupu tepla α_{ol} je na změnu rychlosti oleje poměrně citlivý, ale koeficient α_{ol} nemá příliš velký vliv na celkový součinitel prostupu tepla k . Proto také změna rychlosti oleje se na teplotě skříně neprojeví nijak významně.

Pro některé analýzy byly provedeny výpočty s rozložením ztrátových výkonů do míst jejich vzniků. Tyto beta analýzy upravily počítačový model tak, že ztráty P_L byly umístěny do míst uložení ložisek a stejně tak pro případ hřídelových těsnění. Ztráty (P_Z+P_V) pak byly společně vloženy do míst, kde olej omývá vnitřek skříně.

Výsledky analýz alfa a beta ukazují, že dochází pouze k malé změně rozložení teplotního pole, avšak střední teplota skříně zůstává takřka stejná.

V dalších krocích byly pak hledány přenášené výkony P_I , které odpovídaly maximální dovolené teplotě oleje $t_{ol}^{max}=100^\circ\text{C}$. Taktéž byly provedeny analýzy při max. hypotetickém výkonu $P_I=19,627\text{kW}$ a sledován byl také vliv žebrování na teplotu skříně a její rozložení po povrchu.

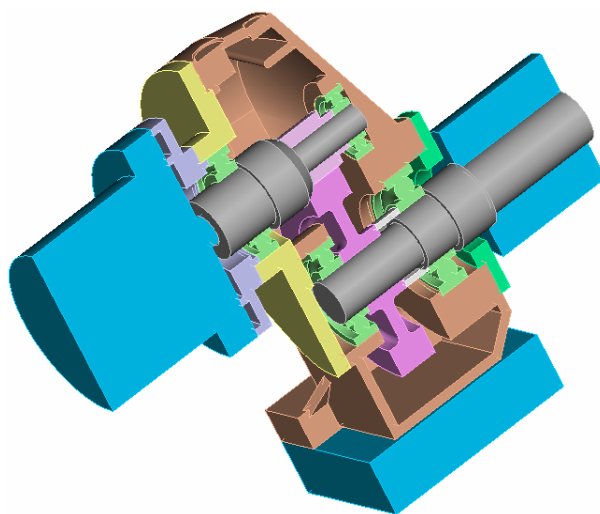
4.2 KOMPLETNÍ MODEL PŘEVODOVKY

V kompletním modelu převodovky byla snaha postihnout nejpodstatnější rysy převodovky včetně rotačních součástí a prvků, které patří do nadsystému TO. Pro výpočet součinitelů přestupu tepla bylo využito všech známých experimentálně ověřených koeficientů. Tím, že do geometrie modelu je zahrnut také pohon, poháněný stroj a základ, realizuje se i nekonzervativní přestup tepla do těchto prvků.

Ve tvorbě modelu byla opět použita některá zjednodušení. Tento model byl poprvé využit v [A5]. Nebyla modelována nepodstatná zaoblení, zápichy a sražení hran. Šrouby byly potlačeny a díry pro ně nebyly vůbec uvažovány. Ložiska byla vytvořena jako jeden díl. Prvky nadsystému jsou masivní, aby byl dostatečně realizován odvod tepla ze skříně, přičemž teplotu těchto prvků nebudeme brát v úvahu. Nebudeme na ně též aplikovat součinitel prostupu tepla.

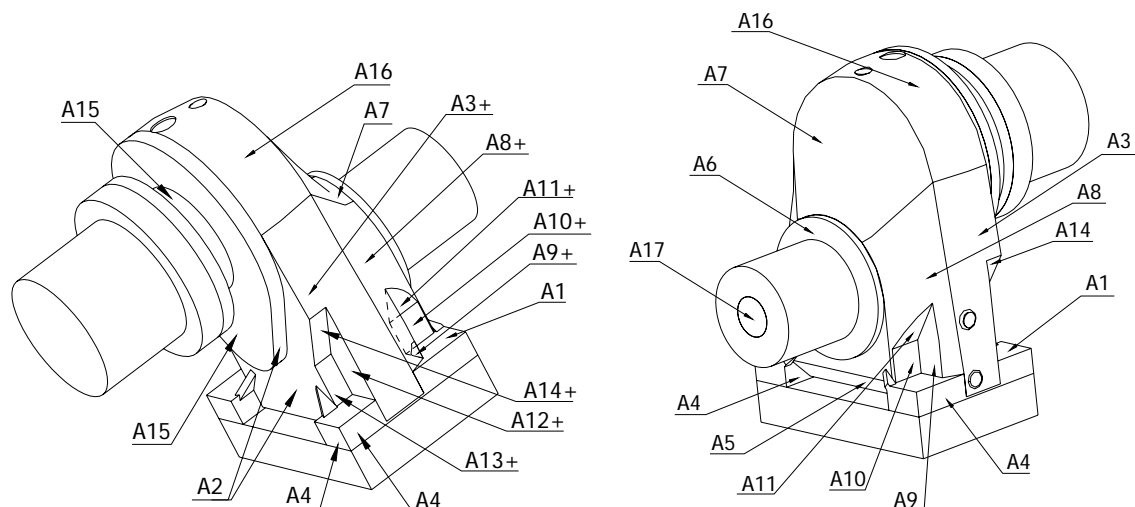
Plocha převodovky byla rozdělena na podoblasti (obr.5), pro které budou vypočteny teplotní koeficienty. Tyto budou v sobě odrážet vliv přestupu tepla ze zdrojů na vnitřní stěnu skříně, vliv přímého (plochy označeny na obr.5 značkou +) a nepřímého ostříku, tvaru a sklonu stěn. Každá tato podoblast bude odvádět teplo s jinou intenzitou.

Celkový součinitel prostupu tepla na stěnách označených + bude vyšší než na odpovídajících stěnách, kde dochází k nepřímému ostříku.



Obr.4 Řez geometrií kompletního modelu převodovky

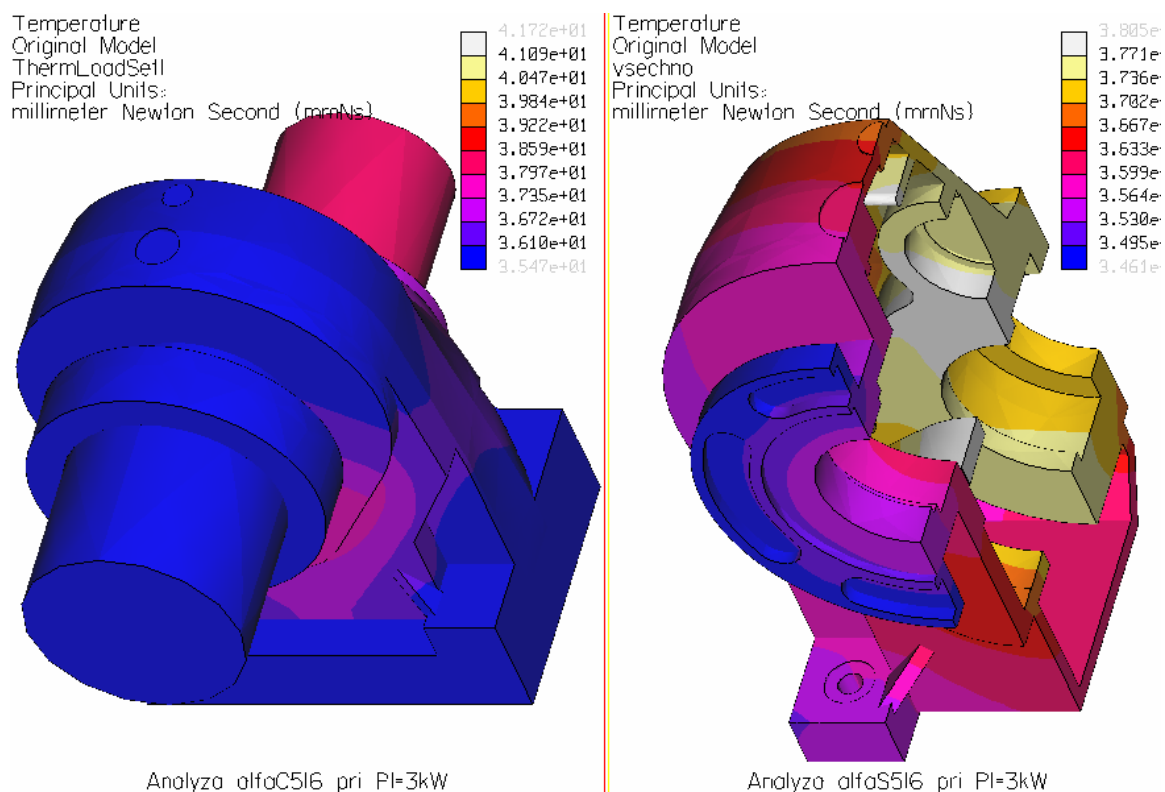
Teplotní zatížení uvnitř skříně bude umístěno na všechny plochy, které omývá olej v případě analýzy alfaCxxx, popř. do míst zdrojů tepla v analýzách betaCxxx. Princip iteračního výpočtu bude totožný s analýzami xSxxx. První odhad pro



Obr. 5 Označení ploch na povrchu převodovky

jednotlivé analýzy bude vzat z příslušných již realizovaných výpočtů xSxxx.

Z výsledků analýzy alfaC516 při $P_1 = 3 \text{ kW}$ (viz. obr. 6) je zřejmé, že vzhledem k analýze alfaS516 dostáváme vyšší teploty skříně.



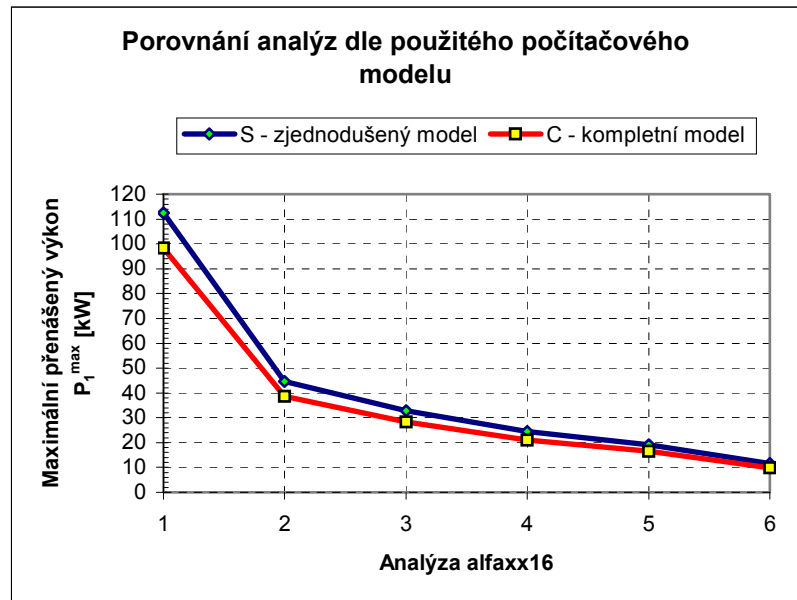
Obr. 6 Porovnání analýz alfaC516 při $P_1 = 3 \text{ kW}$

Maximální teploty byly zjištěny na ozubeném kole, poněvadž v našem modelu je zavedeno tepelné zatížení také na disk, čímž nutně tímto kolem prochází i větší

tepelné výkony než pastorkem. V experimentálních měřeních na reálných skříních jsou maximální teploty pozorovány na pastorku. Důvodem je olejová lázeň, která bezprostředně odvádí teplo z kola, zatímco na pastorek olej přináší na svých zubech až brodicí se kolo. K odstranění této nepřesnosti by bylo nutné modelovat i prvek skříně olejová lázeň.

Byla zavedena veličina t_s^{ext} , která vychází pouze z teplot na vnějšku skříně a dále t_{ol}^{int} , která je stanovena jako střední hodnota z maximální a minimální teploty vnitřní části skříně v místech, kde se v klidovém stavu nachází olejová lázeň. Porovnáme-li $(t_{ol}^{int} / t_s^{ext})$, dostáváme koeficient úměrnosti k_{um} ze vztahu (10), který je velmi blízký hodnotě, kterou ve výpočtech používáme ($k_{um}=1,1$).

Na obr.7 jsou shrnuty výsledky analýz, kde jsme hledali maximální možný přenášený výkon P_1^{max} při teplotě $t_{ol}=100^\circ\text{C}$. Kompletní model ve všech analýzách alfaC116 až 616 vykazuje menších výkonů než model zjednodušený.



Obr.7 Maximální přenášené výkony P_1^{max}

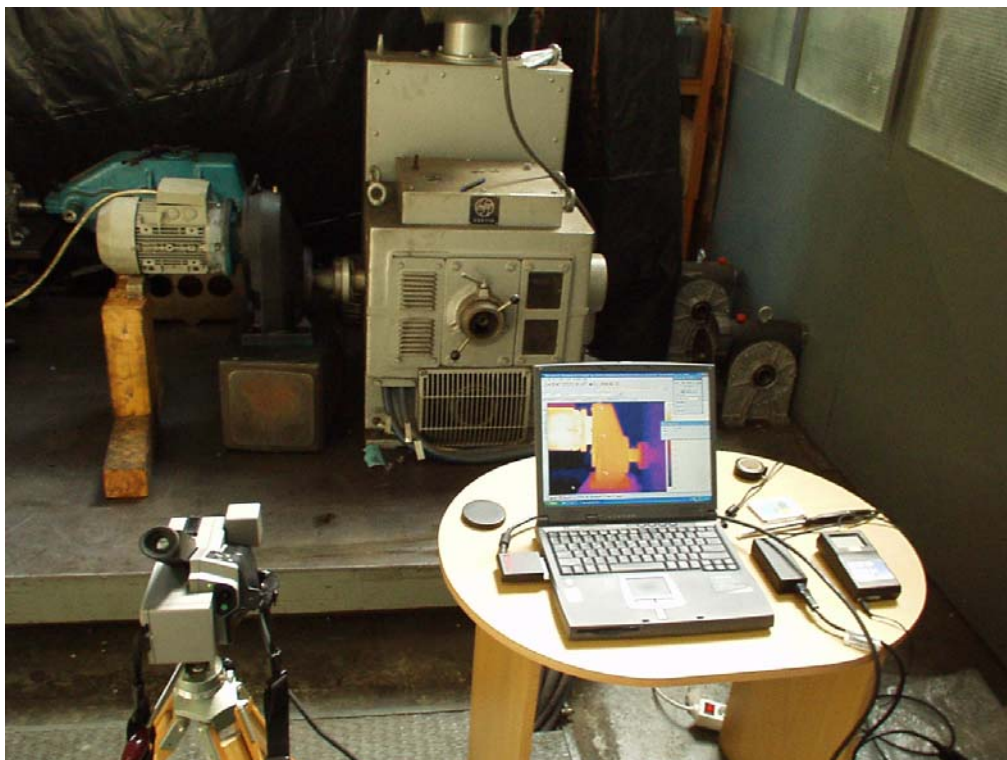
5 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ

V teoretické části bylo provedeno velké množství analýz a výpočtů, ve kterých bylo nutno zavést jisté předpoklady, řídit se doporučeními a provádět výběr relevantních parametrů ovlivňujících teplotní chování převodovky. V experimentální části bude stěžejním úkolem ověřit korelaci teplotních analýz s chováním skutečného TO převodové skříně v reálných podmínkách výrobního závodu. Zejména se jedná o měření sériově vyráběné převodovky při přenášeném výkonu $P_1=3\text{kW}$, otáčkách $n_1=1420\text{min}^{-1}$ a převodovém poměru $i_{1,2}=4,091$.

Realizace měření v TOS Znojmo se ukázalo jako vhodné řešení z důvodů dostupnosti všech potřebných komponent převodovky. Jako v každé firmě, která se musí především věnovat svým výrobním zakázkám nebylo jednoduché nalézt vhodný termín pro uskutečnění zamýšlených experimentů.

Vzhledem k časové náročnosti termického měření bylo rozhodnuto provést ověření převodovky ve standardním uspořádání sériově vyráběné převodovky, dále při použití odlišného motoru a při mazání viskóznějším olejem.

Pro potřeby experimentu se podařilo získat asynchronní motor 4 AP 132 M-4 vyrobený v MEZ Mohelnice o výkonu $P_I=7,5\text{kW}$ a otáčkách $n_I=1450\text{min}^{-1}$ a jeden z nejmiskóznějších převodových olejů od firmy Fush Titan Super Gear 85W140



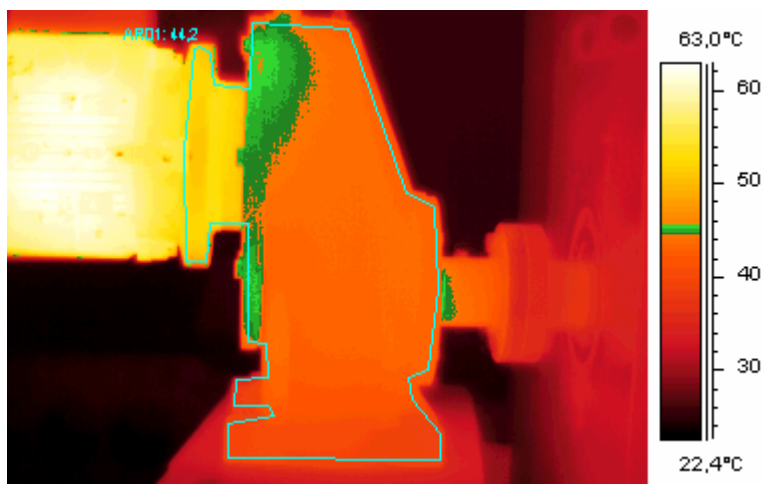
Obr.8 Termické snímání převodovky

s viskozitou $\nu_{oI}=30,7\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ při 100°C a $\nu_{oI}=427\text{mm}^2\text{s}^{-1}$ při 40°C .

Pro zkoumání teplotních polí převodovky byla zapůjčena termovizní kamera ThermaCAM SC2000 vyráběná švédskou firmou Flir Systems. Objektivnost měření byla ověřena kontrolou kalibračního certifikátu z 26.8.2002. Certifikát je vystaven s těmito specifikacemi: Part No.194 901, Serial No.153 20034.

Zařízení je napojeno na počítač, kde je nainstalován software, který provádí ukládání a vyhodnocování záznamu

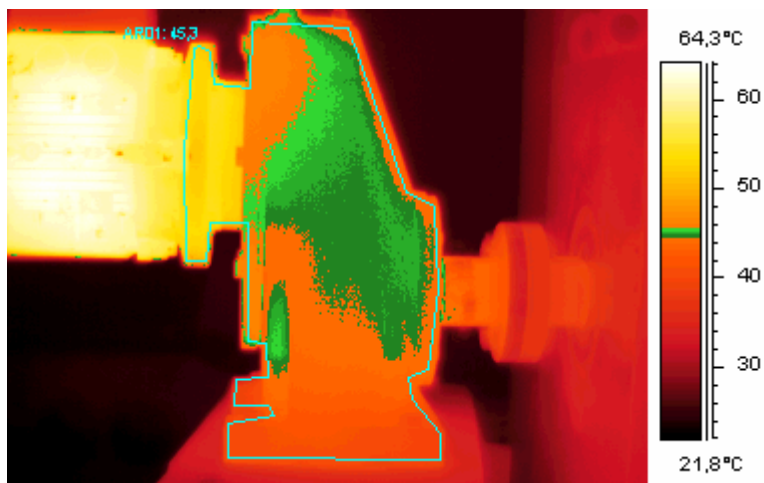
z termovize. Therma CAM Explorer 99 umožňuje prohlížení teplotních polí zkoumaného objektu. Therma CAM Researcher 2001 dodávaný společně s kamerou pak řídí celý proces snímání záznamů.



Obr.9 Termický snímek č.241 z měření 3, zelenou barvou je zobrazena izoterma ($44,5 \div 45,5$) $^\circ\text{C}$

Pro kalibraci termovize na konkrétní objekt je třeba použít teploměr. V našem případě byl získán dotykový teploměr Commeter s rozsahem měřených teplot ($-70 \div +1300$) $^{\circ}\text{C}$.

Na zkušebně TOS Znojmo bylo uvedeno do provozu zkušební stanoviště se stejnosměrným dynamometrem typu 1DS 54 1N1. Toto nákladné zařízení vyrobené v MEZ Vsetín může pracovat jak v režimu generickém, tak i motorickém. Lze brzdit výkony až 14 kW při otáčkách 6000 min^{-1} .



Obr.10 Termický snímek č.361 z měření 3, zelená je izoterma ($44,5 \div 45,5$) $^{\circ}\text{C}$

Označování měření je uváděno v souladu se značením v disertační práci. Zde se odkazujeme na následující měření:

- Měření 3 – převodovka poháněna motorem Siemens 3 kW, olej S75W90
- Měření 7 – motor MEZ Mohelnice 7,5 kW, olej Titan 85W140
- Měření 9 – motor Siemens 3 kW, olej Titan 85W140

5.1 MĚŘENÍ PŘEVODOVKY PŘI STANDARDNÍCH PODMÍNKÁCH

Před první fází experimentu byla převodovka podrobena na zkušební stanici zahřívacímu procesu. Po vykonání kalibrace termovizní kamery bylo zaznamenáno teplotní pole, které již vykazovalo znaky ustáleného stavu.

Pak bylo spuštěno měření 3 za účelem snímkování procesu zvýšení výkonu na provozní $P_1 = 3 \text{ kW}$. Nejprve bylo provedeno 20 snímků a pak pokračující frekvencí 1 obrázek za 10 sekund byla pozorována odezva při dosažení 3 kW.

Po hodině měření dochází již k ustálení teplot v čase. Dostáváme kvazistacionární stav. Na obr. 9 a 10 je zobrazena situace po 40, resp. 60 minutách měření 3. Izotermická plocha popisuje místa s teplotou ($44,5 \div 45,5$) $^{\circ}\text{C}$.

5.2 HODNOCENÍ MĚŘENÍ PŘEVODOVKY PŘI STANDARDNÍCH PODMÍNKÁCH

Z termických snímků je zřejmé, že motor ovlivňuje teplotu skříně převodovky více než se předpokládalo. V žádných mě známých teplotních analýzách nebyl vliv motoru uvažován. Vždy se předpokládalo, že motor se dokáže svým chladícím zřízením dostatečně uchládit. Tento problém je pravděpodobně ještě výraznější právě u převodovek přenášejících menší výkony, kdy ztrátový výkon P_T a tím i Q_O

převodovky je nižší. V těchto případech pak tepelné ztráty motoru ovlivňují více odvod tepla z převodovky.

Během měření bylo sledováno působení motoru na převodovku i co se konvekce týče. Ventilátor, který odvádí teplý vzduch z motoru zabezpečuje vynucené proudění podélně přes žebrování. Tento ohřátý vzduch však neovlivňuje v tomto měření příliš konvekci na převo-dovce a to i v důsledku většího průměru příruby.

Nejvyšší teploty lze pozorovat na již zmíněné přírubě a víku. Tím je také teplotně více zatíženo hřídelové těsnění. Ohroženo může být také spojení motoru s převodovkou ve spojce. Jak nám

potvrdil vedoucí konstrukce skutečně v tomto konstrukčním uzlu dochází ke zvýšenému koroznímu působení.

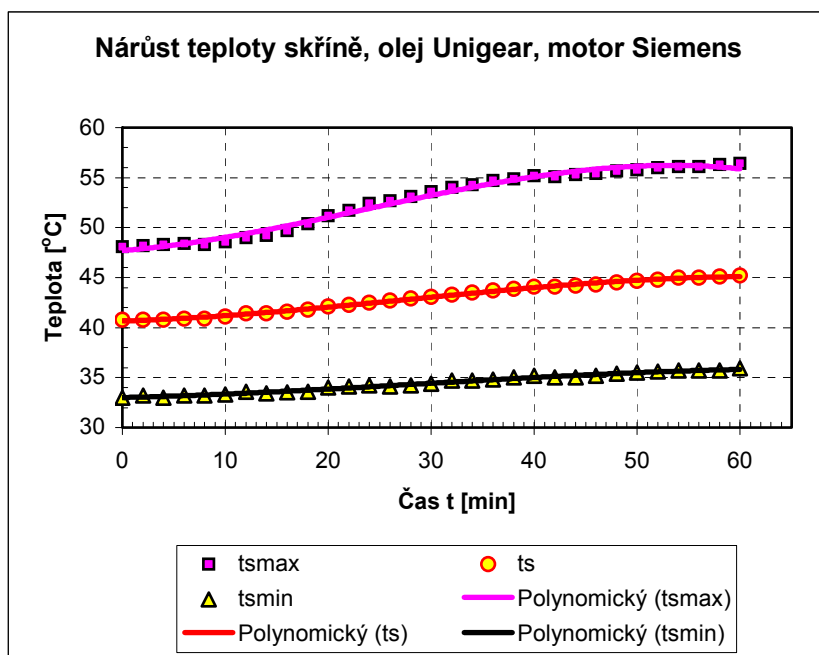
Nejnižších teplot je na skříni dosaženo v místech připojení poháněného stroje (v našem případě dynamometru) a v základech, ke kterým je převodovka uchycena.

Gradient teploty se po jedné hodině zkoušek blíží k nule, čímž se přibližujeme ke stacionárnímu stavu. Naměřené hodnoty byly zpracovány regresní analýzou s využitím metody nejmenších čtverců. Funkce teplot byly aproximovány polynomy třetího stupně. Předpokládáme totiž, že získaná křivka bude mít dvě extrémální místa, jedno v počátku (lokální minimum) a druhé na konci měření (lokální maximum).

$$t_s = -3 \cdot 10^{-5} t^3 + 0,0024 t^2 + 0,0324 t + 40,659 \quad (14)$$

Směrnice tečny v čase 60 min bude udávat sklon funkce teploty $t_s(t)$. Z rovnice (14) dostaneme derivaci vztah (15).

$$t_s'(t) = -9 \cdot 10^{-5} t^2 + 0,0048 t + 0,0324 \quad (15)$$



Obr.11 Měření převodovky při standardních podmínkách

Hodnota vztahu (15) v čase $t=60$ min je $t'_s(60) = 0,0036$, což odpovídá sklonu $0,2^\circ$.

Počátečný pozvolný nárůst teplot (obr.11) je způsoben jednak tím, že výkon byl zvýšen až po 20 snímku a také setrvačností procesu, kdy se teplo dostává ze svých zdrojů (P_Z , P_L , P_U , P_V) prostřednictvím kondukce a rozstříkovaným olejem (který na počátku pro svůj ohřev také spotřebuje jisté teplo) až na povrch skříně.

Pak je na časové závislosti teplot patrný rychlejší nárůst, který se na konci měření zvolna zpomaluje. Vypočtená směrnice tečny (15) je téměř horizontální a tak uvedené teploty můžeme považovat za ustálené.

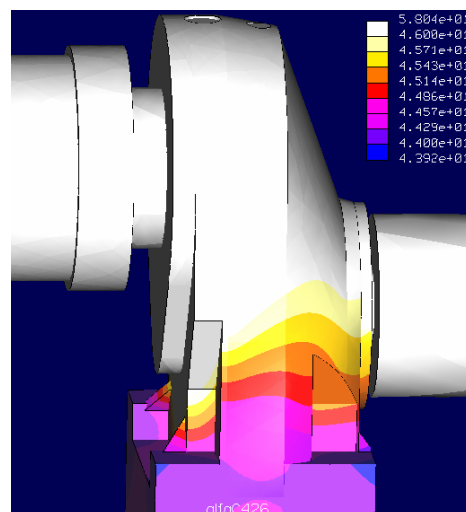
5.3 HODNOCENÍ EXPERIMENTŮ VZHLEDEM K VÝPOČTOVÝM ANALÝZÁM

Experimenty ukázaly, že střední teplota skříně t_s při standardních podmínkách dosahuje $t_s=45,4^\circ\text{C}$. Budeme-li hledat nejbližší získaný výsledek počítačových analýz, blíží se této teplotě analýza alfaS616 z obr.3. Jak výpočty ukázaly, použijeme-li kompletní model (obr.4), pak obdržíme teploty vzhledem k modelu zjednodušeném (xSxxx) poněkud vyšší.

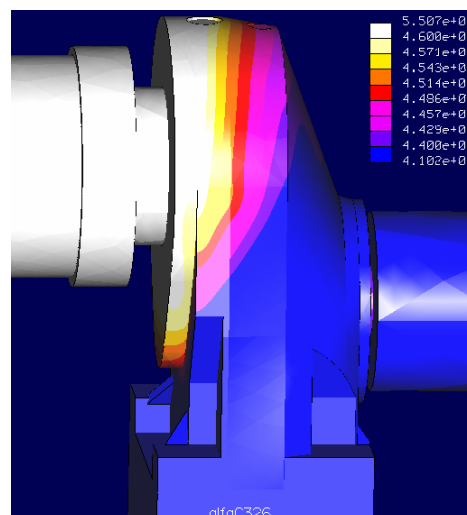
Nehledě na hodnotu teploty t_s , dostáváme počítačovými analýzami v zásadě odlišnou strukturu teplotních polí.

Nejdůležitějším výsledkem z uskutečněných experimentů bylo zjištění, že motor svým působením významně ovlivňuje odvod tepla z převodovky. Podle katalogu firmy Siemens (www.siemens.cz) mají motory 1LA7 107-4AA účinnost při 100 % zatížení 83 %.

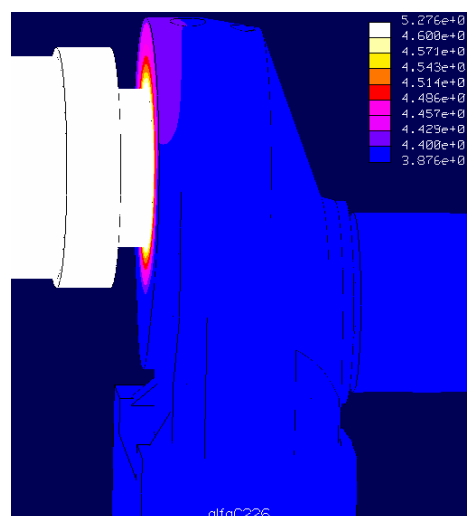
Dále se pokusíme aplikovat výše zmíněný experimentální poznatek do počítačových analýz tím, že zavedeme ztrátový výkon P_T^M do modelu motoru. Je problematické jak ztráty rozdělit po povrchu. Jak známo, motor je vybaven ventilátorem, který zvyšuje konvekci



Obr.12 Analýza alfaC426



Obr.13 Analýza alfaC326



Obr.14 Analýza alfaC226

vzduchu ve vinutí a navíc urychluje i vzduch proudící podél žeber na vnějším plášti motoru. Odvod tepla z motoru je řádově stejně tak komplikovaný problém jako řešení odvodu tepla z převodovky. V našem případě nehledáme teplotní pole motoru, ale zajímá nás pouze interakce s převodovkou. Celkový tepelný tok umístíme pouze na plochu uvnitř tělesa motoru, která sousedí s přírubou.

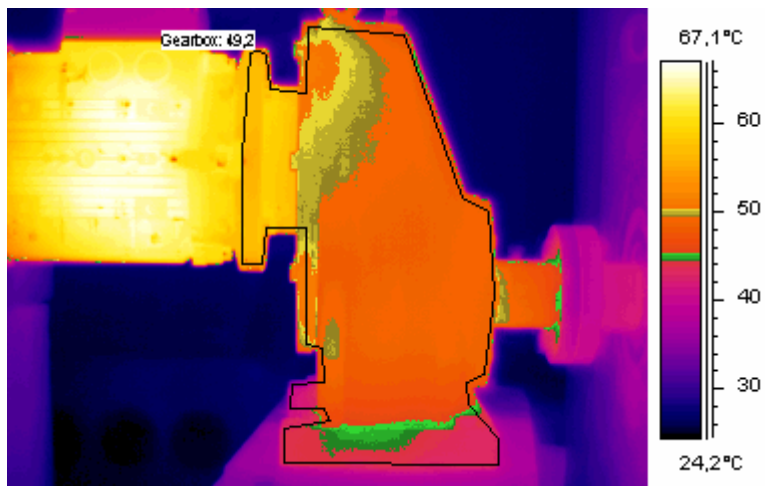
Byly provedeny teplotní analýzy na kompletním modelu převodového soustrojí se zahrnutím ztrát motoru P_T^M . Nejprve byly umístěny do všech podoblastí skříně (obr.5) součinitele prostupu tepla k s uvažováním teploty oleje $t_{oi}=50^\circ\text{C}$ a $t_{ok}=25^\circ\text{C}$. Pak byl zaveden do příslušných olejem omývaných ploch převodovky tepelný tok stanovený ze ztrátového výkonu P_T .

K uspokojivým výsledkům se dospělo až použitím analýzy alfaC326 a alfaC226. Nutno podotknout, že v těchto analýzách dominuje celému výpočtu tepelný tok motoru, který je v případě analýzy alfaC326 téměř 20krát větší než tepelný tok odcházející z převodovky.

Charakter teplotního pole je v těchto případech již velmi podobný skutečnému stavu. Na obr. 12, 13 a 14 je barevnou škálou zobrazena izotermická plocha v rozsahu teplot $(44\div 46)^\circ\text{C}$. Maximum je dosaženo v přírubě a minimum na patkách skříně. Narozdíl od experimentálně zjištěného rozsahu teplot je ve výpočtech rozdíl $(t_s^{max}-t_s^{min})$ dvakrát menší. Navzdory dosavadním poznatkům se teplota v rámci reálné převodovky pohybuje v rozsahu až 26°C .

Srovnáme-li termický snímek ze závěru měření 3 (obr.10) s výsledky počítačových teplotních analýz, je ze tvaru izotermické plochy $(44\div 46)^\circ\text{C}$ zřejmé, že rozdělení tepelného toku motoru, který ovlivňuje chování převodovky, nebude pravděpodobně konstantní. Na obr.9 je zelená izoplocha $(44,5\div 45,5)^\circ\text{C}$ širší v horní části převodovky a pod přírubu již vůbec nezasahuje. Na obr.10 je spodní část této izoplochy formována tak, jako by pod ní docházelo k intenzivnějšímu odvodu tepla. Ač to při zkouškách zjištěno nebylo, je možné, že motor Siemens ovlivňoval odvod tepla zvýšením konvekce v důsledku činnosti jeho ventilátoru.

Obrázky počítačových analýz alfaC426, 326 a 226 (obr.12, 13 a 14) ukazují jak se izoplocha přesouvá směrem k motoru. Izoterma $(44,5\div 45,5)^\circ\text{C}$ byla příliš úzká pro dobrou viditelnost a proto byla zvolena širší oblast zobrazená celým spektrem barev.



Obr.15 Snímek č. 361 z měření 9, zelená izoterma $(44,5\div 45,5)$, zlatá $(49,5\div 50,5)^\circ\text{C}$

AlfaC326 vykazuje teplotní pole podobné reálnému rozložení teplot a alfaC226 se zase nejvíce blíží skutečné střední teplotě.

Z uvedených nedostatků počítačových modelů používaných v této části práce plyne nutnost experimentálních analýz teplotního pole motoru, jež ovlivňuje odvod tepla z převodovky a to jak z hlediska tepelných toků, tak i proudění vzduchu v jeho okolí.

5.4 MĚŘENÍ PŘEVODOVKY MAZANÉ ODLIŠNÝM OLEJEM

Měření č.7 bylo provedeno v konfiguraci motor MEZ Mohelnice a olej Fush Titan Super Gear 85W140. Po ½ hodině temperace byl zpozorován nepřiměřený nárůst teploty motoru. Zkouška byla přerušena a jako pohon byl použit opět motor Siemens.

Po vychlazení převodovky bylo soustrojí opět uvedeno do chodu. Temperace probíhala bez problému až do ustálení teploty.

Zvyšování na plný výkon v měření číslo 9 nevykazovalo již žádné znaky nestability a bylo řádně ukončeno po více než hodinovém snímání termovizních záběrů. Na obr. 15 je znázorněna převodovka po 60 minutách měření 9.

5.5 HODNOCENÍ PŘEVODOVKY MAZANÉ ODLIŠNÝM OLEJEM

Použití viskóznějšího oleje má za následek vyšší ztráty v ozubení. Olej také působí větším odporem vůči pohybu motoru. Výsledkem v měření 7 byl nárůst teploty skříně i motoru MEZ Mohelnice a to přes 70 °C a proto musela být zkouška přerušena již ve fázi temperování na nižším výkonu.

V tomto měření 9 s motorem Siemens je možné již provést objektivní porovnání dvou odlišných olejů. V důsledku viskóznějšího oleje došlo k nárůstu teploty skříně.

Obrázky z měření 3 a 9 je výhodné porovnávat s ohledem na postupující izotermickou plochu (44,5÷45,5) °C zobrazenou v zelené barvě. V případě měření 9 projde tato izoplocha přes celou skříň dříve než v měření 3. Po 20 minutách je skříň zabarvena obdobně jako skříň provozovaná při standardních podmínkách po 60 minutách zkoušky (obr.10). Použitím viskóznějšího oleje se zelená izoterma přesouvá do míst patek skříně a od motoru začíná postupovat další izoterma (49,5÷50,5) °C nesoucí barvu zlatou (obr.15).

6 METODIKA KONSTRUKCE PŘEVODOVEK

Tak jako v každém konstrukčním procesu i v navrhování převodovek je třeba sledovat hlavní cíl, jímž je navrhnout výrobek určité technické úrovně, výrobek konkurenceschopný a ekonomicky dostupný. Konstrukce musí být provedena tak, aby nový výrobek vykazoval celou škálu vlastností jako je funkčnost s požadovanými parametry, spolehlivost, životnost, vhodná údržba, malá spotřeba energie, snadná ovladatelnost, bezpečnost a také shoda s danými předpisy a standardy a v neposlední řadě ekologičnost při provozu i likvidaci.

Dále uvádíme množství parametrů převodovek, které ovlivňují výslednou teplotu skříně. V mnoha případech jsou v protikladu s jiným požadavkem a musí být nalezeno optimální řešení. Někdy jsou kladeny rozporné požadavky na jeden a týž parametr z hlediska různých doporučení.

6.1 SNÍŽENÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU

Ztráty v ozubení

Převodová skříň by měla být navržena tak, aby splňovala podmínky správného záběru a nevznikal tak vyšší ztrátový výkon. Zvláště je třeba dbát na malou drsnost funkčních ploch ozubení. Zvětšuje-li se součinitel záběru $K\varepsilon$ dochází ke tření na větší ploše a tím také většímu vývinu tepla. Výhodnější je volit větší převodový poměr a zvyšovat počet zubů pastorku.

Ložiska a ucpávky

Je třeba dbát na snížení ztrát v ložiscích a ucpávkách. Je lépe mazat ložiska olejovou mlhou než-li samotným olejem. Ucpávky je třeba umísťovat co nejbližší ložiskům. Je nutné dodržovat předepsané tolerance, drsnosti a konstrukční úpravy náběhových hran hřídelí a vík.

Víření a ventilace

Hloubka ponoru brodicího se kola musí být dostatečná s ohledem na dopravení oleje do záběru a vytvoření olejové mlhy a co nejmenší ve vztahu k odporu kola při brodění.

Vliv oleje

Mazací olej volíme s co nejmenší viskozitou. Při provozu je třeba zabezpečit takové odvodušnění převodovky, které nedovolí vniknutí nečistot do oleje. Čím vyšší je teplota okolí, tím je viskozita oleje nižší a rozběhové momenty menší. Tento fakt je v rozporu se snahou udržet dostatečnou nosnou vrstvu oleje v záběru i při vyšších teplotách. Je třeba volit kompromisní řešení.

6.2 ZVÝŠENÍ TEPELNÉ KAPACITY

Přes všechny snahy o snížení ztrát v převodovkách vždy bude nutné věnovat pozornost odcházejícímu teplu. V problematice odvodu tepla je důležitý faktor vlivu okolí, což má zvyšující nároky na údržbu. Provozní podmínky musí být stanoveny tak, aby nebyla překročena určitá teplota okolí, kterážto zvyšuje i teplotu skříně a oleje.

Kondukcce

Zvýšit odvod tepla můžeme snížením tepelných odporů, jež je reprezentován součinitelem vedení tepla, který je materiálovou charakteristikou. Volíme proto vhodné materiály, které tento požadavek splňují. Při konstrukci je třeba navrhnout co nejtenčí stěny a případně zvětšit plochu žebrování.

Konvekce

Odvod tepla konvekcí naopak vyžaduje pro zvýšení její intenzity sdílenou plochu co nejmenší. Efekt žebrování je však významnější. Z hlediska tvarového je

zajímavé, že stěny se sklonem 60° odvádějí teplo nejvíce a naopak plochy stěn, jejichž vnější normála směřuje dolů je třeba minimalizovat. Při provozu je nezbytné zabezpečit dostatečné proudění vzduchu v okolí převodovky, aby se realizovalo přirozené proudění, popř. umožnit vynucené proudění. Drsnost vnějšího pláště převodovky by měla být co nejmenší, aby se zmenšila mezní vrstva vzduchu.

Proudění uvnitř skříně

Konstrukce vnitřní čisti skříně musí brát ohled na bezproblémové proudění oleje. Je třeba se vyvarovat nevhodně umístěnému žebrování a všech dalších překážek, které by brzdily pohyb oleje zejména oblasti olejové lázně. Veškeré povrchy skříně by měly být omývány olejem. Jinak méně efektivní odvod tepla kondukcí se projeví zvýšením vnější teploty skříně. Rotační části pohybující se uvnitř převodovky je výhodné upravit tak, aby urychlovaly olejovou mlhu. Na ozubené kolo je možné připevnit vířící lopatky, které by zvýšily pohyb oleje a významně nezhoršily ztráty broděním a vířením. Všechny rotující díly mohou mít horší drsnost, statorové díly naopak drsnost menší.

Radiace

Vnější povrch skříně je třeba udržovat neznečistěný. Je nutné jej chránit nátěrem s vyšší emisivitou.

6.3 NÁVRH SOUSTROJÍ

Při navrhování převodovky je třeba brát v úvahu také interakce s připojenými stroji. Zejména chování motoru může významně ovlivnit odvod tepla z převodovky. Pohon, který se sám přehřívá může ohrozit provoz převodu. Naopak, je-li možné využít ventilátoru motoru pro zvýšení konvekce také na povrchu skříně, lze odvod tepla zvýšit. Upevnění převodovky v její pracovní poloze na ocelový základ umožní další odvod tepla. Betonový podklad působí v tomto případě jako izolant. Výstupní hřídel s poháněným strojem může k odvodu tepla přispět kondukcí a ještě lépe konvekcí, je-li k tomu poháněný stroj nebo hřídel uzpůsoben.

6.4 VÝZNAMNOST JEDNOTLIVÝCH DOPORUČENÍ

V první řadě se snažíme eliminovat příčiny vzniku tepelných toků v převodovce, čímž jsou ztráty v ozubení, ložiscích, ucpávkách a ztráty vířením a ventilací ozubených kol.

Z hlediska významnosti je třeba se při konstrukci zaměřit na konvekci z povrchu skříně do okolí a vlivy motoru na převodovku. Stejně tak je nutné zaručit podmínky dobré radiace. Dále je třeba zabezpečit dostatečné proudění oleje uvnitř převodovky s možnými konstrukčními úpravami. Nakonec je výhodné se řídit i všemi ostatními doporučeními.

Ze tvarů vyráběných skříní je patrné, že výrobci sledují navrženými tvary skříní jiné cíle než maximalizaci odvodu tepla. Proto v případě, že by to bylo nutné, by byly spíše přijatelné úpravy, které nějak zásadně nemění vnější vzhled. Pokud nebudou zhoršeny uživatelské požadavky změnou vnějšího tvaru skříně, je možné

k tomuto řešení přistoupit. To jak intenzivně se musí konstruktér věnovat úpravám sledující intenzifikaci odvodu tepla je možné zjistit již ve fázi návrhu metodami CAE a získat tak co nejvíce informací o chování budoucího TO.

7 SHRNU TÍ

Provoz převodovky je omezen kromě jiného maximální teplotou olejové lázně. Viskozita oleje se při vyšších teplotách snižuje a tím také klesá únosnost olejového filmu oddělující funkční plochy boků zubů spoluzabírajících kol.

Podle odborníků v oboru převodů směřuje vývoj převodovek k vyšším přenášeným výkonům se stále se zmenšujícími skříněmi. Z toho lze usoudit, že důležitost teplotních analýz nabude na významu, přestože se jimi v současné době zabývá velmi málo vývojových pracovníků.

Metody řešící teplotní chování jsou orientovány zejména na stanovení tepelného výkonu převodovky. Na základě porovnání se ztrátovým výkonem se konstruktéři buď přikloní k rozhodnutí navrhnout doplňkové chlazení či nikoliv. Většina metod tedy nestanoví žádnou teplotu skříně nebo oleje. Pro kvalifikovanější posouzení teplotního stavu převodu byly hledány takové metody, které by umožňovaly získat teplotní pole pomocí CAE programů. Bylo zjištěno na jakých parametrech odvod tepla závisí. Počítačové analýzy, pokud je mi známo, vycházejí z jednoho součinitele prostupu tepla, který je aplikován na celou skříň. Díky nově nabytým informacím, většinou experimentálně ověřeným, bylo možné upravit počítačový model tak, aby každé podoblasti skříně mohl být přiřazen takový součinitel prostupu tepla, který by přesněji zohledňoval její charakter. Model skříně tak umožňuje postihnout tvar, rozměr a polohu stěny odvádějící teplo a kromě jiného i polohu vzhledem k rotaci ozubených kol.

Z metod výpočtu ztrátových výkonů, které jsou příčinou tepelných toků, byla zvolena ta metoda, která dostatečně široce popisovala všechny podstatné veličiny proces ovlivňující.

Po intenzivním studiu pramenů a přípravě počítačových modelů CAD programy bylo možné přistoupit k řešení teplotních analýz CAE metodami. Vzhledem k časové náročnosti byl využit jednak zjednodušený model převodovky, kterému byl přiřazen společný součinitel prostupu tepla. Úloha pak mohla být řešena jako symetrická ve tvaru, okrajových podmínkách i zatížení. Kompletní model pak zohledňoval vše výše uvedené, zahrnující navíc odvod tepla připojenými stroji a základem.

Vytvoření modelu, jež by věrně popisoval jevy uvnitř skříně probíhající není jednoduché. Byly zvoleny dvě alternativy, když se uvažovalo, že olej odnáší teplo ze zdrojů ztrátového výkonu do celého vnitřního objemu převodovky rovnoměrně. Dále bylo ověřováno i pojetí s tepelnými toky fixovanými do míst jejich vzniku. Odvod tepla je ovlivněn také rychlostí oleje uvnitř skříně. Neexistuje, pokud vím žádný vztah, který by jej kvantifikoval. Bylo pouze zjištěno v jakých rozsazích se rychlost pohybuje a také to, že je několikanásobně menší než obvodová rychlost ozubených kol.

Ztrátový výkon v ozubení je determinován kromě jiného součinitelem tření mezi ozubenými koly a velikostí záběru, jež je popisován součinitelem záběru. Pro stanovení tohoto součinitele používají různí autoři různé vztahy. Proto bylo vybráno i více analýz pro všechny možné hodnoty těchto dvou veličin.

Jakoby složitost teplotních analýz nebyla dostatečná, valná většina tepelných parametrů i parametry ztrátových výkonů jsou teplotně závislé. Hledaná veličina teploty skříně je závislá na sobě sama a tak bylo nutné každou analýzu řešit v iterační smyčce. Pro snížení časové náročnosti byl vytvořen ještě jeden počítačový model skříně tvořený pouze jednoduchým skořepinovým prvkem. Díky tomu jsme byli schopni ve velmi krátkém časovém intervalu zjistit přibližnou teplotu olejové lázně, která byla použita jako vstupní hodnota do první iterace skutečných analýz.

Ač jsme obdrželi teplotními analýzami díky širokému rozsahu vstupních dat výsledky ve velmi širokém rozmezí, bylo dosaženo již v této části několika významných zjištění. Z parametrů ovlivňujících odvod tepla má klíčový význam složka konvekce a radiace. Součinitel popisující odvod tepla ze zdrojů na vnitřní povrch skříně, přesto že jej nelze podceňovat, svou změnou o 40% ovlivní celkový součinitel prostupu tepla o něco málo víc než o dvě procenta.

Způsob rozložení tepelných toků na vnitřní plochy skříně téměř neovlivňuje výslednou teplotu převodovky. Pro přepočítání teploty skříně na teplotu olejové lázně byl použit koeficient úměrnosti. Analýzami využívajícími kompletní model převodovky byla potvrzena jeho velikost.

Kompletní model vykazuje odlišnou strukturu teplotního pole. Střední teplota skříně je také vyšší o cca 2 °C v porovnání s obdobnou analýzou zjednodušeného modelu.

V závěrečných analýzách pak byl nalezen maximální výkon, který převodovka umožňuje přenést při dosažení maximální dovolené teploty oleje. Analýzy berou v úvahu pouze hledisko teplotní a tak je možné, že limitujícím může být mezní stav jiného typu. Dále byly provedeny teplotní analýzy při maximálních výkonech, které výrobce uvádí jako maximální hypoteticky možné.

Experimentálně pak byly ověřeny předpoklady, které jsme museli přijmout v počítačových analýzách. Bylo zjištěno, že motor je třeba zahrnout do složek zdrojů tepla. Na základě tohoto faktu pak byly provedeny dodatečné analýzy kompletního modelu, které pak vykazovaly poměrně dobrou shodu s reálným chováním převodovky. Bylo potvrzeno, že analýza typu alfaC326 se blíží reálnému stavu z hlediska rozložení teplot i co se hodnoty střední teploty převodovky týče. V počítačových analýzách je třeba také zohlednit případné ovlivňování konvekce na skříně v důsledku činnosti ventilátoru motoru. Pro další zpřesnění výpočtových analýz by bylo vhodné stanovovat součinitele prostupu tepla jednotlivých podoblastí při konkrétní teplotě této podoblasti a nikoliv pro teplotu střední, jak to bylo činěno doposud. Taktéž by bylo třeba do modelu zahrnout prvek olejová lázeň pro zohlednění vlivu oleje na teplotu uvnitř skříně.

Kromě jiného se podařilo získat termický záznam procesu zvyšování teplot na převodovce při náběhu na jmenovitý výkon 3 kW při použití jednoho

z nejviskóznějších olejů dostupných na našem trhu. V ustáleném stavu pak byla dosažena střední teplota skříně o 4 °C vyšší než při standardně používaném oleji.

Z hlediska metodiky konstrukce byl vypracován seznam doporučení, která by měla zabezpečit vyšší odvod tepla. Mezi jistými konstrukčními řešeními jsou také uvedeny výsledky metodiky TRIZ patřící svým zaměřením do CAI metod.

Předkládaná práce shrnuje dosavadní poznatky z oblasti teplotní problematiky převodových ústrojí a uvádí další nově získané informace o počítačových analýzách ověřených experimentální cestou. Poskytuje tak konstruktérovi, který je nucen obdobný problém řešit, ucelenou publikaci, jež mu umožní optimalizovat svůj výrobek. V práci lze také nalézt dostatečné množství podnětů pro vědecké pracovníky, kteří mohou v nastolených formulovaných problémech zejména v části věnované TRIZu a experimentům pokračovat a oblast teplotního chování dále rozvíjet a učinit probádanější a ucelenější.

8 VYBRANÁ LITERATURA A ZDROJE INFORMACÍ

- [1] AGMA (American Gear Manufacturers Association). Domovské stránky.
<http://www.agma.org/>
- [2] Barysz,I. Teplotné pole v olejovej mazacej vrstve, s.196-199. Zborník referátov XXXVIII. konferencie Katedier Častí a mechanizmov strojov. Bratislava-Gabčíkovo, 1997.
- [3] Báša, F. a kol. Konstrukce šnekových převodovek. Praha: SNTL, 1964. 293s.
- [4] Boháček,F. a kolektiv Části a mechanismy strojů II Hřídele, tribologie, ložiska. 2.vydání. Brno: VUT Brno, 1987. 215s.
- [5] Boháček,F. Části a mechanismy strojů III Převody. 2.vydání. Brno: VUT Brno, 1987. 267s.
- [6] CFD Online. Stránky pro on-line podporu výpočtů proudění.
<http://www.cfd-online.com>
- [7] Čarnogurská,M. Vplyv chladenia na odvod tepla vybraných prevodovych skriň. Kandidátska dizertačná práca. Košice 1988. 100s.
- [8] Devojno,I.G., Bušov,B., Švejda,P. Tvorba a řešení inovačních zadání® (TRIZ®). Brno: Asociace inovačního podnikání ČR, 1997. 214s.
- [9] Funck,G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. Dissertation. Technischen Universität München: 1985. 198s.
- [10] Nohovec,V. Účinnost a ztráty v převodovkách s čelními ozubenými koly, s.22-28. Strojírnoství 35, č.1, 1985.
- [11] Nohovec,V. Tepelný výpočet převodovek, s.236-240. Ropa a uhlíe, 29, 1987.
- [12] Normy Enclosed Gear Drivers. ISO/TC-60/WG10, N24, 1993.
- [13] Normy TGL 34758/01 Gruppe 135311 Zahnradgetriebe Schmierung Stirnrad und Kegelfradgetriebe Mineralölauswahl, Wärmebilanz, Fresstragfähigkeit. Magdeburg: VEB Kombinat Getriebe und Kupplungen, 1979.
- [14] Skoć,A., Spałek,J. Zkoumání vlivu viskozity a teploty mazacího oleje na vibrace převodovky, s.267-273. Sborník referátů XLII. mezinárodní konference Kateder ČaMS. Ostrava: 2001.

[15] Winter,H. Gear & Gear Research, s.6-10. Gearing and Transmission 1.95. Izhevsk: Russian Association of Mechanical Transmission Engineers, 1995.

9 AUTOROVY PUBLIKACE Z DANÉ OBLASTI

[A1] Bušov,B., Procházka,J. Tvorba a řešení inovačních zadání - TRIZ a její SW podpora Invention Machine – IM, s.282-285. Vědecká konference KČaMS. Zvolen, Bienska dolina 2002.

[A2] Procházka,J. Efektivita vyučovací hodiny CAD aplikace Pro/Engineer, s.286-289. Vědecká konference KČaMS. Zvolen, Bienska dolina 2002.

[A3] Procházka,J. Multimediální CD k výuce Pro/Engineer 2001. 280,6MB.

[A4] Procházka,J. Nástin inovací převodových skříní metodou TRIZ (aplikace Tvorby a Řešení Inovačních Zadání), s.294-297. Zvolen, Bienska dolina 2002.

[A5] Procházka,J. Návrh počítačového modelu převodové skříně popisující teplotní chování čelní převodovky, s.290-293. Zvolen, Bienska dolina 2002.

[A6] Procházka, J. Optimalizace konstrukce koaxiálních převodovek pro malé výkony s využitím CAD metod, Pojednání ke státní doktorské zkoušce. Brno: VUT FSI, 2002. 49s.

[A7] Procházka,J. Teplotní analýza jednostupňové skříně koaxiální převodovky, s.259-262. Sborník příspěvků doktorandů. Brno: FSI VUT 2000. 384s.

[A8] Procházka,J. Úvodní kapitoly z připravovaného učebního textu: Výuka základů počítačového programu Pro/Engineer pro konstrukci strojních dílů. (Závěrečná práce Doplnujícího pedagogického studia). Brno: VUT FAST, 2002. 74s.

[A9] Procházka,J. Výuka základů počítačového programu Pro/Engineer 2001.

<http://proe.wz.cz/>

10 CURRICULUM VITAE

Osobní údaje:

Ing. Josef Procházka, narozen 6. 9. 1968 v Novém Městě na Moravě, trvalé bydliště: Lhotky 53, 594 01 Velké Meziříčí.

Vzdělání:

- 1998 – 2003 Doktorandské studium na Ústavu konstruování FSI VUT v Brně
Disertační práce: Teplotní analýzy násuvné převodovky s využitím CAx metod. Státní doktorská zkouška: 17. 10. 2002
- 2001 – 2002 Doplnkové pedagogické studium na VUT Fakulta stavební v Brně. Závěrečná práce: Úvodní kapitoly z připravovaného učebního textu „Výuka základů počítačového programu Pro/Engineer pro konstrukci strojních dílů“. Závěrečná zkouška: 2. 4. 2002
- 1987 – 1993 Inženýrské studium na Aplikované mechanice FSI VUT v Brně. Diplomová práce: Pevnostní návrh razníku v oblasti diamantového okna v podmínkách extrémně vysokých tlaků. Státní závěrečná zkouška: 22. 6. 1993
- 1983 – 1987 Střední průmyslová škola strojnická ve Žďáře nad Sázavou. Maturita: červen 1987

Praxe:

- 2003 – dosud Mercedes-Benz Engineering s.r.o. v Praze
Zaměření: vývojová konstrukce v Pro/E, strukturální a toleranční analýzy
- 1993 – 1998 PBS Turbo a.s. ve Velké Bíteši
Zaměření: vývojová konstrukce

Výuka v doktorském studiu:

- Základní kursy – cvičení: Základy konstruování AutoCAD
Specializace – cvičení: CAD metody: Pro/Engineer

Výzkumná činnost – účast na řešených grantových projektech:

- Vliv povrchových úprav plechových klecí na zvyšování pevnosti a odolnosti proti opotřebení
- Analýza poruch dvoutaktních motorů SB 135
- Zkoušky trvanlivosti speciálních válečkových ložisek TJ-600-901 standardního provedení a ložisek s vnějším kroužkem válcovaným za studena

Jazykové znalosti:

- Anglický jazyk středně pokročilý
Cambridgská zkouška First Certificate of English na Milner International College v Perthu. Závěrečné zkouška: března 2003
- Ruský jazyk pasivně
- Německý jazyk základní znalost

11 ABSTRACT

Besides of the others, an operation of gearboxes is limited by maximum of oil bath temperature. Viscosity of oil during temperature increasing is going down and a capacity of the oil film in meshing is dropping down at the same time. According to specialists of gearing, a development of gearboxes follows transferring of higher power and decreasing volume of gearboxes cases together. We can say the importance of thermal analyses will get more significant in the near future.

The methods of thermal analyses are focused on determination of thermal power of a gearbox. In terms of a comparison of the power with transferring power a designer is able to make a decision about proposing of support cooling or not. Most of the methods cannot determine particular temperature of gearboxes at all. For the case of a more expertise appreciation of a thermal state of gearbox we were going to find such a method able to get a thermal distribution by CAE programs. We have found parameters influencing a heat removal. The computational model was divided on sub-surfaces with a different character of surface according to the heat removal. Each of the sub-surfaces was assigned a different heat passage coefficient. As far as I know the approach has not been used so far.

According to the time difficulties we built a *simple* computational model to get results early. There could be applied a symmetry condition on the model. To describe a process inside of gearboxes we chose two approaches. Putting power losses on each in-side surface where oil was found, was the first one. Putting particular power losses exactly on the surface where the power losses were developed was the second one. There was made a second computational model called *complete*, which applied all parameters mentioned above in addition to a heat removal by a driven machine, a drive and a basement.

There is an influence of oil speed in an in-side volume of oil film gearbox. As far as I know there is no equation to obtain its quantity. We found out just a range of the speed. Power losses of meshing are determined, besides of the others, by a friction coefficient and a meshing coefficient. So there are more possibilities of quantity of the factors. That is why we carried out more analyses with more possible parameters.

Whole process of the computation was complicated by a thermal dependence of most of the parameters of the heat removal problem. There was the only solution used an iteration calculation for an each analysis. This one did the problem more complicated and more time-consuming.

Although we got a large range of results of the analyses we found out a few significant discoveries. From all of the heat removal components convection and radiation are the most important. The transfer thermal coefficient describing a transfer from sources of heat to a gearbox casing is not so important but not insignificant. If the coefficient is increased about 40 per cent the total thermal coefficient is increased just about 2 per cent.

A kind of a power losses layout is not significant as well. There was verified a proportional coefficient to compute relation between an average out-side temperature of a gearbox and an in-side one. Difference between results of a complete analysis and a simple one was 2 degree of Celsius. The complete model was warmer.

Experiments on thermal behaviour of gearbox contributed new pieces of knowledge. Operating of an engine eminently influences heat removal of a gearbox by either its conduction or convection. Afterward new analyses were made adding the engine influence and the analysis named alfaC326 reached almost both the same temperature and a character of thermal layout as well. We shot a thermal record of the gearbox with the most viscosity oil delivered in the Czech Republic. According to the standard oil there was increasing of temperature 4 degree more.

The submitted thesis summarizes present knowledge and new one of thermal behaviour of gearboxes to help designers to design optimal gearing and researchers to develop new finding.