

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: P 2301\_\_ Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba strojů a zařízení

# **DISERTAČNÍ PRÁCE**

Teplotní deformace obráběcího centra

Autor: Ing. Václav MAREK

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**

2020

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci, zpracovanou na téma:

*Teplotní deformace obráběcího centra*

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, dle Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## Poděkování

Děkuji vedoucímu disertační práce Doc. Ing. Zdeňkovi Hudcovi, CSc. za systematickou pomoc při řešení úkolu. Dále děkuji všem, kteří mi byli ochotni poskytnout významné informace z dané oblasti.

## Autorská práva

Podle zákona o právu autorském č. 35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR), § 17, a zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb., je využití a společenské uplatnění výsledků této práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně technických poznatků, nebo jakékoli nakládání s nimi možné pouze na základě smlouvy se souhlasem autora, autorů citovaných prací a Západočeské univerzity v Plzni.

## ANOTAČNÍ LIST DISERTAČNÍ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Marek	<b>Jméno</b> Václav
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Stavba strojů a zařízení	
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Hudec,CSc.	<b>Jméno</b> Zdeněk
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DISERTAČNÍ PRÁCE</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Teplotní deformace obráběcího centra	

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	136	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	100	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	36
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Práce se zabývá teplotními deformacemi obráběcích center. Jsou teoreticky popsány a rozpracovány hlavní faktory způsobující tyto deformace. Jsou uvedeny relevantní možnosti výpočtů v oblasti oteplování strojů. Byly zde popsány nové přístupy a metodiky k řešení těchto výpočtů s ohledem na optimalizaci v konstrukční fázi vývoje stroje.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Teplotní deformace, metoda konečných prvků, kompenzace

## KURZFASSUNG

<b>AUTOR</b>	<b>Nachname</b> Marek	<b>Name</b> Václav
<b>STUDIENFACH</b>	Maschinenbau	
<b>BETREUER</b>	<b>Nachname</b> Doc. Ing. Hudec, CSc.	<b>Name</b> Zdeněk
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>ART DER ARBEIT</b>	<b>DISSERTATION</b>	
<b>TITEL</b>	Thermische Verformung der Werkzeugmaschine	

<b>FAKULTÄT</b>	Maschinenbau	<b>DEPARTMENT</b>	Maschinen- bau	<b>EINGEREICHT IN</b>	2020
-----------------	--------------	-------------------	-------------------	-----------------------	------

**ANZAHL VON SEITEN (A4 a eq. A4)**

<b>Insgesamt</b>	136	<b>Textteile</b>	100	<b>Grafik</b>	36
------------------	-----	------------------	-----	---------------	----

<b>KURZBESCHREIBUNG</b>	Diese Forschung konzentriert sich auf thermische Verformung und Verformungsausgleich. Hauptprinzipien sind beschrieben. Berechnungen und Simulationen sind vorgestellt. Neue Methodik über die Entwurfsberechnung ist vorgeschlagen.
<b>SCHLÜSSELWÖRTER</b>	Thermische Verformung, Finite-Elemente-Methode, Ausgleich

## SUMMARY OF DISERTATION THESIS

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Marek	<b>Name</b> Václav
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301R016 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Hudec,CSc.	<b>Name</b> Zdeněk
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DISERTATION THESIS</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Thermal deformations of milling center	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>IN TOTAL</b>	136	<b>TEXT PART</b>	100	<b>GRAPHICAL PART</b>	36
-----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Thesis is focused on thermal displacements of a milling centre. Main phenomena of this branch were described. Calculations of thermal processes were shown. New approach in these calculations has been done with respect to optimization during the design process.
<b>KEY WORDS</b>	Thermal deformation, finite element method, compensation

## Obsah

<b>1 ÚVOD</b> .....	<b>16</b>
1.1 SOUČASNÝ VÝZKUM.....	17
1.1.1 <i>Vliv tepla na přesnost obráběcích strojů</i> .....	17
1.1.2 <i>Aktivně chlazené stroje - makro-elementy a síťové modely</i> .....	23
1.2 CÍLE VÝZKUMU .....	24
1.3 TEORETICKÁ BÁZE PRO ŘEŠENÍ TEPLOTNÍCH DEFORMACÍ .....	25
1.3.1 <i>Vnější zdroje</i> .....	25
1.3.2 <i>Vnitřní zdroje</i> .....	25
1.3.3 <i>Termomechanika v mechanických soustavách</i> .....	28
1.4 ROZBOR TEPELNÝCH DEFORMACÍ OBRÁBĚCÍHO CENTRA .....	32
1.4.1 <i>Normy a požadavky</i> .....	32
1.4.2 <i>Vřetená</i> .....	34
1.4.3 <i>Pinola</i> .....	35
1.4.4 <i>Skříň vřeteníku, rám stroje</i> .....	37
1.4.5 <i>Stojan</i> .....	37
1.4.6 <i>Elektrovřetená</i> .....	38
<b>2 VÝPOČTY TEPLOTNÍCH DEFORMACÍ</b> .....	<b>39</b>
2.1 ANALYTICKÉ VÝPOČTY .....	39
2.2 PREDIKCE TEPLOT – METODA MAKRO-ELEMENTŮ .....	41
2.2.1 <i>Současný stav</i> .....	41
2.2.2 <i>Definice makro-elementu</i> .....	42
2.2.3 <i>Příklad chlazení finálního převodu obráběcího centra</i> .....	44
2.2.4 <i>Ověření makro-elementů</i> .....	45
2.2.5 <i>Implementace výpočtu teplotního pole</i> .....	49
2.3 SIMULACE TEPLOTNÍCH JEVŮ – FEA A CFD.....	55
2.3.1 <i>Úvod</i> .....	55
2.3.2 <i>Prvky MKP sítě</i> .....	55
2.3.3 <i>CFD a mechanické systémy</i> .....	57
2.3.4 <i>Metodika modelování detailních jevů</i> .....	60
2.3.5 <i>Metodika sestavování komplexních termo-mechanických modelů</i> .....	80
2.3.6 <i>Obecný komplexní termomechanický model a model funkční části vřeteníku HCW</i> .....	81
<b>3 VALIDACE A VERIFIKACE - EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ</b> .....	<b>83</b>
3.1 TEORIE EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ TEPLOT STROJNÍCH SOUČÁSTÍ .....	83
3.2 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ.....	88
3.3 ZÁVĚR - EXPERIMENTY .....	97
<b>4 ANALÝZA</b> .....	<b>98</b>
4.1 POŽADAVKY .....	98
4.2 ROZBOR .....	99
4.2.1 <i>Analytické řešení</i> .....	105
4.2.2 <i>Makro-element</i> .....	105
4.2.3 <i>Virtuální prototyping</i> .....	110
4.3 KOMPENZACE .....	122

4.4	SMĚRY .....	122
4.4.1	<i>Patentová rešerše</i> .....	122
4.4.2	<i>Přímé měření</i> .....	126
4.4.3	<i>Softwarové kompenzace – analyticko-empirické závislosti</i> .....	126
4.4.4	<i>Přímá kompenzace</i> .....	127
5	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>130</b>
6	<b>BIBLIOGRAFIE</b> .....	<b>132</b>



## Seznam obrázků

Obrázek 1 Teplotní vlivy v konstrukci obráběcích strojů .....	16
Obrázek 2 obecné schéma přestupu tepla v obráběcích strojích [1] .....	17
Obrázek 3 Rozsahy a deformace obráběcího centra: lineární dilatace v osách x,y,z,w a úhlové deformace $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ [smt] .....	17
Obrázek 4 Dilatace vřetene u soustružnického centra [6].....	18
Obrázek 5 Teplota ve výrobní hale [6].....	18
Obrázek 6 Součinitel délkové roztažnosti pro materiál INVAR [11] .....	21
Obrázek 7 Teplota prvku po tepelném impulzu .....	23
Obrázek 8 Schéma cyklu vývoje chlazení s využitím síťového modelování [29] .....	24
Obrázek 9 Vedení mezi kroužky a valivými elementy – a; Vedení mezi kroužky a okolními tělesy – b [7] .....	26
Obrázek 10 Příklad propojení tepelných resistencí do síťového modelu uložení vřetena [6] .	28
Obrázek 11 Závislost koeficientu přestupu tepla na kontaktním tlaku dvou ploch, se zohledněním povrchu ploch [33].....	31
Obrázek 12 Zkoušky obráběcích strojů [36] .....	32
Obrázek 13 Přejímací zkoušky obráběcích strojů [36] .....	32
Obrázek 14 Teplo z dutého vřetene je předáváno do vrtacího vřetene a tato změna vyvolává inkriminovanou dilataci $dw$ .....	35
Obrázek 15 Pinola - zdroje tepla .....	35
Obrázek 16 Dilatace pinoly.....	36
Obrázek 17 Rovnováha sil a tepelné zdroje v elektrovřetení [38] .....	38
Obrázek 18 řez vřeteníkem .....	39
Obrázek 19 Úhlová deformace prutu .....	40
Obrázek 20 Výstup dat z výpočtu DuctDesigner – koeficient přestupu tepla, tlaková ztráta, teplota. ....	41
Obrázek 21 Třecí faktor pro vyvinuté turbulentní proudění v kruhovém kanále, v závislosti na Reynoldsově čísle a relativní drsnosti [11].....	42
Obrázek 22 Tlaková ztráta v chladícím okruhu finálního převodu.....	44
Obrázek 23 Tlaková ztráta v chladícím okruhu finálního převodu, řešení CFD a makro-elementy.....	44
Obrázek 24 Rychlosti ve šroubovitém kanálu, s obdélníkovým, Ansys CFX .....	45
Obrázek 25 Výsledek simulace rychlosti proudění Thermal-flow NX.....	45
Obrázek 26 CFD simulace prvku (NX10).....	47
Obrázek 27 Comparing of CFD and macro-model calculation.....	47
Obrázek 28 Simulation pressure drop of rectangular elbow solved in ANSYS .....	48

Obrázek 29 CFD simulace Ansys CFX tlaková ztráta pro makro-element kolene s obdélníkovým průřezem, graf pro empirický výpočet tlakové ztráty .....	48
Obrázek 30 Schéma implementace výpočtu teploty .....	49
Obrázek 31 Výstupní teplota kapaliny – porovnání CFD a macro-model.....	51
Obrázek 32 Řez chlazením ložiska - CFD - NX10 .....	51
Obrázek 33 Teplota tělesa se zdrojem tepla v závislosti na tloušťce stěny .....	51
Obrázek 34 Definice chladicího okruhu v sw DuctDesigner.....	52
Obrázek 35 Konfigurace výpočtu (vlevo) a řešení CFD Ansys (vpravo).....	53
Obrázek 36 Vývoj turbulentního a laminárního proudění [43].....	58
Obrázek 37 Turbulentní vrstva generovaná v softwaru NX10 Thermal-Flow, k-ε, drsnost stěny <0.1mm, tekutina – voda .....	58
Obrázek 38 Rychlost v turbulentní okrajové vrstvě.....	59
Obrázek 39 Síť pro kruhový kanál, vlevo pro použití stěnové funkce ( $y^+ \approx 30$ ), vpravo pro plné vykreslení ( $y^+ \approx 1$ ), [42].....	59
Obrázek 40 Schéma výměny tepla v uložení ložiska.....	60
Obrázek 41 Schéma teplotního zatížení v místě ložiska samostatným zdrojem.....	61
Obrázek 42 Výsledky simulace deformace v sestavě pinoly .....	61
Obrázek 43 Teplotní simulace při náhradě ložiska rotující geometrií .....	62
Obrázek 44 Simulace záběhu ložiska s rotující geometrií .....	62
Obrázek 45 Simulace plné geometrie ložiska, t=60s .....	63
Obrázek 46 Plná simulace ložiska t=60s.....	64
Obrázek 47 Výsledek pro t=60s .....	64
Obrázek 48 Schéma záběhu ložiska .....	65
Obrázek 49 Porovnání rotovaného a plného modelu .....	65
Obrázek 50 Koeficient přestupu tepla v závislosti na kontaktním tlaku [49] [46] .....	66
Obrázek 51 Přestup tepla v závislosti na kontaktním tlaku při styku nerezové oceli [49] .....	66
Obrázek 52 Mechanické schéma uložení vřetene .....	67
Obrázek 53 Teplotní maxima ložiska definovaná výrobcem [51] .....	67
Obrázek 54 Faktor $f_w$ pro určení lícování ložiska [51] .....	67
Obrázek 55 Přesah hřídele vůči vnitřnímu kroužku v závislosti na otáčkách [51] .....	68
Obrázek 56 Rozložení tlaku v uložení ložiska, přesah 10μm .....	68
Obrázek 57 Schéma mazání .....	70
Obrázek 58 Množství oleje pro mazání ložiska [51].....	71
Obrázek 59 Koeficient přestupu tepla konvekcí v závislosti na rychlosti proudění, médium-vzduch, obecné vlastnosti povrchu.....	72
Obrázek 60 Izoterma [31] .....	73

Obrázek 61 Záběh HCW2-180, osa x – [minuty] [52].....	74
Obrázek 62 Rychlostní profil ve vzduchové mezeře .....	75
Obrázek 63 Vyhodnocení rychlostí proudění vzduchu ve vzduchové mezeře .....	76
Obrázek 64 Rychlostní profil ve vzduchové mezeře od vřetene k vnitřnímu povrchu pinoly. 76	
Obrázek 65 V analyzované oblasti rotujícího vzduchu ve vzduchové mezeře je hodnota $Y^+$ v rozsahu 15-40 (bezrozměrná hodnota). .....	77
Obrázek 66 Obecné, empirické vyjádření koeficientu přestupu tepla v závislosti na rychlosti proudění.....	77
Obrázek 67 Vyhodnocení koeficientů přestupu tepla .....	78
Obrázek 68 Konvekce z povrchu rotujícího vřetene – tepelný tok .....	78
Obrázek 69 Prostředí Simcenter 3D.....	80
Obrázek 70 Spektrum elektromagnetických vln [13] .....	84
Obrázek 71 Termogram zařízení – termo-kamera FLIR.....	85
Obrázek 72 Schéma IR měření [57].....	85
Obrázek 73 Příklad zapojení senzorů [58] .....	87
Obrázek 74 Konfigurace experimentu .....	88
Obrázek 75 vlevo: měření FLIR, vpravo: grafické vyhodnocení měření, 3body .....	89
Obrázek 76 vlevo: simulace NX CFD, vpravo: výsledky simulace, tři body totožné s měřením .....	89
Obrázek 77 Průběhy teplot v oblasti integrace.....	90
Obrázek 78 Srovnání výsledků měření (vlevo) a simulace (vpravo).....	91
Obrázek 79 Termovizní snímek boku sušárny .....	92
Obrázek 80 Srovnání experimentálních hodnot a simulovaných teplot.....	92
Obrázek 81 Mechanické schéma a body měření teploty .....	93
Obrázek 82 Průběh teplot při záběhu stroje, v závislosti na čase, záběh 1 .....	93
Obrázek 83 Srovnání měřených a simulovaných teplot.....	94
Obrázek 84 HCW2-180 ISO60, maxp 84kW, mazání WOERNER, vřeteník umístěn na standu [61].....	95
Obrázek 85 Simulace záběhu dle měření HCW2-180 ISO60 .....	95
Obrázek 86 HCW2-180 [62].....	96
Obrázek 87 Simulace dle záběhu 3 .....	96
Obrázek 88 deformace v ose Z a W .....	97
Obrázek 89 Optimalizovaný proces návrhu .....	98
Obrázek 90 Kinematika stroje HCW se stolem TDV .....	99
Obrázek 91 Rozbor vřeteníku .....	100
Obrázek 92 Rozbor prvků vřeten/pinoly/pusuvu W .....	100

Obrázek 93 Skříň finálního převodu, se zátěžnými stavy .....	101
Obrázek 94 Schéma hydrauliky HCW .....	104
Obrázek 95 Chladnička pro průtok chladicí kapaliny nebo oleje s nízkou viskozitou, chladicí výkon až 19kW, průtok 50l/min, .....	104
Obrázek 96 Sestava makro-elementů zastupující uložení vřetene v pinole .....	107
Obrázek 97 Schéma hlavních teplotních okrajových podmínek pro sestavu vřeteníku.....	110
Obrázek 98 Zatěžovací schéma pro analýzu sestavy pinoly [64] .....	111
Obrázek 99 Schéma FEA modelu pinoly .....	112
Obrázek 100 Výsledky termo-mechanické simulace pro zátěžný stav Z13, výsledky zobrazují deformaci v ose z [64] .....	112
Obrázek 101 Záběh stroje HCW - měření teplot ložisek .....	113
Obrázek 102 Simulace dilatace na nástroji, dle zadaných podmínek z0-z3 – reakce na zvýšené otáčky.....	113
Obrázek 103 Dilatace nástroje pro záběh z10-z12 – reakce na změnu koeficientu přestupu tepla na vnějším kroužku.....	113
Obrázek 104 Simulace a měření ložiska .....	114
Obrázek 105 Simulace teploty ložiska pro záběh 3600s s proměnou rychlostí rotace, dvě varianty s rozdílným koeficientem přestupu tepla mezi ložiskem a hřídelí .....	114
Obrázek 106 Částečná kompenzace teplotní deformace vřetene konstrukčním řešením .....	115
Obrázek 107 Vliv otáček a izolace na ustálenou teplotu ložisek [65].....	115
Obrázek 108 Vyhodnocené teploty vrtacího vřetene při aplikaci variant izolace mezi vřetenem a ložiskem.....	116
Obrázek 109 CAE sestava vřeteníku .....	116
Obrázek 110 Teplotní pole na skříni vřeteníku, čelo vřeteníku vlevo, vpravo připojení převodovky a krytování hlavního pohonu, t=14400s .....	117
Obrázek 111 Deformace skříně vřeteníku v ose Y po zatížení teplotním polem v čase t=14400s - deformace v místě odměřování osy Y je minimální .....	117
Obrázek 112 Deformace sestavy skřin vřeteníku-pinola po zatížení teplotním polem pro t=14400s .....	118
Obrázek 113 Ustálení teploty stroje – změna teploty <math><1^{\circ}\text{C}</math> /15min.....	118
Obrázek 114 Změna teploty vrtacího vřetene při přerušení obráběcího procesu.....	119
Obrázek 115 Změna délkové deformace vřetene při přerušení operace .....	119
Obrázek 116 Teplota vrtacího vřetene při chlazení uložení v pinole.....	120
Obrázek 117 Teplota ložisek 1,2 při chlazení tělesa pinoly .....	120
Obrázek 118 Teplota vrtacího vřetene při chlazení mezi vřeteny.....	121
Obrázek 119 Schéma kompenzace dle patentu 301976 [67] .....	123
Obrázek 120 Schéma pro patent 103 48 568 A1 [67].....	123

Obrázek 121 Detail kompenzace trubící s rozdílným koeficientem teplotní roztažnosti [67]	124
Obrázek 122 Kinematické schéma popisující funkci kompenzace délkové roztažnosti pinoly stroje typu HCW [67]	124
Obrázek 123 Zařízení pro odměřování dilatace vřetene	125
Obrázek 124 Kompenzace úhlových natočení stojanu pomocí aktivního teplotního managementu [70] [69]	125
Obrázek 125 Princip kompenzace s měřenými teplotními body a následnou kalkulací deformace	126
Obrázek 126 Kompenzace FANUC [72]	127
Obrázek 127 Kompenzace ETH/IWF	127
Obrázek 128 Možná struktura tisknutého kompenzačního členu, deformace y	128
Obrázek 129 Složený kompenzační člen, $T=35^{\circ}\text{C}$ ( $\Delta T=15\text{K}$ ), zobrazená deformace v ose +y	129

### Seznam tabulek

Tabulka 1 Výsledky výpočtu makro-modelů a CFD	46
Tabulka 2 Výsledky simulace a makro-modelu	47
Tabulka 3 Elbow analyse results before definition of new element	48
Tabulka 4 Srovnání metod	52
Tabulka 5 Srovnání výsledku CFD a DuctDesigner	53
Tabulka 6 Prvky makroelementů	54
Tabulka 7 Zátěžné stavy ložiska	61
Tabulka 8 Okrajové podmínky pro záběh ložiska	65
Tabulka 9 Intervaly mazání Woerner	70
Tabulka 10 Termočlánky	83
Tabulka 11 Emisivita povrchů	84
Tabulka 12 Zatěžovací stavy	88
Tabulka 13 ztráty a koeficienty přestupu tepla na mechanismu posuvu dle studie [63]	102
Tabulka 14 Spektrum zatížení kuličkového šroubu	103
Tabulka 15 Tepelné zatížení ložisek 1,2 resp. 3,4 bez účinku chlazení	111
Tabulka 16. Okrajové podmínky pro citlivostní analýzu	112

## Použité znaky

Symbol	jednotka	název
S	m <sup>2</sup>	plocha
C <sub>p</sub>	J/kgK	isobarická tepelná kapacita
C <sub>v</sub>	J/kgK	isochorická tepelná kapacita
d	m	průměr
r	m	rádus/ poloměr
F	N	síla
M	Nm	točivý moment
f	Hz	frekvence
Gr	-	Grasshofovo číslo
Nu	-	Nusseltovo číslo
l	m	délka
n	1/min	otáčky
P	W	výkon
M	kg	hmotnost
$\dot{Q}$	W	tepelný tok
Re	-	Reynoldsovo číslo
T	°K	Teplota
T	°F	Teplota – Fehrnheit
T	°C	Teplota – stupeň Celsia
E	J	Energie
E	BTU	Energie – British Thermal unit
t	s	čas
$\alpha$	°	úhel
$\varepsilon$	-	emisivita
$\lambda$	W/mK	tepelná vodivost
htc	W/m <sup>2</sup> K	koeficient přestupu tepla
R		tepelní odpor
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematická viskozita
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	hustota
W	J	práce
E	BTU	tepelná energie – british thermal unit
v	m/s	rychlost
w	m/s	rychlost proudění
$\dot{V}$	l/min	objemový průtok
$\dot{m}$	kg/s	hmotnostní tok
Pr	-	Prandtlovo číslo

## Použité zkratky

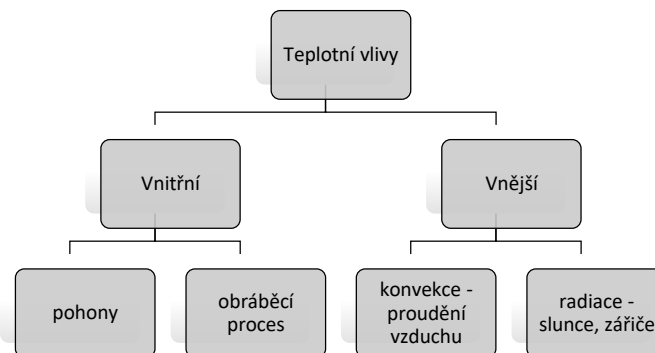
CAD	computer aided design
CAE	computer aided engineering
CFRP	carbon fibre reinforced polymer
CFD	computed fluid dynamics
FEM	final element method
MKP	metoda konečných prvků
ISO	international standard organisation
CNC	computer numeric control
DD	DuctDesigner®
ZČU	Západočeská univerzita
ŠMT	Škoda Machine Tool
CH	Confederacia Helvetica
CFX	nástroj výpočtu proudění pro Ansys
FST	Fakulta strojní
KKS	Katedra konstruování strojů
CONV	konvektivní výměna tepla
RAD	radiační výměna tepla
COND	konduktivní vedení tepla
HTC	heat transfer coefficient
ANS	Ansys
LIQ	liquid
SW	software
BTU	British Thermal unit
konst.	konstantní
FDM	Finite difference method
CTE	coefficiet of Thermal eexpansion
FVM	Final volume method

# 1 Úvod

Obráběcí stroje jsou vysoce sofistikované mechatronické systémy umožňující výrobu s vysokou přesností. Přesnost takové výroby závisí na mnoha faktorech. Jedním z významných faktorů je termo-elastické chování stroje. První impulsy k výzkumu tohoto tématu podal počátkem šedesátých let dvacátého století Bryan a McKeown [1] [2]. Teplotní deformace způsobují 40-70% z celkové výrobní odchylky způsobené nepřesnostmi [3] [4] [5]. Bryan následně definoval teplotní efekty, k dispozici v diagramu níže. Vnitřní a vnější tepelné zdroje způsobují nerovnoměrné rozložení tepelného zatížení. Vnitřní zdroje tepla představují hlavně agregáty, mechanismy stroje a elektrovýzbroj. Negativně se přispívá i jejich umístění uvnitř stroje, přičemž se vydávané teplo šíří v konstrukci. To způsobuje deformace ve struktuře stroje. Důležitým prvkem v řízení teplotních změn je efektivní chlazení stroje. Distribuce tepla probíhá vedením tepla pevnými částmi stroje, vyzařováním a konvekcí. Dalšími možnostmi jsou nucená konvekce kapalinou aktivního chlazení. Nerovnoměrná distribuce tepla vede k tvorbě oblastí s vysokým tepelným zatížením. Takto ovlivněné oblasti jsou zejména v blízkosti pohonů, ložisek či jiných elektrických prvků. Silným tepelným zdrojem je pochopitelně přímo obráběcí proces, přičemž je teplo vedeno vřetenem od nástroje. Přímé chlazení nástroje kapalinou se ovšem používá téměř při každém obráběcím procesu, čímž je podstatná část tohoto tepla odváděna. Toto chlazení neslouží výhradně k odvodu tepla, ale je součástí technologie obrábění. Z důvodů redukce geometrických změn způsobených změnou teploty se využívá právě chlazení kapalinou v okruhu obráběcího stroje. Hlavní pohon stroje a vedlejší pohony jsou ochlazovány proudícím vzduchem a zmíněnými chladicími okruhy. Ložiska stroje kombinují nutnost chlazení a mazání, proto jsou chlazeny olejovým okruhem nebo rozprašovaným olejem. Z předešlých faktů vyplývá, že kontrola teplotních stavů stroje závisí hlavně na navržení chladících okruhů.

Přesnost obráběcího centra je hlavním motivem rozboru teplotního chování. Systematické, efektivní řešení tepelných deformací předchází problémům s deformacemi a nepřenechává řešení na technologii případně obsluze stroje. Právě dokončovací operace kladou nejvyšší požadavky na přesnost, přičemž vysoké rezné rychlosti pro dokončování výrazně přispívají k růstu teplot v uložení a tím i k růstu deformací.

Se zvyšováním obráběcích výkonů rostou také ztrátové výkony a teplotní ovlivnění konstrukce. V poslední době také došlo k výrazným pokrokům ve statickém a dynamickém chování strojů, čímž se zvýraznil dopad teplotního ovlivnění. S těmito fakty koresponduje vydání normy ISO-3 (2007) a další tlak na výrobce strojů.



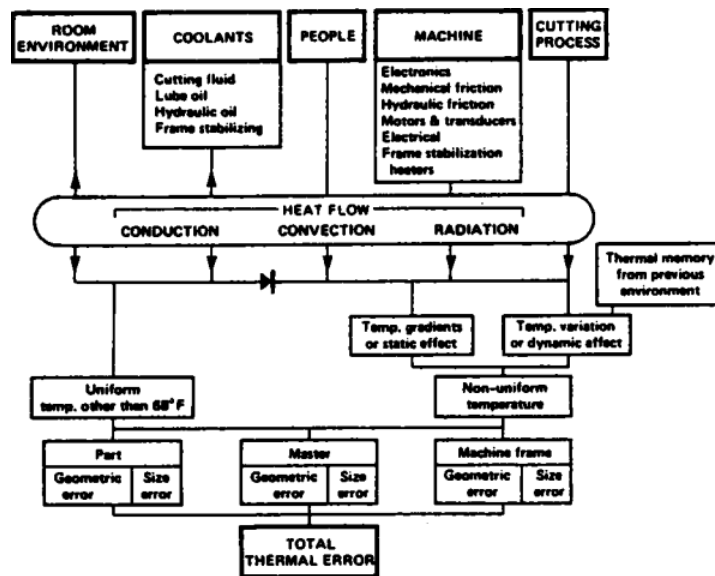
Obrázek 1 Teplotní vlivy v konstrukci obráběcích strojů



## 1.1 Současný výzkum

### 1.1.1 Vliv tepla na přesnost obráběcích strojů

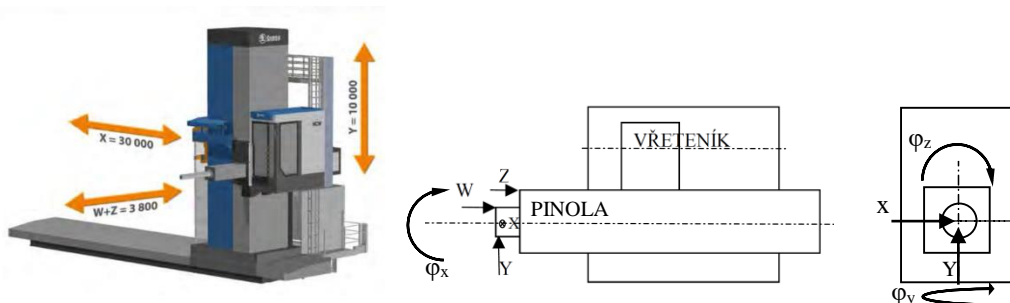
Eliminace teplotních vad začíná již v konstrukčním procesu. Je třeba, aby byly dodržovány základní doporučení jako například navržení teplotně symetrické konstrukce. Navržení teplotně symetrické konstrukce se snižuje velikost úhlových chyb. Kompenzace lineárních posuvů je pak jednodušší než komplikovaná kompenzace úhlových odchylek. Samozřejmostí je využití konstrukčních uzlů a prvků s vysokou účinností a nízkým ztrátovým tepelným výkonem. V případech, kdy se nelze ztrátovému teplu vyhnout, je nutné tyto zdroje vhodně umístit nebo je vhodně odstínit či chladit.



Obrázek 2 obecné schéma přestupu tepla v obráběcích strojích [1]

### Deformace obráběcích strojů

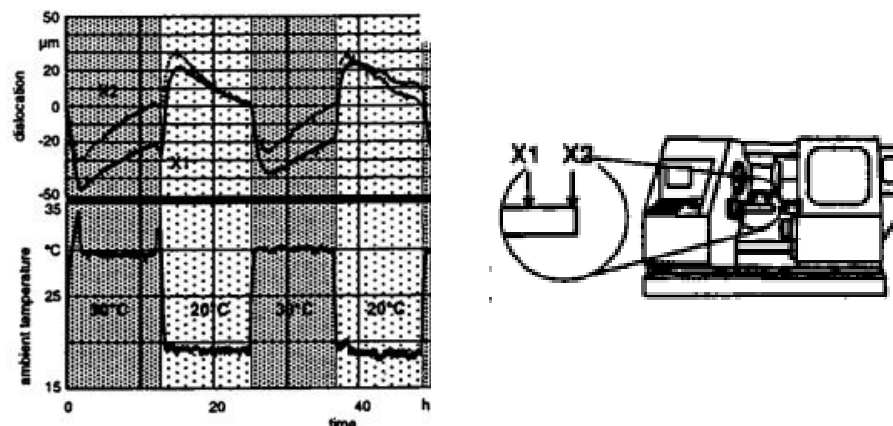
Dilatace částí strojů ovlivňují celkovou geometrickou přesnost stroje, přesnost polohování, pracovní přesnost i jakost obráběných povrchů. Posuvové odchylky vznikají ve všech osách obráběcího centra: X, Y, Z, W. Obtížněji odstranitelnými chybami jsou pak také úhlové odchylky  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$ ,  $\varphi_z$ .



Obrázek 3 Rozsahy a deformace obráběcího centra: lineární dilatace v osách x,y,z,w a úhlové deformace  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$ ,  $\varphi_z$  [smt]

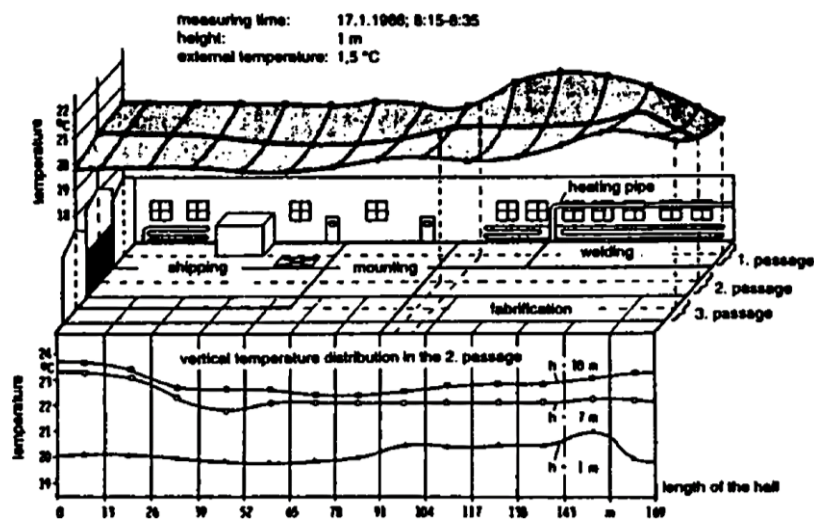
## Klimatické podmínky ve výrobních prostorách

Klimatické podmínky, v nichž jsou stroje provozovány, hrají významnou roli v teplotním chování zkoumaného objektu. Upřesníme-li zaměření na obráběcí stroje, pak je klima ve výrobní hale klíčovým parametrem ve výrobní přesnosti stroje. Kromě konstrukce stroje ovlivňují přesnost právě vnější podmínky a technologické faktory provozu. V zájmu výrobce obráběcích strojů by pochopitelně měla být produkce strojů, které jsou schopné dodržet přesnost za různých i méně příznivých podmínek. Tyto podmínky je mnohdy složité dodržovat, zvláště u velkých obráběcích center. [4] [5] Teplotní ovlivnění a distribuce tepla v dílně záleží na poloze i výšce. Rozdíly mohou být až několik stupňů celsia, jak je patrné na grafice na Obrázek 5. Pozorováním změn v klimatické komoře je možné exaktně zjistit vlivy prostředí na dilatace stroje. Příklad výsledku měření dilatace vřetene v soustružnickém centru jsou uvedeny na Obrázek 4. Zde byly zaznamenány dilatace až  $+40\mu\text{m}$  při amplitudě teploty  $+20^\circ\text{C}$  až  $+30^\circ\text{C}$ .



Obrázek 4 Dilatace vřetene u soustružnického centra [6]

Dalším publikovaným příkladem je výrobní hala s portálovým obráběcím centrem Waldrich Siegen, jehož přesnost byla ovlivněna slunečním zářením. Rozdílná síla stěn odlitku a následné oslnění způsobilo zaklánění stojanu a chyby při vrtání děr až  $100\mu\text{m}$ . Chyby se podařilo odstranit dodatečnou tepelnou izolací stojanu. [7]



Obrázek 5 Teplota ve výrobní hale [6]

Výkyvy teploty v dílně jsou způsobeny především změnami vnějšího klimatu. Tyto změny jsou charakteristické svojí periodicitou v periodě dnů resp. ročních období. Periodicky se mění nejen teplota vzduchu, ale také vliv slunečního svitu. Tyto faktory vytvářejí složitou funkci změn vnějšího klimatu, kterou nelze vždy jednoduše kompenzovat izolací a klimatizováním haly. Výrazně komplikovaná situace je u těžkých obráběcích strojů, ty je obtížné kapotovat a klimatizovaná hala je řádově větší než pro malá obráběcí centra.

### Vnitřní zdroje tepla

Vnitřní zdroje představují dalece vyšší iniciátory chyb než změny ve vnějším prostředí. Toto platí zejména proto, že působí uvnitř stroje, výkony odpadních tepel jsou vysoké a přenos je z velké realizován kondukcí v pevných částech stroje. Zpravidla nejsilnějším zdrojem tepelné energie je uložení vřetene. V závislosti na typu a průměru ložiska se jedná o zdroj tepla od 100W – 1000W. Taktéž konfigurace uložení a způsob mazání významně ovlivňuje tyto ztrátové výkony, resp. generování tepla. Právě toto teplo ovlivňuje roztažnost vřetene a tím způsobuje chybu ve významné části stroje [8]. Kuličkové šrouby, lineární vedení a vedlejší ložiska jsou dalšími elementy emitující odpadní teplo. U předepnutých matic kuličkového šroubu bylo zjištěno až 190W ztrátové energie při posuvu 25m/min. To způsobilo v konkrétním případě stálou teplotu matice 75°C resp. 82°C pro 30m/min.

### Tepelná bilance

Prvním krokem ke snížení negativních vlivů je snížení ztrátových výkonů, které představují tepelnou energii, resp. tepelné ovlivnění. Nepřipadá-li další snížení ztrát v úvahu, pak je nezbytná izolace těchto zdrojů, případně vhodné umístění těchto komponent. Dalším krokem je chlazení.

Intenzivní chlazení je z pravidla nedílnou součástí provozu obráběcích strojů. Veškerý příkon energie je prakticky měněn na tepelnou energii. U velkých obráběcích center se jedná řádově až o 120kW. Celkovou spotřebovanou práci lze rozdělit takto [9]:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \quad (1)$$

A – celková práce

A<sub>1</sub> – deformační práce (až 80%)

A<sub>2</sub> – tření na čele nástroje (asi 5%)

A<sub>3</sub> – tření na hřbetě nástroje (asi 5%)

A<sub>4</sub> – práce pružných deformací (2-10%)

Toto teplo je nutné odvádět od řezného nástroje, ze stroje, z konstrukce i jednotlivých součástí. Teplo je odváděno [9] [4]:

$$Q = Q_t + Q_o + Q_n + Q_p \quad (2)$$

Q – celkové teplo

Q<sub>t</sub> – teplo v tříse (42-95%)

Q<sub>o</sub> – teplo odvedené do obrobku (5-45%)

Q<sub>n</sub> – teplo odvedené do nástroje (1-5%)

Q<sub>p</sub> – teplo odvedené do prostředí (1-8%)

Pro systém pak platí:

$$A \cong Q \quad (3)$$

Uzavřené chladicí okruhy slouží především k chlazení elektromotorů a vřeten. Kapalinnou chlazené elektromotory jsou běžnou součástí obráběcích strojů. Takto chlazené motory jsou kompaktní a velmi výkonné. Chlazení je nezávislé na okolních podmínkách. Naproti tomu vzduchem chlazené motory, resp. proudy ohřátého vzduchu mohou ovlivňovat další součásti. Nevýhodou jsou pochopitelně nutné periferie chlazení, těsnění a cena. Jak již bylo zmíněno, elektromotory poskytují až 120kW, což při účinnosti 90% znamená řádově 10-12kW zbytkového tepla. Takové množství tepla musí být odvedeno mimo stroj [5] [4].

Téměř samozřejmou součástí třískového obrábění je přímé chlazení obráběcího nástroje. Chladicí kapalina proudí přímo do řezné oblasti zajišťuje nejen odvod tepla, ale i mazání řezného nástroje. Opět při zohlednění empirických dat, je možné odhadnout, že do nástroje může přicházet při maximálním výkonu až 1-20kW tepla. Při velikostech obrobku a obráběných ploch není výjimkou několikahodinové obrábění jedním nástrojem. To představuje nejen vysoké namáhání nástroje, ale také přenos tepla do částí upínání a vřetene.

Z dostupných dat záběhů vřeteníků bylo možné získat přibližné celkové ztrátové příkony pohonu. Mechanická ztráta pohonného řetězce pro koaxiální pohon při chodu naprázdno byla u vzorového stroje 9,7% pro otáčky vřetene 2500/min resp. 13,6% pro 3000/min.

### **Mazání obráběcích strojů**

U obráběcích strojů je využíváno několik principů mazání. Mazání ložisek, zabírajících ozubených kol a jiných mechanismů slouží zároveň jako chlazení. Oba tyto faktory významně ovlivňují termo-mechanické chování stroje. Obecně lze jmenovat tyto způsoby mazání:

- olejovou náplní filtrovanou/měněnou (dobrý odvod tepla z mazaných ploch do olejového rezervoáru)
- rozstříkem maziva s tlakovým oběhem (dobrý odvod tepla konvekcí do oleje, ideální chlazení v kombinaci s externím chladičem)
- plastickým mazivem – tukem (minimální účinek chlazení)
- olejovou mlhou (velmi dobrý odvod tepla z mazaného prostoru, vhodné pro vysokootáčkové aplikace, podrobněji v samostatné kapitole)

### **Chlazení a mazání ložisek olejovou mlhou**

Ložiska rychloběžných obráběcích strojů jsou mazána olejovou mlhou. Ložisko je přisunem oleje také chlazen. Množství tepla, které je odvedeno, je obtížně měřitelné. Přestože jsou ložiska mazána a chlazená, je nutné počítat se vznikajícím teplem cca v řádech stovek wattů dle ložiska a zatížení. Cirkulující olej je chlazen běžným chladičem olej-vzduch, u klimaticky problematických aplikací jsou použity kompresorové chladičky oleje ( $P_{chlazení}$  až 13kW).

## Využití nekonvenčních materiálů

Pokročilé technologie nekonvenčních materiálů v současné době dovolují nahrazovat vysoce namáhané strojní součásti ze slitin železa také součástmi z nekonvenčních materiálů. Velmi často vykazují tyto materiály odlišné parametry, tzn. lepší tepelnou stabilitu, vyšší pevnost a nižší hmotnost. Taktéž obecně dobrá teplotní stabilita těchto materiálů určuje jejich využití pro identifikaci, resp. kompenzaci tepelných deformací.

### Granit, minerální litiny

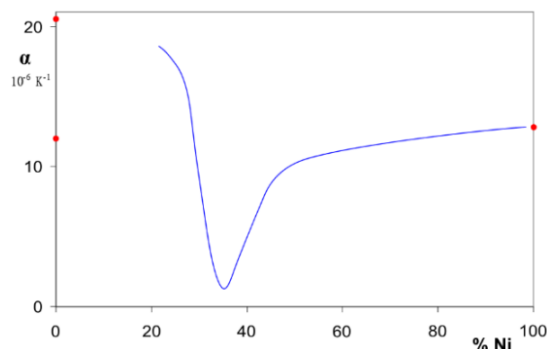
Tyto materiály se používají pro mimořádně přesné aplikace. Jedná se o minerální slitinu, která po zpracování zaručuje odlitkům přesnost a tvarovou teplotní stálost. U konvenčních strojů jsou tyto materiály využívány především u měřicích aplikací.

### Invar

Invar je slitinou železa a niklu. Ve specifickém poměru 64 % železa a 36 % niklu vykazuje velmi nízkou tepelnou dilataci, jak je vidět v grafu níže  $\alpha = 1,2 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$  (ocel uhlíková  $1,2 \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ ). Z tohoto důvodu je využíván v konstrukci tepelně ovlivněných součástí strojů a součástí pro přesné odměřování.

Využití součástí vyrobených z Invaru dokumentuje příklad držáku nástrojů vyrobeného z tohoto materiálu. Autoři tohoto výzkumu Moriwaki a Weck dokládají, že při použití na 400mm držáku nástrojů byly redukovány chyby u hrubování o 30% resp. o 50% při dokončovacích operacích. [10]

Invarové prvky jsou použity u kompenzačního mechanismu na pinole strojů HCW, kde přenášení přesnou polohu čela pinoly do místa odměřování. V této aplikaci jsou postupně nahrazovány kompozitními tyčemi.



Obrázek 6 Součinitel délkové roztažnosti pro materiál INVAR [11]

## Kompozity

Další alternativou jsou kompozitní materiály, které kromě pevnosti a teplotní stability přinášejí také významnou úsporu hmotnosti. [12] Kompozitní materiály kombinují vlastnosti zpravidla dvou odlišných materiálů ve vhodné skladbě, tak že výsledný synergický efekt zaručuje výrazně lepší vlastnosti. Materiály matrice i výztuže mohou být různé a jejich využití v obráběcích strojích je v posledních letech díky technologickému pokroku velkým tématem. Protože se jedná o široké téma, není v této práci dostatečný prostor pro rešerši těchto materiálů. Podrobně se jimi zabírají referované práce [13].

Jako příklad použití v praxi je uvedeno osazení vřeteníku horizontální vyvrtávačky vyrážecími tyčemi z uhlíkového kompozitu. Jedná se o tyče, kterými je vyrážen nástroj z kuželové vložky. Vyrážení tyč za běhu stroje stojí, duté vřeteno se otáčí kolem tyče. Ačkoli se jedná o statickou součást, rotace a nevyvážky vřetene budily nežádoucí kmitání. Nahrazením kompozitem byly posunuty vlastní frekvence tyčí nad budící frekvence. I v této aplikaci hrají teplotní dilatace specifickou roli. Uhlíkové kompozity v závislosti na skladbě a navinutí mohou mít až negativní teplotní roztažnost. Vřeteno v této aplikaci délkově dilatuje, přičemž délka tyčí se nemění. Tímto se zkrátí funkční rozsah tyče a pro správnou funkci vyrážení byly nutné další úpravy.

### **Další přístupy ke zlepšení termomechanického chování stroje**

Okuma thermo-friendly koncept integruje dostupné nástroje řešení teplotních deformací do konstrukce stroje. Lze pak predikovat deformace na základě vnějších teplotních změn i vlastních zdrojů tepla. Zdroje jsou eliminovány, izolovány nebo vhodně umístěny. Stroj jako systém pak reaguje inteligentně na změny vnějších teplot a zatížení, tak aby byly změny kompenzovány bez aktivního zásahu obsluhy. Tím se snižují náklady na udržování konstantních podmínek ve výrobní hale a obecně roste přesnost výroby.[3]

Moriwaki a kolektiv vyvinuli metodu přímé kompenzace na základě dynamické analýzy [14] [15]. Nottebaum využil algoritmus pro optimalizace kompozitové struktury, úhlů navinutí výztuže za účelem produkce konstrukce s lepšími termo-mechanickými vlastnostmi.

Snižování tepelných výkonů v kritických částech jako je uložení hlavního vřetene lze například náhradou běžných ložisek za hybridní ložiska s keramickými ložisky, jak o tom referuje [16]. Taktéž přímé mazání ložisek tryskami ve vnějším kroužku snižuje teploty běžícího ložiska a teplotní ovlivnění okolí [17] [18].

Předepnutí ložisek vřetene je další faktor ovlivňující teplotně-mechanické chování stroje. Dostatečné předepnutí poskytuje požadovanou tuhost. Předepnutí má však přímý vliv na třecí ztráty a tak na ztrátové výkony. S vyššími otáčkami roste předepnutí a tak i ztráty. Nakamura a kolektiv vyvinuli uložení s proměnlivou předepínací charakteristikou. Při mezních otáčkách dojde k přepnutí na předepnutí konstantním tlakem, čímž dojde ke zmírnění nárůstu teploty [19].

Sugushita, Nishiyama, Weck popisují využití cementových směsí pro lože i stojany. Tento druh materiálů se vyznačuje vysokým tlumením a dlouhou tepelnou setrvačností, čímž se eliminují výkyvy teplot a s tím spojené deformace [20].

Heat pipe resp. tepelné vedení jsou prvky, které dokáží intenzivně odvádět teplo bez potřeby kapalného okruhu. Jsou také součástí výzkumů [21]. Použitím teplo-vodivých panelů se podařilo v konkrétním případě snížit čas pro dosažení ustálené teploty vřeteníku z 4hodin na 2hodiny. Podařilo se také snížit až 5ti násobně deformace.

Přenosové funkce a teplotně-deformační odezvy jsou součástí výzkumu [22]. V tomto výzkumu byl stroj vystaven skokové tepelné zátěži a byla zkoumána deformační odezva vlastní konstrukce. Deformace byla popsána jakou suma exponenciálních funkcí s různou časovou konstantou, jak je vidět v rovnici níže. Konstanty byly odvozeny z měření. Pro zpracování množství dat z měřených senzorů a pro jejich zpracování jsou často využity neuronové sítě. [23]

$$\Delta x = \sum C_i \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right) \quad (4)$$

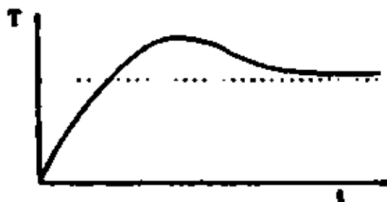
$C_i$  – tvarový faktor

$T_i$  – časová konstanta

Pro teplotní odezvu pak platí:

$$T(t) = \sum_{k=1}^n C e^{-nt} \quad (5)$$

Při zatížení tepelným impulzem lze pozorovat:



Obrázek 7 Teplota prvku po tepelném impulzu

### 1.1.2 Aktivně chlazené stroje - makro-elementy a síťové modely

#### Modelování aktivně chlazených vřeten

Modelování aktivně chlazených strojů vyžaduje nejméně tři kroky. Musí být identifikovány zdroje tepla, v závislosti na provozních podmínkách stroje. Okrajové podmínky jsou definovány právě zdroji tepla a koeficienty přestupu tepla. Druhým krokem je simulace proudění. Ve třetí fázi je řešena kondukce a konvekce mezi mechanickou strukturou a chladícím médiem [24] [25]. Tento postup pracuje s následujícími jevy:

vedení tepla, konvekce, teplotní rezistence na styku ploch, zdroje tepla

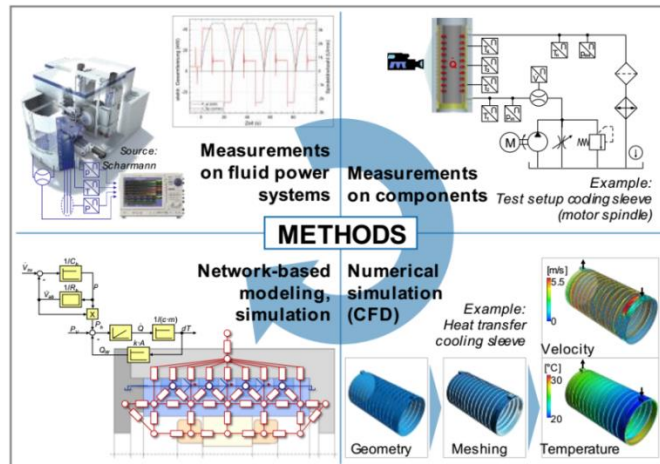
#### Pokročilé řízení chlazení

Hodnotných výsledků v redukci teplem způsobených deformací bylo dosaženo například u přesných brusek aplikací řízené olejové sprchy. [17] [26]. Přesným řízením teploty olejových okruhů (hydrostatická ložiska, mazání motoru atd.) s přesností až  $0,01^\circ\text{C}$  bylo dosaženo u přesné brusky korekce dilatací vřetene v mezích 20nm již po sedmi minutách běhu [27].

Výzkum řízený dr. Böttgerem byl založen na řízení chladicí teploty na základě výkonu vřetene velmi přesného soustružnického centra. Tímto byly redukovány deformace na méně než 100nm. Ustálený pracovní stav byl dosažen díky aktivnímu řízení chlazení již po 30ti minutách [28].

#### WEBER – neural web

Práce Weber a Weber popisuje zjednodušení výpočtů na základě vyvíjených síťových výpočtových modelů. Tranzientní třidimenzionální jevy výměny tepelné energie jsou vyjádřeny v síťovém modelu stroje. Příkladem je výpočet teplotních jevů v elektro-vřetení chlazeném kapalinou. Autoři používají sestavu parametrických modelů. Každý jednotlivý parametrický, výpočtový model reprezentuje tepelný přenos v popisovaném prvku sestavy. Sestava modelů tvoří systém popisující chladicí soustavu. Provázání těchto modelů do sítě umožňuje predikci distribuce tepla v jednotce vřetene. Celý výpočtový respektive návrhový proces je iterační, jak je vidět Obrázek 8.



Obrázek 8 Schéma cyklu vývoje chlazení s využitím síťového modelování [29]

## IWF – DuctDesigner

Podobný přístup byl zkoumán na ETH IWF. Nástroj využívající metodu zjednodušených modelu byl nazván DuctDesigner. Chladicí okruh je definován parametrickými prvky s předdefinovanými vlastnostmi. Výpočtový nástroj pak predikuje přestupy tepla v chladicím okruhu a tlakové ztráty pro dané okrajové podmínky. [24] [25] Hlavními výhodami jsou velmi krátký přípravný čas výpočtový a velmi krátký výpočtový čas na rozdíl od výpočtu CFD.

Je vhodné podotknout, že tento nástroj pracuje pouze s jednodimenzionálním modelem trasy chladicí kapaliny. To znamená, že poloha je popsána pouze vzdáleností mezi vstupem kapaliny a výstupem. Tímto způsobem lze dosáhnout krátkého výpočtového času, pochopitelně na úkor detailnosti výsledků. Ovšem v návrhové fázi konstrukce, je právě nízká náročnost výpočtu důležitější než detailní rozbor.

Díky spolupráci IWF a ZCU se podařilo ověřit některé makro-modely, čímž vzrostla přesnost výpočtu celkové tlakové ztráty chladicího okruhu. Ve druhém kroku byly implementovány výpočty teplotních polí pro elementy, které mají chladicí funkci. Výzkum pokračuje zkoumáním dalšího zapojení těchto výpočtu do praxe teplotních výpočtů.

## 1.2 Cíle výzkumu

Cílem práce je optimalizace metod/metodik predikce deformací na horizontálních obráběcích centrech. Obecně známé a využívané metody určení deformací neposkytují v současné době dostatečné informace o těchto jevech ve fázi vývoje. Relativně přesné a detailní metody konečných prvků operují s množstvím obtížně získatelných koeficientů a jejich nasazení ve fázi návrhu a vývoje je nákladné. Analytické výpočty naopak poskytují data velmi rychle a levně, jejich přesnost a detailnost je nízká. Bude zkoumán potenciál metod operujících s makro-elementy (super-elementy), které jsou kompromisem mezi analytickým výpočtem a MKP. Cílem pak je definice základů pro výpočetní metodiku s makroelementy. Spolu s makroelementy budou definovány teplotně-strukturální MKP modely stroje, které poslouží k analýze chování stroje při zahřívání. Modely budou srovnány s adekvátními experimenty. Na závěr budou analyzovány konstrukční směry umožňující kompenzaci dilatací.



## 1.3 Teoretická báze pro řešení teplotních deformací

### 1.3.1 Vnější zdroje

Jak již bylo popsáno v úvodu, klimatické podmínky v místě provozu obráběcích strojů mají také vliv na jakost obrábění. Zejména mají vliv celkové výkyvy teplot, proudění vzduchu v hale a záření. Proudění vzduchu znamená především nerovnoměrnou teplotní změnu, a pokud se jedná o vyšší rychlosti a objemy vzduchu pak také o velmi rychlou.

Výkyvy teplot způsobují konvektivní výměnu tepla, tzn. ohřívání/ ochlazování stroje okolním vzduchem. Může se jednat o rozdíly teploty během dne nebo cílenou regulaci teploty. Tyto změny ovšem způsobují dilatace především rámu stroje, kde změna teploty vzduchu +/- 5°C může vyvolat dilatace rámu v rámci:

$$\Delta l = \alpha * l * \Delta T \quad (6)$$

$l$  – specifická délka [m]

$\Delta T$  – teplotní diference [K]

$\alpha$  – součinitel teplotní deformace (ocel 0,000012/K<sup>-1</sup>)

### 1.3.2 Vnitřní zdroje

#### Řezný proces

Jak již bylo popsáno výše, řez nástroje mění většinu příkonu obráběcího stroje na teplo. K vytvoření třísky a jejímu odvodu je potřeba práce, která definuje i vznik tepla. K překonání řezného odporu je třeba řezná síla, která při řezné rychlosti udává příkon obráběcího procesu a vývoj tepla. Odváděný tepelný výkon lze vyjádřit a kalkulovat takto:

$$\dot{Q}_{celk} = \dot{Q}_{triska} + \dot{Q}_{obrobek} + \dot{Q}_{nastroj} + \dot{Q}_{okolí} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{celk} = 0,0167 * F_z * v \quad (8)$$

$F_z$  – tečná složka řezné síly

$v$  – řezná rychlost

#### Mechanické ztráty v ložiskách

Ložiska obráběcích strojů jsou důležitou součástí, která ovlivňuje přesnost, tuhost stroje a výslednou jakost obráběných dílů. Obecně jsou uložena v ložiscích velmi účinná. Přesto v nich vzniká množství tepla, které významně ovlivňuje okolí. Výkonové ztráty a z toho vyplývající tepelnou zátěž lze kalkulovat takto:

#### Valivá ložiska

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu \quad (9)$$

$F$  – zatížení ložiska [N]

$r$  – poloměr čepu [mm]

$n$  – otáčky [min<sup>-1</sup>]

$\mu$  - součinitel typu ložiska (0,0015-0,0025)

### Hydrostatická ložiska

$$\dot{Q} = 1,67 * p * v_B * 10^{-5} + A * \frac{v}{h} \eta * 10^{-6} \quad (10)$$

$p$  – tlak v buňce [Pa]  
 $v_B$  – průtok oleje [l/mm]  
 $A$  – plocha buňky [cm<sup>2</sup>]  
 $v$  – kluzná rychlost [cm/s]  
 $h$  – výška mezery [cm]  
 $\eta$  – dynamická viskozita oleje [Pa\*s]

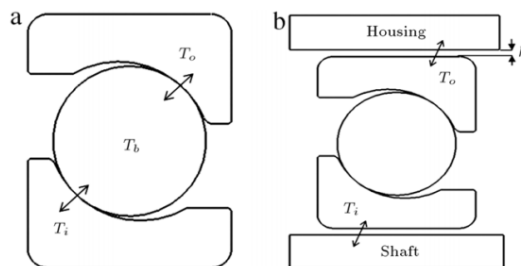
### Hydrodynamická ložiska

$$\dot{Q} = 628 * \frac{d * l * v^2}{m} \eta [W] \quad (11)$$

$m$  – vůle ložiska [ $\mu$ m]  
 $d$  – průměr čepu  
 $l$  – délka ložiska  
 $v$  – obvodová rychlost čepu  
 $\mu$  – dynamická viskozita

### Přestup tepla z ložiska do tělesa stroje

Přestupy tepla ve valivých ložiskách není triviální úlohou a podrobně se jím zabývá práce [30]. Přestupy tepla z ložiska do okolních součástí lze dopočítávat např. dle stykových tlaků, podle následujících vztahů v odstavci Přenos tepla v kontaktu ploch.



Obrázek 9 Vedení mezi kroužky a valivými elementy – a; Vedení mezi kroužky a okolními tělesy – b [7]

### Ztráty v převodech

Ozubené převody, klínové i řetězové převody jsou také poměrně účinné. Ztráty vznikají při tření zubů, tření klínového řemene i při tření článků řetězu. Vzhledem k vysokým přenášeným výkonům jsou ztráty transformované na tepelnou energii nezanedbatelné:

$$\dot{Q} = \mu * P \quad (12)$$

$\mu$  – účinnost

$P$  – přenášený výkon [W]

příčemž:

$\mu = 0,98-0,99$  ozubená kola čelní přímé, čelní šikmé

$\mu = 0,96-0,98$  ozubená kola kuželová

$\mu = 0,95-0,98$  1-klínový řemen

$\mu = 0,92-0,94$  více klínový řemen

- $\mu = 0,98-0,99$  ozubený řemen
- $\mu = 0,96$  článkový řetěz
- $\mu = 0,95-0,96$  válečkový řetěz
- $\mu = 0,5$  pohybový šroub kluzný
- $\mu = 0,9$  pohybový šroub kuličkový

S ohledem na způsob mazání mohou vznikat ztráty také broděním kol v mazivu – oleji. Pro vysoké rychlosti není tento způsob mazání vhodný a u velmi nízkých obvodových rychlostí jsou ztráty minimální.

### Elektrovýzbroj

Elektromotory jsou přes svou relativně vysokou účinnost intenzivními zdroji tepelné energie. Jedná-li se o motory s výkonem desítek kW, pak je tepelná zátěž zanedbatelná. Motory jsou chlazeny proudícím vzduchem nebo uzavřeným kapalinovým okruhem. Teplo odváděné proudícím vzduchem může dále ovlivňovat další součásti stroje, proto jsou kapalinou chlazené motory pokročilejší alternativou. Jsou to výkonné, kompaktní agregáty. Kapalinou chlazené agregáty jsou pochopitelně konstrukčně složitější a vyžadují další periferní zařízení. Tepelné ztráty lze vyjádřit takto [9]:

$$\dot{Q}_{elm} = \dot{Q}_{stator} + \dot{Q}_{rotor} + \dot{Q}_{airgap} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{em} = N * \frac{1-\mu}{\mu} \quad (14)$$

N – výkon

$\mu$  – dle výkonu:

asynchronní	0,6	N<0.2kW – 2AP
asynchronní	0.85-0.88	N<3.5kW – 2AP
asynchronní	0.87-0.89	N<100kW
stejnoseměrný	0.8	N<7.5kW
stejnoseměrný	0.84	N<23Kw

### Další aktuátory

Elektromagnetické spojky a elektromagnetické ventily

Tyto prvky se vyznačují vysokou účinností a tím i nízkou emisí tepla do okolí. Možným zvýšením vývoje tepla může být způsoben eventuálně vysokými hydraulickými ztrátami při průtoku ventilem. U spojek může dojít k prokluzu a s ním spojeným mechanickým ztrátám a zvyšování teplot. V kontextu dalších ztrát u obráběcích strojů se jedná o zanedbatelné tepelné toky

### Hydraulické prvky

#### Čerpadla, hydromotory

Čerpadla i hydromotory také pracují s určitou účinností. Teplo v tomto případě vzniká v proudící kapalině při překonávání tvarových překážek, zúženích i vlivem drsnosti kanálů. Pohybem a třením mechanických částí těchto zařízení vzniká taktéž teplo. Celkově lze vyjádřit:

$$\dot{Q} = 1,67 * 10^{-5} * \Delta p * \dot{V} * \frac{1-\eta}{\eta} \quad (15)$$

$\eta$  – 0,7 – 0,9

## Ventily, rozvaděče

Zde se jedná o stejné principy jako v případě hydromotorů. Tření mechanických částí má zde menší vliv, pak platí:

$$\dot{Q} = 1,67 * 10^{-5} * \Delta p * \dot{V} \quad (16)$$

$\Delta p$  – tlaková ztráta

$\dot{V}$  – objemový průtok

### 1.3.3 Termomechanika v mechanických soustavách

Teplu se v obráběcích strojích šíří různými principy, z nichž nejdůležitější jsou podrobeny rozboru. Přenos tepla je realizován obecně platnými principy kondukce, konvekce a radiace. Jevy jako například přenos ve styku ploch jsou složenými jevy z výše uvedených principů. Tyto jevy jsou tedy dále analyzovány níže.

#### Kondukce v mechanických soustavách

Vedení tepla v tuhých tělesech popisují následující rovnice Biot-Fourierova zákona [31]. Teplu se ve smyslu druhého zákona termodynamiky šíří z teplejšího místa do chladnějšího. Koeficient tepelné vodivosti závisí na prostupující látce a její teplotě.

$$\dot{q}_{COND} = -\lambda \text{grad}(T) \quad (17)$$

pro prostup rovnou stěnou:

$$\dot{Q}_{COND} = A \frac{\lambda}{\delta} (T_{\infty} - T_W) \quad (18)$$

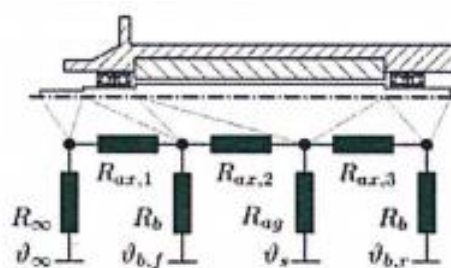
A – plocha [m<sup>2</sup>]

$\lambda$  – koeficient teplotní vodivosti [W/mK]

$\delta$  – tloušťka stěny [m]

T – teplota [K]

Tyto vztahy je možné zanášet do síťových modelů, čímž lze získat komplexní vedení tepla v systému, např. ve vřetení obráběcího stroje:



Obrázek 10 Příklad propojení tepelných resistencí do síťového modelu uložení vřetena [6]

### Radiace v mechanických soustavách

V tomto smyslu přijímá stroj většinou tepelnou energii z nasvícení sluncem nebo od jiného tepelného zdroje na hale (sálavé zdroje tepla atd.)

$$E = \varepsilon * c_0 * \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ [W]} \quad (19)$$

$$c_0 = 5,676 \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$\varepsilon$  - poměrná sálavost

### Konvekce v mechanických soustavách

Tepelný tok z každého pevného tělesa stroje do okolního vzduchu nebo do chladicí kapaliny je realizován konvekcí. Na základě iniciační síly proudění rozlišujeme volnou a nucenou konvekci. Odvození přestupu je značně komplikované a proto se zjednodušuje empiricky Newtonovým zákonem. Koeficient přestupu tepla pro konvekci závisí na podobnostních číslech; Nusseltovo, Prandtlovo a Reynoldsovo. Stejným mechanismem je i stroj ochlazován nebo ohříván okolo proudícím vzduchem.

Zjednodušeně lze vyjádřit přestup tepla:

$$q = \alpha_{CONV}(T_W - T_{LIQ}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{CONV} = \alpha_{CONV} S_{ch}(T_W - T_{LIQ}) \quad (21)$$

$\alpha_{conv}$  – součinitel přestupu tepla [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]

S – Plocha [ $\text{m}^2$ ]

T – teplota [K]

### Chlazení

Pro popis chladícího efektu jsou nejdůležitější konvektivní zákonitosti. V chladicích kanálech je teplo předáváno nucenou konvekcí do kapaliny, stejně jako při nuceném proudění vyvolaném ventilátory. Níže jsou uvedeny zjednodušené rovnice s empiricky definovaným koeficientem přestupu tepla a teplená bilance.

Tepelnou bilanci lze popsat:

$$\dot{Q} = \sum_{n=1}^m \dot{Q}_{generation} - \sum_{n=1}^m \dot{Q}_{cooling} \quad (22)$$

Kvantifikovat teplo odvedené ze součásti lze takto:

$$\dot{Q}_{LIQ} = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (23)$$

m – hmotnostní průtok [ $\text{kg/s}$ ]

$c_p$  – izobarický koeficient tepelné kapacity [ $\text{J*kg/K}$ ]

$$\dot{U} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{P} \quad (24)$$

Pak lze teplotu vyjádřit:

$$m * c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \sum \dot{Q} + \sum \dot{P} \quad (25)$$

Kde:

U – vnitřní energie

P – příkon/výkon

M - hmotnost

C<sub>p</sub> – měrná tepelná kapacita

T – teplota

Účinnost přestupu tepla do chladicí kapaliny ovlivňuje především stav proudění v chladicím kanálu resp. po povrchu chlazeného prvku.

### Pro chladicí kanály

$$\Delta p = \zeta_u \frac{\rho w^2}{2} [Pa] \quad (26)$$

$$\zeta_u = f(Re, D, r) \quad (27)$$

Výměna tepla je založena na definici [32]:

$$htc_{convect} = Nu_D \frac{\lambda}{D} \quad (28)$$

$$Nu_D = Nu_D(Re_D, Pr) \quad (29)$$

Teplotní pole makro-elementu bylo stanoveno:

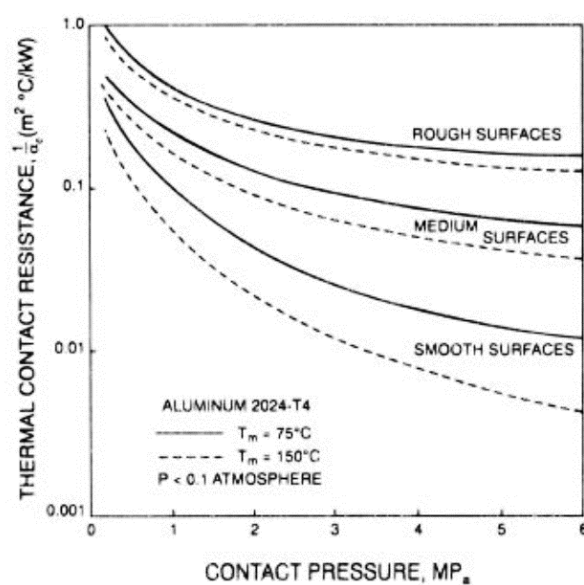
$$T(x) = T_w + \exp\left(-\frac{U \cdot x \cdot R_{th}}{c_p \cdot \dot{m}}\right) \cdot (T_{in} - T_w) \quad (30)$$

$$Q_w = (T(L) - T_{in}) \cdot c_p \cdot \dot{m} \quad (31)$$

### Přenos tepla v kontaktu ploch

Významným činitelem v přenosu tepla ze zdroje do konstrukce je teplotní odpor ve styku ploch. Odpor závisí na materiálu, jakosti povrchu a na tlaku ve styčných plochách. Pokud nejsou jmenované faktory známy nebo nejsou určeny s dostatečnou přesností, pak se okrajové podmínky v tomto styku určují velmi obtížně a číselné hodnoty odporu se liší v několika řádech. Experimentální data nejsou obecně tabelizovaná a pro konkrétní případy je nutné hodnoty ověřovat. Obecně lze uvést:

$$\dot{Q}_{CONT} = \alpha_{CONT} S_{ch}(T_W - T_{LIQ}) \quad (32)$$



Obrázek 11 Závislost koeficientu přestupu tepla na kontaktním tlaku dvou ploch, se zohledněním povrchu ploch [33]

## 1.4 Rozbor tepelných deformací obráběcího centra

### Reprezentativní stroj - Horizontální obráběcí centrum HCW

Stroje typu HCW z produkce společnosti Škoda Machine Tool jsou plně hydrostatická obráběcí centra. Umožňují jak hrubovací práce s vysokým řezným momentem, tak i dokončovací práce vysokými otáčkami. Osazeny jsou pracovními vřeteny o průměru 150-300mm s hlavním pohonem 70-147kW. Dosahují otáček až 3000/min (HCW1) a výsuvů Z+W až 2000+1800mm (HCW4). Nabídku rozšiřují typy HCW1000-HCW4000 s koaxiální stavbou vřeteníku, která umožňuje výsuvy Z+W až 2500+1500 (HCW4000/120kW). Jmenovaná obráběcí centra využívají kompenzace dilatace pinoly a kompenzaci padání pinoly při výsuvu.

### Výběr reprezentativního typu HCW2

Pro rozbor možností teplotní kompenzace dilatací byl vybrán reprezentativní stroj HCW2 s průměry vrtacího vřetene 180 resp. 200mm. Tento stroj představuje výkonový střed nabídky a s klasickou konstrukcí pohonu se jedná o prověřenou variantu. Dostatečné množství měřených dat také umožňuje kontrolu výpočtů.

#### 1.4.1 Normy a požadavky – ISO230

Specifickou oblastí v produkci obráběcích strojů jsou jejich metrologické měření. Hlídaní přesnosti měřidel, hospodaření s nimi a postupy jsou vázány normami platnými v dané zemi. V České republice dohlíží z hlediska legislativy a metrologie např.: Ministerstvo průmyslu a obchodu ČR; Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví; Český metrologický institut atd. [34] [35]

přejímací	prototypové	provozní	statistické
<ul style="list-style-type: none"> <li>• u výrobce</li> <li>• u zákazníka</li> <li>• interní</li> <li>• dle kontraktu</li> <li>• dle mezinárodních standardů</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• dle stroje</li> <li>• měření deformací</li> <li>• statické, dynamické, tepelné</li> <li>• vibrace atd.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• provozní diagnostika</li> <li>• vůle v pohonech a vedení</li> <li>• házení</li> <li>• oteplení</li> </ul>	

Obrázek 12 Zkoušky obráběcích strojů [36]

technické údaje a vlastnosti	geometrická přesnost	při zatížení	jiné
<ul style="list-style-type: none"> <li>• rozměry</li> <li>• zdvihy</li> <li>• otáčky a posuvy</li> <li>• příkon</li> <li>• hmotnost</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• přímost</li> <li>• kolmost</li> <li>• rovnoběžnost</li> <li>• rovinnost</li> <li>• souosost</li> <li>• obvodové házení</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• výkon</li> <li>• polohování</li> <li>• pracovní přesnost</li> <li>• výrobní přesnost</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• hluk</li> <li>• spolehlivost</li> <li>• oteplení</li> <li>• tuhost</li> <li>• atd.</li> </ul>

Obrázek 13 Přejímací zkoušky obráběcích strojů [36]



ISO 230 sestává z následujících částí se společným titulem Zásady zkoušek obráběcích strojů:

- Část 1: Geometrická přesnost strojů pracujících bez zatížení nebo za dokončovacích podmínek obrábění
- Část 2: Stanovení přesnosti a opakovatelnosti nastavení polohy v číslicově řízených osách
- Část 3: Určení tepelných vlivů
- Část 4: Zkoušky kruhové interpolace u číslicově řízených obráběcích strojů
- Část 5: Určení emise hluku
- Část 6: Určení přesnosti nastavení polohy na diagonálách tělesa a stěn (Zkouška diagonálního přestavení)
- Část 7: Geometrická přesnost os rotace
- Část 9: Určení nejistoty měření pro zkoušky obráběcích strojů podle série 230, základní rovnice
- Část 8: Určení úrovně vibrací

Účelem ISO 230 je normalizace metod pro zkoušení přesnosti obráběcích strojů, vyjma přenosného elektrického nářadí. Tato část ISO 230 specifikuje zkušební postupy pro určení tepelných vlivů, způsobených různými tepelnými zdroji, které mají za následek deformace obráběcího stroje a jeho systému nastavení polohy. Konečné tepelně-elastické deformace obráběcího stroje silně závisí na pracovních podmínkách. Zkoušky jsou navrženy tak, aby bylo měřeno relativní přestavení mezi částí stroje nesoucí nástroj a částí stroje nesoucí obrobek, které je výsledkem teplotní roztažnosti nebo deformací relevantních částí konstrukce. [34] [35]

Jedním z významných znaků této části ISO 230 je její důraz na environmentální tepelné vlivy při všech zkouškách vlastností, popsanych v ostatních částech ISO 230, jejichž základem je měření lineárního přestavení (tak jako přesnost lineárního přestavení, opakovatelnost a zkoušky kruhové interpolace). Uživatel stroje má být zodpovědný za zajišťování vhodného environmentu pro práci a zkoušky stroje, které odpovídá směrnicím dodavatele/výrobce, jinak musí akceptovat zhoršené provozní vlastnosti stroje. [35]

### **Zkoušky tepelných vlivů**

ISO 230 určuje tři zkoušky tepelných vlivů na obráběcí stroj:

- zkouška pro určení chyby vzniklé v důsledku kolísání environmentální teploty (ETVE);
- zkouška tepelných deformací způsobených otáčením vřetena;
- zkouška tepelných deformací způsobených pohybem v lineárních osách.

Zkoušky tepelných deformací způsobených pohybem v lineárních osách jsou použitelné pouze u číslicově řízených (NC) strojů a jsou navrženy proto, aby kvantifikovaly vliv teplotního délkového roztahování a smršťování v osách stejně jako úhlové deformace struktury stroje.

Zkoušky odpovídají zkouškám driftu podle ISO/TR 16015 a definují vyhodnocení a detailní postup pro obráběcí stroj. [37]

## Přejímací zkoušky

Jedná se o zkoušky stanovené výrobcem stroje. Zahrnují zkoušení všech důležitých funkcionalit stroje z jednotlivých oborů: hydraulika, elektronika, mechanika atd. Zkoušeny jsou posuvové rozsahy, vůle, geometrické tolerance a vnější projevy (hluk, vibrace). Z hlediska tepelných deformací jsou důležitou součástí záběhy vřeteníku, při nichž jsou kontrolovány dovolená oteplení ložisek, dilatace i funkčnost kompenzačních prostředků.

## Definice problému a požadavky ve skupině vřeteno a pinola

Jak již vyplývá z předchozí rešeršní části, značným problémem jsou deformace v ose obráběcího vřetene (osa Z+W). Jedná se o hlavní díly, které mají vliv na funkci posuvu v ose Z a W. Posuv v ose Z je realizován výsuvem pinoly a posuv W je pohybem vrtacího vřetene.

### 1.4.2 Vřetena

#### Osa W

Zásadní deformace pracovního vřetena se odehrávají v ose W, protože se jedná o osově souměrnou součást. Ložiska umístěná po délce vřetene definují zdroje tepla, a tedy i teplotně závislou deformaci. Obráběcí proces je také zdrojem tepla. Tyto zdroje definují teplotní pole na vřetení. Deformace je pak funkcí tohoto teplotního pole.

$$T_w = f(t) \quad (33)$$

$$dl_w = f(T_w) \quad (34)$$

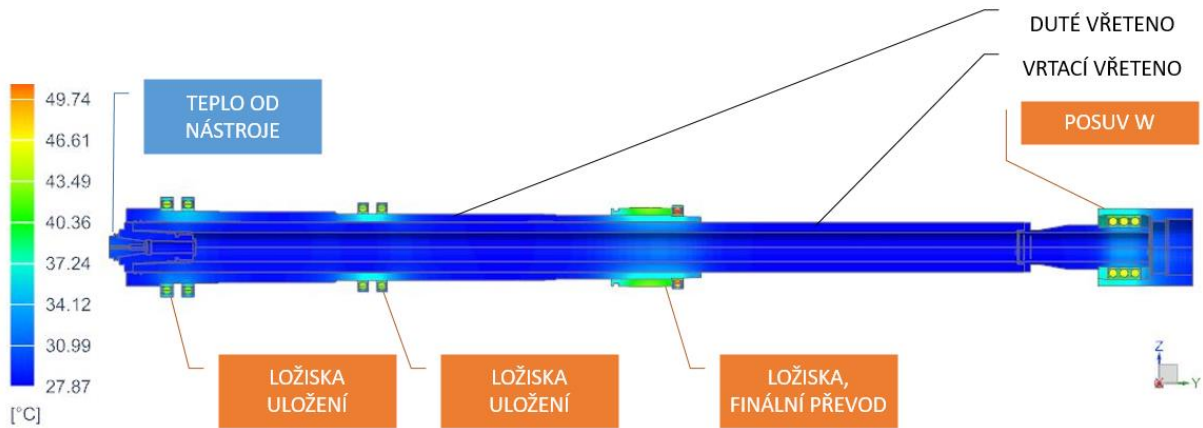
$$\Delta l_w = \int_0^l \alpha * \Delta T_w(l_w) dl \quad (35)$$

K deformacím dochází i v obvodu tělesa vřetene (růst poloměru), toto však neovlivňuje přímo vnější geometrii stroje, ale hlavně uložení vřetena (ložiska, kluzné plochy atd.). Délková roztažnost vřetene je tak zásadní deformací. Při délce cca 3200mm a konstantní diferenci dT pak platí:

Pro dT=20°C

$$\Delta l_w = 0,0012 * 3200 * 20 = 0,768mm \quad (36)$$

Vhodnou mechanickou konstrukcí s potenciální kompenzací se vnější dilatace vřetene snižuje na cca <0.35mm. Je tedy nutné dále kompenzovat tuto deformaci. Tepelné zdroje vytváří teplotní pole na dutém a vrtacím vřetení stroje, jež je pro konkrétní záběhovou situaci zobrazeno na následujícím obrázku.

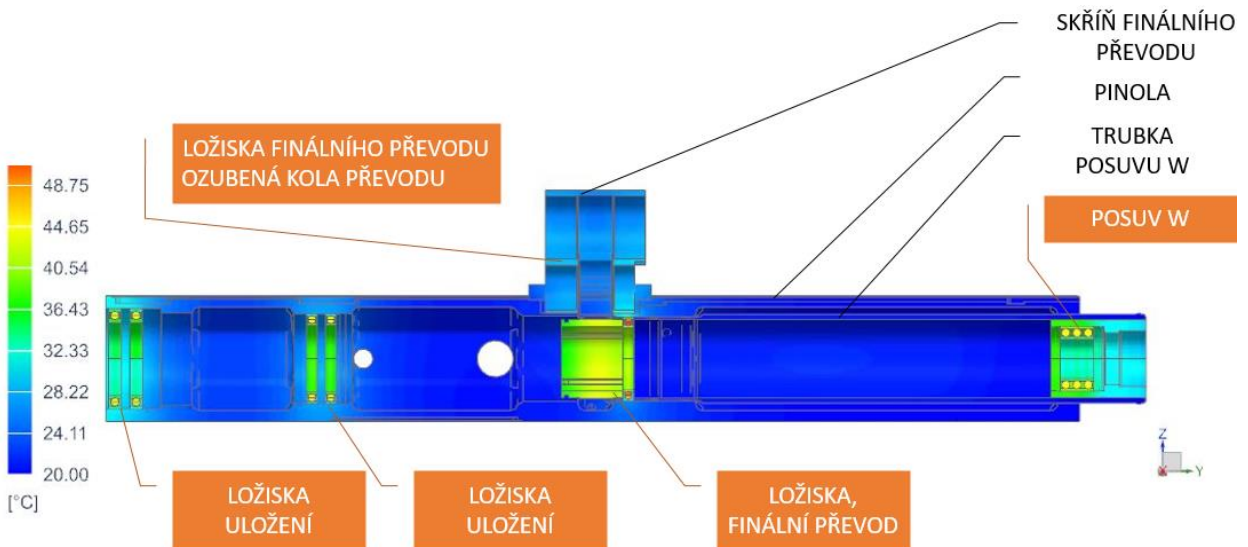


Obrázek 14 Teplo z dutého vřetene je předáváno do vrtacího vřetene a tato změna vyvolává inkriminovanou dilataci dw

Na obrázku simulace záběhu  $t=3600s$ , teplota okolí  $20^{\circ}C$ , zatěžovací spektrum dle standardního harmonogramu pro záběh stroje. Pro simulaci záběhu platí, že teplo od nástroje je nulové, při záběhu nedochází k obrábění a tak není energie měněna na teplo. Na Obrázek 14 je pak patrné, že k oteplení oblasti upínání dochází pouze v reakci na teplo od ložisek uložení.

### 1.4.3 Pinola

Pinola je dílem se zásadním vlivem na funkčnost obráběcího stroje. Obecně se nejdůležitější posuvové deformace pinoly odehrávají ve třech směrech, v nichž je můžeme definovat. Jelikož se jedná o axisymetrickou součást, je pinola z pohledu teplotní souměrnosti dobře řešitelná. Problém způsobuje finální převod, který je umístěn shora na pinole a je intenzivním zdrojem tepla.



Obrázek 15 Pinola - zdroje tepla

### Osa X

Vzhledem k ose X, resp. vzhledem k rovině procházející osou vřetene, které je osa X normálou je pinola teplotně symetrickou součástí. Zdroje tepla nepůsobí na boky pinoly a ani chlazení nezpůsobuje potenciál deformace v této ose. Pinola je tak významně deformována pouze od řezných sil.

### Osa Y

Ačkoli je samotné těleso pinoly téměř axisymetrické v ose Z resp. W, podle roviny procházející osou Z a již je osa Y normálou, pinola teplotně symetrickou součástí není. Zmiňovaný finální převod umístěny shora na pinole vnáší do tělesa potenciál teplotní deformace. Nesouměrné oteplování pinoly a její vrchní části způsobuje dilataci horní části tělesa. Dochází tak k průhybu pinoly a k úhlovým natočením čela pinoly. V ose Y pak také působí další mechanické vlivy jako hmotnost tělesa pinoly a řezné síly, které je potřeba řešit.

### Osa Z

V ose Z probíhají zásadní teplotní deformace pinoly. V ose umístěná ložiska jako zdroje tepla zahřívají pinolu téměř po celé délce. Již zmiňovaný finální převod přispívá také k oteplování v jeho pozici.

Pro deformaci pak platí:

$$T_p = f(t) \quad (37)$$

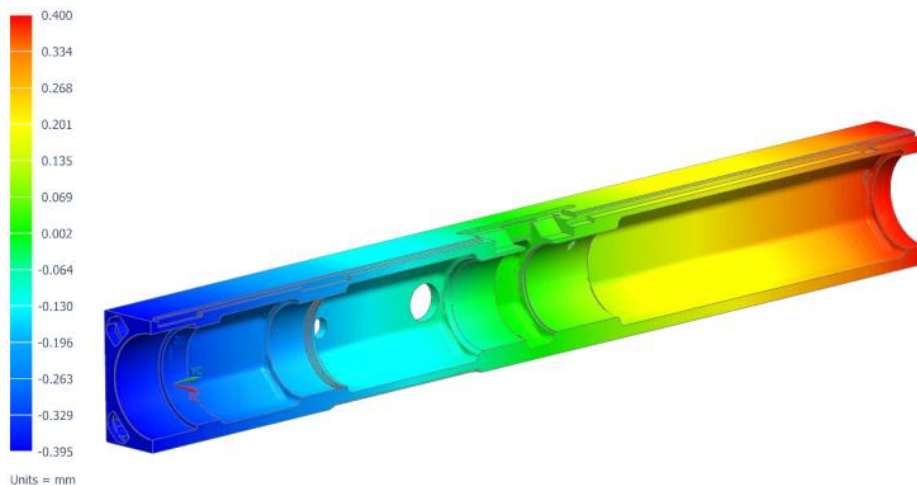
$$dl_p = f(T_p) \quad (38)$$

$$\Delta l_p = \int_0^l \alpha * \Delta T_p(l_p) dl \quad (39)$$

Při běžné konstrukční délce např. 3500mm a teoreticky konstantnímu  $dT=20^\circ\text{C}$  platí zjednodušeně:

$$\Delta l = 0,0012 * 3500 * 20 = 0,84\text{mm} \quad (40)$$

Na vnější dilataci se ovšem projevuje část pinoly od fixace posuvu Z, tzn. z celkové délky 1620mm. Tato část je kompenzována. Po kompenzaci je teplotní chyba  $<0.1\text{mm}$ .



Obrázek 16 Dilatace pinoly

## Úhlová natočení

Vlivem nesouměrně umístěných zdrojů tepla dochází k negativním a nesnadno kompenzovatelným úhlovým natočením čela pinoly. Tyto deformace ovlivňují přesnost výroby, zejména v kombinaci s přídatnými frézovacími zařízeními.

## Kompenzace

Podélné posuvy a dilatace je možné kompenzovat a to jak přímo tak nepřímo. Ze zavedených technologií je možné zmínit patent Škody Machine Tools, jež využívá kompenzační tyče vyrobené z materiálu s rozdílnou tepelnou roztažností. Podrobněji se budou kompenzací věnovat následující kapitoly.

### 1.4.4 Skříň vřeteníku, rám stroje

Obecně je skříň vřeteníku teplotně ovlivnitelná jako předchozí hlavní díly. Deformace oblastí skříně je taktéž funkcí teplotního pole. Nejedná se však o teplotně symetrickou součást, proto nelze určit žádné hlavní deformace. Deformace skříní vřeteníků neovlivňuje zásadně geometrii stroje. U celkových rámců strojů je situace odlišná a deformace mohou geometrii ovlivňovat, zejména u otevřených rámových konstrukcí. V obou případech vyšetřujeme teplotní dilatace i natočení MKP metodami z důvodu tvarové komplexnosti součástí.

### 1.4.5 Stojan

Stojany horizontálních vyvrtávaček nejsou zásadně ovlivňovány vnitřními zdroji energie. Ve stojanech nejsou instalované žádné intenzivní zdroje tepla. K ohřívání stojanu dochází hlavně od skříně vřeteníku.

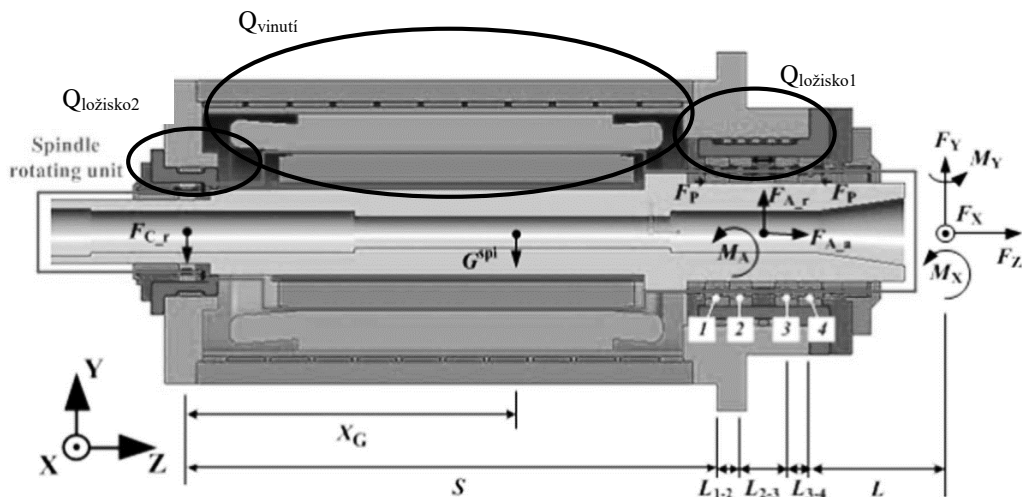
Největší vliv tak mají vnější zdroje. Již zmíněné proudění vzduchu, záření nebo teplotní výkyvy mohou ovlivnit geometrii stojanu. Vzhledem ke tvaru stojanu nastává problém od nesouměrného zahřívání, např. od slunce, od tepelných zářičů atd.

Teplotní deformace jsou otázkou hlavně vnějšího okolí obráběcího stroje – teplotní výkyvy ve výrobní hale jak je patrné na obrázku 5.

### 1.4.6 Elektrovřetena

Rozdílnou konstrukcí a odlišným teplotně/mechanickým chováním se vyznačují elektrovřetena. Tyto jednotky kombinují funkci pohonu i uložení vrtacího vřetene v kompaktním celku. Toto řešení přináší výhodné kompaktní řešení, naopak se vyznačuje silnou tepelnou zátěží v malém celku. Řešením se zabývá mnoho výzkumných týmů [38] [29] Také kapitola 2.2 a nástroje v ní použité jsou původně vyvíjené pro výpočty elektrovřeten. Na Obrázek 17 jsou popsány působící síly, momenty a tepelné ovlivnění. Metodika sestavení CAE modelu i výpočtu pomocí makro-elementů je v teoretické bázi totožná, liší se pochopitelně mechanickou strukturou a na ni navazujícím termo-mechanickým chováním. Přesto lze ze zmíněných studií teoreticky čerpat. Chlazení ložisek kanály v okolních tělesech lze popisovat jako ve studiích [38] [29] [24].

Pro identifikaci tepelného ovlivnění je potřeba detailního rozboru. V místě motorového vnutí, které je zdrojem tepla, je umístěn zároveň kapalinový chladicí kanál. Taktéž v místě předního ložiska je chladicí okruh. Výsledné tepelné ovlivnění je tedy sníženo o chladicí efekt kapalinových okruhů. Účinností chlazení se zabývají taktéž následující kapitoly. Tato účinnost je ovlivněna jak samotným prouděním v kanálech, tak i konstrukcí, polohou kanálů a vnutí atd.



Obrázek 17 Rovnováha sil a tepelné zdroje v elektrovřeteni [38]

## 2 Výpočty teplotních deformací

### 2.1 Analytické výpočty

Analytickými výpočty lze získat jen velmi omezené množství informací o teplotní deformaci stroje. Takováto analýza velmi obtížně zahrnuje vztahy mezi jednotlivými tělesy. Naopak pro prvotní odhady je postačující, rychlá a prakticky s nulovými výpočetními náklady.

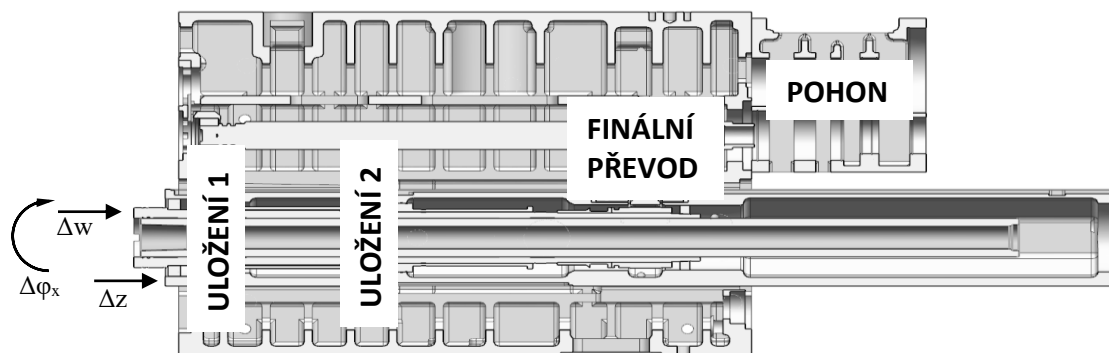
#### Délková deformace vřetene

$$\Delta l = \alpha * l * \Delta T \quad (41)$$

Při celkové délce vřetene 3,2m a průměrném prohřátí o cca  $\Delta T \approx 20^\circ\text{C}$  lze očekávat:

$$\Delta w = 0,000012 * 3,2 * \Delta T \quad (42)$$

$$\Delta w \cong 0,001m \quad (43)$$



Obrázek 18 řez vřeteníkem

Pouze okrajově jsou uvedeny další faktory:

- výpočet délkové deformace od působící síly v ose prutu, při zatížení silou  $F[\text{N}]$  platí:

$$\Delta l = \int \frac{F(x) * l}{E * A(x)} dx \quad (44)$$

$$\Delta l = \frac{F * l}{EA} \quad (45)$$

- padání pinoly z důvodu výsuvu pinoly, její deformace vlastní vahou a změny těžiště vřeteníku

#### Délková deformace pinoly

Po zahřátí o  $\Delta T$  je délková deformace  $\Delta l$ . Deformace je ovšem kompenzována na max  $\Delta l < 0.1\text{mm}$ . Vzhledem ke konstrukci pak platí:

$$\Delta l = \Delta l_{pinola} + \Delta l_{vřeteno} \quad (46)$$

Pro operace frézovacím zařízením je pak důležitá délková deformace pinoly a úhlová deformace čela pinoly. Pro vrtací operace je hledaným faktorem součet deformací.

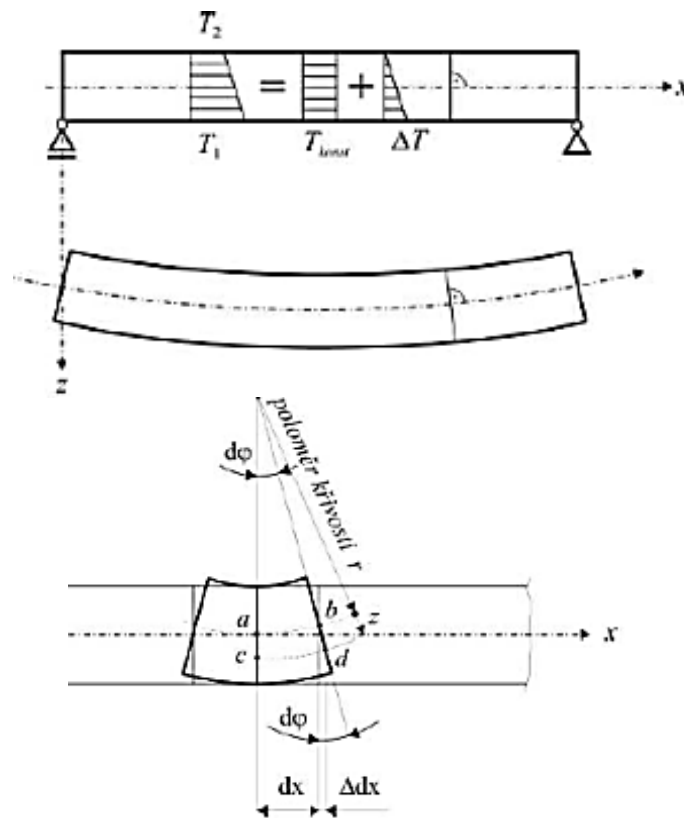
### Úhlová deformace prutu s nesymetrickým zdrojem tepla

Pro obráběcí úlohy se zařízeními upnutými na čelo pinoly jsou velmi důležité úhlové deformace této části. Natočení čela pinoly je běžně způsobeno průhybem pinoly důsledkem vlastní váhy, teplotními deformacemi pinoly nebo natočením celého vřeteníku ve vedení osy Y.

Deformace mající původ v teplotním ovlivnění lze počítat takto:

$$w'' = -\frac{1}{r} = -\frac{\alpha_T \cdot \Delta T}{h} \quad (47)$$

h – výška prutu



Obrázek 19 Úhlová deformace prutu

Obecně lze tedy v návrhové fázi získávat informace analytickými výpočty, nicméně výpočty nezahrnují většinou reálné vazby mezi tělesy nebo je potřeba výpočty dále rozšiřovat. Proto je vhodné tyto triviální kalkulace zahrnovat do systému, čímž vznikají sítě makroelementů (super-elementů) a tímto se zabývá následující kapitola.



## 2.2 Predikce teplot – metoda makro-elementů

Tepelné úlohy jsou v dnešní době řešeny hlavně pomocí MKP metod. Tyto metody poskytují detailní informace o chování zatížených součástí s dostatečnou přesností. Daní tohoto sofistikovaného řešení jsou vysoké náklady na realizaci výpočtu. Licence výpočtových programů jsou obecně velmi drahé, příprava výpočtu je časově náročná a vysoké jsou také nároky na kvalifikaci výpočtářů. Z těchto důvodů vznikají přístupy k řešení výpočtů na základě empirických vztahů a makro-modelů součástí.

Jak lze vidět na diagramu níže, lze získávat data o teplotách a jiných veličinách několika způsoby. Pochopitelně mezi způsoby získávání dat patří měření a simulace. Hlavním pokrokem v posledních letech je rozšiřování metod konečných prvků (FEM), včetně dynamických výpočtů kapalin (CFD). Tyto metody jsou náročné na čas přípravy, výpočtový čas i zkušenost výpočtáře. Z těchto důvodů vznikají i alternativní přístupy jako například modelování pomocí makro-modelů.

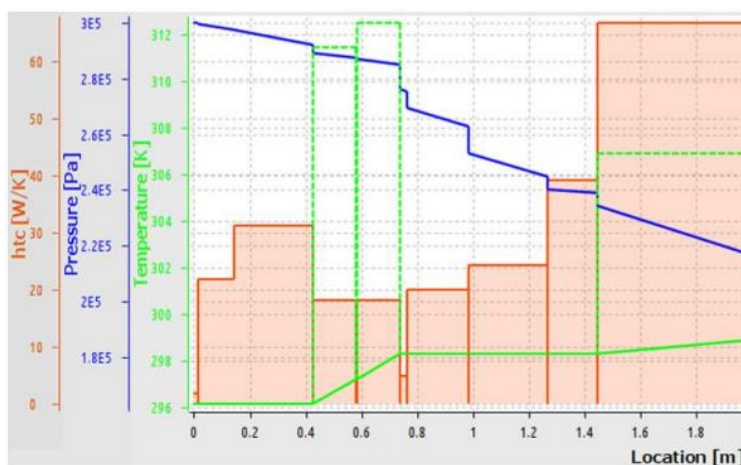
### 2.2.1 Současný stav

#### Metoda síťového modelování tepelných jevů

Jak již bylo popsáno v úvodu, v ústavu pro mechaniku tekutin v Dresden byla popsána metoda pro modelování teplotních jevů v kapalinou chlazených vřetenech pomocí sítě teplotních a tepelných závislostí. Pomocí tohoto modelu lze simulovat teploty součástí kapalinou chlazených vřeten obráběcích strojů.

#### DuctDesigner

Na univerzitě ETH (Zürich; CH) vznikl výpočtový software DuctDesigner®, který v současné podobě dokáže simulovat teplotní pole a tlakové ztráty v kapalinou chlazených součástech, konkrétně například v elektro-vřetenech obráběcích strojů. Tento nástroj nenahrazuje finální výpočet FEM/CFD, ale dokáže poskytovat relevantní informace při návrhu součástí. Důraz je kladen především na jednoduchost vstupního rozhraní a s tím spojenou jednoduchou obsluhu. Konfigurace simulačního modelu chladicího okruhu resp. součásti je tak řádově několik minut. Proti konfiguraci a úpravám podrobných CAD dat nastává úspora již v této fázi. Výsledky jsou k dispozici okamžitě (výpočtový čas <1s). Naproti tomu výpočet CFD trvá v závislosti na výpočetním výkonu a složitosti sítě až několik hodin.



Obrázek 20 Výstup dat z výpočtu DuctDesigner – koeficient přestupu tepla, tlaková ztráta, teplota.

## 2.2.2 Definice makro-elementu

Makro-elementy jsou samostatné elementy, definované triviálními rovnicemi. V této práci se definice element skládá z výpočtu tlakové ztráty a výpočtu koeficientů přestupu tepla. Vlastnosti makro-elementů závisí na vlastnostech chladicí kapaliny, geometrii element a pracovních podmínkách. Definice stěn elementů také zahrnuje drsnost stěny, která významně ovlivňuje proudění a přestup tepla. Tyto závislosti určují tlakovou ztrátu a přestup tepla, což jsou hlavní faktory ovlivňující návrh chladících okruhů.

### Tlaková ztráta

Tlaková ztráta v kanálu  $\Delta p$  závisí na rychlosti proudění  $w$ , hustotě  $\rho$  a koeficientu  $\zeta_u$  :

$$\Delta p = \zeta_u \frac{\rho w^2}{2} [Pa] \quad (48)$$

Dle VDI [39], resp. [40]:

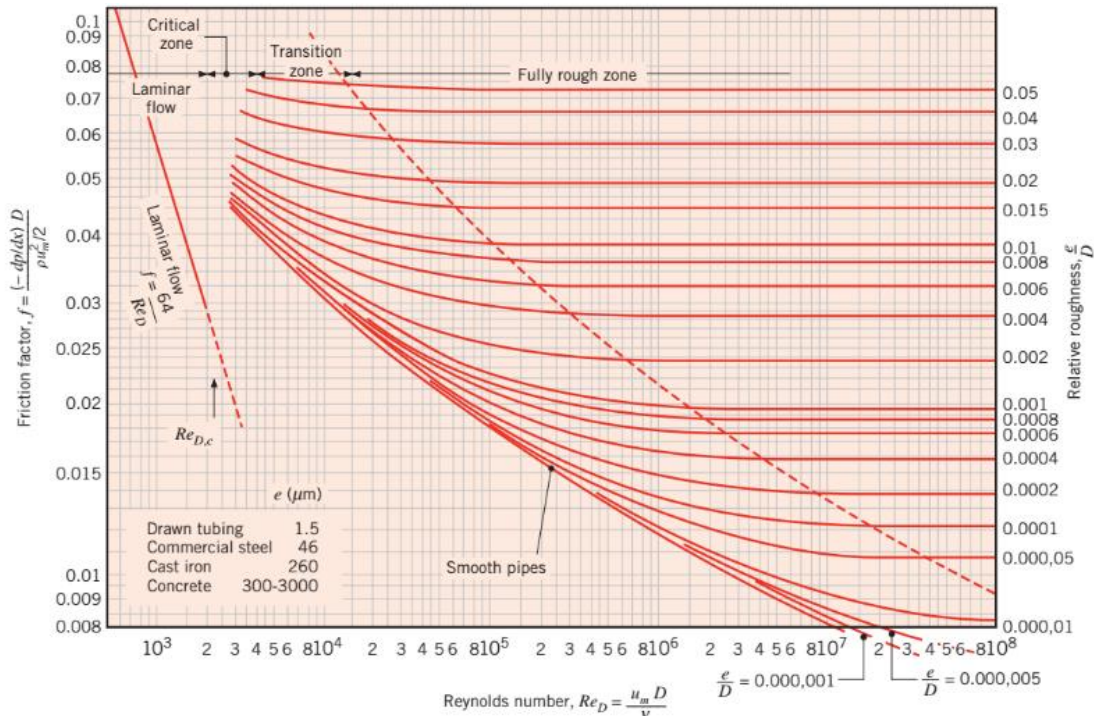
Koeficient je empiricky odvozen:

$$\zeta_u = f(Re, D, r) \quad (49)$$

Kde Reynoldsovo číslo je:

$$Re = \frac{wD}{\nu} \quad (50)$$

$D$  vyjadřuje hydraulický průřez kanálu,  $\nu$  je kinematická viskozita,  $r$  vyjadřuje volitelný radius kolene. Graf na obrázku 21 zobrazuje závislosti třecího koeficientu pro přímý kanál v závislosti na Reynoldsovo čísle a drsnosti stěny.



Obrázek 21 Třecí faktor pro vyvinuté turbulentní proudění v kruhovém kanále, v závislosti na Reynoldsově čísle a relativní drsnosti [11]

## Turbulentní proudění

Turbulentní proudění určujeme takto [39]:

$$\begin{aligned} Re < 2300 &\Rightarrow \text{laminární} \\ 2300 \leq Re \leq 10000 &\Rightarrow \text{transientní} \\ Re > 10000 &\Rightarrow \text{turbulentní} \end{aligned}$$

## Koeficienty přestupu tepla

Přestup tepla při konvekci je vyjádřen koeficientem přestupu tepla  $\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K]. Hodnota koeficientu je funkcí podobnostních čísel dle [41]:

$$\alpha_{\text{convect}} = \text{Nu} \frac{\lambda}{D} \quad (51)$$

$$\text{Nu} = \text{Nu}(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (52)$$

$\alpha_{\text{convect}}$  – koeficient přestupu tepla konvekcí v kruhovém kanále

Nu – Nusseltovo číslo

Pr – Prandtlovo číslo

D – Hydraulický průměr

$\lambda$  – tepelná vodivost

Fyzikální vlastnosti kapaliny jsou také měrná tepelná kapacita  $c_p$  [J/kg K], teplotní vodivost  $\alpha$  [W/m K], dynamická viskozita  $\mu$  (kg/ms), kinematická viskozita  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] a hustota  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] [41]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (53)$$

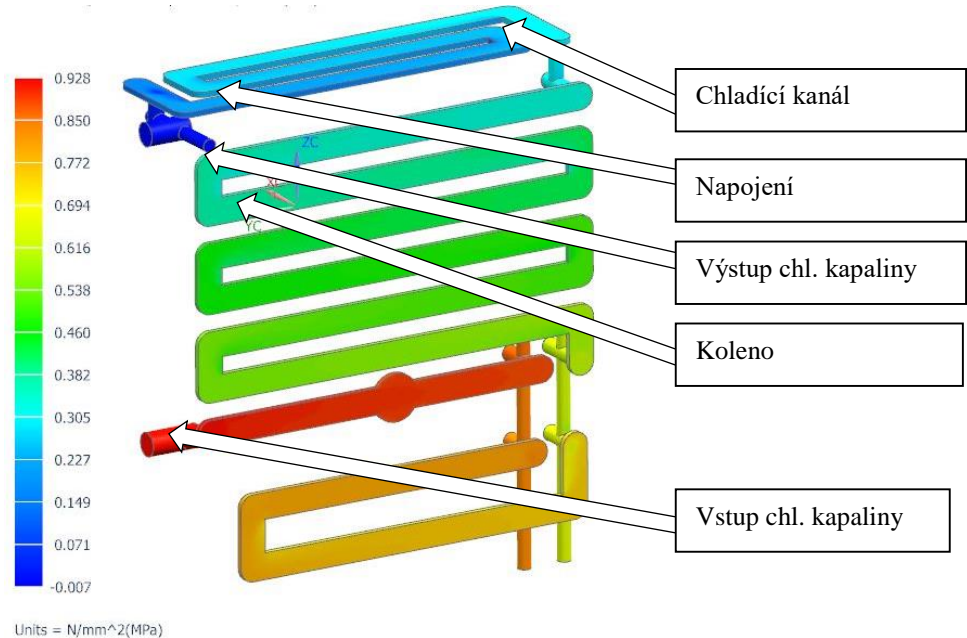
## Vývoj makro-elementů, účast na vývoji

V rámci spolupráce ZČU a ETH byl určen cíl inovace nástroje DuctDesigner. Cílem bylo ověřit výpočty tlakových ztrát, zvýšit přesnost výpočtu a implementovat výpočet teplotních polí.

Výpočet tlakových ztrát a teplotních přestupů byl odvozen z dostupných zdrojů [VDI]. Byly uvažovány jak laminární tak i turbulentní modely proudění v chladicích kanálech. Pro ověření modelů byly použity komerční výpočtové systémy Ansys CFX a Siemens NX. Oba výpočtové programy pracují s turbulentním modelem K-epsilon. Tento model byl zvolen pro jeho velmi dobrou použitelnost v průmyslové praxi. Pro srovnávané simulace byly pochopitelně voleny stejné okrajové podmínky, byly použity stejné turbulentní modely a stejné materiálové modely.

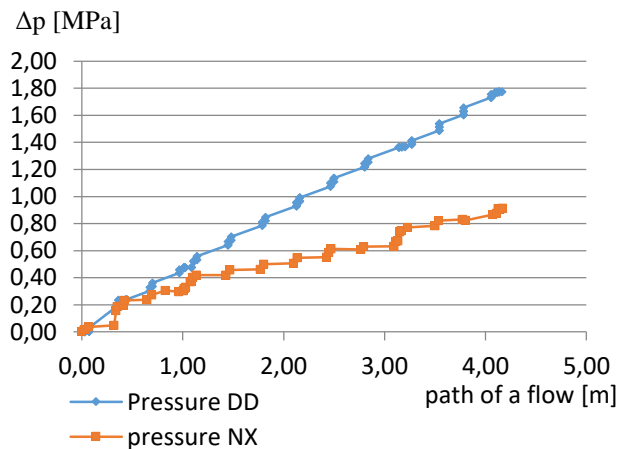
### 2.2.3 Příklad chlazení finálního převodu obráběcího centra

Jako příklad pro simulaci proudění s tepelnou výměnou byl vybrán chladicí okruh převodovky finálního převodu. Převodovková skříň je chlazená symetrickou sestavou kanálů. Na obrázku níže je právě symetrická polovina chladicího okruhu. Grafika zobrazuje tlakovou ztrátu v kapalině při konstantním vysokém průtoku, proto je tlaková ztráta vysoká.



Obrázek 22 Tlaková ztráta v chladicím okruhu finálního převodu

Graf na obrázku 15 zobrazuje tlakovou ztrátu v chladicím okruhu zobrazeného na obrázku 14. Tlaková ztráta je spočtena metodou konečných prvků v softwaru NX10 a metodou makro-elementů v softwaru DuctDesigner. V průběhu křivek jsou rozeznatelné jednotlivé skoky poklesů tlaku, které jsou způsobeny tvarovými prvky. Je vidět, že shoda obou metod není dokonalá a proto je nutná další analýza a korektura modelů jednotlivých makro-elementů.

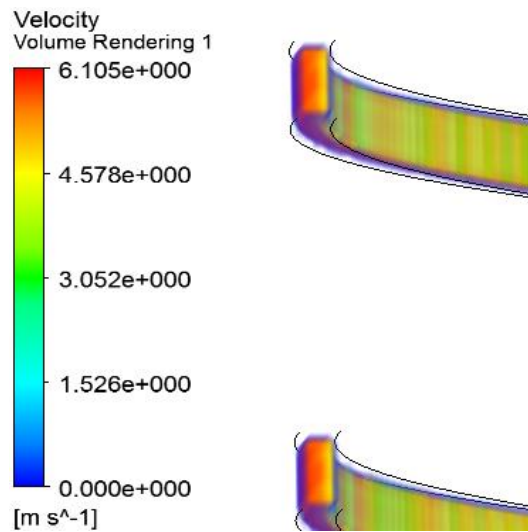


Obrázek 23 Tlaková ztráta v chladicím okruhu finálního převodu, řešení CFD a makro-elementy

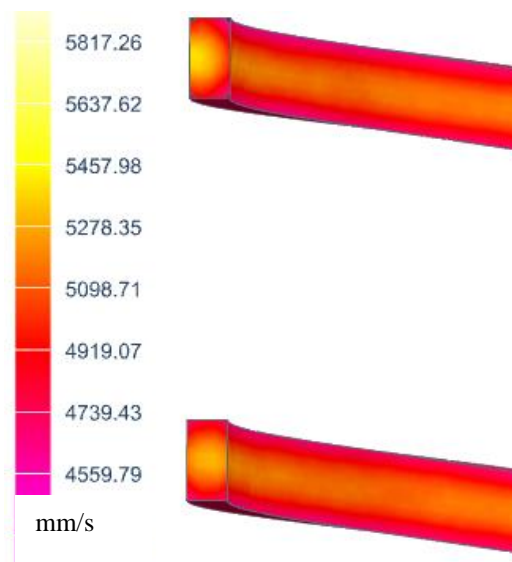
### 2.2.4 Ověření makro-elementů

Pro ověření přesnosti výpočtu metodou makro elementů byly provedeny testovací simulace jednotlivých elementů. Byly identifikovány hlavní, významné odchylky v kalkulaci tlakové ztráty, rychlostí a koeficientu přestupu tepla. Elementy byly podrobeny další analýze. CFD simulace jednotlivých elementů byly provedeny v softwarech NX10 a Ansys CFX. Numerické simulace uvedených makro-elementů byly vyhodnoceny. Vstupními daty byly výsledky softwaru ANSYS CFX, NX thermal-flow a výsledků kalkulace makro-elementů.

Výsledek CFD simulace chladicího kanálu ve tvaru šroubovice s obdélníkovým profilem je na obrázku níže. Obrázek 24 zobrazuje výsledek simulace rychlosti proudění softwaru Ansys CFX. Totožná simulace byla provedena v modulu NX Thermal-flow. Výsledky tlakové ztráty jsou srovnatelné, výpočet rychlostí ukazuje nuance Obrázek 24 a Obrázek 25. Odchylky při definici úlohy mohou způsobit rozdíly výsledků, patrné při srovnání níže uvedených grafik.



Obrázek 24 Rychlosti ve šroubovitém kanálu, s obdélníkovým, Ansys CFX



Obrázek 25 Výsledek simulace rychlosti proudění Thermal-flow NX

Tabulka 1 Výsledky výpočtu makro-modelů a CFD

Makro-element	řešič	Maximální rychlost[m/s]	Tlaková ztráta [Pa]	Koeficient přestupu [W/m <sup>2</sup> K]
Trubka/ vrtání	NX	<b>3,2</b>	5866	12000
	ANS	<b>3,9</b>	6010	15670
	DD	sw nevyhodnocuje	5040	13100
Kanál frézovaný	NX	<b>4,9</b>	22030	<b>18000</b>
	ANS	<b>6,2</b>	22082	<b>25622</b>
	DD	sw nevyhodnocuje	<b>34600</b>	<b>14000</b>
Koleno 90°, oblé, kruhový průřez	NX	nerelevantní	1000	nevyhodnoceno
	ANS	nerelevantní	981	nevyhodnoceno
	DD	nerelevantní	<b>6950</b>	nevyhodnoceno
Koleno 90°, oblé, obdélníkový průřez	NX	nerelevantní	3976	nevyhodnoceno
	ANS	nerelevantní	4513	nevyhodnoceno
	DD	nerelevantní	<b>16200</b>	nevyhodnoceno
Kanál šroubovice, kruhový průřez	NX	<b>3,2</b>	11080	12000
	ANS	<b>3,9</b>	12918	17300
	DD	sw nevyhodnocuje	14100	16000
Kanál šroubovice, obdélníkový průřez	NX	<b>4,9</b>	47740	<b>19000</b>
	ANS	<b>6,1</b>	48526	<b>26000</b>
	DD	sw nevyhodnocuje	48900	<b>16800</b>
Koleno 90°, ostré, kruhový průřez	NX	nerelevantní	7023	nevyhodnoceno
	ANS	nerelevantní	7644	nevyhodnoceno
	DD	nerelevantní	6950	nevyhodnoceno
Koleno 90°, ostré, obdélníkový průřez	NX	nerelevantní	21832	nevyhodnoceno
	ANS	nerelevantní	23896	nevyhodnoceno
	DD	nerelevantní	16200	nevyhodnoceno
Obtok ložiska	NX	nerelevantní	43962	<b>14178</b>
	ANS	nerelevantní	59499	<b>20121</b>
	DD	sw nevyhodnocuje	<b>83300</b>	<b>14800</b>

### Verifikace výsledků CFD a makromodelů

Na Obrázek 24 jsou vidět snímky z řešení proudění ve šroubovitém kanálu obdélníkového průřezu. Rychlostní profil, který je zde zobrazený, se liší podle výpočtového nástroje. Z výsledků je patrné, že rychlostní profil vypočtený softwarem NX10 se liší od výpočtu Ansys CFX. V maximálních rychlostech nejsou rozdíly zásadní (<10%), rozdíly v rozložení rychlostí jsou však zřejmé. Tyto rozdíly pak vyvolávají rozdílné tlakové ztráty a rozdílné koeficienty konvekčního přestupu tepla.

Obecně tlaková ztráta a koeficient přestupu tepla v prvcích je definován:

$$dp = f(Re, Nu, Pr) \quad (54)$$

$$htc = f(Re, Nu) \quad (55)$$

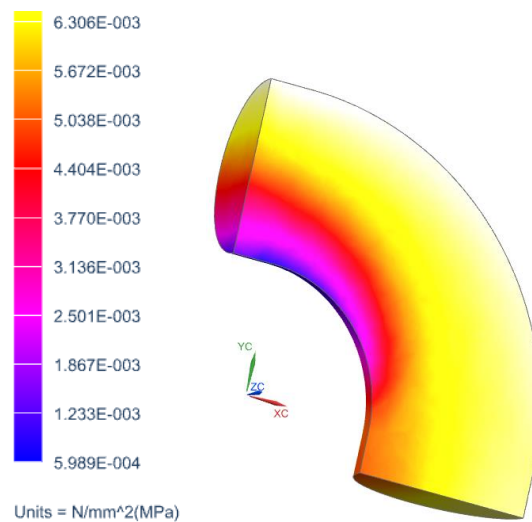
### Element Rádus s kruhovým průřezem

Prvek rádus s kruhovým průřezem byl podroben rozboru. Pro numerickou simulaci prvku byly využity softwary NX a ANSYS. Okrajové podmínky jsou uvedeny v tabulce. Pro řešení byl zvolen turbulentní model k-epsilon. Byly identifikované tlakové ztráty pro různé vstupní parametry.

Z tabulky je zřejmá nepřesnost předchozího makro modelu a zlepšení přesnosti po zavedení nového modelku pro nástroj DuctDesigner.

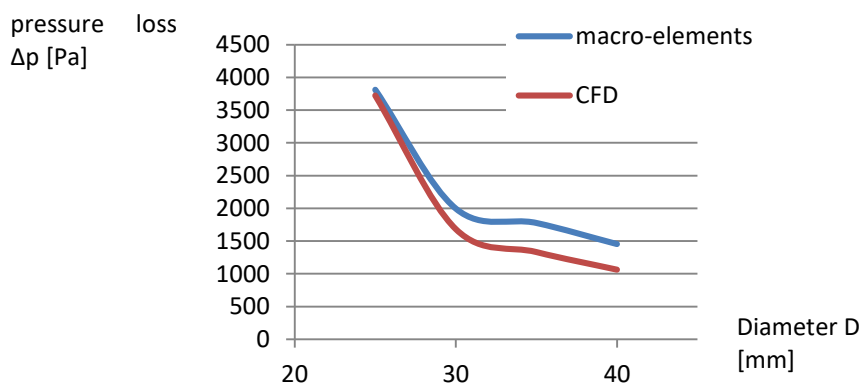
Tabulka 2 Výsledky simulace a makro-modelu

řešič	Průřez	Průměr [mm]	Rádus [mm]	Flow [m <sup>3</sup> /s]	Tlaková ztráta [Pa]
NX10	kruhový	20	50	0,001	<b>920</b>
ANSYS	kruhový	20	50	0,001	<b>981</b>
DD	kruhový	20	50	0,001	<b>6950</b>
DD nový tvar	kruhový	20	50	0,001	<b>720</b>



Obrázek 26 CFD simulace prvku (NX10)

Níže uvedená grafika průběhu tlakové ztráty v závislosti na průměru kanálu ukazuje dobrou shodu výsledného makro modelu a simulace proudění CFD.



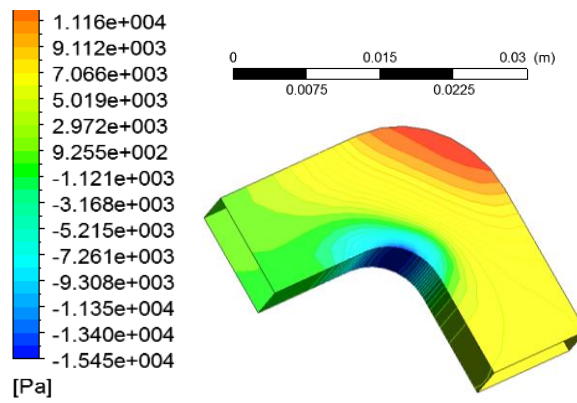
Obrázek 27 Comparing of CFD and macro-model calculation

### Element Rádus s obdélníkovým průřezem

Podobně jako pro předchozí prvek, byl podroben rozboru prvek Rádus s obdélníkovým průřezem. Opět byly zjištěny významné odchylky. Byl sestaven nový algoritmus výpočtu makro-modelu.

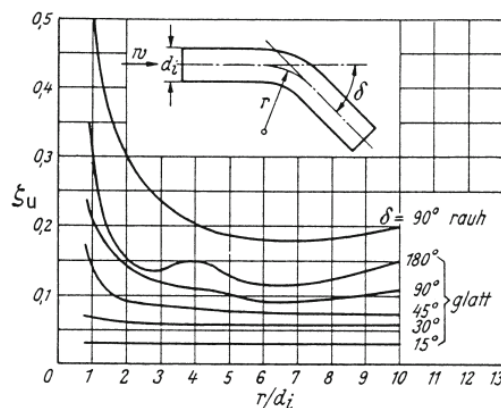
Tabulka 3 Elbow analyse results before definition of new element

Řešič	Průřez	Rozměr a	Rozměr b	Rádus [mm]	Flow [m <sup>3</sup> /s]	Tlaková ztráta [Pa]
NX10	obdélník	20	10	50	0,001	<b>3976</b>
ANSYS	obdélník	20	10	50	0,001	<b>4513</b>
DD	obdélník	20	10	50	0,001	<b>16200</b>
DD nový	obdélník	20	10	50	0,001	<b>2869</b>



Obrázek 28 Simulation pressure drop of rectangular elbow solved in ANSYS

Problém diference výsledků byl částečně vyřešen dodefinování lépe reprezentujícího elementu. Byl definován element se zaobleným přechodem. Také definice drsnosti a jejího vlivu na tlakovou ztrátu je nutno zakomponovat do výpočtu pomocí makro-elementu. Definice makro-elementu odpovídá prvku s dokonale hladkou stěnou, proto jsou největší rozdíly patrné hlavně u prvku s vyšším poměrem stran, kde se drsnost projeví na turbulentním charakteru proudění a tím i na tlakové ztrátě.



Obrázek 29 CFD simulace Ansys CFX tlaková ztráta pro makro-element kolene s obdélníkovým průřezem, graf pro empirický výpočet tlakové ztráty



## 2.2.5 Implementace výpočtu teplotního pole

Významným krokem v rozvoji nástroje DuctDesigner byla implementace výpočtu teplotních polí. Jsou předpokládány dva scénáře: konstantní teplota na stěně prvku, konstantní tepelný tok. Pak je možné stanovit tepelný tok do kapaliny, teplotu stěny a teplotu chladicí kapaliny.

### Teoretický základ

Stanovené okrajové podmínky: konstantní teplota na stěně kanálu. Pak teplota v kapalině odpovídá:

$$T(x) = T_w + \exp\left(-\frac{U \cdot x \cdot R_{th}}{c_p \cdot \dot{m}}\right) \cdot (T_{in} - T_w) \quad (56)$$

$$Q_w = (T(L) - T_{in}) \cdot c_p \cdot \dot{m} \quad (57)$$

$T_w$  – teplota stěny  
 $T_{in}$  – vstupní teplota  
 $\dot{Q}_w$  – tepelný tok  
 $U$  – délka válcové stěny  
 $R_{th}$  – teplotní rezistence mezi stěnou a kapalinou  
 $c_p$  – tepelná kapacita kapaliny  
 $\dot{m}$  – hmotnostní průtok  
 $L$  – délka elementu

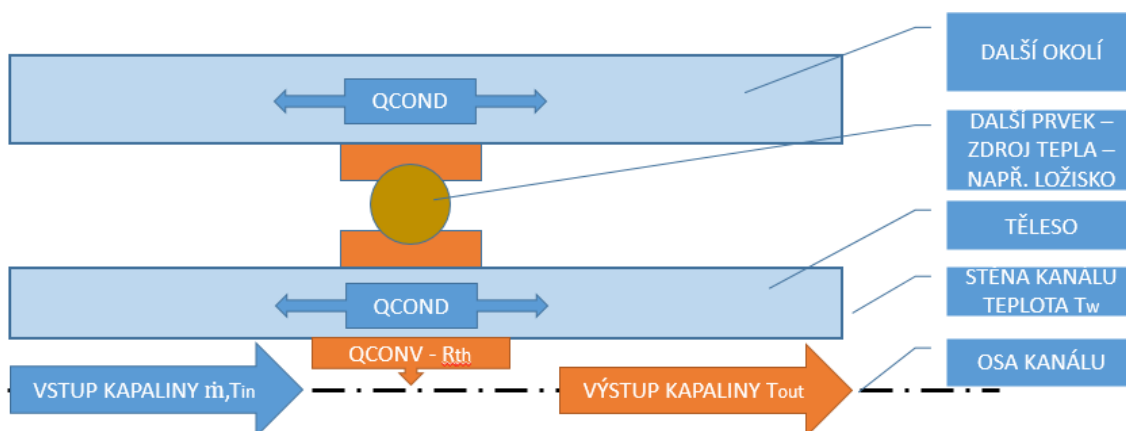
Pro konstantní tepelný tok, pak teplota stěny je:

$$T(x) = T_{in} + \frac{\dot{Q}_w \cdot x}{c_p \cdot \dot{m} \cdot L} \quad (58)$$

$$T_w = T_{in} + \dot{Q}_w \cdot \left(\frac{1}{R_{th}} + \frac{1}{2 \cdot c_p \cdot \dot{m}}\right) \quad (59)$$

Teplotní rezistence mezi stěnou a kapalinou závisí na vedení tepla ve stěně, ploše stěny a koeficienty přestupu tepla:

$$R_{th} = \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{\alpha \cdot A}\right)^{-1} \quad (60)$$



Obrázek 30 Schéma implementace výpočtu teploty

## Vedení tepla stěnou

Pro vedení tepla, resp. teplotní resistenci rovné stěny platí:

$$R_w = A \cdot \frac{\lambda}{\delta} \quad (61)$$

$\delta$  – síla stěny

$\lambda$  – teplotní vodivost stěny

$A$  – plocha stěny

Pro vedení válcovou stěnou platí [41]:

$$R_w = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \frac{\lambda}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (62)$$

$r_{out}$  – vnější rádius

$r_{in}$  – vnitřní rádius

Do výpočtového prostředí DuctDesigner byly implementovány závislosti pro přenos tepla. Byly vybrány prvky, u nichž je pravděpodobný vysoký přenos tepla do kapaliny, resp. jsou na přenos přímo navrženy. Jedná o navržení výpočtu přenosu tepla, s navržením funkčních koeficientů, které zohledňují tvar kanálu, tloušťku stěny atd.

## Příčemž platí:

Teplo odváděné kondukcí:

$$\dot{Q}_{COND} = A \frac{\lambda}{\delta} (T_{\infty} - T_W) \quad (63)$$

Teplo odváděné konvekcí:

$$\dot{Q}_{CONV} = \alpha S_{ch} (T_W - T_{LIQ}) \quad (64)$$

Teplo odváděné v kapalině:

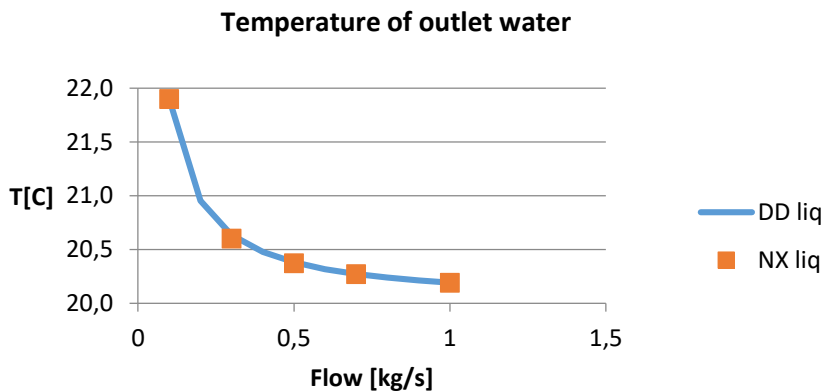
$$\dot{Q}_{LIQ} = \dot{m} c_p (T_{Lout} - T_{Lin}) \quad (65)$$

Výše uvedené vztahy popisují přenos tepla ze zdroje tepla ke kanálům s proudící chladicí kapalinou. Ve výpočtovém schématu musí být také zohledněny jevy jako teplotní rezistence na styku ploch, tvar součástí a to vše při zachování nízkého počtu zadávaných parametrů.

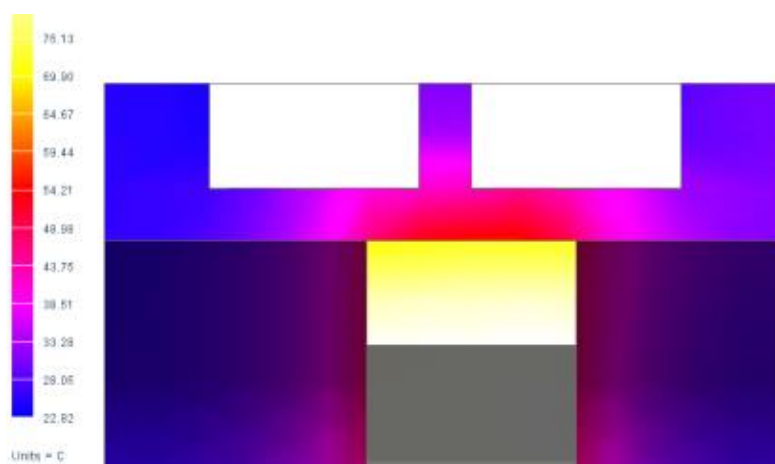
## Obtok ložiska

Prvek je navržen pro chlazení radiálního, příp. radiálně-axiálního ložiska. Toto ložisko je silně namáhanou součástí a je velkým zdrojem tepla. Tepelná energie přestupuje vnitřní stěnou, je vedena ke stěně kanálu a konvekcí odváděna kapalinou.

Při srovnání výstupních teplot kapaliny, lze z porovnání vidět, že makro-model odpovídá CFD simulaci v relevantní přesnosti, viz Obrázek 31.



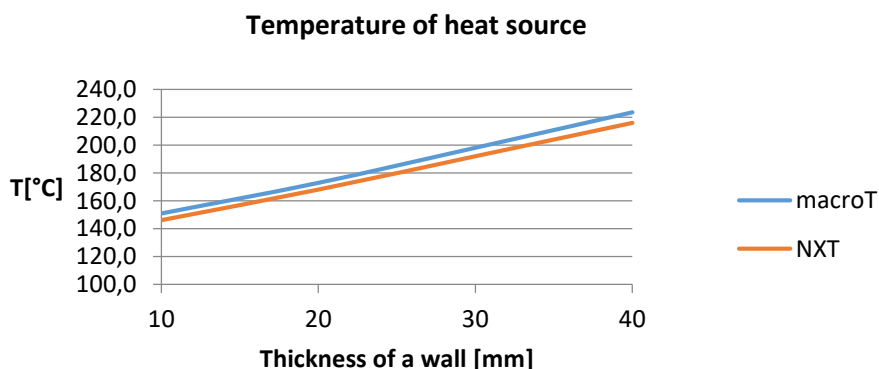
Obrázek 31 Výstupní teplota kapaliny – porovnání CFD a macro-model



Obrázek 32 Řez chlazením ložiska - CFD - NX10

### Přímý chladič kanál

Tento makro-element představuje obecnou součást pro chlazení. V grafu je vidět srovnání vypočtených teplot CFD simulací a empirickým výpočtem macro-elementu v závislosti na tloušťce stěny.



Obrázek 33 Teplota tělesa se zdrojem tepla v závislosti na tloušťce stěny

## DuctDesigner - příklad využití výpočtu makro-elementů

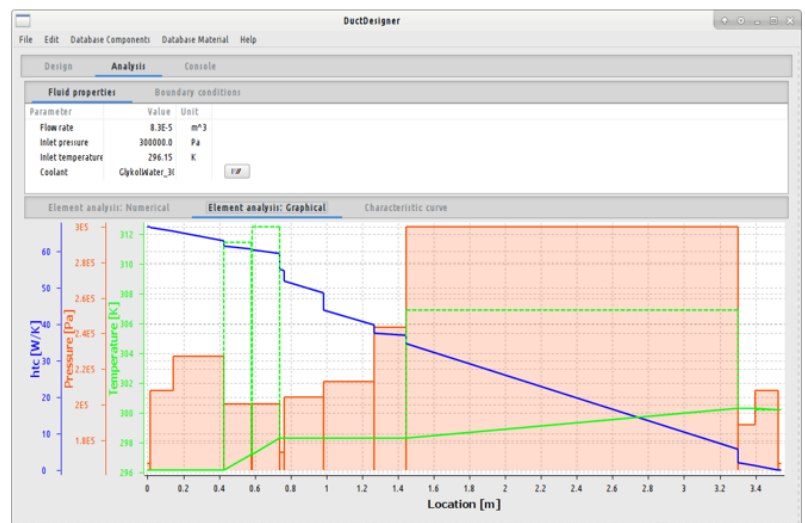
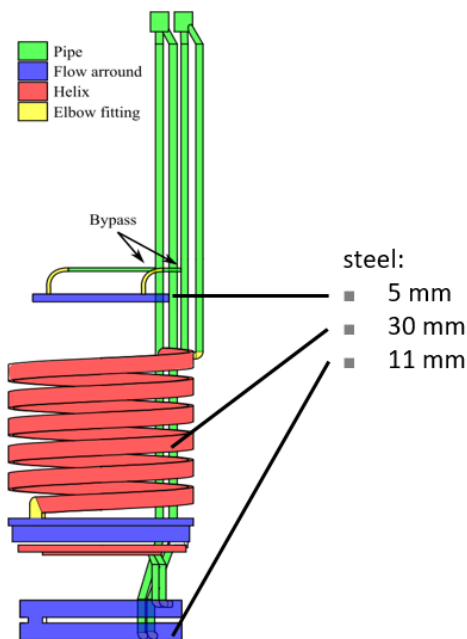
Jako příklad metody výpočtu pomocí makro-elementů je uveden nástroj DuctDesigner. Na obrázku je vidět rozčlenění chladicího okruhu vřetene na jednotlivé makro-elementy. Vpravo je vidět výstupní interface programu DuctDesigner. Na grafickém výstupu pak lze vidět tlakové ztráty a teploty. Následující diagram naznačuje začlenění do konstrukčního procesu. CFD výpočet tedy v procesu zůstává, ale v první fázi vývoje jsou výpočty provedeny efektivnější metodou makro-elementů. Konečný návrh je ověřen CFD výpočtem.

Tabulka 4 Srovnání metod

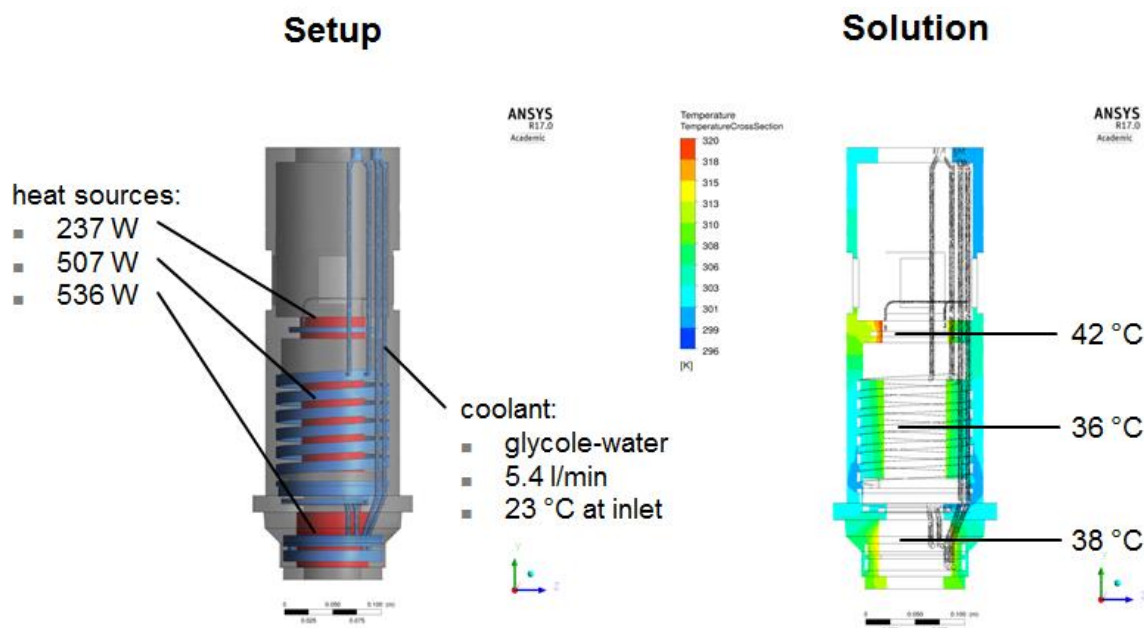
	Prepare time Čas přípravy	Comp. Time Výpočtový čas	Temp. Comp. Výpočet teplot	Result deviation Odchylky výsledek	Costs Náklady výpočtu
CFD	1hour	>600s	yes	<5%	High
Macro-model	1/2hour	<1s	no	<20%	Low

## Výpočet teplotních polí elektro-vřetene

Inovovaný výpočtový nástroj byl použit na výpočet chlazení elektro-vřetene podle následujícího schématu. Na obrázku níže, lze vidět konfiguraci výpočtu a řešení úlohy v CFX Ansys. V tabulce jsou k dispozici výsledky CFD simulace a výpočtu na bázi makro-elementů. Výsledky jsou téměř totožné, což vypovídá o dobré přesnosti empirického výpočtu.



Obrázek 34 Definice chladicího okruhu v sw DuctDesigner



Obrázek 35 Konfigurace výpočtu (vlevo) a řešení CFD Ansys (vpravo)

Tabulka 5 Srovnání výsledku CFD a DuctDesigner

	CFX	Makro-element	Experiment
Bearing back	42 °C	42 °C	-
Coil	36 °C	34 °C	-
Bearing front	38 °C	37 °C	-

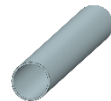
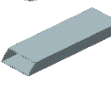
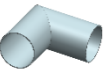
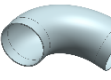


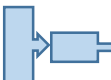
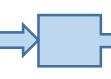

### Závěr analýzy makro-elementů

Modely jednotlivých elementů byly ověřeny a byly přidány nové modely, které popisují simulované stavy s vyšší přesností (např. rozšíření o prvek kolene se zaoblenými přechodem, a zavedení definice drsnosti do každého elementu). Také bylo zjištěno, že základní nastavení řešiče NX10 a Ansys se liší a výsledky simulací neshodují řádově do 30ti procent. Oba řešiče generují síť media jiným způsobem. Pro porovnání výsledku je pak nutné pracovat nejen se stejnými okrajovými podmínkami, ale také se stejně generovanými sítěmi, což není vždy 100% dosažitelné. Výsledky nabývají na jistotě, jsou-li ověřeny experimentem.

Během testování definic makro-modelu bylo zaznamenáno několik odchylek mezi CFD řešením NX, ANSYS a výpočtem makro-modelu. Tyto odchylky byly prověřeny. Nepřesnosti ve výpočtech CFD jsou způsobovány především jakostí sítě. Výsledky taktéž ovlivňují okrajové podmínky stanovené na površích obtékaných těles, hlavně drsnosti stěn.

## Prvky - makroelementy

Tabulka 6 Prvky makroelementů

Element	Section	Parameters	Illustration
Pipe	circle	diameter, length, wall roughness	
Channel	circle/rectangle	diameter/rect-angular dimension, wall roughness, length	
Elbow	circle/rect-angular	diameter/rect-angular dimension	
Elbow radius <b>new</b>	circle/rect-angular	diameter/rect-angular dimension, wall roughness, radius	
Helix	circle/rect-angular	diameter/rect-angular dimension, length, pitch	
Flow around	circle/rect-angular	diameter/rect-angular dimension, radius	
Fitting	circle/rect-angular	diameter/rect-angular dimension	
Element with property	custom property	custom property	
Bypass	circle/rect-angular	Bypass of a flow-	

### Aplikace v metodice výpočtu pro stroje typu HCW

Metodika výpočtu pomocí makroelementů byla aplikována na některé uzly obráběcího stroje typu HCW. V předešlé kapitole byl simulován průtok chladicího oleje labyrintem v tělese finálního převodu. Přes komentovanou odchylku výpočtu lze konstatovat, že metodika splňuje očekávání, tzn., poskytuje rychlý konstrukční výpočet s minimálními požadavky na znalost výpočtů CFD. Další příjmovou možností aplikace je kalkulace chladicího kanálu ložisek v uložení vřetene. V případě rozšíření a definice nových specializovaných elementů lze kalkulovat další části a celky. Touto možností se zabývá kapitola 4.2.2.

## 2.3 Simulace teplotních jevů – FEA a CFD

### 2.3.1 Úvod

Termo-mechanické jevy v komplikovaných součástech jsou často vhodnými tématy pro simulace CFD/FEM. Při řešení je nutné sestavit FEM modely řešených součástí a simulovat jejich zatěžování. Teplotní simulace je nutno podkládat a ověřovat měřením. Odchytky při nesprávné definici modelu mohou být zásadní. To je způsobováno hlavně množstvím neznámých koeficientů, které nelze jednoduše tabelovat, nejen protože jsou jejich rozsahy hodnot veliké. Po verifikaci výsledků je možno navrhnout řešení komplexního problému. Jednoduché příklady jsou řešeny experimentálně. Zároveň jsou řešeny v CAE sw. Porovnáním řešení můžeme výsledky buď potvrdit, nebo navrhnout změny koeficientů a dalších okrajových podmínek. Na následujících stránkách je popsána tvorba sítí pro analýzu, určování okrajových podmínek a nakonec i porovnání s experimentem s následným navržením úprav. Experimenty jsou prováděny na jednoduchých příkladech přestupu tepla. Jsou měřeny teploty termočlánky a termo-kamerou. Simulace jsou prováděny v software Siemens NX10, s podporovanými řešiči Nastran, MAYA, NX Multiphysics. Stavba simulace v bodech:

- Úprava, zjednodušení modelu
- Vytvoření sítě
- Definice děje
- Definice okrajových podmínek
- Výpočet
- Vyhodnocení simulace

### 2.3.2 Prvky MKP sítě

Simulace proudění mají oproti strukturálním výpočtům svá specifika. Výraznějším rozdílem je vysoký vliv kvality sítě na konečný výsledek simulací. Jedná-li se o síťování tuhého tělesa pro simulaci vedení tepla, není vliv tak výrazný, jako u sítě pro proudící média. Zejména v mezních vrstvách proudících kapalin je kvalita sítě velmi významným činitelem. Právě rozdíly mezi laminárním a turbulentním prouděním ovlivňují např. koeficienty přestupu tepla, tlakovou ztrátu v kanálech atd.

#### Prvky sítě

Prakticky nejjednodušší sítí pro teplotní simulaci je podobně jako pro strukturální úlohy 3D tetragonální síť. Pro členité prvky jako např. níže uvedený chladič, je přijatelnou volbou. Jelikož se jedná o malou součást, nejsou vyšší výpočetní nároky výrazným problémem. Je-li model upraven pro výpočet, lze zvolit velikost prvku tak, abychom se vyhnuli chybným elementům a zároveň byl počet elementů optimální. Vhodnější variantou sítě pro výpočet je 3D tažená síť tvořená pravidelnými hranoly. Síť je stabilnější pro výpočet. Podstatným omezením je pochopitelně tvar síťované součásti. Pro zkrácení výpočtového času je také možné použít sítě 2D. Na následujícím obrázku v aplikaci na plášť nádoby. V těchto případech lze používat i poměrně velké rozměry elementů (60mm). Nevýhodou jsou omezené výsledky na síle materiálu. Řešíme-li hlavně prostup tepla materiálem, stěnou, volíme 3D. Pro simulaci proudění je pochopitelně nutné připravit síť proudícího média. Jedná se tedy o 3D síť média vyplňujícího prostor okolo tělesa nebo, prostor v nádobě či trubce. Pro jednoduché úlohy s nižšími detaily, nízkými rychlostmi ( $w < 300 \text{ m/s}$ ) a nízkými teplotními diferencemi nejsou nároky na kvalitu sítě velké. Jedná-li se o příklady s vysokými rychlostmi (nadzvukové proudění) a teplotními skoky, je naopak kvalita a jemnost sítě velmi významná. S těmito požadavky roste také náročnost na

výpočetní výkon. Vliv mezních vrstev je popsán níže. Obecně je pak kvalita výsledků simulace proudění velmi závislá na výpočetní síti.

### Řešiče úloh

Pro výpočet je zásadní volba řešiče úlohy. NX10 nabízí dle konfigurace několik řešičů. V dostupné konfiguraci jsou k dispozici řešiče Nastran, MAYA a nově také prostředí NX Multiphysics. Druhý zmiňovaný v konfiguraci pro výpočet Thermal nebo Thermal/Flow.

První možností výpočtu sdílení tepla v prostředí NX je využití řešiče Nastran. Tento výpočet nabízí základní nastavení sdílení mezi tělesy, radiace i konvekce. Druhá možnost je využití prostředí NX Thermal-Flow. Na výběr je řešení s ohledem na proudění a řešení bez výpočtu proudících médií. Nejprve bude využita možnost bez výpočtu proudění. Oproti výpočtu s podporou Nastran jsou k dispozici podrobnější definice okrajových podmínek. Řešič úloh pochází od firmy MAYA. Poslední popsanou možností je řešení sdružené úlohy proudění a sdílení tepla. Prostor obsahuje rozšířené možnosti. Rozdílem je hlavně stanovení okrajových podmínek pro simulované médium. Pochopitelně i zde můžeme volit mezi transienční úlohou a výpočtem ustáleného stavu.

### Obecné okrajové podmínky pro definici teplotní úlohy bez výpočtu proudění

#### Konduktance

- Definováno materiálem součásti

#### Radiace

- Podmínka odvodu energie do okolí radiací
- Definováno efektivní emisivitou

#### Konvekce

- Určeno okolními podmínkami (odvozeno výpočtem proudění nebo empiricky zadáno)

#### Podmínka styku ploch

- Styk dvou ploch s definovaným odporem

#### Tepelný příkon v součásti

- Tepelný výkon definujeme jako příkon na plochu nebo na objem tělesa
- Součástí konfigurace příkonu je pochopitelně možnost variování hodnot např. polem, funkcí atd.

### Ustálený stav a transienční úlohy

Základní nastavení typu úlohy určuje její výpočet v závislosti na čase. Volíme mezi možností výpočtu ustáleného stavu a transienční úlohou. Výpočet ustáleného stavu končí v momentě, kdy se ustálí teploty, tepelné příkony a ztráty se vyrovnají. Úloha prakticky není časově závislá, nezáleží, kdy k takovému stavu dojde. Výpočtem transienční úlohy získáváme údaje o průběhu teplot a dalších hodnot v závislosti na čase. Výpočet podává jasnější přehled o ději v průběhu času. Je ovšem náročnější na výpočetní výkon, resp. výpočetní čas. Transienční úloha může též dosáhnout ustáleného stavu. Buď přímým požadavkem na výpočet do ustáleného stavu, nebo zkrátka výsledky dokáží ustálení v určitém čase. Rychlé děje, úlohy s proměnnými tepelnými výkony nebo úlohy vyžadovanými průběhy teplot v čase jsou tedy řešeny pomocí transienčního výpočtu. Úlohy s dlouhými časy děje, úlohy výpočtu rozložení teplot při znalosti okrajových teplot je možné řešit v časově nezávislém výpočtu ustáleného stavu.



### 2.3.3 CFD a mechanické systémy

Využití simulace proudění CFD ve výpočtech mechanických systémů není samozřejmostí. Náročnost přípravy výpočtu i výpočtový čas ne vždy korespondují s žádanými výsledky. Pro analýzu mechanických systémů nebývá zkoumání souvisejících tekutin prioritou. Výjimečně je třeba provádět výpočty chladicí kapacity výměníků tepla/ chladičů. Využitím vhodné metodiky CFD lze získat využitelné výsledky za adekvátní vložené prostředky.

#### Obecné okrajové podmínky pro definici sdružené teplotní úlohy a proudění

##### Konduktance

- Definováno materiálem součásti

##### Radiace

- Podmínka odvodu energie do okolí radiací
- Definováno efektivní emisivitou

##### Konvekce

- odvozeno výpočtem proudění

##### Podmínka styku ploch

- Styk dvou ploch s definovaným odporem

##### Tepelný příkon v součásti nebo v proudění

- Tepelný výkon definujeme jako příkon na plochu nebo na objem tělesa
- Součástí konfigurace příkonu je pochopitelně možnost variování hodnot např. polem, funkcí atd.

##### Vstup/ výstup média

- objemový (hmotnostní) průtok, měrná teplotní kapacita, viskozita

##### Vnější ovlivnění média

- Tlak, rychlost, hmotnostní tok

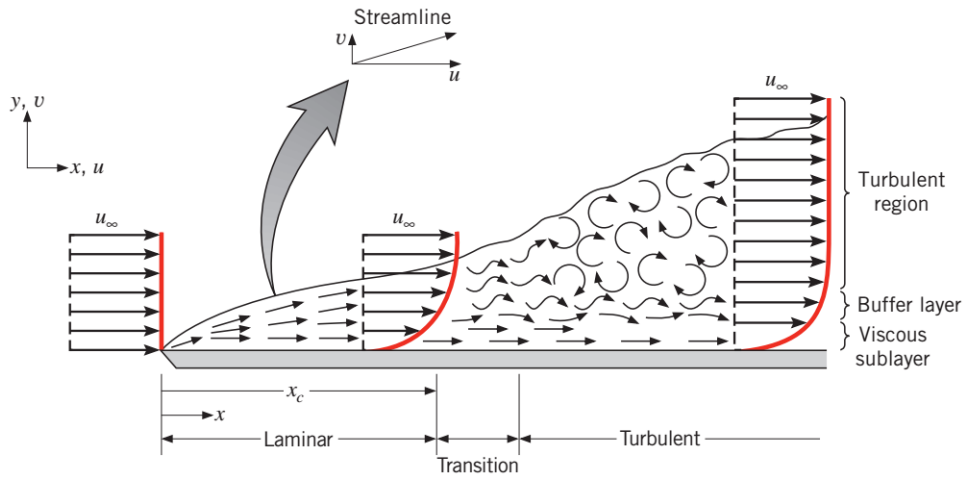
#### Sít' mezní vrstvy

Modelování proudícího média a modelování přestupů tepla v médiu je kriticky závislé na popisu mezních vrstev. V krajních vrstvách kapalin můžeme identifikovat druhy chování kapaliny, na nichž závisí mechanické a termomechanické vlastnosti proudění. Proto je sít' a kvalita sítě v těchto oblastech zásadní pro přesnost výsledků [42].

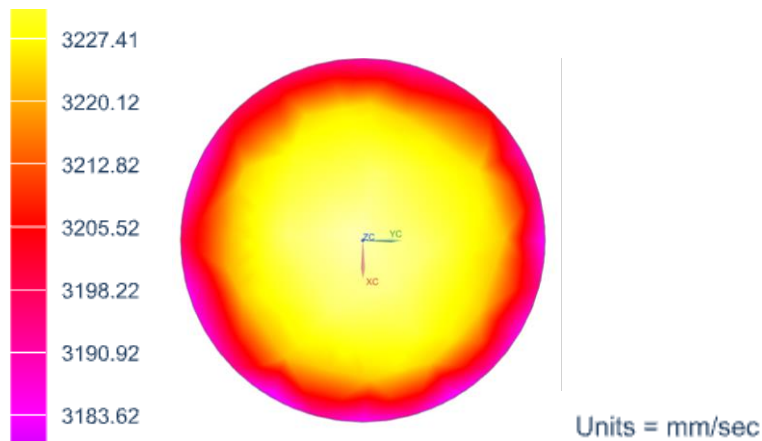
#### Laminární a turbulentní proudění

Vývoj okrajové vrstvy v proudící tekutině je zobrazen na Obrázek 36, který je k dispozici níže. V laminární vrstvě dochází k upořádanému pohybu částic, je možné identifikovat proudnice, po kterých se pohybují. V plně rozvinutém turbulentním proudění je pohyb částí vysoce chaotický a náhodný.

Pohyb částic v turbulentním proudění je silně neuspořádaný. Částice se pohybují neuspořádaně všemi směry. Rychlostní profil je ve středu kanálu plochý, krajní vrstvy jsou charakteristický vysokým gradientem klesající rychlosti směrem ke stěně kanálu, viz Obrázek 36 a Obrázek 37. Vysoké rychlostní rozdíly v krajní viskózní vrstvě způsobují vysoké smykové tření ve vrstvách a tím i vysoké tlakové ztráty [43].



Obrázek 36 Vývoj turbulentního a laminárního proudění [43]



Obrázek 37 Turbulentní vrstva generovaná v softwaru NX10 Thermal-Flow, k-ε, drsnost stěny <0.1mm, tekutina – voda

### Stěnová funkce a $Y^+$

Okrajové oblasti sítě pro výpočty proudění jsou charakteristické zjemněním ve směru ke stěně. Zjemnění umožňuje zachytit ostré gradienty rychlostí v okrajových vrstvách. Adekvátní velikost sítě určuje hodnota  $y^+$ . Bezrozměrná stěnová vzdálenost  $y^+$  je definována [44]:

$$y^+ = \frac{\Delta y_P \sqrt{\rho \tau \omega}}{\mu} \quad (66)$$

$\Delta y_p$  – vzdálenost centroidu kontrolního objemu od stěny, lze aproximovat jako vzdálenost prvního uzlu od stěny.

$\rho$  – hustota

$\mu$  – dynamická viskozita

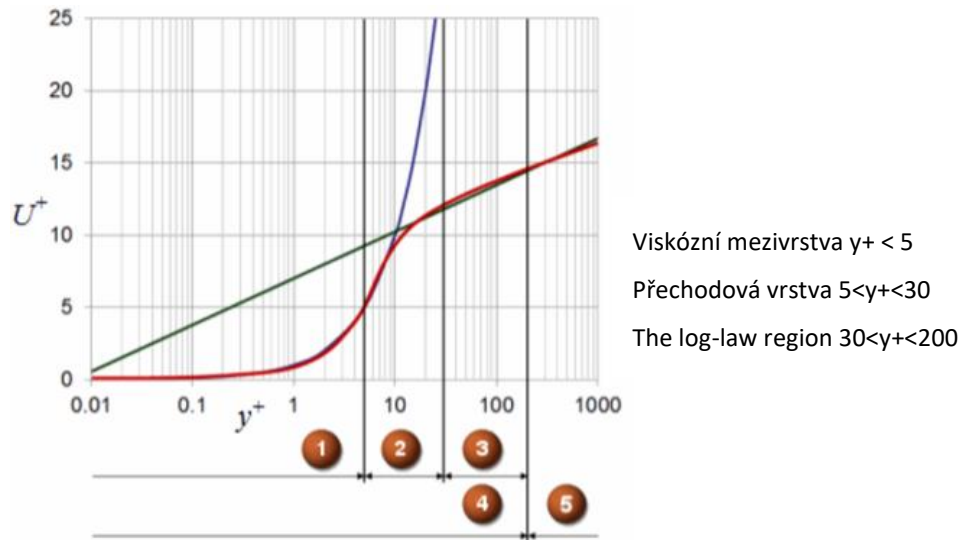
$\tau$  – smykové napětí

lze také interpretovat jako lokální Reynoldsovo číslo [42]:

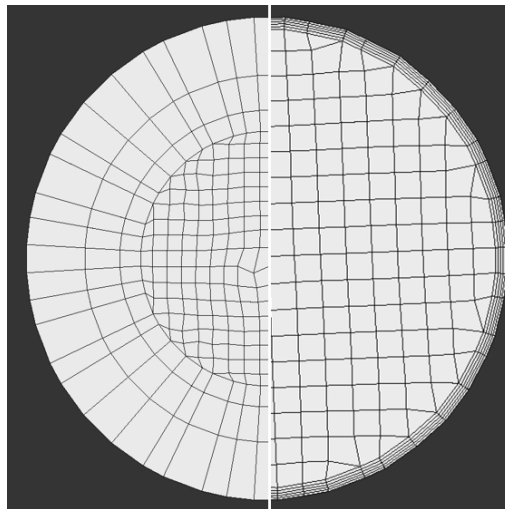
$$y^+ = \frac{y_P u_r}{\mu} \quad (67)$$

$u_r$  – třecí rychlost

Stěnová funkce popisuje rychlost proudění jako funkci vzdálenosti od blízké stěny v turbulentní okrajové oblasti. Použitím této funkce určujeme přibližné rychlosti ve vrstvě bez vysokých nároků na kvalitu sítě v oblasti krajních vrstev. Lze tak dosáhnout relevantních výsledků bez výpočetně náročnějších modelů  $k-\omega$  SST, s hrubší sítí (v mezní vrstvě pro  $y^+ > 30$ ).



Obrázek 38 Rychlost v turbulentní okrajové vrstvě



Obrázek 39 Sít' pro kruhový kanál, vlevo pro použití stěnové funkce ( $y^+ \approx 30$ ), vpravo pro plné vykreslení ( $y^+ \approx 1$ ), [42]

### 2.3.4 Metodika modelování detailních jevů

Pro identifikaci detailních jevů v mechanických systémech bylo přistoupeno k analýze jednotlivých prvků. Tyto jednotlivé výsledky pak bude možné implementovat do komplexního celku.

#### Metodika definice generování tepla v kuličkovém ložisku

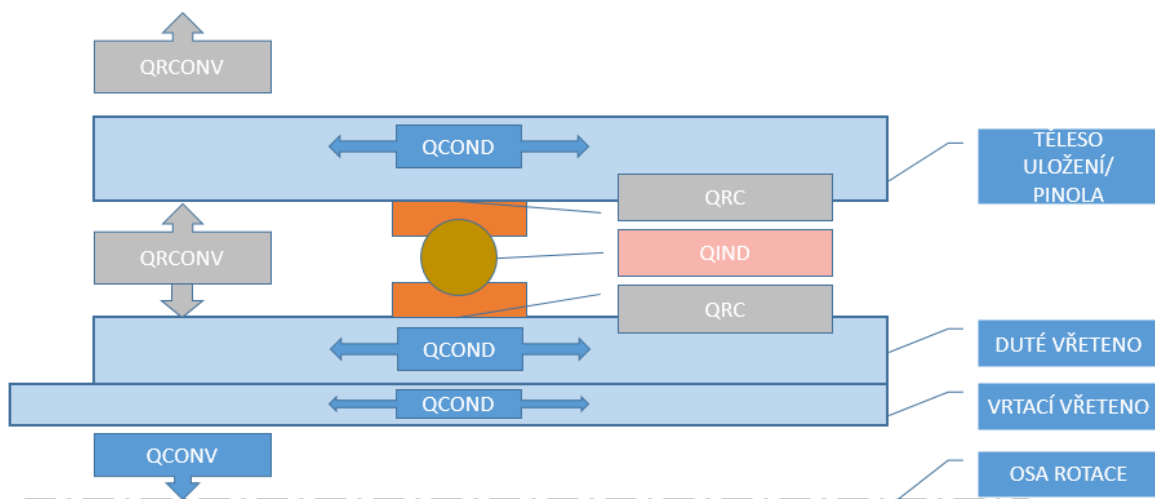
Definování tepelného zdroje ložiska není triviální úkol a je řešen mnoha studii [38] [45]. Pro účely simulování tepelného zdroje ložiska lze přistoupit k problému v několika stupních v závislosti na míře podrobnosti.

Zdroje tepelné energie vznikající valivým třením elementů ložiska a viskózními ztrátami v mazivu lze definovat jednoduše dle vztahů uvedených v kapitole 1.3.2. Kromě vyvíjení tepla dochází v ložisku také k chlazení a to v případě mazání olejovou mlhou či průtokem oleje. V případě mazání olejovou mlhou dochází k ochlazení nejen tepelnou kapacitou oleje a vzduchu, ale i expanzí vzduchu, čímž se zabývají následující kapitoly.

##### Matematický model

Bez ohledu na mechanismus indukce tepla v ložisku je vznikající teplo soustředěno ve valivých elementech a z nich je odváděno valivými drahami do kroužků ložiska. Valivé elementy i kroužky ložiska jsou chlazeny proudícím mazivem, dle způsobu mazání. Kroužky v místě styku s navazujícími tělesy předávají teplo do těchto těles dle mechanismu přenosu tepla v kontaktu ploch popsaného v kapitolách 1.3.3.

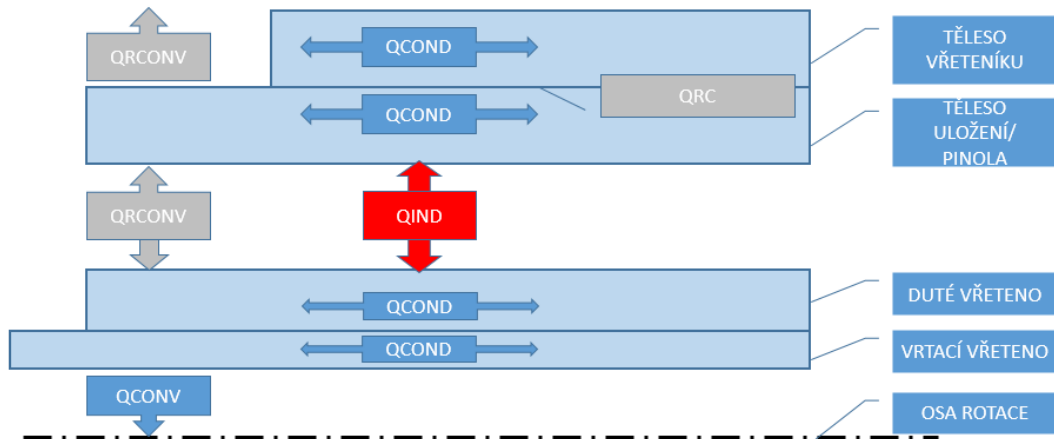
Z výše popsaných poznatků byly odvozeny tři varianty popisu teplotního chování ložiska. Dle detailu popisu je nejhrubším modelem osamocený zdroj tepla působící v místě umístění ložiska o intenzitě  $\dot{Q}$  [W] resp.  $\dot{q}$  [W/m<sup>2</sup>]. Následuje rotovaná geometrie, kde zdroj působí v elementu nahrazujícím ložiskové valivé elementy. Je tak docílena věrnější distribuce tepla do kroužků. Nejpřesnější simulace popisuje rotaci ložiska včetně valivých elementů. Společným znakem modelů je definice indukovaného tepla, odvozená empiricky, viz kapitola 1.3.2.



Obrázek 40 Schéma výměny tepla v uložení ložiska

### Okrajová podmínka bez prvku solidu – osamocený zdroj tepla

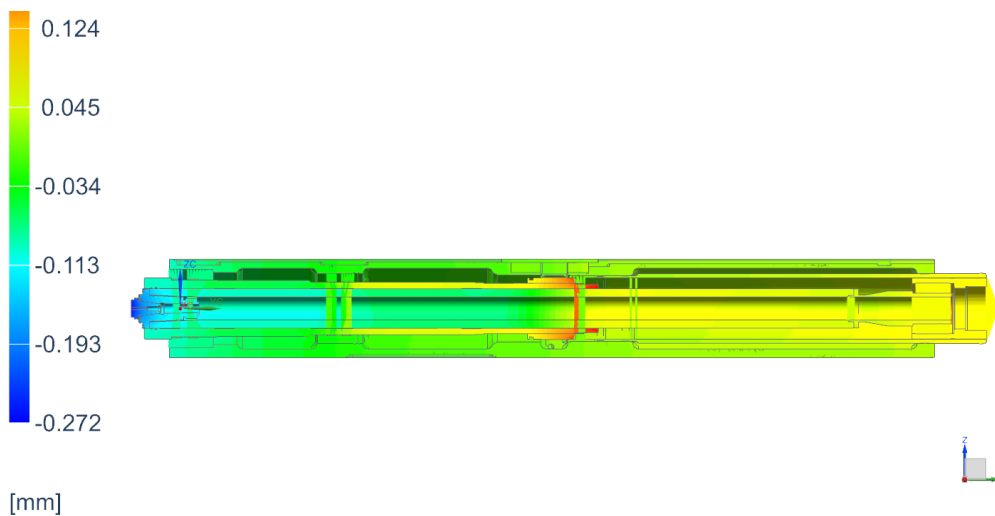
Nejjednodušší variantou je umístění předem definovaného zdroje tepla na stykovou plochu uložení ložiska. Tepelný výkon lze empiricky vyčíslit dle již zmíněných vztahů. Tepelnou zátěž je možné moderovat v závislosti na čase. Není možné ovšem kalkulovat s tepelnými odpory na styku plochy kroužku a uložení (resp. plochy vnitřního kroužku a hřídele). S tímto také souvisí zanedbání nesouměrného rozdělení odváděného tepla mezi hřídel a uložení. Chlazení ložiska lze započítat odečtem ze zadávaného tepelného zdroje.



Obrázek 41 Schéma teplotního zatížení v místě ložiska samostatným zdrojem

Tabulka 7 Zátěžné stavy ložiska

Revolutions [min-1]	Preload [N]	Heat load / bearing [W]	Set of 2 bearings [W]
1000	3000	164	328
1250	3000	204	408
1500	3000	245	490
1750	3000	286	572
2000	3000	328	656



Obrázek 42 Výsledky simulace deformace v sestavě pinoly

## Těleso nahrazující ložisko

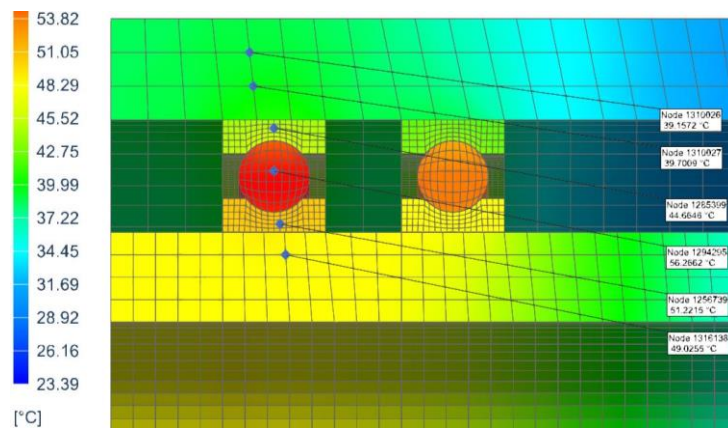
Nahradíme-li tělesa ložiska jedním tělesem, lze kalkulovat systém s definovanými tepelnými přestupy mezi kroužky ložiska a uložení, resp. Hřídelem. Tepelný zdroj je umístěn v celém tělese. Tento přístup má mírnou nuanci výsledků při transienčních úlohách neboť tepelná kapacita je odlišná ve struktuře ložiska (lze kompenzovat nižší hustotou). Vyhodnocovat teplotu ložiska z tohoto modelu není vzhledem k úpravám vhodné.

Vzhledem k rychlostem rotujícího vřeteníkového ložiska horizontálních vyvrtávaček 500-4000/min řešení tepelných přestupů a teplot v jednotlivých polohách ložiska neperspektivní a nepřináší hodnotné výsledky. Předpokládáme axisymetrické teplotní pole.

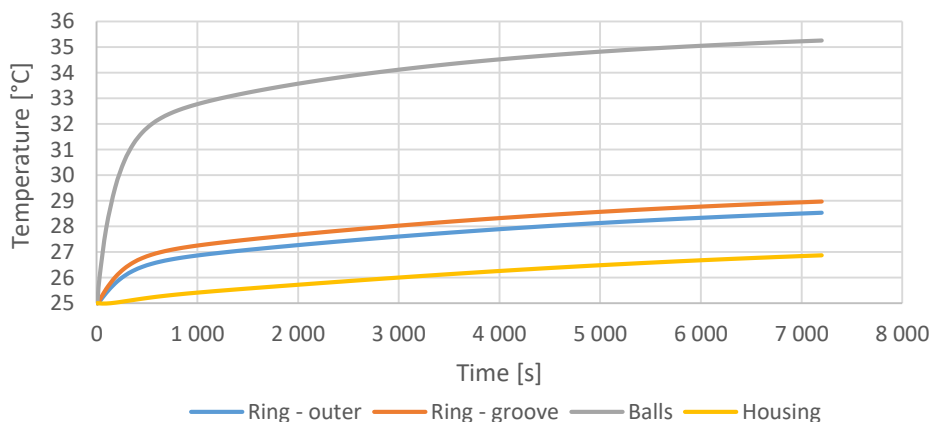
Díky předpokladu axi-symetrie a výpočtu teplotní úlohy, lze provést zjednodušení náhradou taženým profilem kuličky (anuloidem). Pochopitelně styková plocha ložiskových kuliček a kroužků je změna, kterou je nutno redefinovat.

definice:

- kontaktní odpor ve styku ploch  $4 \times (2602\text{mm}^2 + 2536\text{mm}^2)$   $1000\text{W/m}^2\text{K}$
- konvekční chlazení kuliček  $(76608\text{mm}^2)$   $30\text{m/s}$
- zdroj tepla  $160\text{W/ložisko}$  ( $1000/\text{min}$ )



Obrázek 43 Teplotní simulace při náhradě ložiska rotující geometrií



Obrázek 44 Simulace záběhu ložiska s rotující geometrií

## Detailní MKP simulace rotujícího ložiska

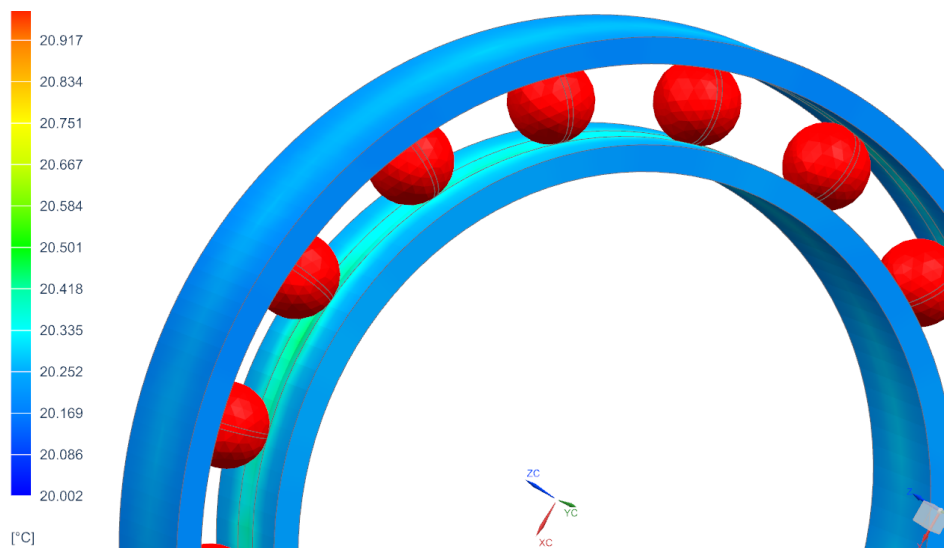
Posledním přístupem je simulace detailní geometrie ložiska. Rotující tělesa ložiska předávají teplo do vnitřního a vnějšího kroužku. V krocích je vyhodnocována teplota.

- simulace n-1000-4000/min
- vývin tepla, pro 1000/min
- $\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu$
- $\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * 3000 * 260 * 1000 * 0,002$
- $\dot{Q} = 163,8W$
- $\dot{Q}_{\text{kulička}} = \frac{163,8}{16}$
- $\dot{Q}_{\text{kulička}} = 10,23W$ 
  - 1600 elementů kulička, 7920 elementů vnitřní kroužek, 10188elementů vnější kroužek

V kontaktních plochách je nutno definovat tlak a součinitel přestupu tepla. Tlak lze předpokládat – Hertzův tlak až 8GP. Součinitel přestupu tepla v kontaktu kuličky a kroužku pak nabývá vysokých hodnot, lze uvažovat až dokonalý přestup, ovšem na velmi malé ploše.

### Výpočet ložiska DLR 360mm

- modely s elementy 3-6mm (kroužky brick 4,5mm; kuličky tet4 5mm)
- otáčky 60/min; artikulace 10°, 2160 kroků
- výpočetní náročnost – pro výpočet 60s záběhu ložiska – cca 60 hodin (Xeon 3,4GHz, 8 jader)

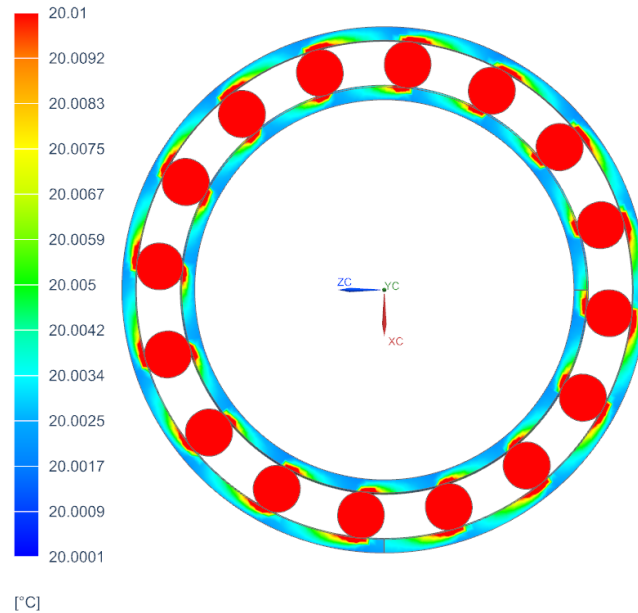


Obrázek 45 Simulace plné geometrie ložiska, t=60s

- konvekce na ložiskových kuličkách, nucená konvekce, 30W/m2K
- čas t=60s, T ložisek 29,4°C, oteplení dráhy cca 20,35°C

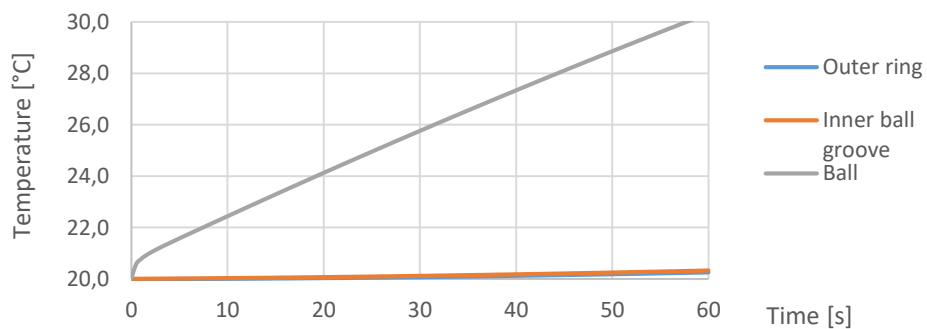
T=60s

- kalkulace konvekce na ložisku: 0,00019041W/mm<sup>2</sup>, plocha kuličky: 3270mm<sup>2</sup>, 9,96W odvod tepla konvekci
- vnitřní kroužek 0,00201W/mm<sup>2</sup>, 10408mm<sup>2</sup>, 20,92W
- vnější kroužek 0,0021W/mm<sup>2</sup>, 10141mm<sup>2</sup>, 21,29W



Obrázek 46 Plná simulace ložiska t=60s

- výsledkem jsou podrobné výsledky oteplení drah v kroužcích ložiska
- přesnější kalkulace konvekčního ochlazení, za předpokladu okrajových podmínek chlazení – u mazání olejovou mlhou obtížně stanovitelné

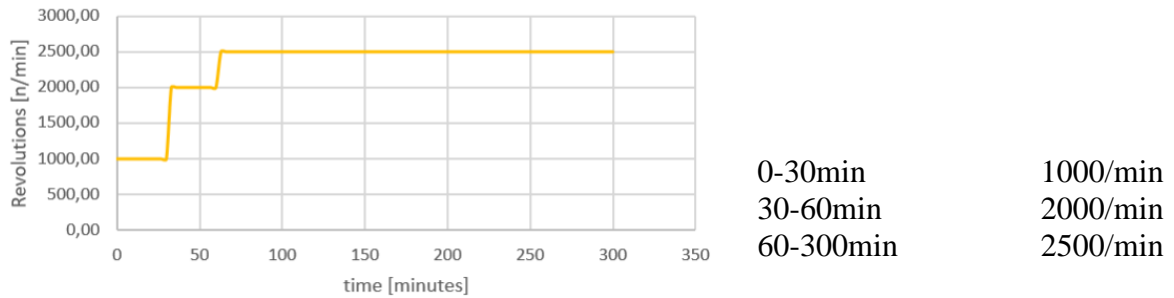


Obrázek 47 Výsledek pro t=60s



## Hodnocení metodiky modelování prvku ložiska - srovnání a měření

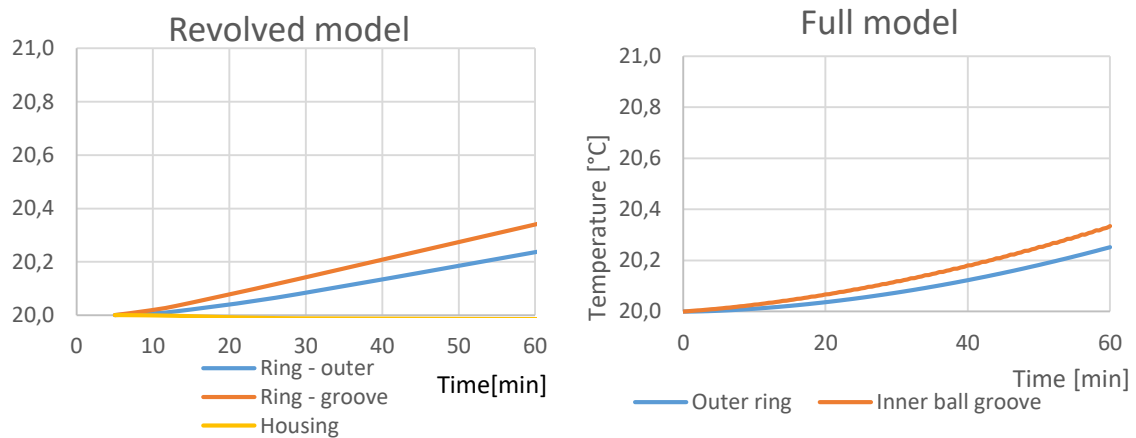
Pro zhodnocení modelů ložiska byl zvolen cyklus odpovídající reálnému provozu ložiska. Tento záběh je definován:



Obrázek 48 Schéma záběhu ložiska

Tabulka 8 Okrajové podmínky pro záběh ložiska

revolutions	preload	Heat load / bearing	Set of 2 bearings
1000	3000	164	328
1250	3000	204	408
1500	3000	245	490
1750	3000	286	572
2000	3000	328	656

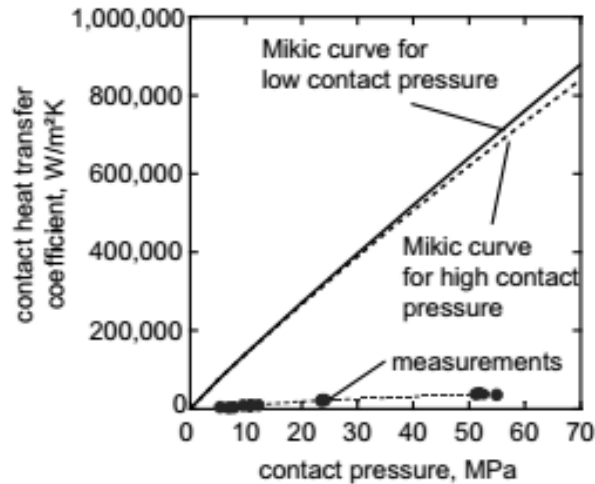


Obrázek 49 Porovnání rotovaného a plného modelu

Výsledky simulace popisují diagramy na Obrázek 49. K porovnání jsou data simulace rotačního modelu ložiska a rotující přesné geometrie. Rotovaný model ložiska poskytuje dostatek detailních výsledků v přiměřeném výpočetním čase. Tento model je pak vhodný do kompozice sestavy pro určení teplotních polí.

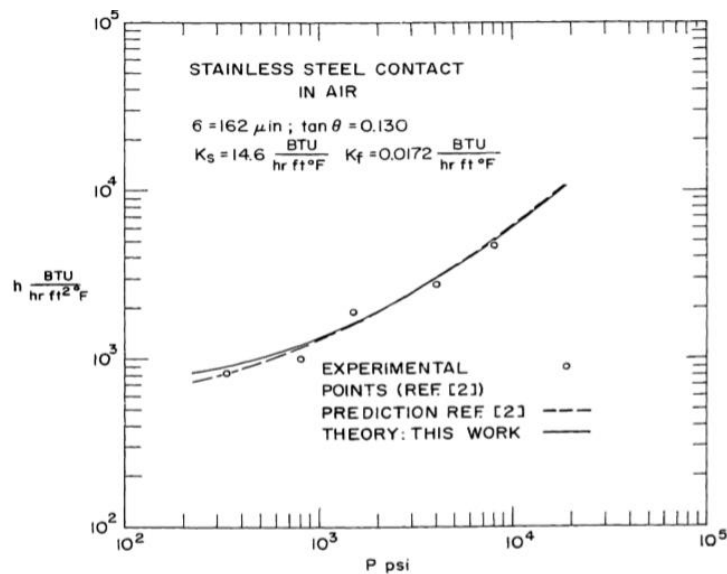
## Metodika stanovení okrajové podmínky na styku ploch

Na základě vyšetření stykových tlaků na stykových plochách ložiska bylo možné odvodit koeficienty přestupu tepla v ložisku. MKP řešení NX Multiphysics neumožňuje numerické odvození koeficientu přestupu tepla na základě strukturálního řešení. V teplotní úloze je tedy zadán koeficient přestupu tepla dle publikovaných studií [46] [47] [48].



Obrázek 50 Koeficient přestupu tepla v závislosti na kontaktním tlaku [49] [46]

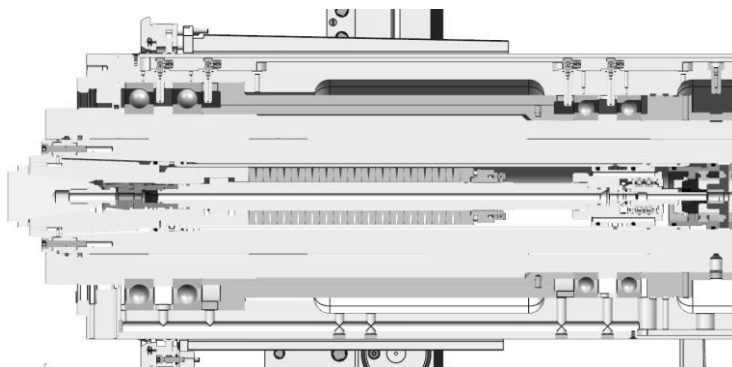
Přestup tepla mezi valivými elementy a kroužky je detail, který přesahuje rámec tématu. Tlaky v ložisku dosahují řádově 8GPa, tzv. Hertzovy tlaky. [50] Při těchto tlacích je přestup tepla téměř bez tepelného odporu, styková plocha je naopak minimální. Právě ve styku těchto ploch však teplo vzniká a je distribuováno do kroužků, valivých elementů a odváděno popsánymi mechanismy do okolí.



Obrázek 51 Přestup tepla v závislosti na kontaktním tlaku při styku nerezové oceli [49]

## Závislost koeficientu přestupu tepla na uložení ložiska

Po zahřátí těles ložiska (vnitřního a vnějšího kroužku) vzniká na rozhraní s tělesem uložení tepelný gradient. Jak již bylo popsáno v kapitole 1.3.3 dochází v těchto plochách k přestupu tepla v závislosti na tlaku a jakosti ploch. Tlaky v těchto místech nejsou extrémní jako v případě vnitřních komponent ložiska. Po identifikaci tlaku v kontaktu ploch viz Obrázek 56, lze pak odvodit předpokládaný přestup tepla z ložiska do tělesa uložení.



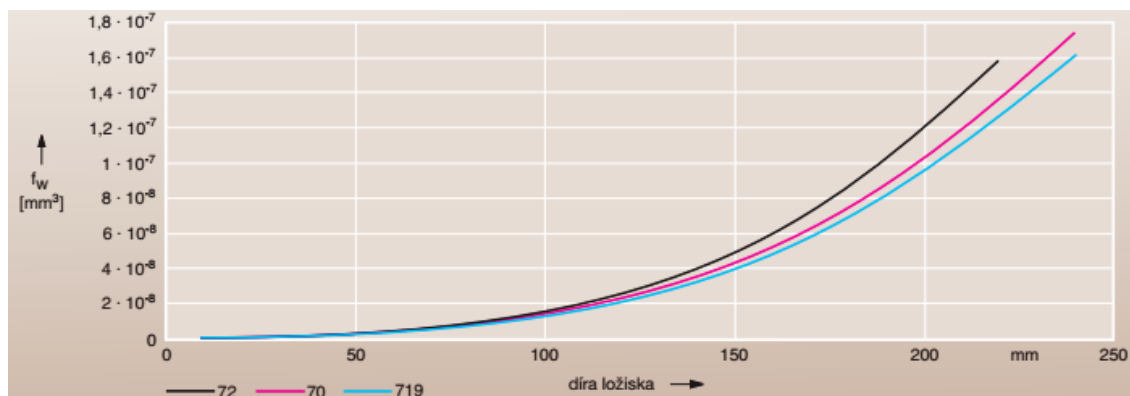
Obrázek 52 Mechanické schéma uložení vřetene

součást	mezní teploty
klec	100 °C
těsnění ložiska	100 °C
maziva	viz kapitola Mazání
kroužky valivých ložisek	150 °C

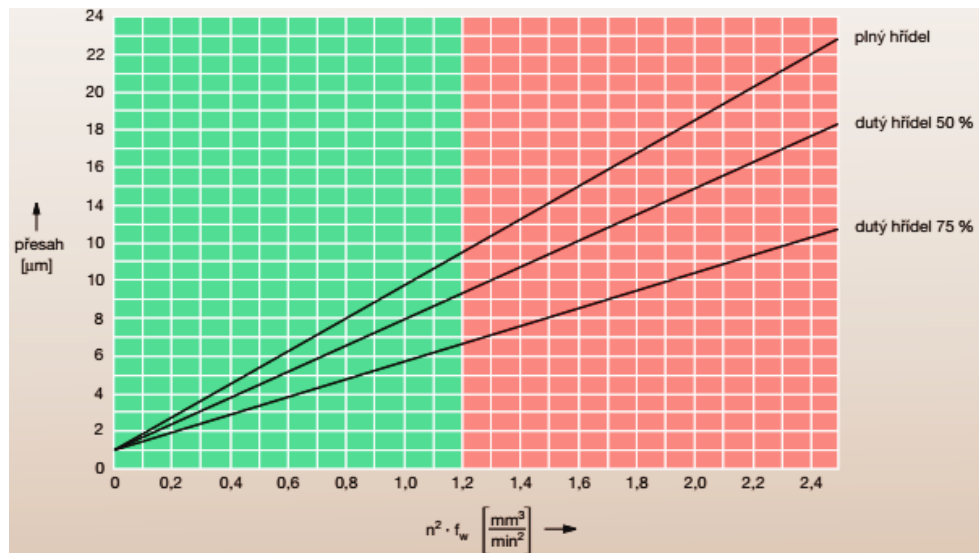
Obrázek 53 Teplotní maxima ložiska definovaná výrobcem [51]

### Zajištění tolerovaného uložení vřetenového ložiska FAG

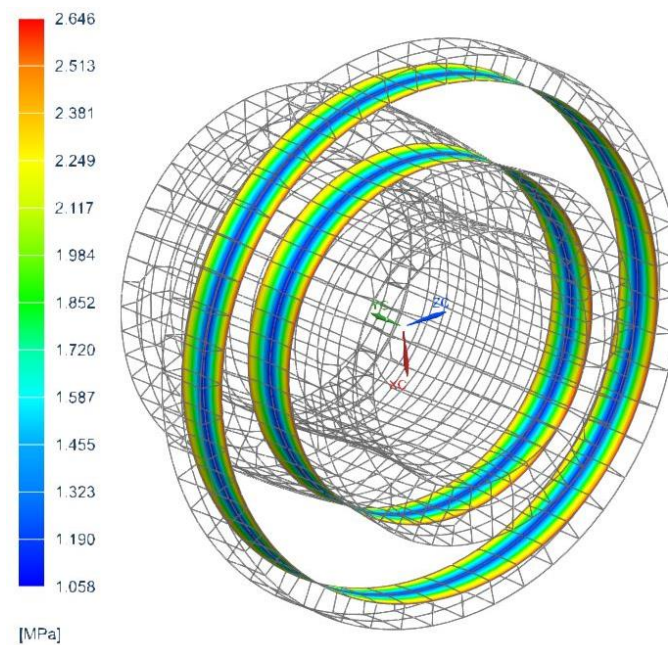
Na základě níže uvedených diagramů se určuje uložení vnitřního kroužku ložiska. Toto uložení udává výsledné tlaky v uložení a zásadně tak ovlivňuje přestup tepla z kroužku do okolních partií.



Obrázek 54 Faktor  $f_w$  pro určení lícování ložiska [51]



Obrázek 55 Přesah hřídele vůči vnitřnímu kroužku v závislosti na otáčkách [51]



Obrázek 56 Rozložení tlaku v uložení ložiska, přesah 10μm

Výsledný průměrný tlak v uložení je 1,99MPa. Lze očekávat koeficient přestupu tepla 5000W/m<sup>2</sup>K dle Mikičovy křivky, resp 6700W/m<sup>2</sup>K dle Fiebergova výzkumu [49].

## Chlazení

Odvod indukovaného tepla ze součástí stroje je realizován obecně chlazením. Chlazením se rozumí přestup tepla do vyšších struktur, odkud je možno parazitní teplo eliminovat. Mechanismy přestupu byly popsány v kapitole 1.3.

Definice mechanismu chlazení v MKP příp. CFD je založena na zmíněné teorii. Ve výpočtech s prouděním média jsou konvektivní vlastnosti dopočteny z chování média hlavně v povrchových, mezních vrstvách. MKP teplotní úlohy definují konvekci na základě empirického zadání koeficientů přestupu tepla. Chlazení radiací je v případě relativně malých gradientů teplot málo účinné a v prezentovaných příkladech má minoritní roli. Teplo z ložisek a jiných vnitřních součástí je odváděno kondukcí do okolních těles, kde se nacházejí např. chladicí kanály. Kondukcí tak ovlivňuje rozložení materiálu a parametr vodivosti materiálu [W/mK]. Pro chlazení pak mají nemalý význam neadiabatické změny, při kterých může být teplo spotřebováno např. na expanzi vzduchu.

### *Chladicí kanály a obecný průtok chladiva součástmi*

Proudění chladiva kanály nebo přes chlazené součásti zajišťuje spolehlivý odvod tepla ze součástí do média, které je následně opět chlazeno. /činnost je ovlivněna konvektivními vlastnostmi v mezních vrstvách, tepelnou kapacitou a rozdílem teplot viz níže uvedené definice.

Přesná ložiska FAG vyžadují mazání dle schématu viz. Obrázek 58. Při ohřevu oleje o  $\Delta T$  je možné stanovit teplo/ výkon chlazení olejem:

$$P = htc * S * \Delta T \quad (68)$$

$$P = \dot{v} * \rho * c_p * \Delta T \quad (69)$$

$$htc = f(Re, Nu, Pr \dots) \quad (70)$$

P [W] – odvedený tepelný výkon

v - měrný průtok oleje/ chladiva

$\rho$  – hustota oleje

$c_p$  – měrná tepelná kapacita oleje

$\Delta T$  – rozdíl vstupní a výstupní teploty oleje/ chladiva

S [m<sup>2</sup>] – exponovaná plocha

## Chlazení ložiska – interpretace v simulaci

Pro analýzu teplotní stabilizace vstupujícího oleje chladničkou s vodním okruhem je předpokládáno nastavení termostatu 20°C. Chlazené médium je dopravováno do dalších periferií.

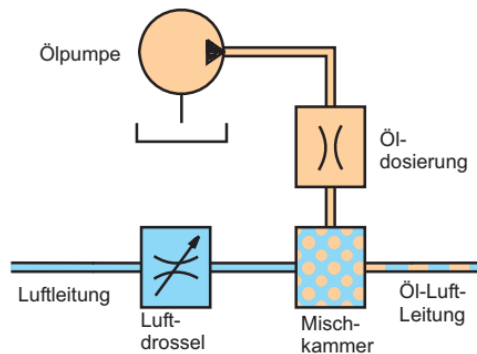
### Mazání Woerner

Centrální mazání olejovou mlhou se skládá z mazací jednotky, rozvodů mazacího média a koncových trysek.

- Spotřeba stlačeného vzduchu 200l/min pro 8 portů
- Pracovní tlak 6bar
- Intervaly mazání dle mazacího plánu
- Průtok oleje dle diagramu na Obrázek 58

Tabulka 9 Intervaly mazání Woerner

Typ stroje	Interval mazání
FCW - 3000 ot/min	150 sec.
HCW1 – 3000 ot/min	100 sec.
HCW2 – 2000 ot/min	60 sec.
HCW2 – 2500 ot/min	60 sec.
HCW3 – 1600 ot/min	60 sec.
HCW3 – 2000 ot/min	100 sec.
HCW4 – 1600 ot/min	60 sec.



Obrázek 57 Schéma mazání

### Konvekce do oleje

Během mazání rozprašeným olejem v proudu stlačeného vzduchu dochází ke chlazení kuliček a kroužků ložiska konvekci tepla do oleje. Hodnota koeficientu přestupu tepla při konvekci do oleje resp. proudícího vzduchu je vysoká, řádově 10000W/m<sup>2</sup>K.

Přestup tepla resp. možný chladicí výkon pak můžeme vyjádřit:

$$P_{chlazení\ olejem} = htc_{konvekce\ oleje} * S_{ložisek} * \Delta T \quad (71)$$

$P_{\text{chlazení olej}} [W]$

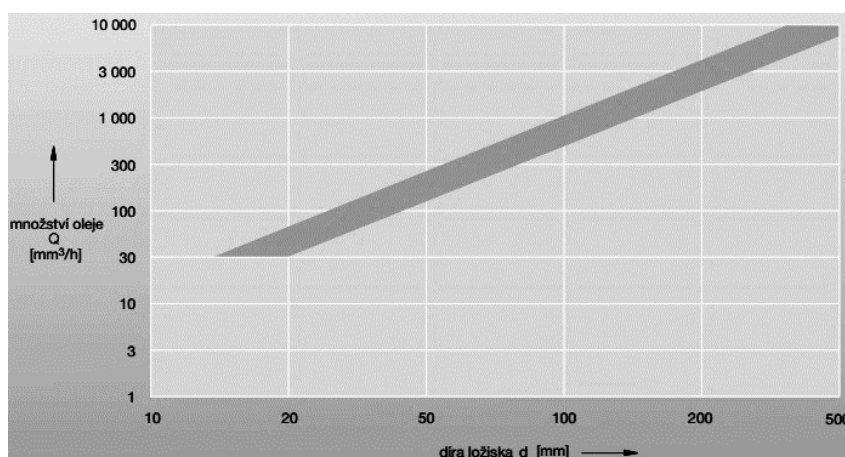
$H_{tC_{\text{konvekce olej}}}$  – koeficient přestupu tepla při konvekci do oleje  $[W/m^2K]$

$S_{\text{ložisek}}$  – plocha těles ochlazovaných olejem

$\Delta T$  – rozdíl teplot mezi olejem a tělesy

### *Tepelná kapacita průtoku oleje*

Průtok oleje vřeteníkovým ložiskem je stanoven dle následujícího schématu. Dle uvedeného grafu na Obrázek 58 a dle rámcových dimenzí ložisek u strojů typu HCW, lze očekávat průtoky oleje cca 1000-10000mm<sup>3</sup>/h.



Obrázek 58 Množství oleje pro mazání ložiska [51]

$$P = \dot{m} * c_v * dT \quad (72)$$

$$P = \dot{v} * \rho * c_v * dT \quad (73)$$

Pro průtok oleje 500mm<sup>3</sup>/h, předpokládaná změna teploty 30°C, hustota oleje 900kg/m<sup>3</sup>, tepelná kapacita 1670J/kgK :

$$P = 500 * 10^{-9} * 900 * 1670 * 30 \quad (74)$$

$$P = 22,5 \left[ \frac{J}{h} \right] \quad (75)$$

$$P = 0,006 [W] \quad (76)$$

Chladicí efekt tj. kapacita průtoku oleje je evidentně zanedbatelná.

### *Konvekce do vzduchu*

Rotující tělesa kuličkového ložiska jsou chlazeny proudícím vzduchem, resp. průchodem vzduchovým obsahem. Při otáčkách n je pak obvodová rychlost pohybu kuliček, resp. rychlost proudícího vzduchu:

$$w_{\text{vzduchu}} = \pi * D_{\text{roztečná}} * n \quad (77)$$

$D_{roztečná}$  – roztečná kružnice ložisek

$n$  – otáčky [ $s^{-1}$ ]

$$P_{chlazení\ vzduchem} = htc_{konvekce\ vzduch} * S_{ložisek} * \Delta T \quad (78)$$

kde:

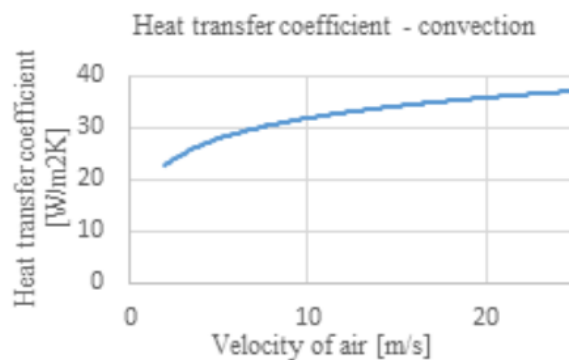
$Htc_{konvekce\ vzduchu}$  – koeficient přestupu tepla při konvekci do vzduchu [ $W/m^2K$ ]

$S_{ložisek}$  – plocha těles ochlazovaných olejem

$\Delta T$  – rozdíl teplot mezi vzduchem a tělesy

$$htc_{konvekce\ vzduch} = f(Re; Nu) \quad (79)$$

$$Re = \frac{wD}{\nu} \quad (80)$$



Obrázek 59 Koeficient přestupu tepla konvekci v závislosti na rychlosti proudění, médium-vzduch, obecné vlastnosti povrchu

### Expanze vzduchu

Pro definici tepla odebraného z okolí během expanze je nutná znalost tlaku před vstupní tryskou Woerner a objemový průtok. Měření tlaku není možné provádět přímo na trysce a tlaková ztráta vedení se světlostí až 2mm je významná, až 3atm. Objemový průtok se také běžně neměří a pro zjištění by bylo nutné speciální měření. Přesto pro expanzi platí:

Expanze stlačeného vzduchu do prostoru ložisek probíhá obecně polytropicky:

$$pv^n = konst. \quad (81)$$

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T_1}{T_2} \quad (82)$$

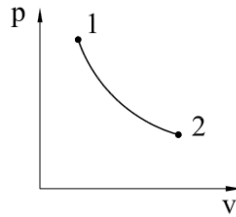
$$a_{12} = \frac{1}{n-1} r T_1 \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (83)$$

Měrné odvedené teplo je potom:

$$dq = du + da = c_v dT + p dv \quad (84)$$



V ideálním případě dokáže chlazení udržet ložisko v konstantní provozní teplotě. To znamená idealizovaný odvod tepla při konstantní teplotě, v izotermickém režimu:



Obrázek 60 Izoterma [31]

Pro izotermu platí [31]:

$$a_{12} = p_1 v_1 \int_1^2 \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = rT * \ln \frac{v_2}{v_1} = rT * \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (85)$$

$$dq = du + da = c_v dT + da = da \quad (86)$$

$$q_{12} = a_{12} = a_{t12} \quad (87)$$

#### Realizovatelnost chlazení

Náklady na výrobu stlačeného vzduchu jsou cca 0,011-0,044eur/m<sup>3</sup>. Ztráty při výrobě a distribuci stlačeného vzduchu se běžně pohybují okolo 50%. Kromě vysokých výrobních nákladů tak roste cena také v distribuční síti. Jedná se tedy o nákladné chlazení. Vysoký průtok vzduchu se ovšem neprojevuje nijak negativně (ztráty v ložisku atd.) a naopak směs chudá na mazivo je pro rychloběžná ložiska velmi vhodná.

Zkušenosti s aplikovaným chlazením koaxiálního pohonu ukazují schopnost chlazení přebytkem stlačeného vzduchu snížit teplotu ložisek o 5-10°C.

Pro 200l/min, 8 portů, pracovní tlak 6bar platí:

$$a_{12} = rT * \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (88)$$

$$a_{12} = 287 * 290 * \ln \frac{6}{1} = 149128,1 [J/kg] \quad (89)$$

Pro 200l/min, 6bar (8kg/m<sup>3</sup>):

$$\dot{m} = \dot{v} * \rho \quad (90)$$

$$\dot{m} = 0,0033 * 8 = 0,026[kg/s] \quad (91)$$

Pak platí pro 8 portů:

$$\dot{Q} = \dot{m} * a \quad (92)$$

$$\dot{Q} = 0,026 * 149128 \quad (93)$$

$$\dot{Q} = 3975 [W] \quad (94)$$

Pro 1port/ 1ložisko:

$$496W$$

Chladicí výkon expanze je poměrně vysoký. Při posuzování je však třeba dbát na přesné místo expanze. K expanzi totiž dochází za mísícím zařízením a také za výstupní tryskou. Je požadováno, aby na výstupní trysce vzduch s olejem proudil při tlaku cca 2-3bary. To znamená, že k odběru tepla z prostoru dochází nejen v ložisku, ale také na této trase. Dochází k ochlazení proudícího vzduchu, ochlazování vedení i samotného agregátu, ovšem zmapování těchto jevů je obtížné.

Pak lze účinnost chlazení definovat:

$$\xi = \frac{a_{12} - a_{1p}}{a_{12}} \quad (95)$$

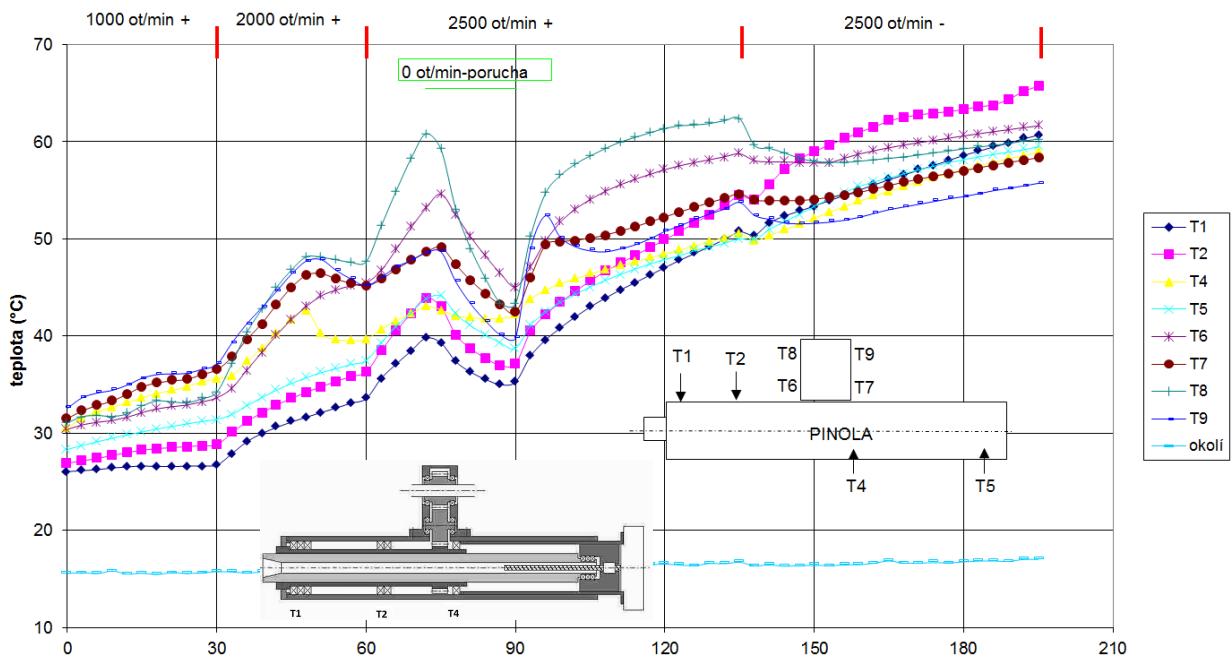
Přičemž  $a_{1p}$  je práce vykonaná při expanzi na parciální tlak před tryskou.

Pro parciální tlak 2-3bar je pak účinnost chlazení méně než 50%. Lze tedy očekávat chladicí efekt cca 250[W] na jedno ložisko. Při aplikaci těchto podmínek dochází u CAE modelu k poklesu teplot řádově o 5°C, což se potvrzuje i při záběhových testech.

V praxi toto řešení naráží na zmíněný problém nákladů na výrobu stlačeného vzduchu. Nutno podotknout, že dle výrobních zkušeností nelze výrobní nepřesnosti uložení ložisek kompenzovat vyšším objemem maziva nebo vzduchu.

Teplota výstupního oleje vypovídá o odvodu tepla z celého stroje. To znamená chlazení ložisek i finálního převodu. Nelze rozlišit zdroje tepla.

Na grafu níže jsou k dispozici data ze záběhu stroje HCW2, průměr vřetene 180mm. Vřeteníková ložiska jsou mazána olejovou mlhou, skříň finálního převodu je chlazená olejem, teplota okolí je cca 16°C. Výrazně se na průběhu teplot promítá zastavení stroje a s tím spojený pokles teploty a opětovný náběh.



Obrázek 61 Záběh HCW2-180, osa x – [minuty] [52]

## Stanovení výměny tepla mezi rotujícími a stacionárními částmi stroje

Rotující vřeteno v sestavě pinoly sdílí teplo s vnitřními součástmi (vyřázeční mechanismus a vedení technologických kapalin) a s vnějšími součástmi (pinola, vzduch v pinole). Viskózním třením v obsaženém vzduchovém objemu teplo vytváří. Mechanismy výměny tepla v těchto částech jsou následující:

### Konvekce na povrchu vřetene a vnitřním povrchu pinoly

- Rotace vřetene až 3000/min
- Povrchová rychlost

$$v = 2\pi r * \omega \quad (96)$$

$$v = 2 * 0,1 * \pi * 50 \quad (97)$$

$$v = 31,4 \text{ m/s} \quad (98)$$

### Proudění

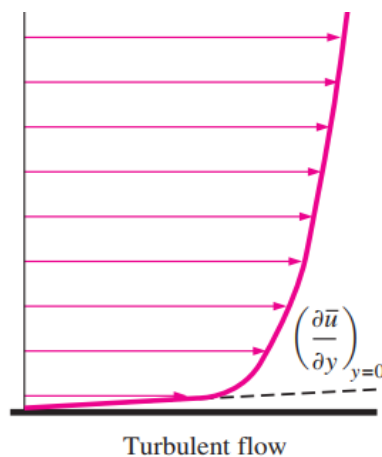
$$Re = \frac{wD}{\nu} \quad (99)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (100)$$

$$Re > 10000 \quad (101)$$

### Turbulentní proudění na povrchu vřetene

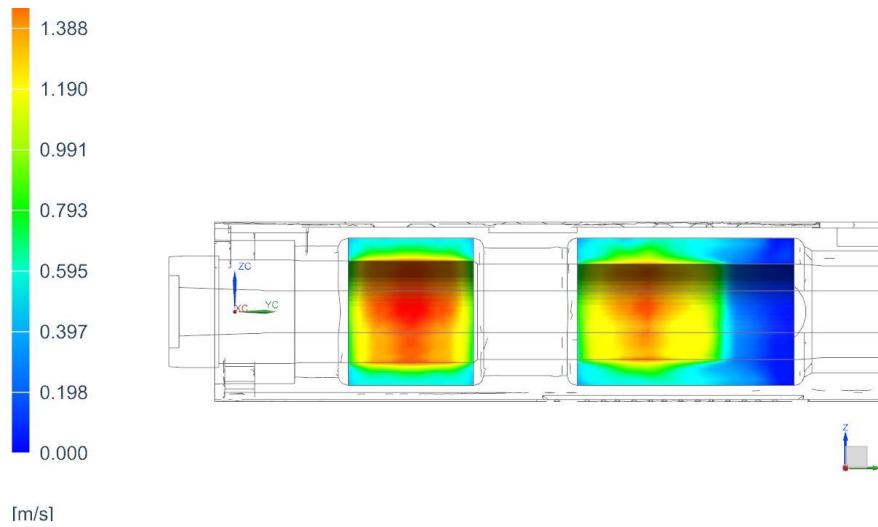
Na povrchu rotujícího vřetene lze předpokládat turbulentní proudění, které se vyznačuje teoretickým rychlostním profilem na Obrázek 62. Z tohoto lze poté odvodit koeficienty přestupu tepla, smykové napětí definující výkonové ztráty a vývoj ztrátového tepla.



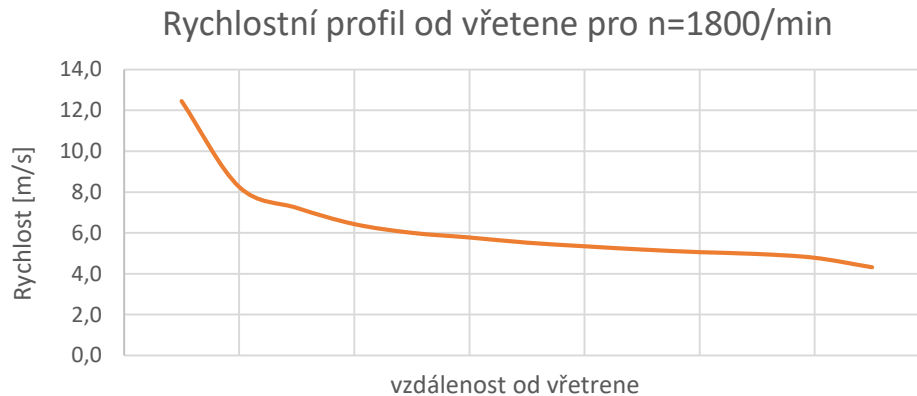
Obrázek 62 Rychlostní profil ve vzduchové mezeře

### Rychlostní profil na povrchu vřetene - simulace pro $n=30/min$

Pro stanovení výměny tepla je zásadní analýza proudění vzduchu v prostoru pinoly. Těleso pinoly rotuje rychlostí otáčkami  $n/min$ , povrch vřetene/pinoly s nerovnostmi  $<0,1mm$ .



Obrázek 63 Vyhodnocení rychlostí proudění vzduchu ve vzduchové mezeře



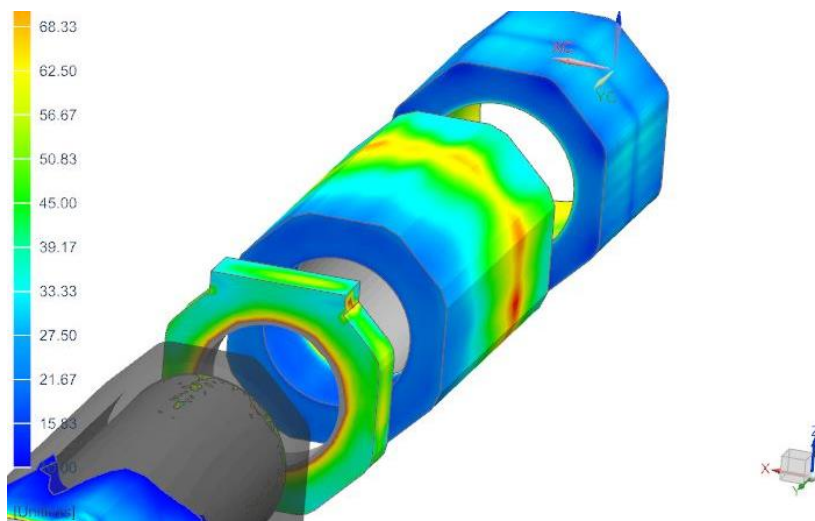
Obrázek 64 Rychlostní profil ve vzduchové mezeře od vřetene k vnitřnímu povrchu pinoly

### Konvekce na vnitřním povrchu pinoly

Ovlivňující Faktory:

- Vliv povrchu pinoly
- Rychlosti na povrchu

S ohledem na kritérium  $y^+$ , jež je popsáno v kapitole výše, byl parametr  $y^+$  vyhodnocen. Obrázek 65 tak ukazuje  $y^+$  v oblastech zájmu, kde jsou požadovány výsledky týkající se přestupu tepla. Hodnoty patrné v Obrázek 65 ukazují adekvátní hodnotu  $y^+$  a lze pak považovat výsledky za dostatečně přesné.

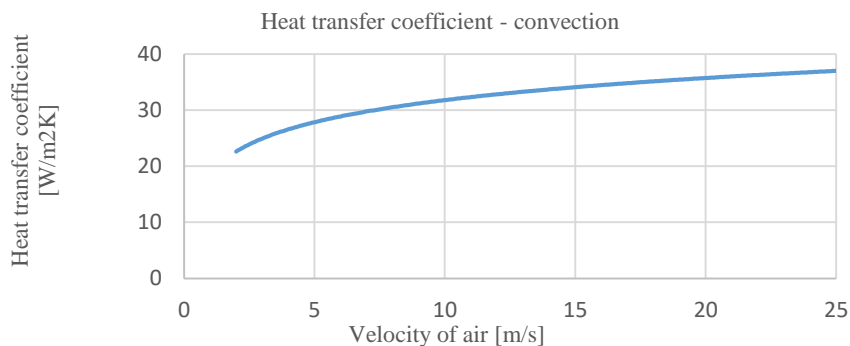


Obrázek 65 V analyzované oblasti rotujícího vzduchu ve vzduchové mezeře je hodnota  $Y+$  v rozsahu 15-40 (bezrozměrná hodnota).

Pro identifikaci přestupu tepla byl vyhodnocen koeficient přestupu tepla na povrchu vřetene. Obecně je tento koeficient funkcí podobnostních čísel (rychlosti):

$$htc = f(Re, Nu, \dots) \quad (102)$$

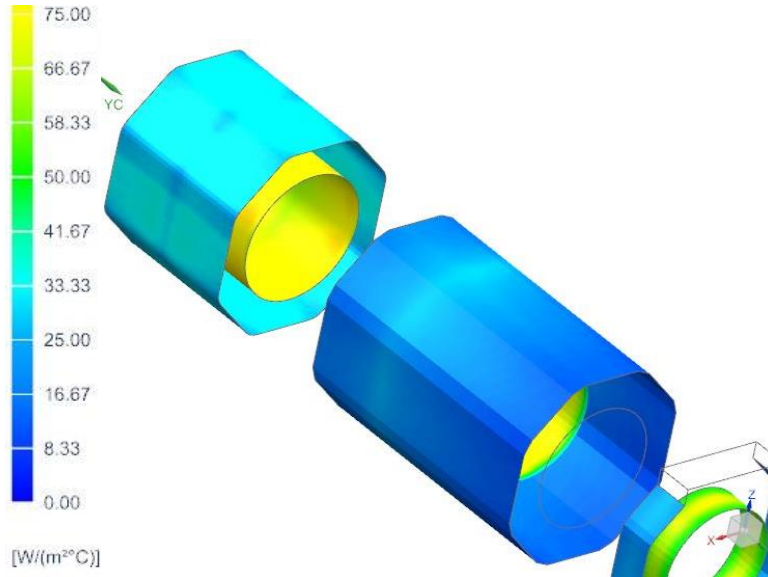
Pak lze obecně vyjádřit funkci koeficientu přestupu tepla v závislosti na povrchové rychlosti:



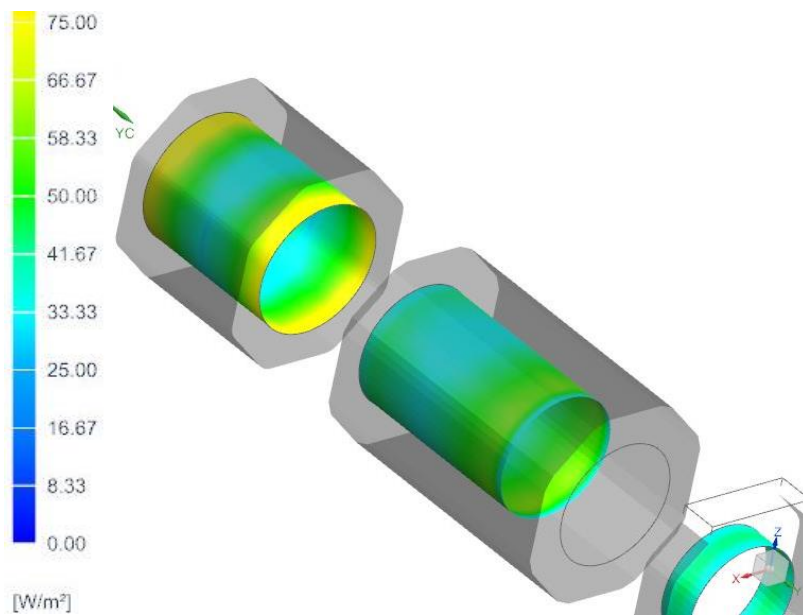
Obrázek 66 Obecné, empirické vyjádření koeficientu přestupu tepla v závislosti na rychlosti proudění

## MKP výpočet koeficientů výměny tepla

Ke stanovení koeficientu přestupu tepla lze využít simulace CFD. Vzhledem k výpočetní náročnosti, náročné přípravě i zpracování výsledků, lze přistoupit ke zjednodušení. Vyhodnocení koeficientů přestupu tepla lze provádět v oblastech zájmu. Výpočet je pak méně náročný na výpočetní výkon i zpracování. Výsledné koeficienty lze aplikovat na celkový model.



Obrázek 67 Vyhodnocení koeficientů přestupu tepla



Obrázek 68 Konvekce z povrchu rotujícího vřetene – tepelný tok

Zahrnutím teplotního gradientu lze pak identifikovat tepelný tok na ploše, jak ukazuje Obrázek 68. Výše uvedené simulace indikují koeficient přestupu tepla na povrchu pinoly v relaci 20-40W/m<sup>2</sup>K, na povrchu vřetene byl identifikován koeficient přestupu 50-80W/m<sup>2</sup>K. Tepelný tok z povrchu vřetene 50-70W/m<sup>2</sup> je patrný na Obrázek 68.

## Sdílení tepla zářením

Uvnitř stroje dochází k výměně tepla zářením minimálně. Gradienty teplot blízkých těles nejsou vysoké <50°C. Pro analyzování výměny tepla zářením je důležitým faktorem jakost povrchu součástí, kterou lze kvantifikovat efektivní emisivitou povrchu.

V praxi je vyhodnocován význam slunečního záření, pokud dochází k významnému osvětlení velkých strukturálních součástí stroje. Toto může způsobit deformace a odchylky.

## Indukce tepla ve vzduchové mezeře

Tento jev je závažný zejména u elektrovřeten, to z důvodu řádově vyšších otáček. Vzniká teplo, které zahřívá vzduch v mezeře a tento vzduch expanduje. Je-li prostor uzavřený, roste tlak v mezeře. Smykové napětí ve viskózní kapalině je příčinou pasivních odporů a jejich překonáním vzniká teplo. Tímto problémem se zabývá studie [53], pro vyčíslení ztrát na rotujícím generátoru. Nutno předeslat, že studie je provedena na rotoru, rotujícím otáčkami řádově 50000-70000/min. Pro tyto hodnoty otáček při řádově tenčí vzduchové mezeře jsou vyčísleny v rozmezí 100-1000W.

Indukované teplo pro rotující válec lze vyjádřit:

$$P = C_f \pi \rho \omega^3 r^4 l \quad (103)$$

$$C_f = \frac{0,146}{Re^{0,2}} \quad (104)$$

P – ztrátový výkon [W]

$\omega$  – otáčky [rad/s]

$\rho$  – hustota [kg/m<sup>3</sup>]

r – poloměr [mm]

l - délka [mm]

V případě rotujících vřeten stroje HCW lze očekávat ztráty ve vzduchové mezeře v řádu maximálně 100W pro celou sestavu vřetene. Tento ztrátový výkon, resp. toto indukované teplo je v celém systému zanedbatelné.

### 2.3.5 Metodika sestavování komplexních termo-mechanických modelů

Doposud zmíněná fakta lze aplikovat na sestavování termomechanických modelů a sestav. Hlavní podíl na kalkulaci uvedených simulací mají řešení od spol. Siemens. Prostředí softwaru Siemens je využíváno pro konstrukci i výpočty.

V prostředí NX jsou implementované výpočetní algoritmy:

*NX Nastran*

Jedná se o strukturální řešič pro MKP

*NX Multiphysics*

Tento řešič zajišťuje kombinované výpočty teplotně a strukturálně namáhaných součástí

*NX Thermal-flow*

Modul Thermal-flow řeší výpočty proudění, teplotní výpočty a jejich kombinaci.



Obrázek 69 Prostředí Simcenter 3D

Moduly jsou nově sdružené do prostředí Simcenter 3D. Mezi moduly lze pak předávat data výsledků a dále kombinovat výpočty (kombinace proudění a strukturální analýzy atd.)

Jako alternativa pro CFD výpočty proudění byl využit SW ANSYS. Konkrétně modul Ansys CFX.

Jak již bylo popsáno v předešlých kapitolách, komplexní simulace jsou náročné na přípravu i na samotný výpočetní výkon. Je proto nutné racionálně posuzovat nutnost detailních výsledků, požadované přesnosti kalkulací a podle tohoto volit příslušné typy simulací.

V kapitole 2.3.4 byly popsány přístupy k některým detailním jevům vyskytujícím se ve funkčních sestavách obráběcích strojů. Tyto detaily podrobené analýze lze pak uplatňovat v komplexních sestavách.



### 2.3.6 Obecný komplexní termomechanický model a model funkční části vřeteníku HCW

Na základě výše uvedeného rozboru a metodiky byl sestaven komplexní FE model vřeteníku. Jedná se o výpočet teplotních polí a následné strukturální teplotní deformace. Pro analýzu deformace a porovnání s experimentem je nutné zpracovávat zejména transienční úlohy v trvání např. 8hodin. Následující popis uvádí teoretické parametry CAE modelu, přičemž detailnímu rozboru je věnována kapitola 4.2.3.

#### Nastavení/ definice úlohy

Transientní úloha byla definována pro výpočet teplotního pole na tuhých tělesech sestavy vřeteníku. Byly definovány součásti s nezanedbatelným vlivem na indukci a kondukcii tepla dle předchozích rozborů. Tak aby bylo možné srovnání se záběhovými daty, byla úloha definována pro trvání 4-8hodin, při kroku 300-1200s.

Byly kalkulovány dvě úlohy, sestava pinoly a sestava celého vřeteníku. Dle rozsahu sestav byly použity detaily prvků a jevů.

#### Úloha 1 – Sestava pinoly

Pro teoretický popis CAE modelu byly vybrány sestava pinoly a sestava vřeteníku. Pro úvodní citlivostní analýzu byla použita sestava pinoly, pro komplexní rozbor byla rozšířena na sestavu kompletního vřeteníku. V CAE sestavě pinoly byly použity tyto prvky:

##### *Počet elementů*

- cca 230tis.

##### *Druh elementů*

- pro výpočet šíření a výměny tepla jsou v modelu použity lineární čtyřstěnné prvky, resp. tažené šestistěny, pro strukturální simulace s meziuzly, resp. bez meziuzlů pro kalkulace vedení tepla. Jako zjednodušená náhrada uložení hřídelů byly použity 1D ruzice (Rigid bar). Obecně:

- rotační součásti - tažené šestistěny typu BRICK (HEXA20)
- skříně a další prvky – parabolické čtyřstěny (TET10) (TET4 pro výpočet thermal-flow)
- rotační uložení - ruzice 1D rigid bar, manuální propojení s definicí stupňů volnosti mezi uzly

##### *Vazby:*

- strukturální vazby dle mechanické struktury (kontakt, manuální párování uzlů)
- volná konvekce na volných površích ( $T_{\text{okolí}}=20^{\circ}\text{C}$ )
- konvekce chladicí kapalina na čelní partii vrtacího vřetene, chladicí emulze,  $w=0,5\text{m/s}$ ,  $t_{\text{emulze}}=25^{\circ}\text{C}$
- chlazení ložisek – nucená konvekce  $w\approx 30\text{m/s}$
- chlazení skříně finálního převodu – nucená konvekce olej  $w\approx 0,5\text{m/s}$

##### *Termo-mechanické vazby – objekty:*

- styk ploch – přestup tepla, definováno pomocí koeficientu přestupu tepla s parametrem dle rozboru v kapitole 1.3

- přenos tepla radiací – definováno efektivní emisivitou povrchu, dle povrchu, resp. dle rozboru v kapitole 3.1

#### *Zdroje*

- indukce tepla – definováno v objemu tělesa, event. na ploše, parametr odvozen dle kapitoly 1.3

### **Úloha 2 – Sestava vřeteníku**

Ekvivalentem sestavy pinoly byla vytvořena CAE sestava celého vřeteníku. Zejména pro vyhodnocení teplotního pole na skříni vřeteníku a celkové deformace. Byly použity obecně následující prvky. Detailní rozbor je k dispozici v kapitole 4.2.3.

#### *Počet elementů*

- 400tisíc

#### *Druh elementů*

- rotační součásti - tažené šestistěny typu BRICK (HEXA20)
- skříně a další prvky – parabolické čtyřstěny (TET10) (TET4 pro výpočet thermal-flow)
- rotační uložení - růžice 1D rigid bar, manuální propojení s definicí stupňů volnosti mezi uzly

#### *Vazby*

- strukturální vazby dle mechanické struktury (kontakt, manuální párování uzlů)
- volná konvekce na volných površích ( $T_{\text{okolí}}=20^{\circ}\text{C}$ )
- konvekce chladicí kapalina na čelní partii vrtacího vřetene, chladicí emulze,  $w=0,5\text{m/s}$ ,

#### *Termo-mechanické vazby*

- styk ploch – přestup tepla, definováno pomocí koeficientu přestupu tepla s parametrem dle rozboru v kapitole 1.3
- přenos tepla radiací – definováno efektivní emisivitou povrchu, dle povrchu, resp. dle rozboru v kapitole 3.1

#### *Zdroje*

- indukce tepla – definováno v objemu tělesa, resp. na ploše, parametr odvozen dle kapitoly 1.3 , řízeno s ohledem na data záběhů stroje HCW (kapitola 3.2.1.3)

## 3 Validace a verifikace - experimentální měření

### 3.1 Teorie experimentálního měření teplot strojních součástí

Měření teploty se dělí na dva základní způsoby – metody kontaktní a metoda bezkontaktní. U přístrojů pro kontaktní snímání teploty je kladen důraz na termočlánky a to z důvodu jejich nepostradatelnosti ve všech odvětvích průmyslu. Nejvíce se rozvíjející metodou měření teploty je metoda bezkontaktní. Tomu odpovídá i vývoj přístrojů, který určuje především rychlý rozvoj výpočetní techniky. [54]

#### Principy měření

- teplotní roztažnost látek
- změny elektrického odporu vodičů a polovodičů
- vznik elektrického napětí
- tepelné záření
- změna barvy na teplotě aj [21]

#### 3.1.1.1 TEPLoměRY DOTYKOVÉ

Při kontaktním měření teploty je teplotní čidlo v přímém kontaktu s měřeným povrchem. Volba a způsob jeho připevnění k měřenému povrchu musí být zvoleny tak, aby teplota měřeného povrchu nebyla ovlivněna a zároveň čidlo mělo s povrchem dobrý kontakt.

#### Teploměry dilatační

Jsou založené na teplotní roztažnosti pevných látek, kapalin a plynů. Dle konstrukce se dělí:

- bimetalické
- kapalinové
- tyčové
- plynové
- parní

#### Termočlánky

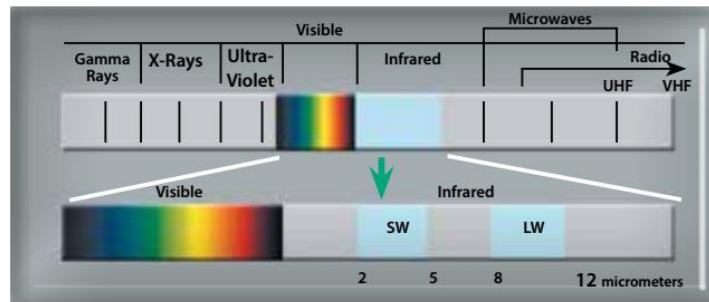
Termočlánek je zdroj elektrického proudu, používaný především jako čidlo teploty. Využívá principu termoelektrického jevu. Může být případně používán také jako spolehlivý zdroj elektrického proudu, ale jeho energetická účinnost a výkon jsou malé. Termočlánek je tedy snímač pro měření teploty sestávající ze dvou různorodých kovů (a, b), spojených do jednoho bodu. [55] [54]

Tabulka 10 Termočlánky

	Teplotní rozsah	Standartní přesnost	Výběrová přesnost
J	0-750	2,2°C nebo 0,75%	1,1°C nebo 0,4%
K	-200-1250	2,2°C nebo 0,75%	1,1°C nebo 0,4%
E	-200-900	1,7°C nebo 0,5%	1,0°C nebo 0,4%
T	-250-350	1,0°C nebo 0,75%	0,5°C nebo 0,4%

### 3.1.1.2 TEPLoměRY BEZDOTYKOVÉ

Přístroje pro bezdotykové měření teploty nacházely původně uplatnění v takových provozech a aplikacích, kde bylo třeba měřit vysoké teploty (obvykle nad 500 °C) a nebylo možno použít dotykový teploměr. Jednalo se zejména o aplikace v metalurgii, chemickém a zejména silikátovém průmyslu (sklárství, cementárny, vápenky, keramický průmysl). V průběhu posledních let se aplikace bezdotykových teploměrů posunula k výrazně nižším teplotám, včetně měření teplot nižších než 0 °C. Nyní se s bezdotykovými teploměry setkáváme v potravinářství, elektronice, průmyslu papírenském, farmaceutickém, při zpracování plastických hmot apod.[20]



Obrázek 70 Spektrum elektromagnetických vln [13]

#### Emisivita

Emisivita je schopnost tělesa vyzařovat teplo. Definuje se jako poměr energie vyzařované objektem při dané teplotě k energii ideálně černého tělesa při stejné teplotě. Emisivita černého tělesa je rovna 1,0. Emisivita je velmi důležitým faktorem. IČ termometrie a její vliv není možno zanedbávat. Emisivita závisí na materiálu, úpravě povrchu a oxidaci povrchu.

Idealizovaný objekt, který se používá při teoretickém popisu dějů probíhajících při vyzařování, je černé těleso. Je to teoretický objekt, který při dané teplotě vyzáří nejvyšší možné množství energie, a také naopak pohltí veškerou energii, která na něj dopadá. Celková intenzita vyzařování černého tělesa  $M_0$  (W/m<sup>2</sup>) je podle Stefanova-Boltzmannova zákona úměrná čtvrté mocnině termodynamické teploty  $T$  (K)  $M_0 = \sigma \cdot T^4$ , kde  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  W m<sup>-2</sup> K<sup>-4</sup>

Charakteristika	Teplota [°C]	Emisivita
Černý matný lak	40-100	0,96 – 0,98
Lidská pokožka	32	0,96
Voda	20	0,96
Cihla, červená	20	0,93
Hoblované dřevo	20	0,8 – 0,9
Železo zoxidované	100	0,74
Železo lesklé	150	0,16
Leštěná měď	100	0,03

Tabulka 11 Emisivita povrchů

## Pyrometry

Podle způsobu detekce záření se pyrometry dělí [56]:

- Subjektivní - detektorem záření je lidské oko
- Objektivní - záření je detekováno selektivními nebo neselektivními detektory záření

Podle oblasti spektra, která se využívá k měření, pyrometry dělíme [56]:

- úhrnné (širokopásmové, radiační)
- pásmové (úzkopásmové)
- poměrové

## Termo-kamery, termografie

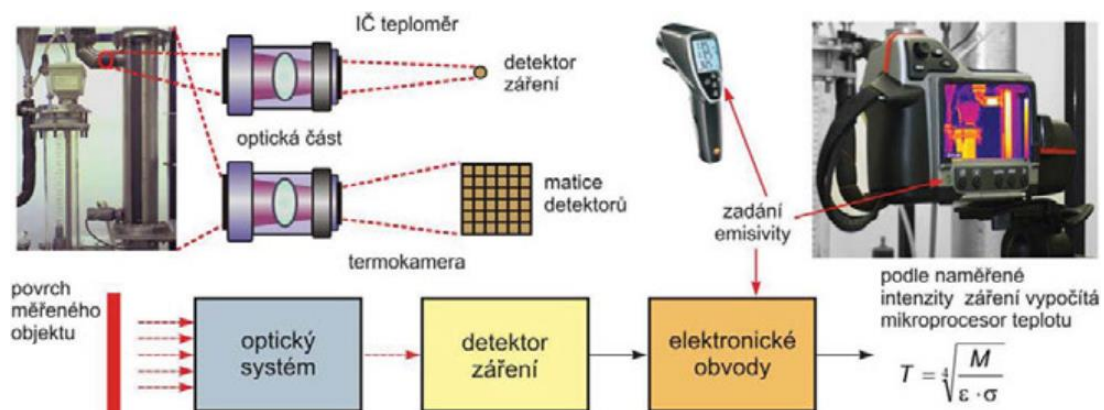
Infračervená termografie je obor, který se zabývá analýzou rozložení teplotního pole na povrchu tělesa. Termografickým měřicím systémem lze zobrazit teplotní pole na povrchu měřeného objektu.

Infračervené záření se nachází mezi viditelnou a mikrovlnnou částí elektromagnetického spektra. viz. Obrázek 70. Primárním původem infračerveného záření je tepelné záření. Každý objekt, který má teplotu nad absolutní nulou (tj.  $-273.15^{\circ}\text{C}$  nebo  $0\text{ K}$ ) emituje záření v infračervené části spektra. Dokonce i objekty, o kterých si myslíme, že jsou velmi chladné, jako např. kostka ledu, vyzařují infračervené záření.

Při bezdotykovém měření teploty se využívá elektromagnetické záření o vlnových délkách  $0,4$  až  $15\ \mu\text{m}$ . Toto záření spadá částečně do viditelné oblasti, z větší části do infračervené oblasti spektra. Uvedené rozsahy vlnových délek pokrývají měření teplot v rozmezí od  $-60^{\circ}\text{C}$  do  $+6\ 000^{\circ}\text{C}$ . Infračervené spektrum zachycené termo-kamerou je převedeno na termogram. [57]



Obrázek 71 Termogram zařízení – termo-kamera FLIR



Obrázek 72 Schéma IR měření [57]

## Důležité faktory měření termokamerou

### *Emisivita*

Před měřením je velmi důležité nastavit v kameře správnou emisivitu, jinak hodnoty teplot nebudou správné. Termokamery mají většinou předdefinované nastavení emisivity pro velké množství materiálů a další materiály lze nalézt v tabulkách.

### *Odraz*

Některé materiály odrážejí tepelné záření podobně, jako zrcadlo odráží viditelné světlo. Odrazy mohou vést k nesprávné interpretaci termogramu. Například odraz pracovníka vlastního tepelného záření může vést k chybnému stanovení rozložení teplot na povrchu měřeného objektu. Pracovník by měl tedy opatrně zvolit úhel, pod kterým termokamerou měří objekt, aby předcházel těmto chybám. Okno odráží tepelné záření, a proto se při měření termokamerou jeví jako zrcadlo. Pokud má povrchu objektu nízkou emisivitu a navíc je velký rozdíl v teplotě mezi objektem a teplotou okolního prostředí, budou odrazem okolního záření od povrchu předmětu ovlivněny výsledky měření [56]. Pro vyřešení tohoto problému zahrnul FLIR do svých termokamer možnost kompenzace zdánlivé odražené teploty.

### *Teplotní citlivost*

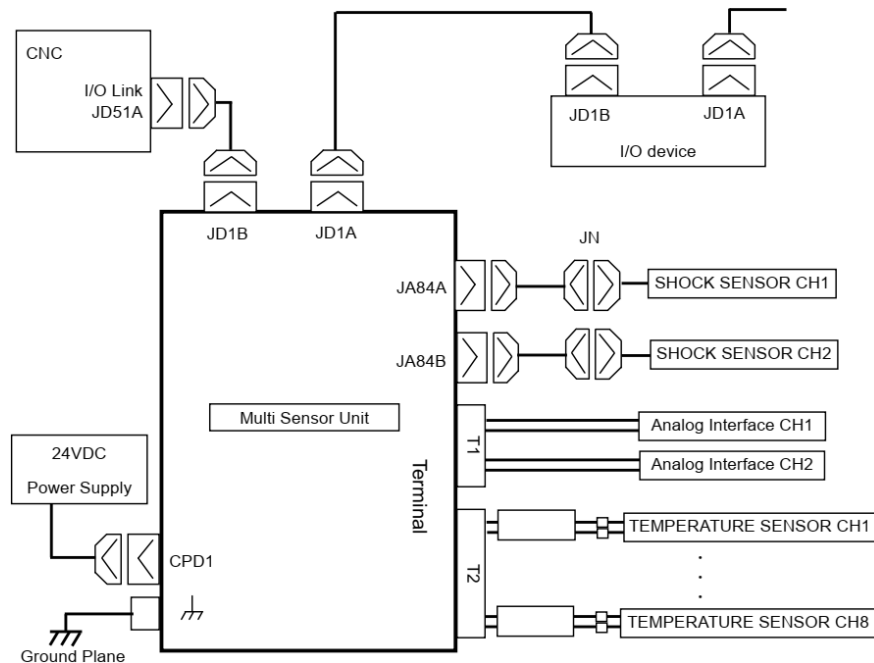
Teplotní citlivost popisuje, jak malý rozdíl teplot je kamera schopna detekovat. Čím lepší je teplotní citlivost, tím menší je minimální teplotní rozdíl, který může termokamera zaznamenat a zobrazit. Obvykle je teplotní citlivost udávána ve stupních C nebo mK. Nejvyspělejší termokamery pro průmyslové aplikace mají teplotní citlivost 0,03 ° C (30 mK). [56]

### *Přesnost*

Všechna měření jsou náchylná k chybám a bezdotykové měření teploty termokamerou bohužel není výjimkou. V katalogových listech termokamer je přesnost vyjádřena jak v procentech, tak ve stupních Celsia. Je tím vyjádřena tolerance chyb pro všechna měření. Naměřená teplota se může od skutečné teploty lišit buď zmíněným procentem, nebo absolutní teplotou a to podle toho, který z údajů je větší. Současný standard pro přesnost je  $\pm 2\% / \pm 2^\circ \text{C}$ . Nejlepší termokamery od FLIR Systems však dosahují ještě větší přesnosti:  $\pm 1\% / \pm 1^\circ \text{C}$  [13].

## Strojní senzory, osazení a zpracování dat

Na Obrázek 73 je k dispozici zapojení variace senzorů ve stroji Fanuc. Vstupy a výstupy obsluhuje multi-senzorová jednotka. Na schématu jsou zapojeny teplotní senzory, akcelerometry a okolní periferie. Jednotka slouží k identifikaci teplotních polí, k přípravě dat pro výpočet deformace a následnou kompenzaci teplotních dilatací.



Obrázek 73 Příklad zapojení senzorů [58]

Měření je součástí provozu mnoha zařízení. Zejména provoz prototypových zařízení je nutné kontrolovat měřením různých veličin. Pokud jsou překonány technické, technologické překážky měření a je ověřena přesnost měření, lze považovat naměřené veličiny za skutečný stav zařízení. Na základě vyhodnocených měření lze implementovat kompenzaci teplotních deformací a dalších chyb.

Řízení a správu měřených dat provádějí u konvenčních strojů např. systémy Sinumeric, Fanuc atd. [59] Systém Sinumeric pro přenos dat (měřených teplot, resp. kompenzačních parametrů) mezi PLC a Sinumeric CNC používá funkční bloky. Náhlé změny jsou zpracovány tak, aby nedocházelo k přetěžování stroje a spuštění monitorovacích funkcí [60].

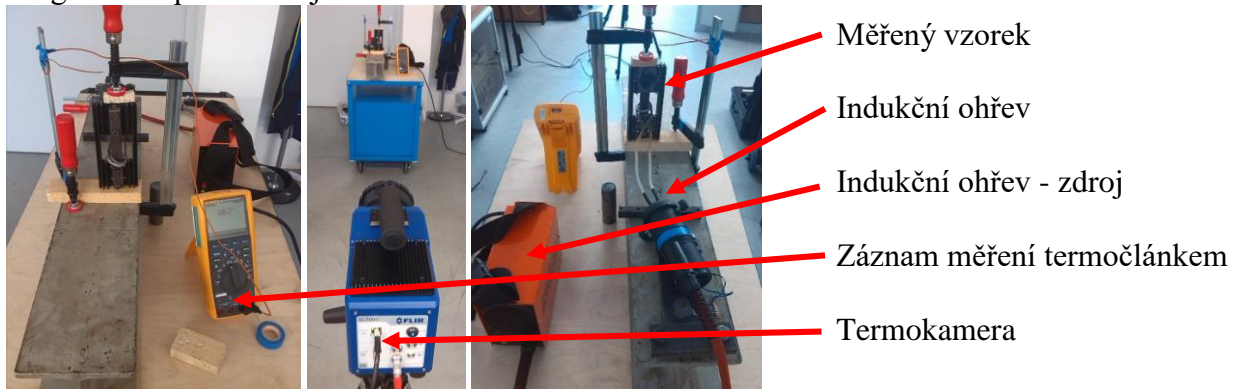
## 3.2 Experimentální měření

### 3.2.1.1 Experiment 1 – Ověřování jednoduchých teplotních dějů

V návaznosti na předchozí část lze uvést kapitolu ověřování teplotních dějů. Jak již bylo zmíněno, velmi často se výsledky výpočtů teplotních dějů liší od reálných hodnot z důvodu neznámých nebo neověřených koeficientů. Byl proto stanoven následující experiment.

#### Laboratorní měření teplotních dějů

Bylo stanoveno provést experiment měření průběhu tepelných jevů na pasivním chladiči. Konfigurace experimentu je na obrázku 27.



Obrázek 74 Konfigurace experimentu

Cycle/ Cyklus	Heat load [s] Zátěž	Cooling [s] Chlazení	Total time [s] Celkový čas
1	120	180	300
2	90	210	300
3	90	510	600

Tabulka 12 Zatěžovací stavy

#### Použitá měřicí technika a software

*Termo - kamera FLIR SC 7550*

Senzor InSb – 1,5 až 5,1  $\mu\text{m}$ , chlazeno Stirlingovým chladičem, rozlišení 320 x 256 bodů

Rozsah měření -20 – 3000  $^{\circ}\text{C}$  (kalibrace 5 - 1500  $^{\circ}\text{C}$ )

Snímkování – plné okno max 380 Hz, výřez až 28800 Hz

Rozlišení teploty – lepší než 0,025  $^{\circ}\text{C}$

Objektivy: 25 mm – F/2, 50 mm – F/2 a 100 mm – F/2

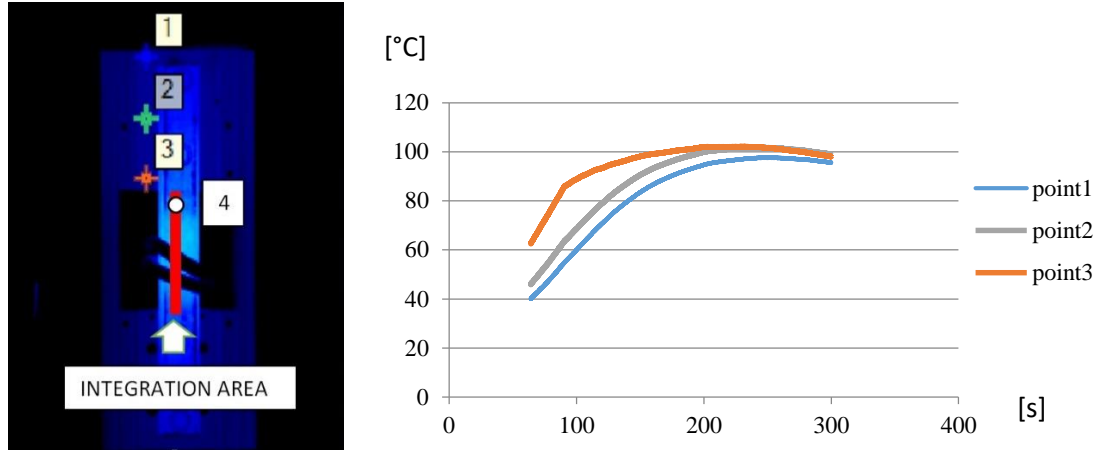
*FLUKE 289*

Měření teploty termočlánkem - multimetrem FLUKE 289 s možností loggování hodnot. Rozsah měření teplot -200 $^{\circ}\text{C}$  až 1300 $^{\circ}\text{C}$ , přesnost měření 0,1 $^{\circ}\text{C}$



## Měření

Měření poskytlo teplotní data z několika měřených bodů jak je vidět na obrázku 28 vlevo. Teploty závislé na čase jsou zaznamenány v grafu 28.

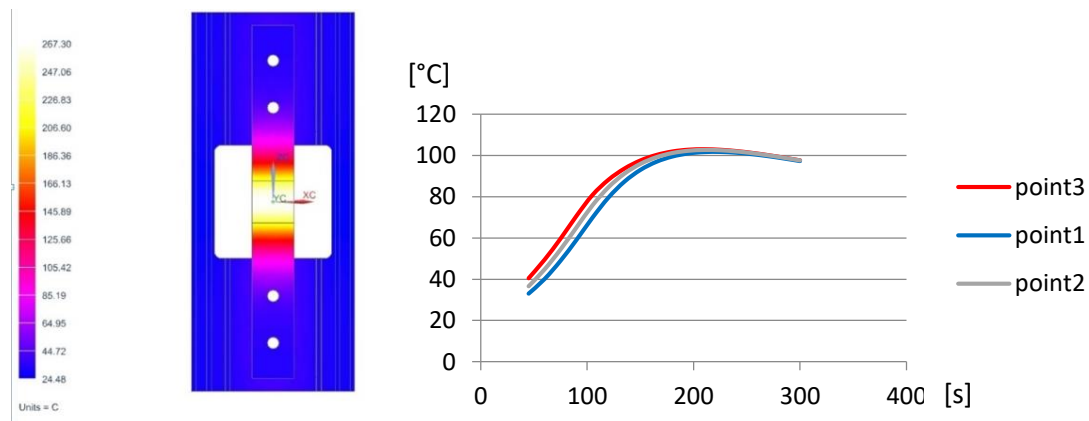


Obrázek 75 vlevo: měření FLIR, vpravo: grafické vyhodnocení měření, 3body

## Simulace

Byla realizována jednoduchá simulace daného jevu metodou MKP. Simulace byly provedeny v prostředí NX10 advance simulation. Výstupem jsou jak grafická data, tak numerické průběhy teplot, rychlosti proudění. Pro řešení úloh byly využity tři možnosti řešičů:

- NX Thermal NASTRAN
- Solver NX Thermal/Flow – Thermal solution
- Solver NX Thermal/Flow – Coupled Thermal/Flow solution
- 



Obrázek 76 vlevo: simulace NX CFD, vpravo: výsledky simulace, tři body totožné s měřeními

## Diskuse výsledků porovnání

Důsledkem zpracování chybných teplotních koeficientů jsou rozdílné průběhy teplot v závislosti na čase. Jak je vidět v následujících grafech, chybný koeficient přestupu tepla má za následek neshodu mezi měřenými hodnotami a odečtem simulace. Změnou okrajových podmínek lze zpětně odladit simulaci tak, aby výsledky odpovídaly měřeným hodnotám. Takto získané koeficienty lze využít k přípravě simulací, které poskytují již reálné výsledky.

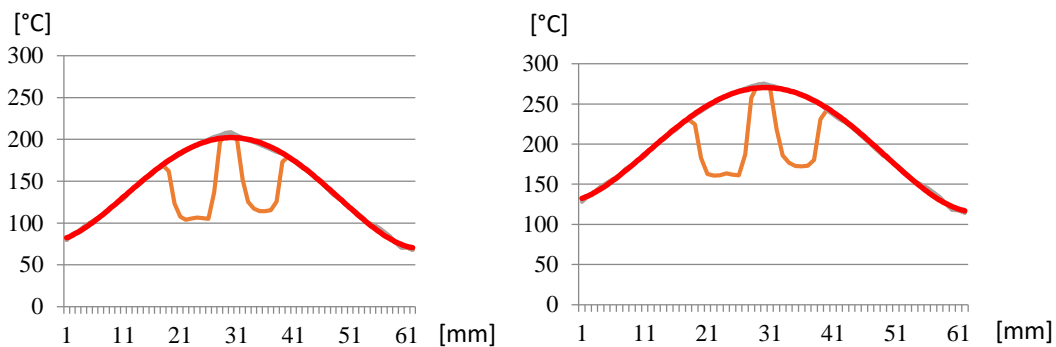
## Dílčí experiment - tepelný příkon

V případě vysokofrekvenčního indukčního ohřevu představuje nevýhodu neurčitý tepelný příkon v ohřívání tělesa. Tento výkon je nutné nepřímě kalkulovat z průběhu zahřívání. Následující grafy zobrazují teploty na vzorku. Na grafech je zobrazena teplota na délce 60mm. Pro časy 10s, 20s a 30s jsou známy tyto teplotní stavy. Integrací a následným porovnáním stavů, lze stanovit přibližný příkon tepelné energie do vzorku – 375W.

$$P = \frac{dE}{dt} \quad (105)$$

$$E(t) = \int_0^l S * c * T * dl \quad (106)$$

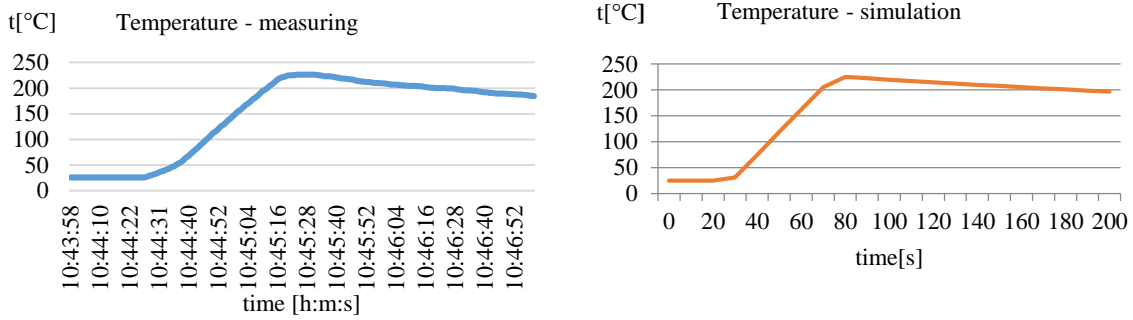
$$T = f(l) \quad (107)$$



Obrázek 77 Průběhy teplot v oblasti integrace

## Ověření tepelného příkonu

Protože indukční ohřev je založen na zahřívání vířivými proudy v součásti, tepelný příkon pak záleží mimo jiné i na tvaru součásti. Byl proveden dílčí experiment výpočtu tepelného příkonu. Ocelový váleček byl indukčně ohříván z cca 25°C na 250°C, během 60ti vteřin. Poté byl příkon přerušen a váleček chladl díky volné konvekci a radiaci. Teploty byly měřeny termočlánkem a zaznamenány v závislosti na čase. Byly použity dva vzorky a 4 série měření. Efektivní emisivita byla zaručena speciálním lakem s garantovanou emisivitou ( $\epsilon = 0.95$ ) Stejný efekt byl simulován a data porovnána. Derivací měřené křivky teplot byl vypočten tepelný příkon 219W. Tento příkon byl dosazen do simulace. Z níže uvedených grafů je vidět shoda experimentu a měření. Derivací měřené křivky teplot jsme získaly chladící efekt 16,3W. Simulovaná konvekce a radiace způsobovala chladnutí 14W.



Obrázek 78 Srovnání výsledků měření (vlevo) a simulace (vpravo)

$$P = \frac{dE}{dt} \quad (108)$$

$$E = m * c * T \quad (109)$$

$$T = f(t) \quad (110)$$

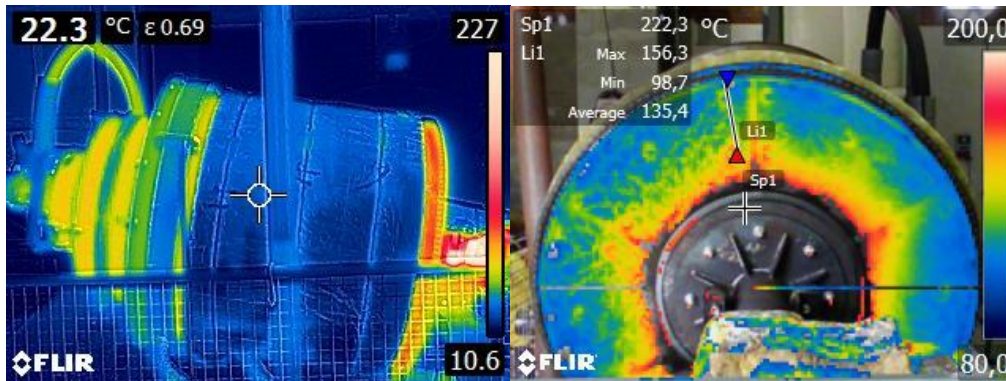
### Závěr experimentu

Bylo provedeno experimentální měření tepelných jevů na pasivním chladiči. Byla sestavena série simulací měřených jevů. Porovnáním obou výsledků, byly stanoveny koeficientů přestupu tepla a hodnoty tepelných příkonů a ztrát. Díky zjištěným hodnotám lze simulovat podobné jevy s vyšší přesností a dle zkušeností lze navrhnout podobné experimenty pro podporu simulací odlišných problémů.

### 3.2.1.2 Experiment 2 – Měření na prototypovém zařízení

Toto měření bylo zpracováno pro tuto kapitolu, protože bylo nutné operovat s efektivní emisivitou povrchu a vlastnostmi povrchu. Toto je důležité nejen pro měření, ale také pro návrh simulací i u natolik odlišných strojů, jakými jsou obráběcí centra.

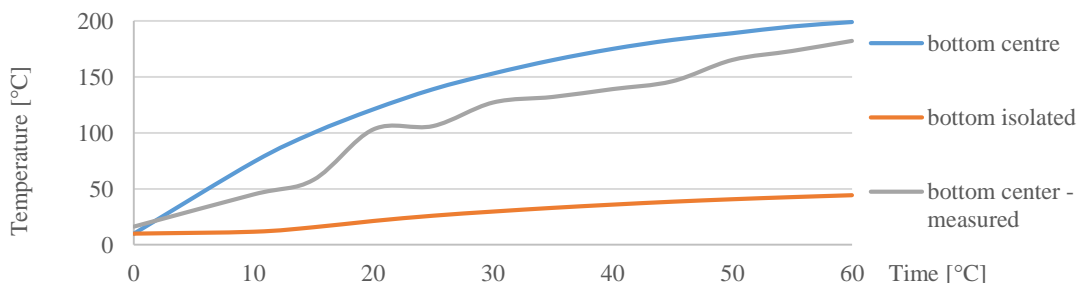
Na prototypovém zařízení bylo provedeno měření termo-kamerou FLIR E6 během činnosti zařízení. Zařízení bylo snímáno se zaměřením na spodní část sušícího bubnu, boční profil a víko. Měření dna bylo obohaceno tím, že proběhlo měření před izolací a po izolaci. Tím bylo možno posoudit efekt izolace.



Obrázek 79 Termovizní snímek boku sušárny

#### Srovnání měření se simulovanými daty

Měřením byla získána data o průběhu změn teplot na zařízení – graf na obrázku 36. Získaná data jsou srovnána se simulovanými daty v grafu na obrázku 37.



Obrázek 80 Srovnání experimentálních hodnot a simulovaných teplot

Vyšetřeno: tepelné ztráty – konvekce okolo dna nádoby  
ztrátová energie spalin  
přestup tepla nádoba -> materiál  
přestup tepla médium -> nádoba  
efektivní emisivita povrchů

V celkovém kontextu práce bylo přínosem zejména ověření správně definované úlohy přestupu tepla konvekci v uzavřeném prostoru a radiací do otevřeného okolí. Byly identifikovány efektivní emisivity běžných povrchů strojních součástí. Taktéž ověření metodiky návrhu CAE úlohy a verifikace výsledků je hodnotným přínosem. Tyto poznatky dále poslouží k rozvoji výzkumu na soustrojí horizontální vyvrtávačky.

### 3.2.1.3 Experiment 3 – Záběhy strojů typu HCW2

#### Úvod

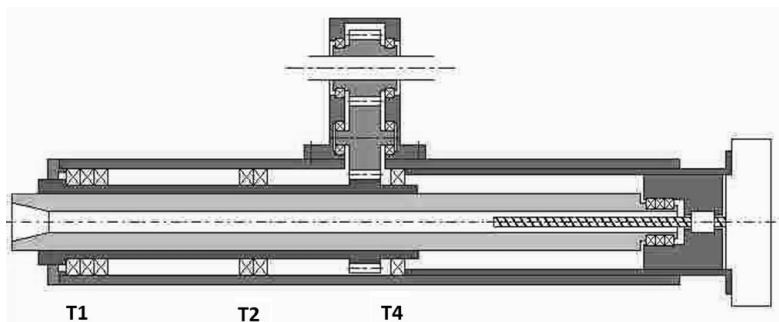
V předchozích experimentech byly zjištěny a ověřeny principy přestupu tepla v jednoduchých systémech. Poslední příklad je zásadní pro tuto práci. Záběh vřeteníku se provádí vždy po sestavení této důležité partie obráběcího centra. Test chodu sestaveného vřeteníku se většinou provádí mimo celkovou sestavu stroje, na testovacím standu. Záběh trvá až několik hodin, při nichž stroj běží v provozních otáčkách, bez zatížení. Jsou monitorovány vzrůstající teploty v důležitých uzlech stroje. Rozmístění měřících bodů je vidět na Obrázek 81.

#### Záběh HCW2-180 – záběh 1

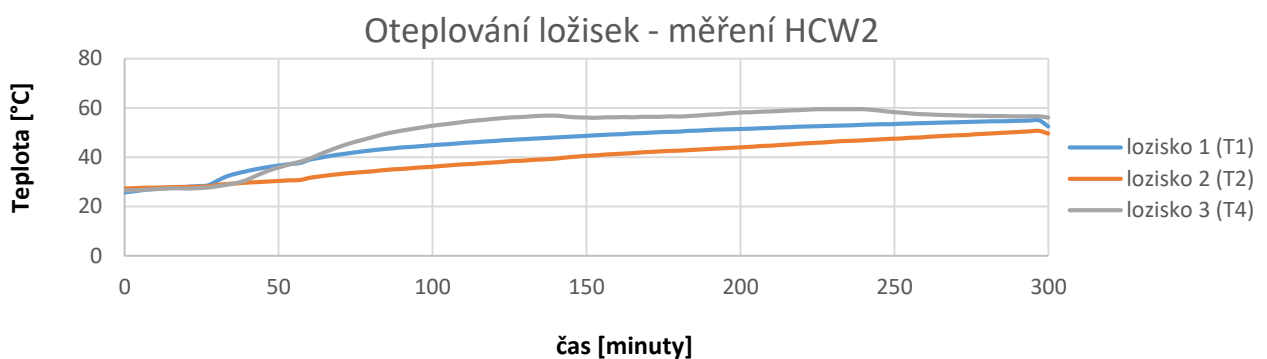
Záběh probíhal po dobu 5ti hodin, v nezatíženém stavu, při otáčkách:

0-30min	1000/min
30-60min	2000/min
60-300min	2500/min

Z měřených dat vyplývá ustálení teploty ložisek cca po třech hodinách. Naměřené teploty jsou v rozmezí 50-70°C, což jsou teploty možné pro provoz ložisek a dalších součástí. Rozmístění měřených bodů je na obrázku níže



Obrázek 81 Mechanické schéma a body měření teploty



Obrázek 82 Průběh teplot při záběhu stroje, v závislosti na čase, záběh 1

## Simulace

Definice okrajových podmínek

**Vřeteníková ložiska:**

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu \quad (111)$$

Pro  $n=1000/\text{min}$  :

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * 3000 * 260 * 1000 * 0,002 \quad (112)$$

$$\dot{Q} = 163,8\text{W} \quad (113)$$

Vřeteníková ložiska jsou chlazena a mazána olejovou mlhou. Množství odebraného tepla není známé. Bylo by možné měřit ohřívání oleje, olej je ovšem zachycován ve společných okapech, čímž je nemožné určit chladicí potenciál. Celková tepelná zátěž definovaná v simulaci je tedy snížena tak, aby se průběh zahřívání blížil měřeným datům.

**Finální převod:**

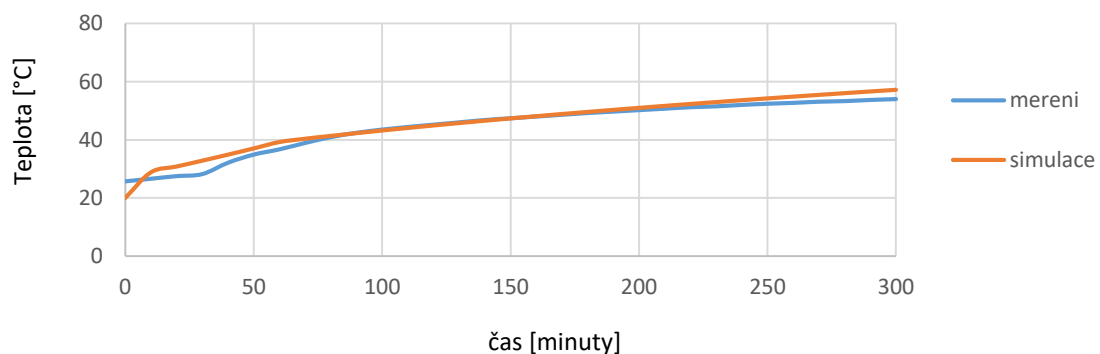
Ozubená kola 1-2

$$\dot{Q}_{F1} = (1 - 0,98) * P \quad (114)$$

Pro ztrátový mechanický výkon 5000W je pak na finálním vřetení spočten vývin tepla cca 100W

## Srovnání simulace s měřenými daty

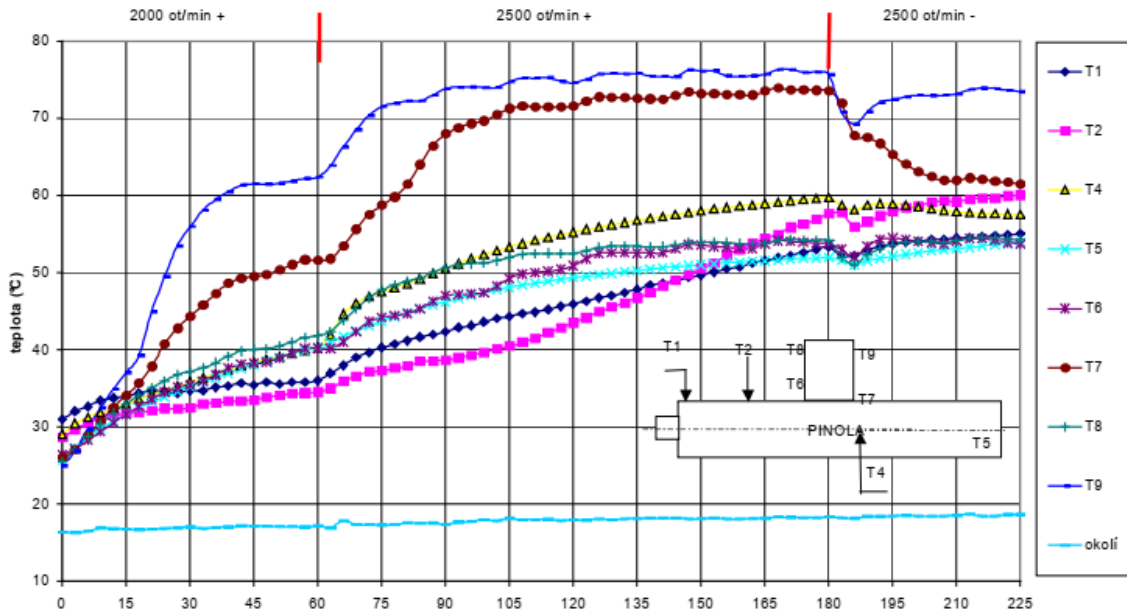
Pro verifikaci okrajových podmínek definovaných v simulaci záběhu byla měřená data srovnána s výsledky. Na Obrázek 83 je srovnání dat pro ložisko 1. Shoda dat je dostatečná, s rozdílem  $<4^{\circ}\text{C}$ .



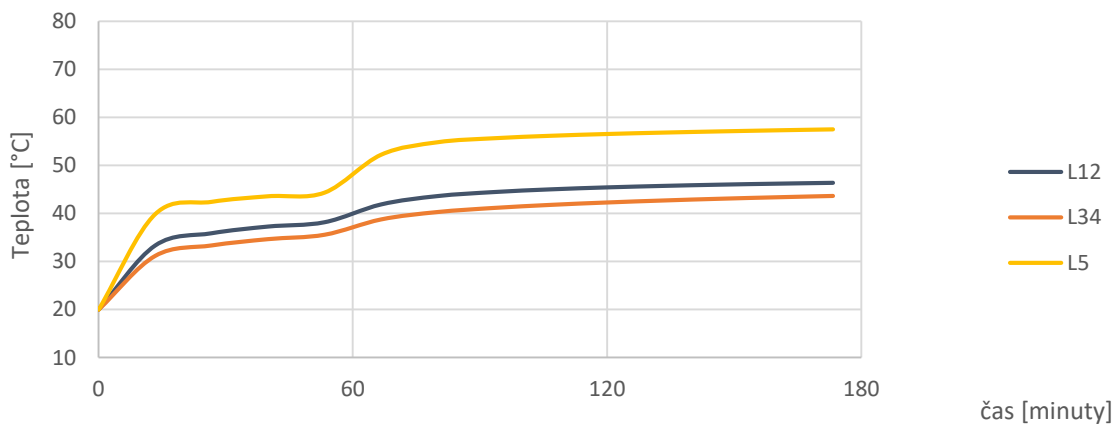
Obrázek 83 Srovnání měřených a simulovaných teplot

## Záběh 2

Pro verifikaci výsledků byly vyhodnoceny další záběhy strojů HCW2. Níže uvedené výsledky ukazují typické průběhy náběhu teplot.



Obrázek 84 HCW2-180 ISO60, maxp 84kW, mazání WOERNER, vřeteník umístěn na standu [61]



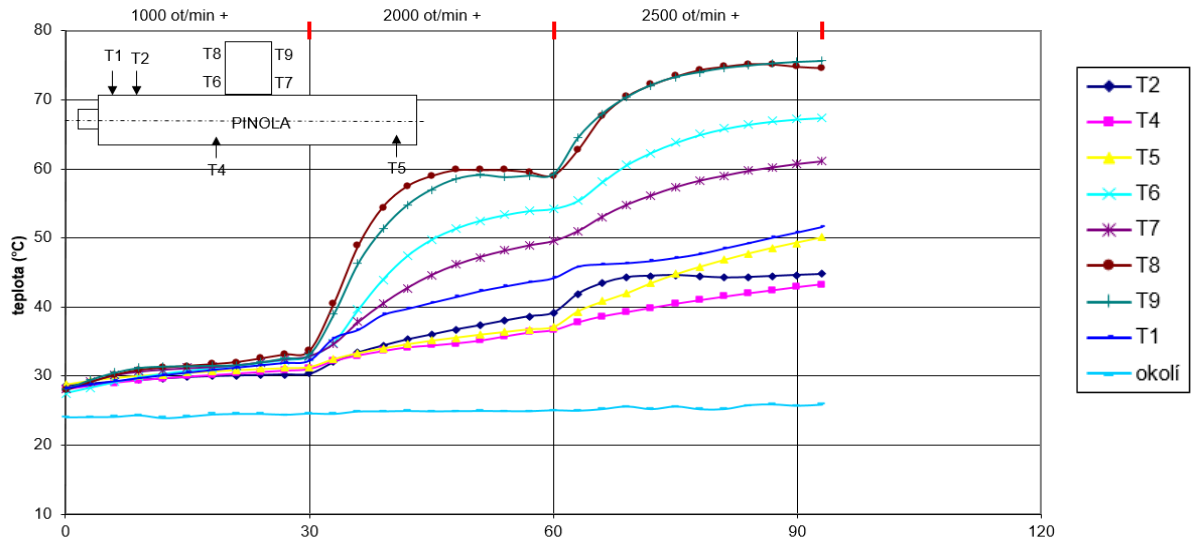
Obrázek 85 Simulace záběhu dle měření HCW2-180 ISO60

## Diskuse

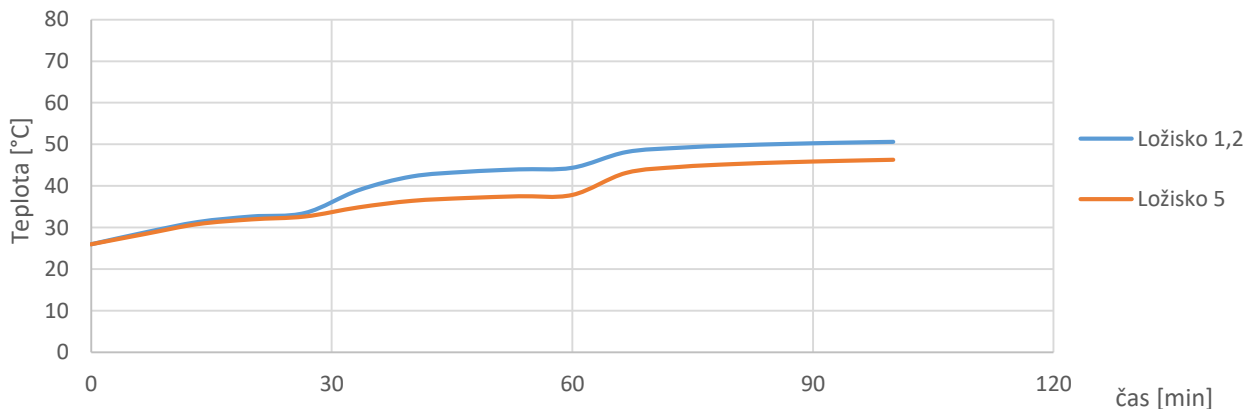
V první části záběhu se data měření a simulace poměrně shodují. V intervalu 60-180 minut je ovšem patrný rozdílný průběh. Zatímco simulace vykazuje ustálení teploty, během měření teplota v tomto intervalu stoupala cca 10°C/120minut. U ložiska 3-4 (v měření značeno T2) vzrostla teplota v intervalu 100-180minut až o 20°C. Teploty finálního převodu naopak vykazují zřetelné ustálení teplot. Z poznatků o ztrátových výkonech lze soudit, že při záběhu nebyl ztrátový výkon inkriminovaných ložisek konstantní a rostl. Toto mohlo být způsobeno strukturálními změnami v uložení, tzn. změnou předepnutí.

### Záběh 3

Při záběhu začínajícím nízkými otáčkami a krátkými intervaly změny otáček (30minut) jsou dobře patrné stupňovité změny teploty a ustálení teploty kdy dojde k vyrovnání mechanických ztrát a účinků chlazení.



Obrázek 86 HCW2-180 [62]



Obrázek 87 Simulace dle záběhu 3

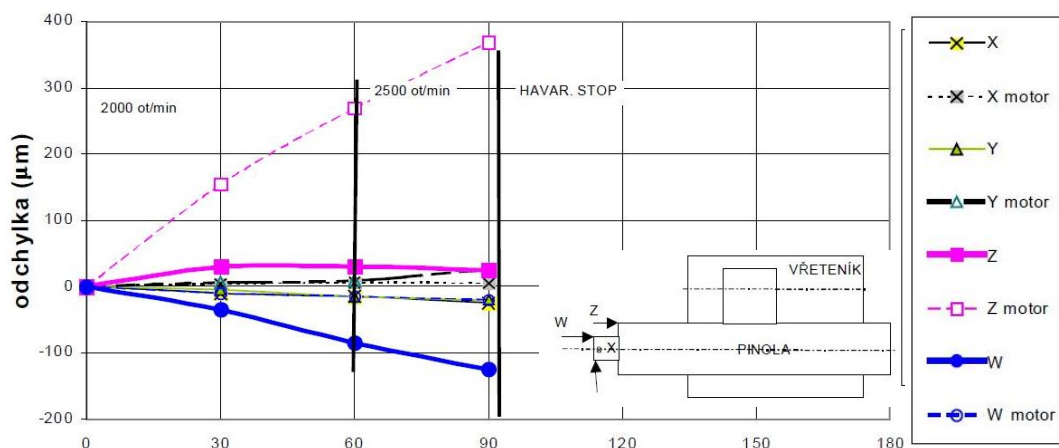
### Diskuse

Pro vyhodnocení sledovaných deformací stroje jsou důležité teploty ložisek uložení, ložiska u finálního kola, event. teploty ložisek posuvu v ose „w“.

Výsledky na Obrázek 84 a Obrázek 86 ukazují patrný náběh i ustálení teplot. I tento jev je jasně identifikovatelný v simulovaných datech. Změna otáček, tzn. změna ztrátových výkonů se projevuje cca 30minut trvajícím náběhem na stabilizovaný stav. Tyto změny jsou také popisovány v kapitole 4.2.3 .



## Měření dilatací



Obrázek 88 deformace v ose Z a W

Na grafu v Obrázek 88 zobrazuje deformaci v ose Z a W. Je patrné řízení motoru Z, který kompenzuje délkovou deformaci pinoly. Výsledná deformace pinoly se udržuje  $<0.02\text{mm}$ . Deformace nekompenzované osy W je pak  $>0.12\text{mm}$ , které bylo dosaženo během 90 minut záběhu.

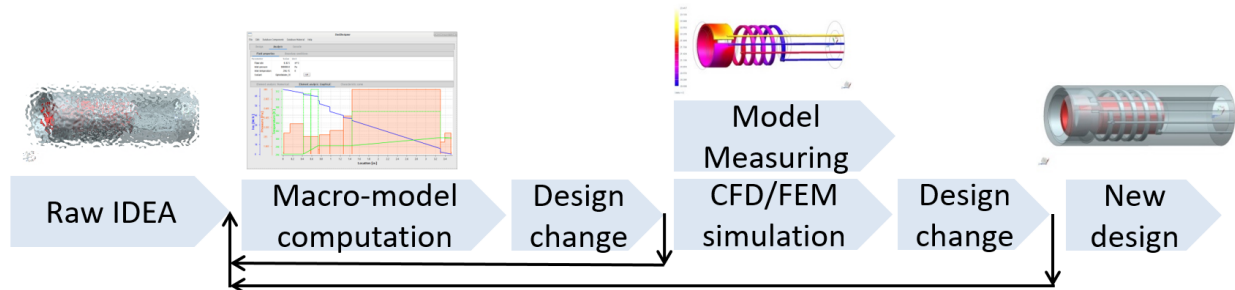
Obdobných výsledků bylo dosaženo simulací v kapitole 4.2.3. Nutno podotknout, že deformace na Obrázek 88 jsou výsledkem činnosti stroje s kompenzací deformace pinoly, tzn. celková deformace je součtem s kompenzačními daty.

### 3.3 Závěr - experimenty

Měření slouží jak ke kontrole činnosti zařízení, tak i pro získávání dat pro další konstrukční práce. Srovnáním měřených a simulovaných dat lze získávat další data, koeficienty, které lze využít v dalších návrzích. Z uvedených měření a experimentů byly získávány koeficienty přestupu tepla, kontaktní odpory na styku ploch a charakteristiky chování stroje v tepelné zátěži. Tyto data slouží k vyhodnocení činnosti zařízení a k definici FEM/CFD simulací.

## 4 Analýza

V předešlých kapitolách bylo popsáno jak definovat teplotní děje ve stroji, jaké jsou zdroje tepla a jak predikovat teplotní stavy a deformace. Také byly přiblíženy metody měření a ukázány provedené experimenty, kterými byly validovány předešlé výpočty. V následující práci budou získaná data využita ke zpracování, optimalizaci metod výpočtů a k vývoji kompenzace teplotních deformací stroje. Předběžný směr metodiky je nastíněn na Obrázek 89.



Obrázek 89 Optimalizovaný proces návrhu

### 4.1 Požadavky

Obecně je od stroje vyžadována vysoká přesnost polohování stroje za všech technologických podmínek. To znamená dodržení přesnosti při různých řezných podmínkách, při různých vnějších podmínkách (teploty v hale atd.) a při různých stavech stroje (zahřátí stroje atd.) Zákaznické požadavky i normy definují požadavky na přesnost obráběcího stroje.

Celková přesnost se skládá z dílčích přesností:

- Geometrická přesnost stroje (jakost výroby)
- Pracovní přesnost (funkcí tuhosti stroje a přesnosti montáže)
- Teplotní stabilita obráběcího stroje (přípravenost stroje na teplotní ovlivnění)

Požadavky na výpočty a simulace jsou:

- rychlost a nízká náročnost přípravy výpočtu
- krátký výpočtový čas
- vysoká přesnost
- vysoké podrobnost získaných dat

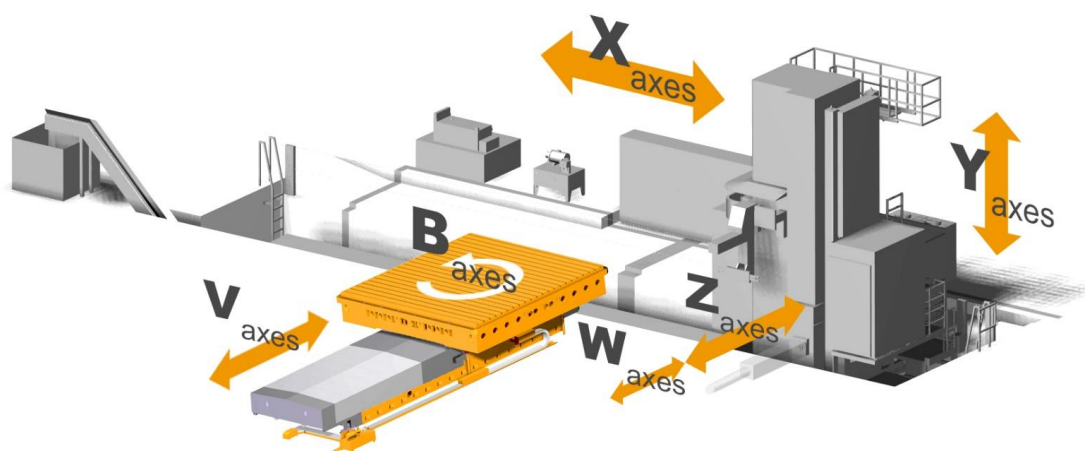
Cílem práce je optimalizace metod vedoucí ke zvýšení teplotní stability strojů HCW. Jedná se tedy o optimalizaci výpočtů a jejich aplikaci. V rámci přednesených specifik se optimalizace týká zejména kompenzace délkových dilatací pinoly a vřetene, které řádově dosahují desetin milimetru. V případě výpočtů a simulací jsou některé požadavky protichůdné, proto je cílem optimalizace nalézt metodiku, která zohlední požadavky a poskytne relevantní data vzhledem k návrhovým fázím za odpovídající náklady (čas).

## 4.2 Rozbor

Stroj řady HCW bude podroben rozboru, ve které budou identifikovány:

- zdroje tepla obecně
- zdroje tepla – ložiska (hlavní vřetenová, převody hlavního pohonu, převody finálního pohonu)
- zdroje tepla – převody (hlavní pohon, finální pohon)
- přestupy tepla – vedení, radiace, konvekce, resistance na styku ploch
- chlazení

Grafika uvedená níže ukazuje obecně stroj typu Škoda HCW a je jeho pracovní osy. Následující rozbor se zabývá uzly, které přímo ovlivňují především osy „Z“ a „W“.

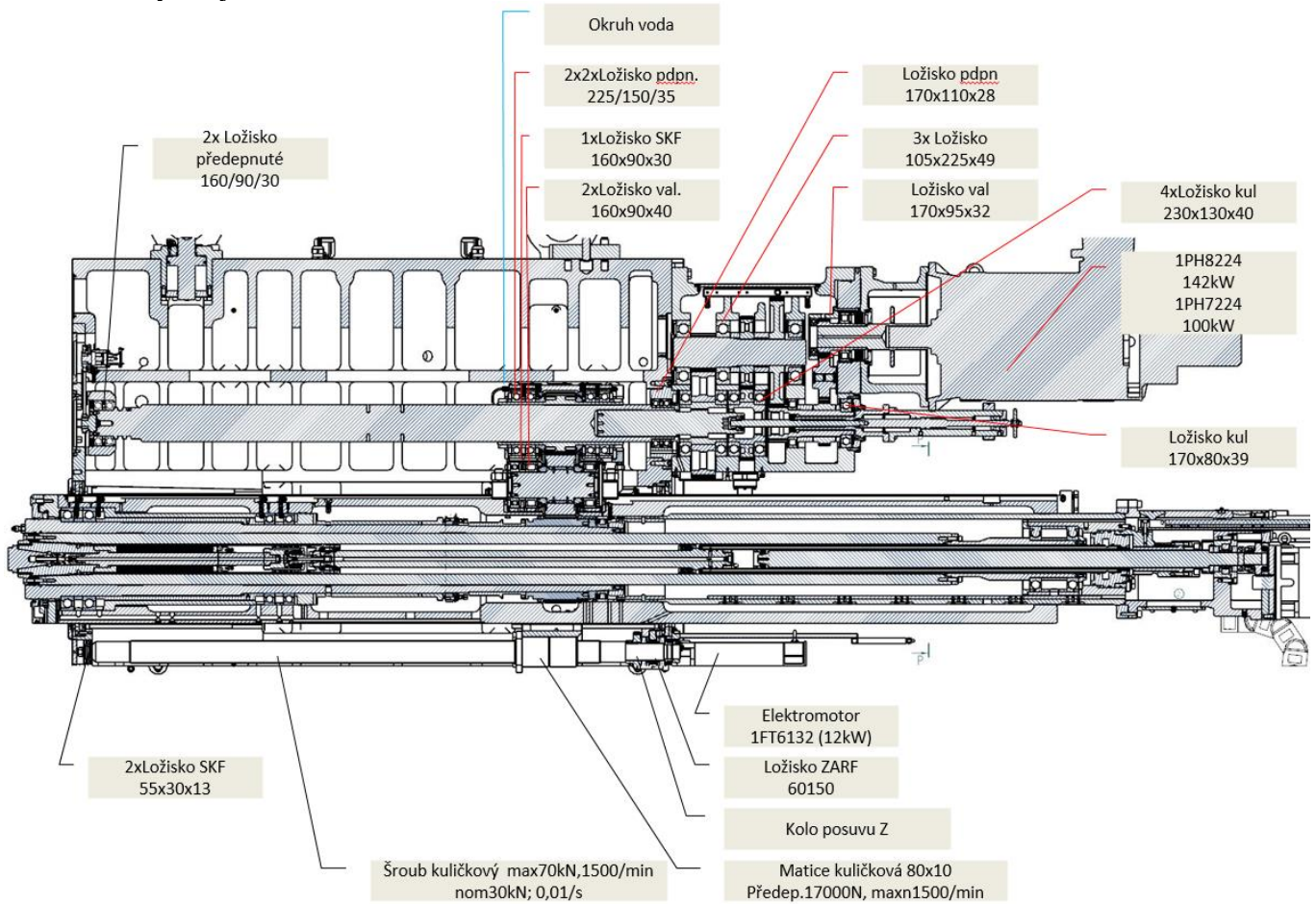


Obrázek 90 Kinematika stroje HCW se stolem TDV

### Hlavní prvky vřeteníku a pinoly

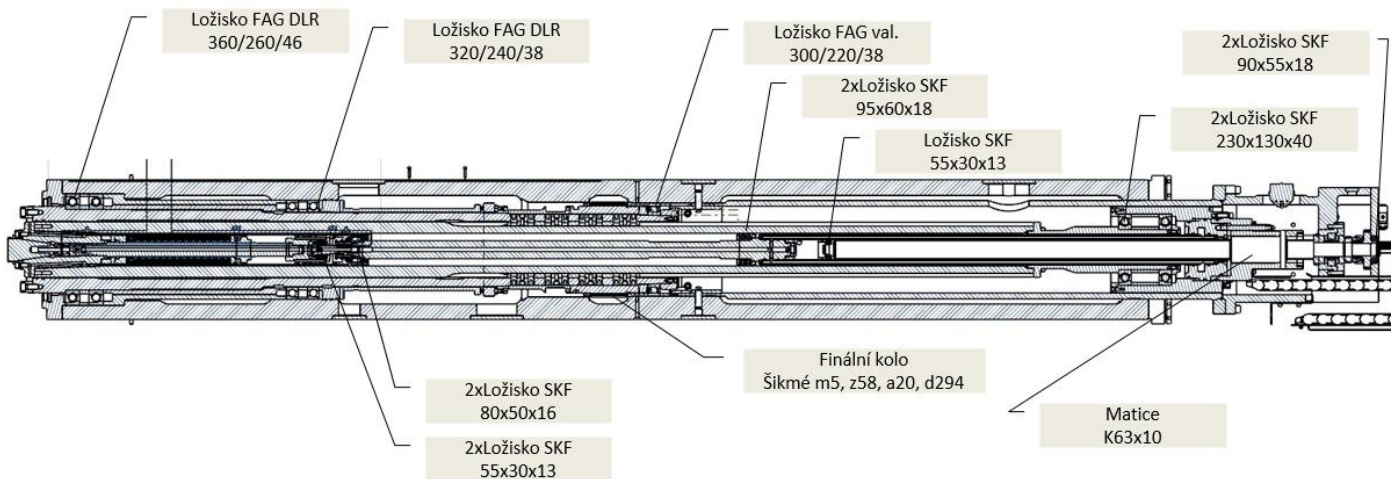
Následující obrázky (Obrázek 91 a Obrázek 92) ukazují základní strukturu vřeteníku stroje typu HCW. Hlavní prvky vřeteníku doplňuje detail sestavy pinoly s vřeteny. Na obrázcích jsou patrné hlavní zdroje odpadního tepla a prvky chlazení. Hlavními zdroji tepla v kontextu celého vřeteníku jsou hlavní pohon s převodovkou, finální převod a celé sestava pinoly. V detailu pinoly pak jsou zdroji zejména uložení frézovacího vřetene, oblast finálního převodu a pátého ložiska, posuv „w“. Samozřejmostí jsou nezobrazované efekty konvektivního chlazení a radiace.

## Hlavní prvky vřeteníku



Obrázek 91 Rozbor vřeteníku

## Pinola a vřetena



Obrázek 92 Rozbor prvků vřeten/pinoly/pusuvu W

## Finální převod

Skříň finálního převodu obsahuje dvě ozubená kola na hřídelích, třetí kolo je součástí pinoly resp. sestavy vřeten. Skříň je montována na pinolu stroje. Hlavními zdroji tepla jsou převody a ložiska jak je patrné na Obrázek 91. Těleso vřeteníku je pak chlazeno kapalinovým okruhem olejem viz Obrázek 93.

Ztráty ložisek jsou vyčísleny dle kapitoly 1.3:

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu \quad (115)$$

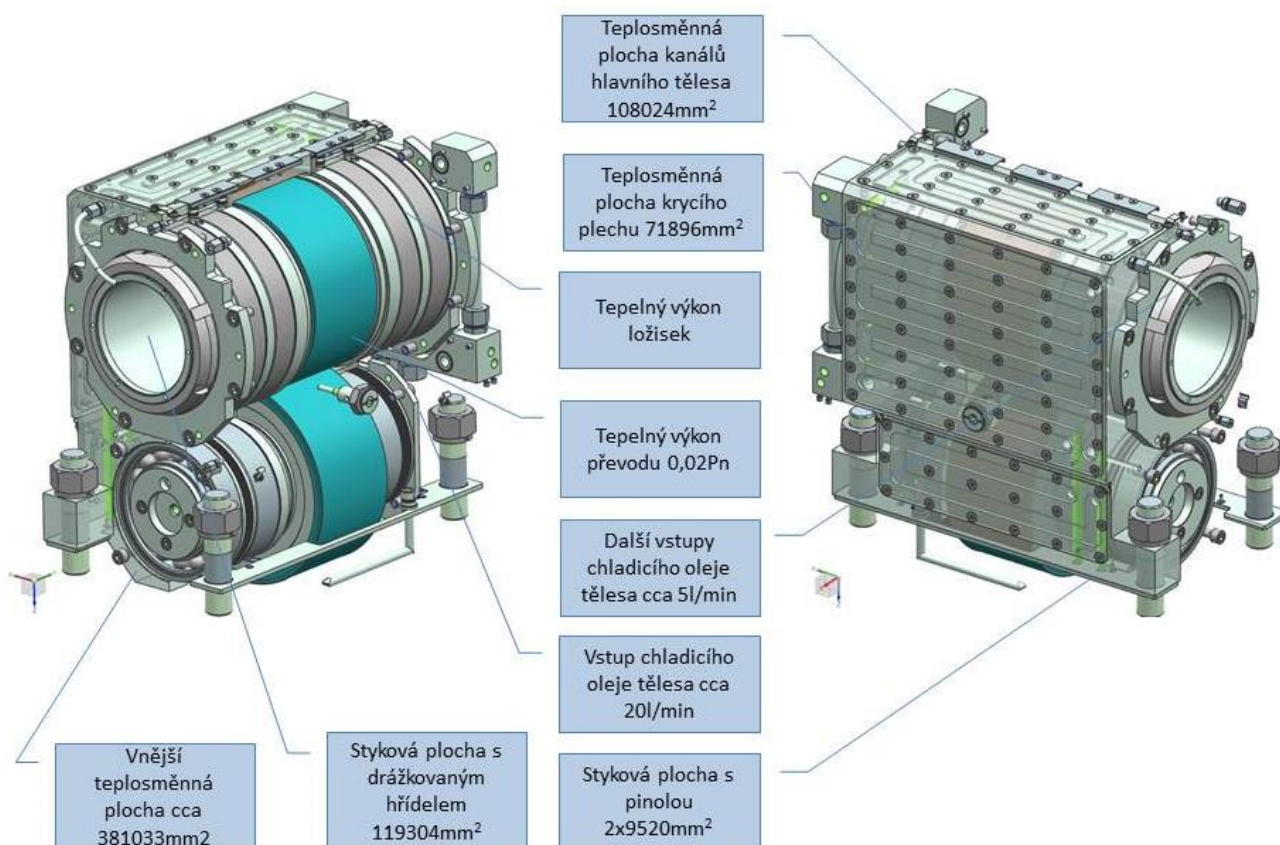
Ztráty převodů taktéž dle 1.3:

$$\dot{Q} = \mu * P \quad (116)$$

Chlazení probíhá vedením tepla tělesy, konvekcí do okolního prostoru a konvektivním kapalinovým chlazením vnitřními kanály a tryskami. Obecně lze vyjádřit:

$$\dot{Q} = htc * S * \Delta T \quad (117)$$

$$\dot{Q} = \dot{v} * \rho * c_p * \Delta T \quad (118)$$



Obrázek 93 Skříň finálního převodu, se zátěžnými stavy

Pro simulaci v sestavě vřeteníku je důležitá styková plocha s pinolou a přenášený teplotní tok do tělesa pinoly. Při předepsaném utahovacím momentu, tzn. předepnutím lze odvodit koeficient přestupu tepla dle kapitoly 2.3.4. Tímto ovlivněním vznikají nežádoucí, asymetrické a těžko kompenzovatelné deformace.

## Osa Z - Kuličkový šroub/ matice

Posuv v ose „Z“ resp. výsuv pinoly zajišťuje pohybový kuličkový šroub 80x10. Maximální otáčky jsou  $n_{max}$  1500/min. Předepnutí šroubu 17000N, jmenovité zatížení 60000kN. Pohon šroubu zajišťuje synchronní servomotor SIEMENS 1FT6134-6SC71-4DB1. Studie autora Xu a spol. [63] definuje ztráty na pohodu kuličkovým šroubem (KYB32 40x10 se čtyřbodovým stykem):

Tabulka 13 ztráty a koeficienty přestupu tepla na mechanismu posuvu dle studie [63]

Rychlost [1/min]	Ztráty [W]
Matice	
500	74,9
1000	135
Ložisko	
500	5.32
1000	10.34
Koeficient přestupu tepla vnější povrch	W/m <sup>2</sup> K
500	15.3
1000	24.4

*Charakteristika motoru:*

1FT6 140 Nm, 100K, 2000rpm nucená ventilace, inkrementální odměřování:

$$P_M = M_K * \omega \quad (119)$$

$$P_M = 14653W \quad (120)$$

Odpadní teplo pak:

$$\dot{Q}_M \approx 120W \quad (121)$$

*Kuličkový šroub*

Ztrátový výkon šroubu - dle výše uvedených dat, resp. kapitoly 1.3.lze kalkulovat:

$$\dot{Q}_{KS} = P_{max} * 0,02 \quad (122)$$

$$\dot{Q}_{KS} = 293W \quad (123)$$

*Ložisko ZARN 40105/ ZARF60150TN*

Statický moment tření prvku je 2,2-3,5Nm. Pro  $n_{max}$  1000/min a spektrum zátěže v čase 0,1 ( $\tau$ ) pak platí:

$$P_Z = M_Z * \omega_Z * \tau \quad (124)$$

$$P_Z \approx 36W \quad (125)$$

*Převod pohonu*

Přímé ozubení (šroub 33z, střední kolo 37z, pastorek 17z)

$$\dot{Q}_P = 2 * P_{max} * 0,01 \quad (126)$$

$$\dot{Q}_P = 146W \quad (127)$$

## Osa W - Kuličkový šroub/ matice

*Šroub K63x10*

- stupeň přesnosti IT3, mazání olejem
- Max 1000/min, předepnutí matice 9000N

Opět pro srovnání uvedená publikovaná studie [63] popisuje u kuličkové matice se čtyřbodovým stykem 40x10 při 1000/min 135W, resp. Při 500/min 75W.

Pro ekvivalentní třecí podmínky, kde je třecí výkon definován:

$$P_{tr} = v * Ft \quad (128)$$

Respektive pro točivý pohyb:

$$Ptr = w * Mk \quad (129)$$

$$Ptr = w * r * Ft \quad (130)$$

Pro  $\omega$ -konst., F-konst.:

$$Ptr = 212W \quad (131)$$

Tabulka 14 Spektrum zatížení kuličkového šroubu

Smysl působení pos. síly	F1					F2
	F [N]	70000	50000	30000	15000	5000
s [mm/min]	200	400	600	1000	10000	10000
Poměrná doba	0,1	0,2	0,3	0,3	0,05	0,05

*Motor Siemens*

Výsuv vřetene je poháněn elektromotorem s jednostupňovou převodovkou. Otáčky dle výsuvu vrtacího vřetene. Přičemž pro motor platí:

$$n_{nom}=1500/min$$

$$M_{nom}=130Nm$$

$$P_{max}=20,4kW$$

$$n_{max}=3600$$

$$M_{max}=316Nm$$

*Beránek*

2xSKF 7226 130x230x40

Otáčky dle rotace vřetene – referenční otáčky – 2000/min

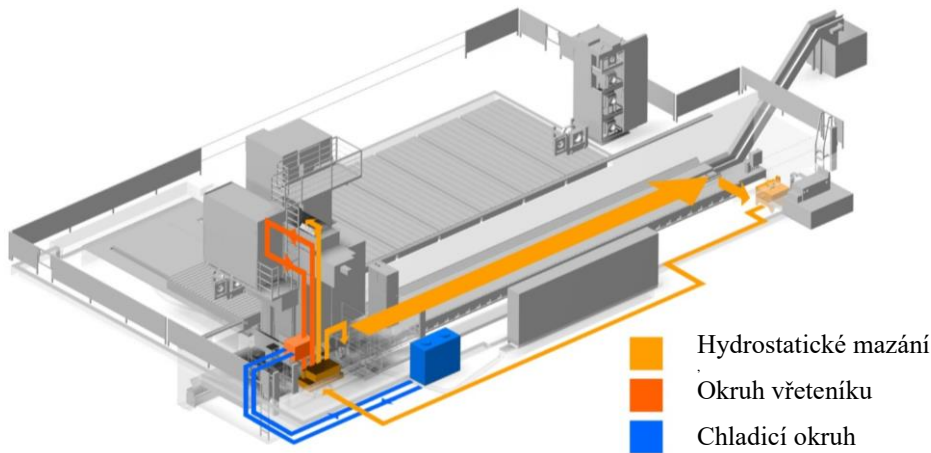
Mazáno olej/vzduch 2-3cm<sup>3</sup>/hod oleje

Vyrážení nástroje - tlakový olej

## Chlazení – principy na stroji HCW

Na základě teoretických poznatků uvedených v kapitole 2.3.4 odstavec chlazení jsou popsány principy chlazení na zařízení typu HCW. Obrázek 94 ukazuje zjednodušené schéma hydrauliky stroje. Chladicí agregát stroje je umístěn na základě, mimo pohyblivou část stroje, jako příklad je uveden chladicí agregát s výkonem 19kW na Obrázek 95. Úkolem je vychlazení

odpadního oleje. Kompresorový chladicí agregát s chladicím výkonem průměrně 7-9kW chladí protékající médium při  $dT=30^{\circ}\text{C}$ . Průtok média je cca 20-30l/min, při teplotě 25-55 $^{\circ}\text{C}$ . Chladicí výkon agregátu je tedy dostatečný, omezením v chlazení jsou podmínky v chlazených prvcích a vlastnosti chlazených médií.



Obrázek 94 Schéma hydrauliky HCW



Obrázek 95 Chladnička pro průtok chladicí kapaliny nebo oleje s nízkou viskozitou, chladicí výkon až 19kW, průtok 50l/min,

#### *Procesní a chladicí kapaliny na stroji v kontextu chlazení*

V hydraulických komponentách stroje jsou používány různé druhy tekutin. Jejich funkcí je: mazání, mechanická práce a chlazení. Vlastnosti spojené s chlazením jsou pro uváděný rozbor významné. Chlazení nástroje, obrobku a blízkého okolí obráběcího procesu je chlazeno převážně chladicími reznými emulzemi. Jedná se o vodní emulze s obsahem vody více jak 90%. Vzhledem k převažujícímu obsahu vody se jedná o ekonomické a ekologické řešení. Voda je navíc při tepelné kapacitě 4186J/kgK velmi dobrý nosič tepelné energie a viskozita po zředění je nízká, blízká viskozitě vody. Produktivita obráběcího procesu s chlazením je velmi vysoká. Pro speciální aplikace, kde není možné chlazení vodou, může být chladicí médium nahrazeno vzduchem nebo specifickými plyny ( $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$  atd.). Expanze vzduchu pak přináší chladicí efekt, což bylo popsáno v kapitole 2.3.4. Další kapalinou jsou obecně ropné a syntetické oleje, které mají oproti vodě hustotu 850-950 $\text{kg}/\text{m}^3$ , měrná tepelná kapacita činí cca 1600J/kgK, viskozita je oproti vodě vyšší. Chlazení olejem je tak méně účinné v chladicích kanálech, v pohyblivých součástech přináší však požadovaný mazací efekt. Kinematická viskozita běžných hydraulických (i převodových) olejů se pohybuje okolo 30-150 $\text{mm}^2/\text{s}$  (dle normy SAE, při 40 $^{\circ}\text{C}$ ) což dále snižuje koeficient přestupu tepla.



### 4.2.1 Analytické řešení

S využitím teoretických poznatků popsaných v předcházejících kapitolách, zejména v kapitole 1.3 a 1.4 lze sestavovat základní odhady šíření teplotních polí a deformací.

Analytické výpočty kopírují data užitá pro sestavení makro-elementů. Z tohoto důvodu nejsou dále rozvedeny. Předběžné deformace jsou vyčísleny v úvodu práce a bližší kontext v rámci stroje je možný sestavit až rámci kompozice CAE virtuálního modelu (v kapitole 4.2.3).

### 4.2.2 Makro-element

Vyšší řád výpočtů, definovaný na základě teoretických poznatku je sestavený model založený na jednotlivých makro-elementech.

Byly definovány mechanické vazby a vztahy výměny tepla v součástech vřeteníku. Tyto součásti a vazby tvoří síť makro-modelu. Definovaný model poskytuje rychlý výpočet na základě zjednodušeného zadání parametrů. Stejně jako v případě definice CAE analýzy i pro makro-element je teoreticky možné definovat transienční úlohu i ustálený stav. Komplex prvků je založen na rovnováze termodynamické energie pro jednotlivé prvky [45].

$$\dot{E} = E_{konvekce} + E_{kondukcce} + E_{indukcce} + E_{radiace} = mc \frac{dT}{dt} \quad (132)$$

$$E = mcT \quad (133)$$

$$E_{CELKOVA} = \sum m_n c_n T \quad (134)$$

**Byly definovány tyto elementy:**

*Generování tepla v ložisku 1-5 [9]:*

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu \quad (135)$$

*Uložení ložiska 1-5 vnější plocha*

Koeficient přestupu tepla je dle předchozích kapitol funkcí:

$$htc = f(p) \quad (136)$$

Dle uložení [kapitola 2.3.4] lze předpokládat koeficient přestupu tepla cca 2000W/m<sup>2</sup>K, pak pro přestup tepla platí:

$$\dot{Q} = htc * S * \Delta T \quad (137)$$

*Uložení ložiska 1-5 vnitřní plocha*

Dle uložení [kapitola 2.3.4] lze předpokládat koeficient přestupu tepla až 3000W/m<sup>2</sup>K. Koeficient přestupu tepla, resp. přestup tepla je pak definován obdobně jako výše u vnější plochy.

$$\dot{Q} = htc_{vnitřní} * S_{vnitřní} * \Delta T \quad (138)$$

### *Teplotní pole frézovací/ duté vřeteno*

Pro nutné zjednodušení definujeme duté vřeteno jako 0D prvek, s homogenním teplotním polem, při působení tepelného zdroje uložených ložisek. Chlazení vnější plochy definováno koeficientem přestupu tepla. Přestup tepla do vrtacího vřetene.

### *Teplotní pole vřetene*

Teplotní pole je vzhledem k požadavku na zjednodušení nutné definovat jako funkci vzdálenosti od čela vřetene. Přičemž ovlivňující zdroje tepla jsou také definovány v pozici. Tzn. teplota segmentů mezi zdroji je definována 1D funkcí,

$$T_{vřeteno} = f(l) \quad (139)$$

přičemž je těleso vřetene rozděleno na segmenty místně zatížené vnějšími tepelnými vlivy dle rozboru.

### *Teplotní pole pinoly*

Stejně jako v případě vřetene i u pinoly lze navrhnout teplotní pole jako 1D funkci vzdálenosti od čela pinoly

$$T_{pinola} = f(l) \quad (140)$$

V závislosti na požadovaných výstupních datech lze těleso vřetene i pinoly definovat jako izotermní makro-element, přičemž pro energetický stav platí:

$$E_{pinoly} = m_{pinola} * c * T_{pinola} \quad (141)$$

Pro teplotu při ustálené úloze:

$$P_{zdroje} = S_{pinola} * htc_{chlazení} * T_{pinola} \quad (142)$$

### *Chlazení čela pinoly*

Nucená konvekce do chladicí kapaliny (během záběhu neaktivní), volné konvektivní chlazení do vzduchu:

$$\dot{Q}_{chlazení\_cela} = htc_{chlazení\_cela} * S_{plocha\_cela} * (T_{čela} - T_{chladič\_kap}) \quad (143)$$

### *Vývin tepla ve skříní finální převodovky, přestup tepla do pinoly*

Pro účely modelu s makro-elementy byl prvek finálního převodu zjednodušen. Byl tedy definován jako vnější prvek a byl definován přestup tepla do pinoly v místě fixace.

Finální převody:

$$\dot{Q} = \mu * P \quad (144)$$

Ztráty ložiska finálních převodů a přestup tepla do hřídele pohonu se definují dle kapitoly 1.3.2 a 1.3.3.

### *Chlazení finálu*

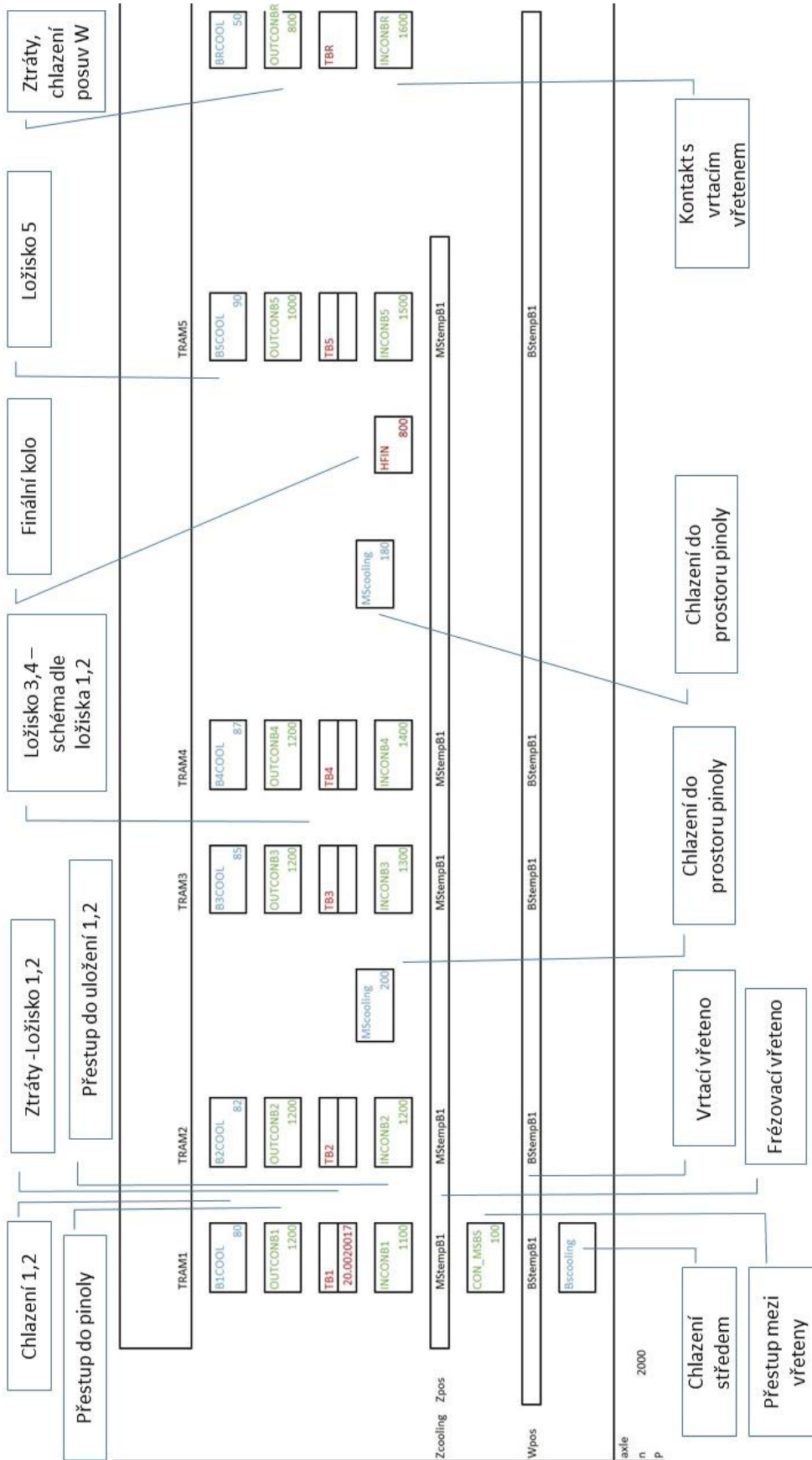
$$\dot{Q}_{kap\_chl\_fin} = htc_{kap\_chl\_fin} * S_{plocha\_kanalu} * \Delta T \quad (145)$$

$$htc = f(Re, Nu) \quad (146)$$

Přestup tepla z převodovky do tělesa pinoly je úměrný stykové ploše, předepnutí a teplotnímu gradientu:

$$\dot{Q}_{fin\_pinola} = f(S_{styk}, F_{předepnutí}, \Delta T) \quad (147)$$

Sestava elementů



Obrázek 96 Sestava makro-elementů zastupující uložení vřetene v pinole

## Steady state – ustálená úloha

Pro ustálenou úlohu platí zejména to, že tepelná kapacita a tím i energetický stav součástí je zanedbatelný. Díky absenci tepelné kapacity jako formy tlumení, je relativně přesná definice okrajových podmínek důležitá, jinak jsou řešením nereálné hodnoty teplot, resp. úloha nekonverguje k řešení (v případě CAE úlohy).

Řešením úlohy je rovnovážný stav:

$$Q_{indukce} = Q_{chlazení} \quad (148)$$

přičemž změna energie je nulová:

$$dE_{element} = 0 \quad (149)$$

Pro příklad platí obecně pro ložisko:

$$Q_{indukce} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu \quad (150)$$

$$Q_{chlazení} = htc_{vnitřní} * S_{vnitřní} * (T_{ložisko} - T_{okolí}) \quad (151)$$

$$Q_{indukce} = Q_{chlazení} \quad (152)$$

pak pro teplotu ložiska platí:

$$T_{ložisko} = \frac{(1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu) + (htc_{vnitřní} * S_{vnitřní} * T_{okolí})}{htc_{vnitřní} * S_{vnitřní}} \quad (153)$$

Takto definované prvky jsou propojeny ve funkční celek. Pro součást pinoly a vřetene je nutné definovat také vedení v tělese, rozdělením na více těles resp. makroelementů.

Ustálená úloha je výpočetně méně náročná, nereflkuje pochopitelně změny probíhající v čase. Výsledky jsou významně ovlivněny počátečními podmínkami, protože úloha není závislá na tepelné kapacitě součástí což při reálných časových úlohách (např. do 12ti hodin trvání) působí jako tlumení extrémů.

## Transient – transientní úloha

Transientní úloha operuje především se změnou obsažené tepelné energie v tělesech. Pro úlohy řešené v této práci je transientní řešení vhodnější neboť reflektuje změny v čase a nepřesnosti v definici ztrátových výkonů se projevují mírně, tlumeně díky tepelné kapacitě těles. Teplota je pak funkcí vnitřní energie, resp. času, ztrátových výkonů a efektů chlazení:

$$T=f(E, t) \quad (154)$$

Předpokladem jsou:

cp - konst

m – konst

htc - konst

Tepelný tok, indukce, kondukce i konvekce:

$$\dot{Q} = f(t) \quad (155)$$

$$E = \int_{t_1}^{t_2} q(t) dt \quad (156)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{\int_{t_1}^{t_2} q(q) dt}{m * cp} \quad (157)$$

pak pro ložisko platí:

$$\dot{Q} = 1,05 * 10^{-4} * F * r * n * \mu$$

F – konst

r – konst

$\mu$  – konst

$$n = f(t) \quad (158)$$

pro přenos tepla ve styku ploch platí:

$$\dot{q} = htc * \Delta T \quad (159)$$

$$\dot{Q} = htc * \Delta T * S \quad (160)$$

htc – konst

S - konst

$$\Delta T = f(t) \quad (161)$$

Obecně v prvcích platí:

$$E = m * c_p * \Delta T \quad (162)$$

pro změnu energie:

$$\dot{Q} * t = m * c_p * (T_2 - T_1) \quad (163)$$

Propojení jednotlivých prvků:

$$E_{CELKOVA} = \sum m_n c_n T \quad (164)$$

přičemž mezi prvky platí definované přestupy tepla.

## Výsledky

Výsledky a srovnání výpočtu chladicího kanálu pomocí makro-elementu jsou uvedeny v kapitole 2.2. Zde byly do výpočtu úspěšně implementovány nové prvky a srovnání se CDF výpočtem v softwaru Ansys CFX skončilo dobrou shodou výsledků. V případě makro-elementu proběhl výpočet a konfigurace výpočtu řádově rychleji. V případě výpočtu teplotních dat zejména u kapalinou chlazených součástí, např. elektrovřeten se jedná o efektivní nástroj při vývoji a konstrukci.

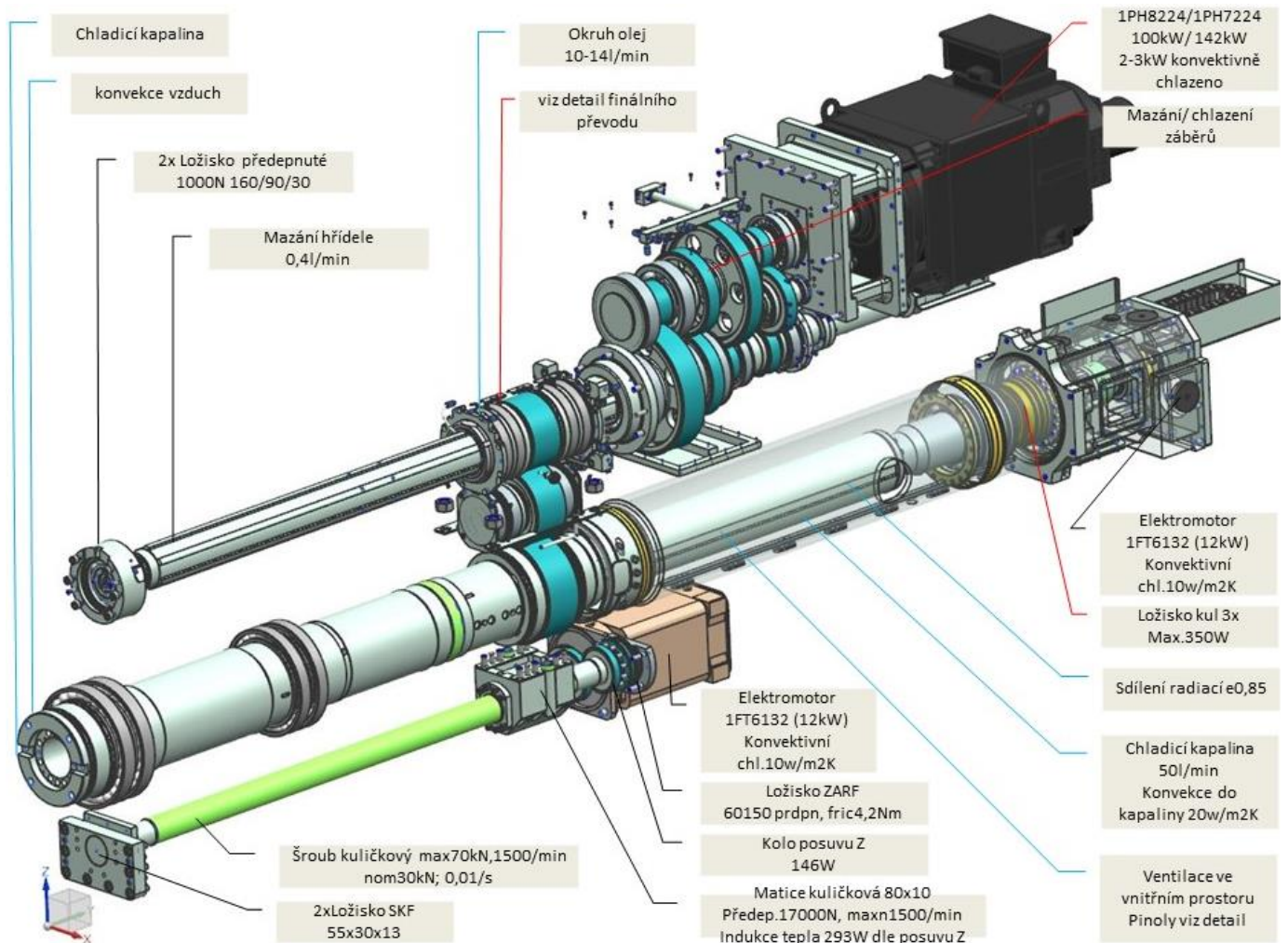
Pro výpočet teplotních dat na soustrojí pinoly u strojů typu HCW byly sestaveny teoretické základy výpočtu s definicí jednotlivých prvků. Na Obrázek 96 je uvedeno grafické uspořádání makro-elementů, z něhož vyplývají některé vazby mezi elementy a jejich názorné prostorové umístění. Matematickým propojením dle uvedených základů získáváme simulační model, který poskytuje relevantní data o teplotách, téměř v reálném čase a tudíž se schopen dodávat i kompenzační data pro korekci teplotních dilatací.

### 4.2.3 Virtuální prototyping

Produktem předchozích rozborů a simulací detailů je výsledná kompletní simulace vřeteníků, která poskytuje data o termo-mechanickém chování sestavy vřeteníku. Tato kapitola přímo navazuje na kapitolu 2.3.5. Následující model obsahuje detaily a reálné hodnoty.

#### Hlavní poznatky

- 1.3 Teorie zdrojů, tepelných mechanismů
- 1.4 Teorie pro obráběcí stroje
- 2 Teplotní pole a deformace obráběcích strojů
- 2.3 CAE pro obráběcí stroje

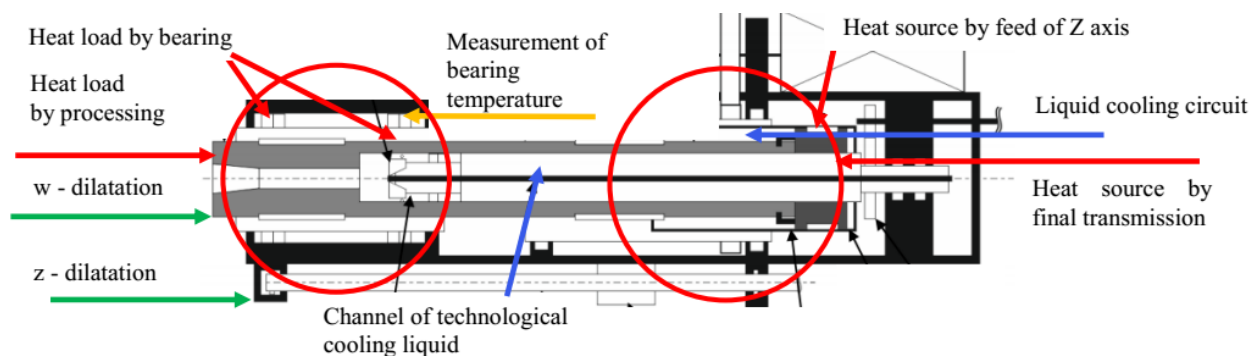


Obrázek 97 Schéma hlavních teplotních okrajových podmínek pro sestavu vřeteníku

## Virtuální testování - citlivostní analýza sestavy pinoly

V první části testování virtuálního modelu byla sestavena simulace izolované soustavy pinoly. Tato první fáze analyzuje především přestupy tepel mezi vřeteny a ložisky. Proti reálnému stavu je tento celek izolován od dalších vnějších vlivů, jakým je např. skříň finálního pohonu, kontakt se skříní vřeteníku atd.

Citlivostní analýza je zaměřena na spektrum otáček 600-4000/min. Předem definovaná tepelná zátěž ložisek je uvedena v tabulce. Použitá ložiska jsou FAG DLR s vnějším průměrem 360mm. Celková teplosměnná plocha ložiska je určena 79150mm<sup>2</sup>. Zjednodušený model byl vytvořen dle výše zmíněné metodiky. Zjednodušený model má plochu 76608mm<sup>2</sup> pro konvekční výměnu tepla. Styková plocha s vnitřním a vnějším kroužkem je 5138mm<sup>2</sup>. V kontaktní ploše byl stanoven koeficient přestupu tepla 2500W/m<sup>2</sup>K, vycházející z předchozích dílčích analýz uložení ložiska. Koeficient nucené konvekce byl stanoven 30W/m<sup>2</sup>K taktéž převzatý z předešlých analýz, zohledňující chlazení rozprášenou směsí oleje a vzduchu. Je předpokládána konduktance tepla hřídelem v množství cca 30%, permisivita ložiska je pak stanovena na 8,5W/K. Numerická simulace indikuje 280W je odváděno vnějším kroužkem do uložení a vnitřním kroužkem do hřídele. 120W tepla je odváděno konvekcí do chladicího vzduchu a okolí, dle zohledněné rychlosti proudícího vzduchu 30m/s.

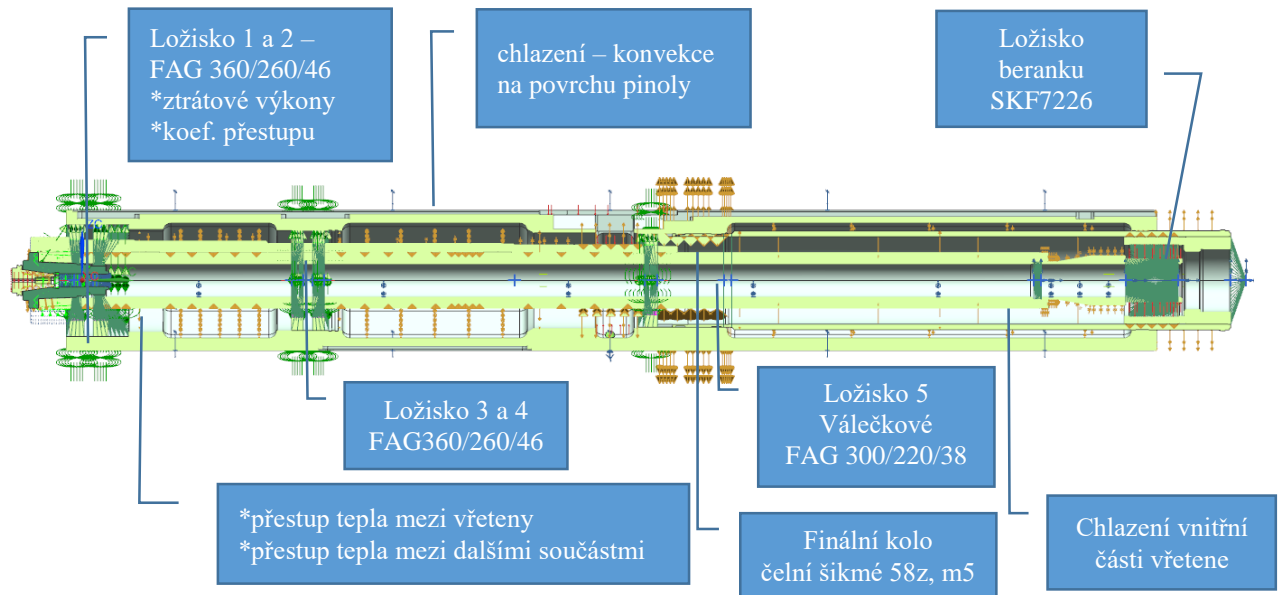


Obrázek 98 Zatěžovací schéma pro analýzu sestavy pinoly [64]

Pro analýzu bylo určeno zatěžovací spektrum zobrazené v tabulce. Zátěžné stavy vycházejí z předávacích testů produkčních strojů. Okolní teplota pro simulaci je stanovena na 20°C. Není započteno externí chlazení ložisek. Pro hodnocení průběhu záběhu stroje je tepelná zátěž od nástroje nulová.

Tabulka 15 Tepelné zatížení ložisek 1,2 resp. 3,4 bez účinku chlazení

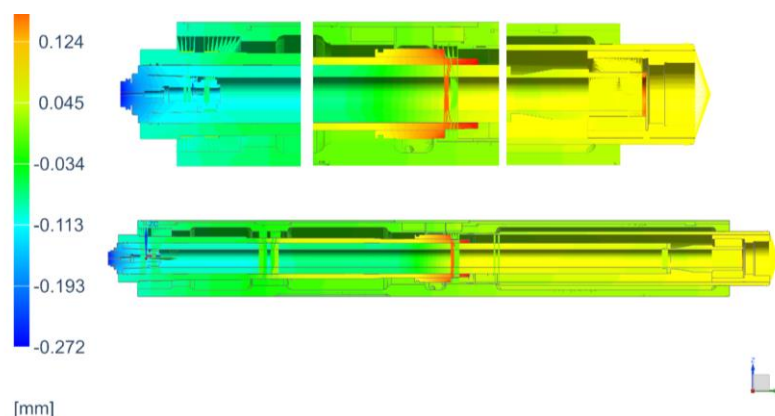
Revolutions [min <sup>-1</sup> ]	Preload [N]	Heat load / bearing [W]	Set of 2 bearings [W]
1000	3000	164	328
1250	3000	204	408
1500	3000	245	490
1750	3000	286	572
2000	3000	328	656



Obrázek 99 Schéma FEA modelu pinoly

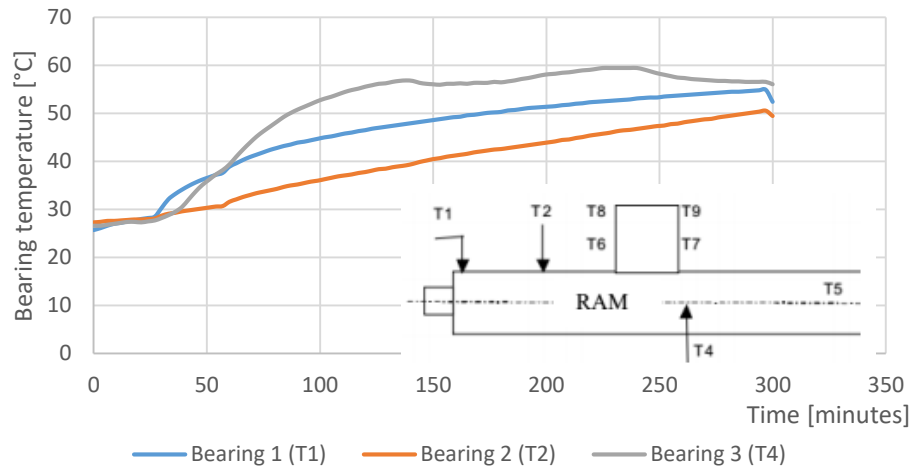
Tabulka 16. Okrajové podmínky pro citlivostní analýzu

		Z0	Z1	Z2	z3	z10	z11	z12	z13	z20a	z20b	z20c
Bearing 12	w	300	400	500	600	300	300	300	300	300	600	800
Bearing 34	w	300	400	500	600	300	300	300	300	300	600	800
Bearing 5	w	150	200	300	400	150	150	150	150	200	400	600
Bearing 6	w	200	300	500	700	200	200	200	200	200	500	700
Final gear	w	300	400	400	400	300	300	300	300	200	300	400
F.g. case	w	100	150	200	250	100	100	100	100	150	200	250
Tool	w	120	120	120	120	120	120	120	120	0	0	0
Htc	w/m <sup>2</sup> k	0	0	0	0	<b>400</b>	<b>600</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>2000</b>	<b>2000</b>
Revolutions	n/min	<b>1000</b>	<b>1250</b>	<b>1500</b>	<b>2000</b>	1000	1000	1000	1000	1000	2000	2500
Time	min	0-60	0-60	0-60	0-60	0-60	0-60	0-60	0-60	0-30	30-60	60-120

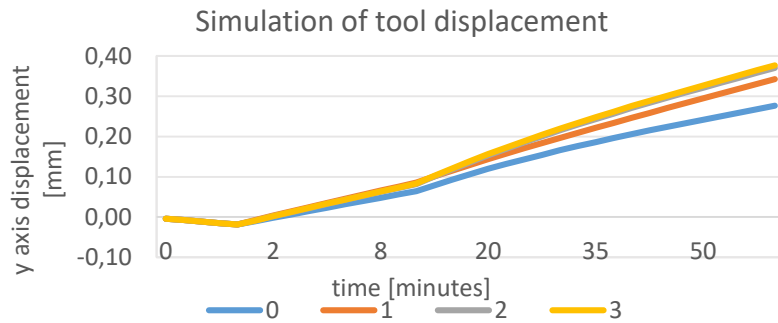


Obrázek 100 Výsledky termo-mechanické simulace pro zátěžný stav Z13, výsledky zobrazují deformaci v ose z [64]

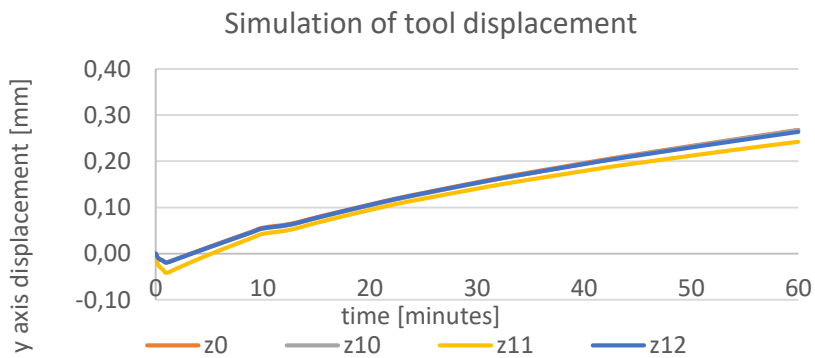




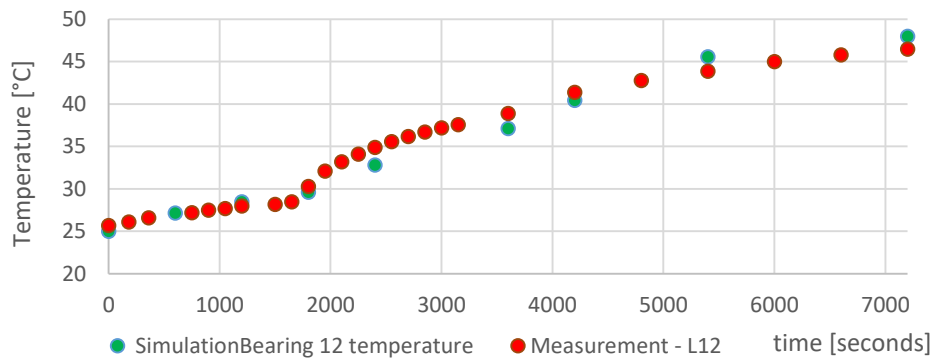
Obrázek 101 Záběh stroje HCW - měření teplot ložisek



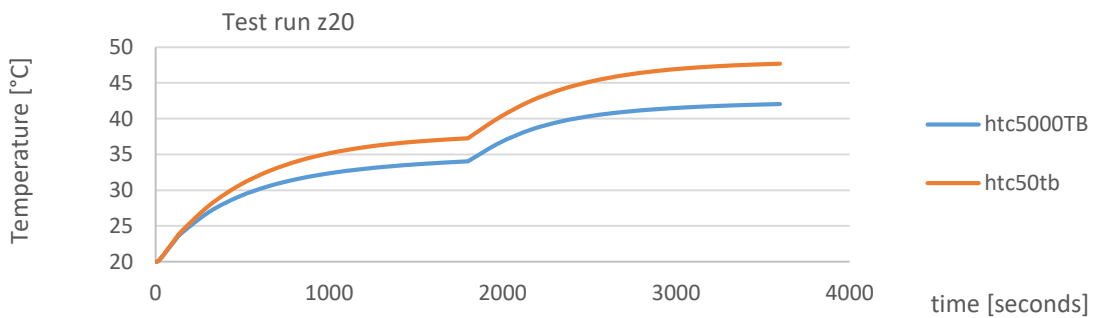
Obrázek 102 Simulace dilatace na nástroji, dle zadaných podmínek z0-z3 – reakce na zvýšené otáčky



Obrázek 103 Dilatace nástroje pro záběh z10-z12 – reakce na změnu koeficientu přestupu tepla na vnějším kroužku



Obrázek 104 Simulace a měření ložiska



Obrázek 105 Simulace teploty ložiska pro záběh 3600s s proměnou rychlostí rotace, dvě varianty s rozdílným koeficientem přestupu tepla mezi ložiskem a hřídelí

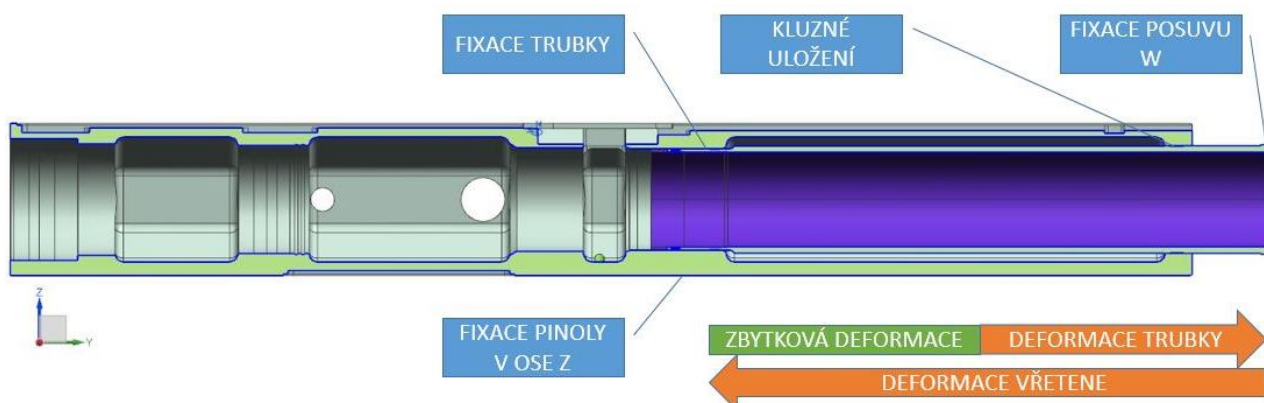
Závěrem analýzy podsestavy pinoly lze konstatovat některé charakteristické termomechanické vlastnosti. Strukturální reakce na termodynamické změny při transientních simulacích je poměrně nízká. Toto je dáno především vysokou teplotní setrvačností masivních součástí sestavy.

Reakce na zvýšení tepleného odporu, resp. na změnu koeficientu přestupu tepla mezi kroužky ložiska a tělesem uložení je nízká. Při změně htc 400-800W/m<sup>2</sup>K při okrajových podmínkách z10-z12 došlo k poklesu dilatace o <0,05mm.

Zvyšování otáček a tím i zvyšování ztrátových výkonů dle okrajových podmínek z0-z3 (n=1000-2000/min) vede k předpokládanému nárůstu teplot a nárůstu dilatace v ose y dle grafu viz Obrázek 102. Rozdíl dilatace při transientním ději v délce trvání 3600s je až 0,1mm.

## Konstrukční optimalizace

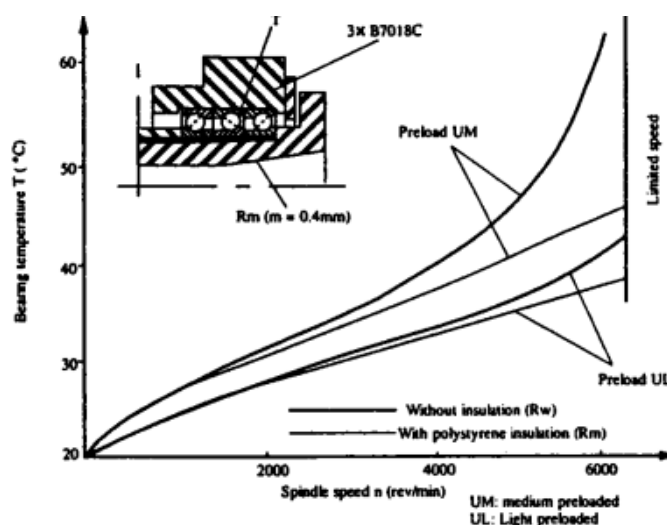
Účinnou metodou k potlačení teplotních deformací jsou cílené konstrukční úpravy založené na předchozích teplotně-deformačních analýzách. Samozřejmostí by pak měla být u strojů teplotní symetrie. Úhlové deformace vzniklé teplotní nesymetrií jsou obtížně kompenzovatelné. Pokud jsou tyto úpravy správné, pak snižují deformaci bez vnějších zásahů do řízení stroje, spolehlivě a bez vedlejších negativních dopadů. Lze uvést příklad v podobě vedené trubky beránku (posuvu W) v pinole stroje HCW, jak ukazuje Obrázek 106.



Obrázek 106 Částečná kompenzace teplotní deformace vřetene konstrukčním řešením

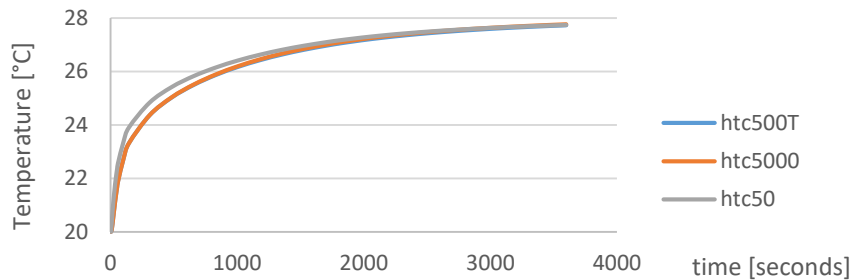
## Izolace těles - vřetene

Vliv izolace vřetene od vnitřního kroužku ložiska byl publikován v článku [65], kde autor popisuje výsledky v grafu v níže uvedeném Obrázek 107. Výzkum se zaměřil na vřeteník soustruhu s limitními otáčkami 6000/min. Vyhodnocené výsledky ustálených teplot ukazují zásadní vliv izolace nad otáčkami 3000/min.



Obrázek 107 Vliv otáček a izolace na ustálenou teplotu ložisek [65]

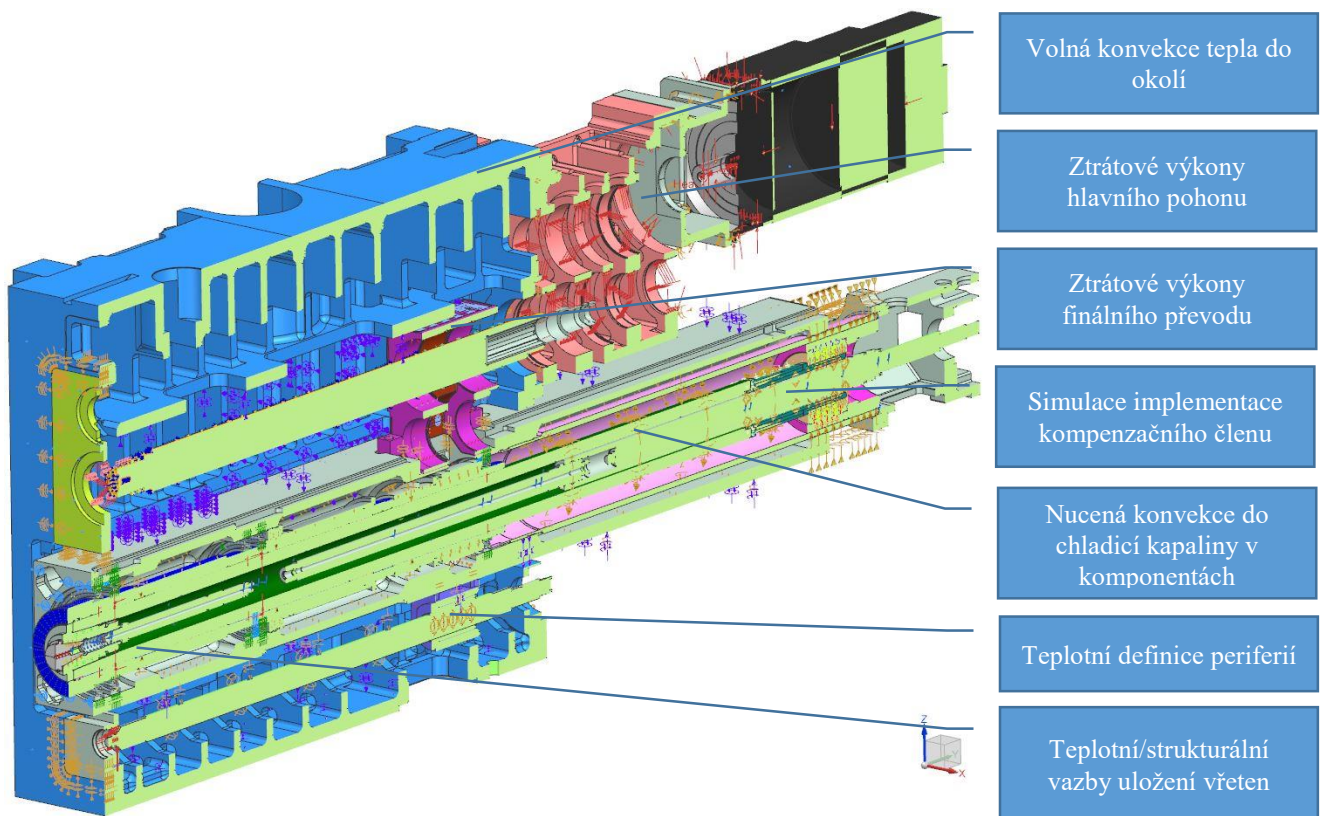
V případě reprezentativních strojů Škoda HCW, které mají maximální otáčky 3000/min se tak jedná o možnost s malým potenciálem, což potvrzují i simulace provedené v rámci této práce, viz Obrázek 108.



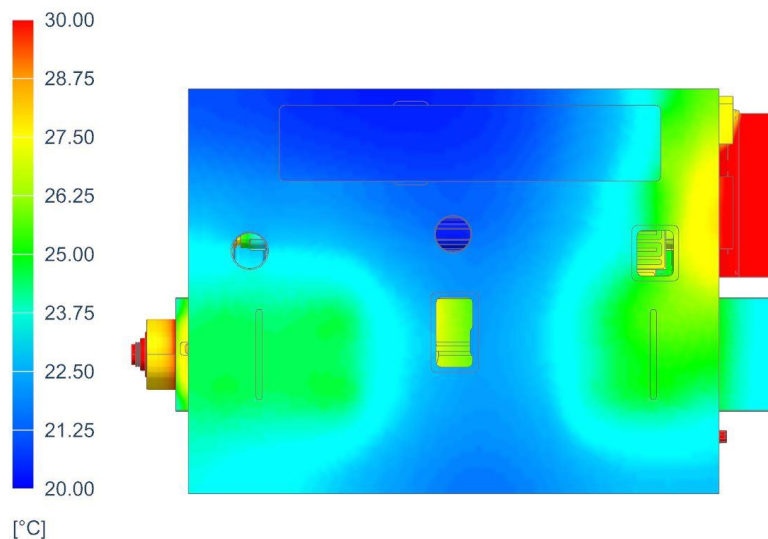
Obrázek 108 Vyhodnocené teploty vrtacího vřetene při aplikaci variant izolace mezi vřetenem a ložiskem

### Teplotní vlivy na deformaci skříně vřeteníku – simulace sestavy vřeteníku

Analýza sestavy vřeteníku nastínila také otázku, s jakou deformací skříně vřeteníku lze počítat na základě vývoje teplotního pole právě na odlitku skříně. Na grafice viz. Obrázek 109 je CAE sestava vřeteníku. Tento model je využit pro získání teplotních polí a deformací hlavních částí vřeteníku.



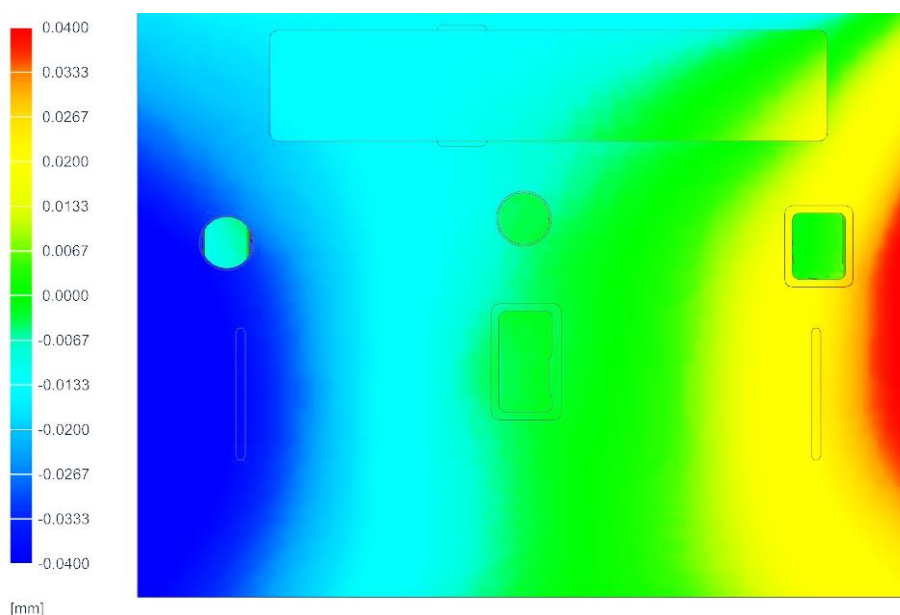
Obrázek 109 CAE sestava vřeteníku



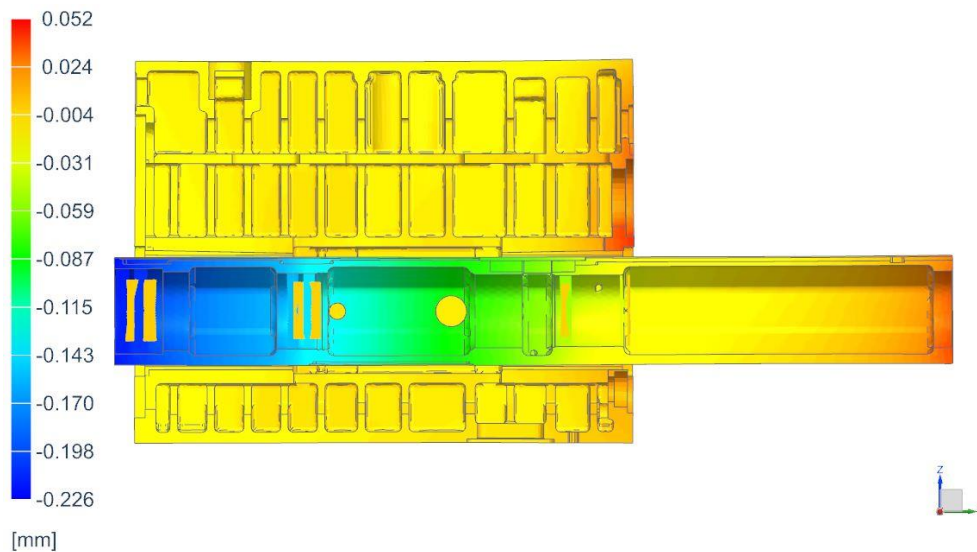
Obrázek 110 Teplotní pole na skříni vřeteníku, čelo vřeteníku vlevo, vpravo připojení převodovky a krytování hlavního pohonu,  $t=14400s$

Na základě vyhodnoceného teplotního pole byla zhodnocena deformace tělesa vřeteníku. Přičemž strukturální okrajové podmínky byly stanoveny: manuální odebrání stupňů volnosti v oblasti hydrostatického vedení a ukotvení převodovky pohybového šroubu pro posuv v ose Y. Jak ukazuje Obrázek 111, deformace dle osy y, v umístění odměřování posuvu Y je minimální.

Deformaci skříně vřeteníku vyvolaná změnou teplotního pole zobrazuje Obrázek 111. Těleso je fixováno ve vedení stojanu, deformace je téměř symetrická. Ve středové oblasti s minimální deformací je taktéž fixováno odměřování posuvu pinoly (osa Z) s kompenzací, což zaručuje přesný odečet polohy Z.



Obrázek 111 Deformace skříně vřeteníku v ose Y po zatížení teplotním polem v čase  $t=14400s$  - deformace v místě odměřování osy Y je minimální



Obrázek 112 Deformace sestavy skrin vřeteníku-pinola po zatížení teplotním polem pro  $t=14400s$

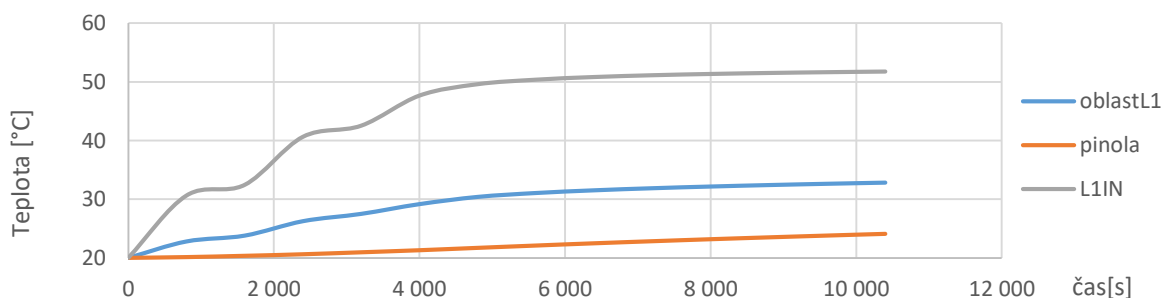
### Vyhodnocení ustálení teploty

Z technologického hlediska, z důvodu udržení přesnosti a opakovatelnosti operací je nutné pracovat na stroji s ustálenými teplotami. Ustálenými teplotami se rozumí stav, kdy změna teploty na sledovaném místě je menší než  $1^{\circ}\text{C}$  během 15 minut. Proto je běžnou praxí započítí obráběcích operací několik minut po spuštění stroje, po ustálení teplot.

Zátěžové schéma:

0-30min	1000/min
30-60min	2000/min
60-300min	2500/min

Rychlé ustálení teplot a jejich stabilita je tedy žádoucí vlastností stroje. Tuto charakteristiku lze konstrukčně ovlivnit a také hodnotit během návrhu stroje. Byly provedeny simulace záběhu stroje s cílem zjistit dobu ustálení teploty. Simulace byla provedena na sestavě vřeteníku. Výsledky zobrazuje grafika níže na Obrázek 113.



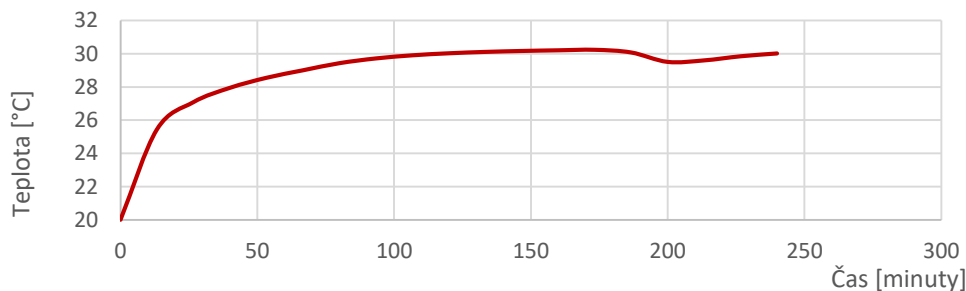
Obrázek 113 Ustálení teploty stroje – změna teploty  $<1^{\circ}\text{C} / 15\text{min}$

Je patrné ustálení po náběhu na požadované otáčky stroje, zejména u vyhodnocení teploty vnitřních částí ložiska. Při otáčkách 1000/min se teploty ložiska ustálila za cca 20minut, další krok na 2000/min znamenal cca 30minut do ustálení. Průměrná teplota pinoly ovšem roste víceméně lineárně po celou dobu záběhu, ovšem s přírůstkem  $<0,5^{\circ}\text{C} / 15\text{min}$ .

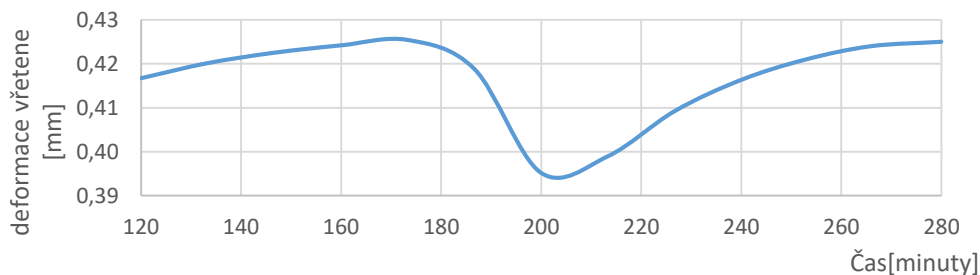
## Vyhodnocení přestávky stroje

Ekvivalentní problém náběhu teplot stroje je stabilita teplotního pole během obráběcího procesu, zejména při zásadních výkonových výchytkách, zejména při odstávce stroje během měření nebo při jiných technologických přestávkách.

S ohledem na snížení vlivu odstávky stroje na přesnost byly simulovány tyto změny při pauze 20 minut. Byly vyhodnoceny změny teplotního pole a vliv na geometrii stroje. Výsledky na grafice Obrázek 114 ukazují výkyv teploty vrtacího vřetene o cca 1°C. Následkem toho je změna teplotní, délkové deformace, což ukazuje Obrázek 115. Deformace se změní o cca 0,03-0,04mm, přičemž čas k opětovnému ustálení na původní teplotě může být i více než 30 minut. Nutno podotknout, že vyhodnocený stav se týká poloze plně zasunutého vřetene bez účinků vnějšího ochlazování technologickou emulzí. V případě zastavení procesu s vysunutým vřetenem, příp. s ochlazením emulzí se změna deformace projeví výrazněji.



Obrázek 114 Změna teploty vrtacího vřetene při přerušení obráběcího procesu

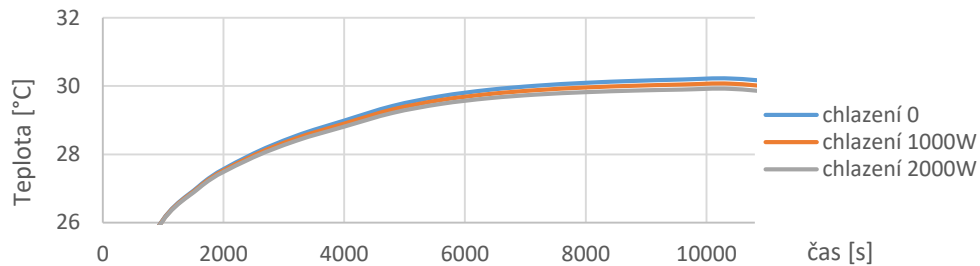


Obrázek 115 Změna délkové deformace vřetene při přerušení operace

## Vliv chlazení ve vnějším uložení ložisek – v pinole

Chlazením vřeteníkových ložisek se snižuje teplota tělesa pinoly, čímž klesá i její deformace. Také oteplení dutého resp. vrtacího vřetene se odvodem tepla mimo sestavu vřeteníku snižuje. Právě tento efekt je žádoucí pro snížení deformace v ose Z. Mezi ložiskem uložení a vrtacím vřetenem se nachází ovšem duté vřeteno, které v tomto případě sníží chladicí efekt. Ochlazováním vnější statorové části ložisek dochází také ke smrštění těchto částí a může dojít k předepínání ložiska a tím k opětovnému nárůstu teplot.

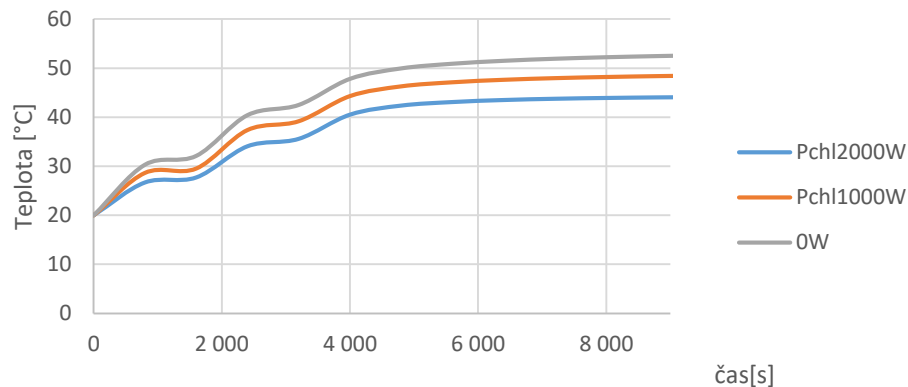
Pro vyšetřovaný vřeteník bylo zavedeno chlazení v místě uložení vřeteníkových ložisek 1-4 o intenzitě 1000W, 2000W. Obrázek 116 ukazuje průměrné teploty vřetene při zavedení chlazení v pinole.



Obrázek 116 Teplota vrtacího vřetene při chlazení uložení v pinole

Přes intenzivní chlazení pinoly v oblasti uložení ložisek teplota vrtacího vřetene podle simulace klesá o <math><1^\circ\text{C}</math>, což je nedostatečné. Chlazení se projevuje hlavně poklesem teploty pinoly.

Snížení teploty ložisek je vyhodnoceno na grafu viz. Obrázek 117. Pro provoz ložisek se jedná o pozitivní výsledek. Došlo ke snížení teploty o  $4^\circ\text{C}$  resp.  $8^\circ\text{C}$  při chladicím výkonu 2000W. Přesto primárně požadovaného snížení deformace vrtacího vřetene není dosaženo.



Obrázek 117 Teplota ložisek 1,2 při chlazení tělesa pinoly

Pro přenos tepla do chladicí kapaliny [43]:

$$\dot{m} = \frac{P}{c_p \cdot (T_{\text{vřeteno}} - T_{\text{olej}})} \quad (165)$$

$$P_{\text{APCHV}} = htc_{\text{oleje}} \cdot S_{\text{APCHK}} \cdot (T_{\text{vřeteno}} - T_{\text{olej}}) \quad (166)$$

Přičemž lze uvažovat:

$htc \approx 100\text{-}1000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  [39], pro upřesnění nutná je analýza chladicího kanálu

$S_{\text{APCHK}}$  – aktivní plocha chladicího kanálu

Pak je nutné uvažovat pro chladicí výkon 2000:

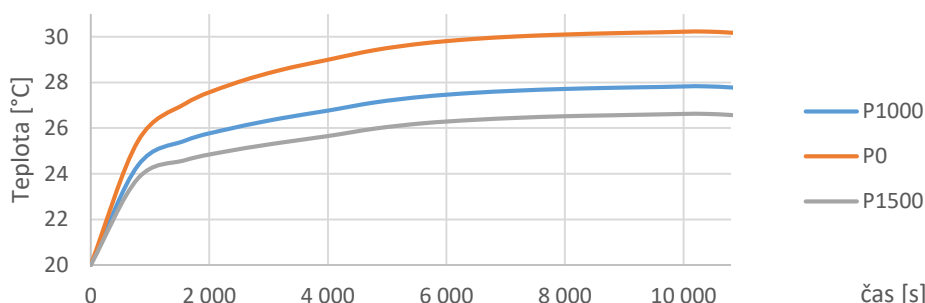
$$S_{\text{APCHK}} = \frac{P}{htc_{\text{oleje}} \cdot (T_{\text{vřeteno}} - T_{\text{olej}})} \quad (167)$$

Nutná plocha kanálu je pak  $0,2\text{-}2\text{m}^2$ . Plocha kanálů je v tomto případě značná. Při reálných dimenzích průměru potenciálního kanálu 8-12mm to znamená několik metrů délky vrtání.



## Chlazení v prostoru mezi vrtacím a dutým vřetenem

Chlazení vrtacího vřetene je z hlediska teplotních deformací účinným směrem kompenzace. Z výše uvedených důvodů je ovšem obtížně proveditelné. Možností je přívod chladicího média do prostoru mezi dutým a vrtacím vřetenem.



Obrázek 118 Teplota vrtacího vřetene při chlazení mezi vřeteny

Účinek chlazení v prostoru mezi vřeteny je zřetelně lepší než vykazuje simulace chlazení pinoly. Pokles o 2°C resp. 3°C znamená pokles deformace až o 30%.

Možnosti chlazení průtokem oleje, při požadavku chladicího výkonu 1000W:

$$P = \dot{m} * c_p * (T_{vřeteno} - T_{olej}) \quad (168)$$

pro  $T_{vřeteno} \approx 28^\circ\text{C}$ ,  $T_{olej} \approx 22^\circ\text{C}$ ,  $c_p = 1850 \text{K/kgK}$ :

$$\dot{m} = \frac{P}{c_p * (T_{vřeteno} - T_{olej})} \quad (169)$$

$$\dot{m} = 0,09 \text{Kg/s} \quad (170)$$

za předpokladu, že pro konvekci platí:

$$P_{KONVEKCE} = htc_{oleje} * S_{APCHV} * (T_{vřeteno} - T_{olej}) \quad (171)$$

kde  $S_{APCHV}$  – aktivní plocha chlazení vřetene

pak pro dimenzování plochy chlazení:

$$S_{APCHV} = \frac{P_{APCHV}}{htc_{oleje} * (T_{vřeteno} - T_{olej})} \quad (172)$$

Reálná plocha pro chlazení je  $< 1 \text{m}^2$ . Pro chladicí výkon 1000W a teplotní rozdíl 10°C je potřeba dosáhnout minimálně  $htc > 100 \text{W/m}^2\text{K}$ . Koeficient přestupu tepla do oleje je vhodné stanovit simulací proudění v návrhu chladicích kanálů v dutém vřetení, resp. v návrhu dutin mezi dutým a vrtacím vřetenem.

Pro chlazení prostoru mezi vřeteny je možné využít přebytku chlazení ložisek stlačeným vzduchem a olejovou mlhou. Nízká viskozita a expanze vzduchu poskytují dobrý chladicí výkon a nízké tlakové ztráty v omezeném prostoru mezi vřeteny umožní realizaci průtoku tohoto média.

### 4.3 Kompenzace

Následující kapitola uvádí možnosti kompenzace teplotních deformací inkriminovaných součástí. Jsou uvedeny směry, kterými lze kompenzaci realizovat a jejich možnosti a omezení. Je uvedena stručná patentová rešerše adekvátních, využívaných způsobů kompenzace. [66] [67] Výše definované vztahy pro odvození teplotních polí a deformací jsou teoretickým základem pro softwarovou kompenzaci popsanou v kapitole 4.4.3 V závěrečné části jsou zvažovány mechanické kompenzační členy, které by mohli poskytovat přímou kompenzaci bez vnějšího zásahu do řízení stroje.

### 4.4 Směry

Pro kompenzaci teplotních dilatací byly identifikovány tyto tři směry [68]:

#### **přímé měření**

- použití členů a materiálu s nízkou tepelnou roztažností
- měření pomocí bezdotykových sond
- řešení kryté patenty
- reflektuje skutečný stav na nástroji (na upínači)

#### **analyticko-empirické predikce, simulace**

- nutnost zpracování množství dat
- odhady na základě predikovaných vstupních parametrů
- nízké náklady na konstrukční realizaci (umístění senzorů)

#### **přímá kompenzace**

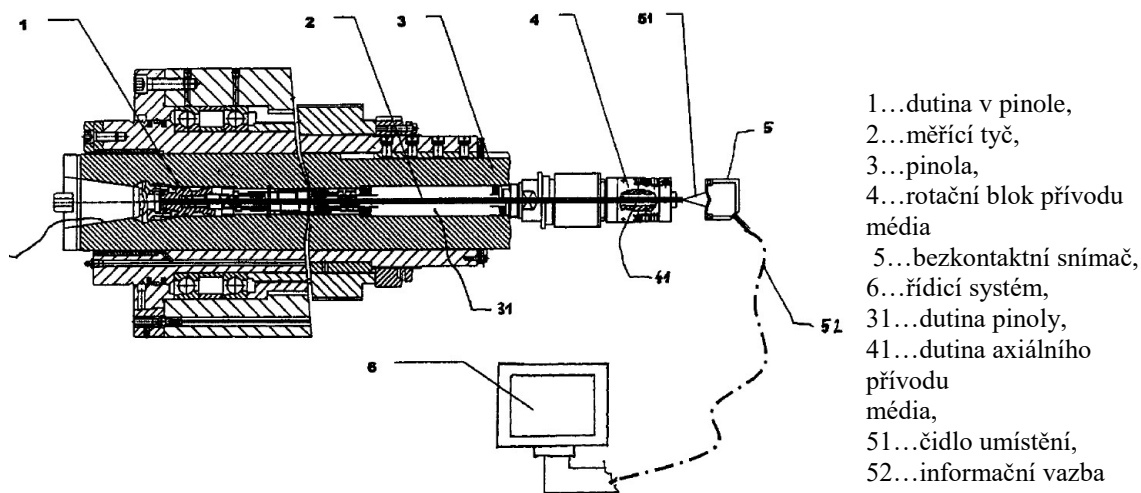
- robustní mechanické řešení
- omezená možnost reakce na provozní stavy

#### 4.4.1 Patentová rešerše

##### **Patent č. 301 976.**

Zařízení spočívá v použití tyče s nízkou tepelnou dilatací, uchycené na jedné straně v okolí předního konce pinoly, na druhé straně prochází vně pinoly. Tyč zastává funkci měřící. Poloha je měřená s vysokou přesností. Referování stroje probíhá přes odměření minimálně dilatující tyč.

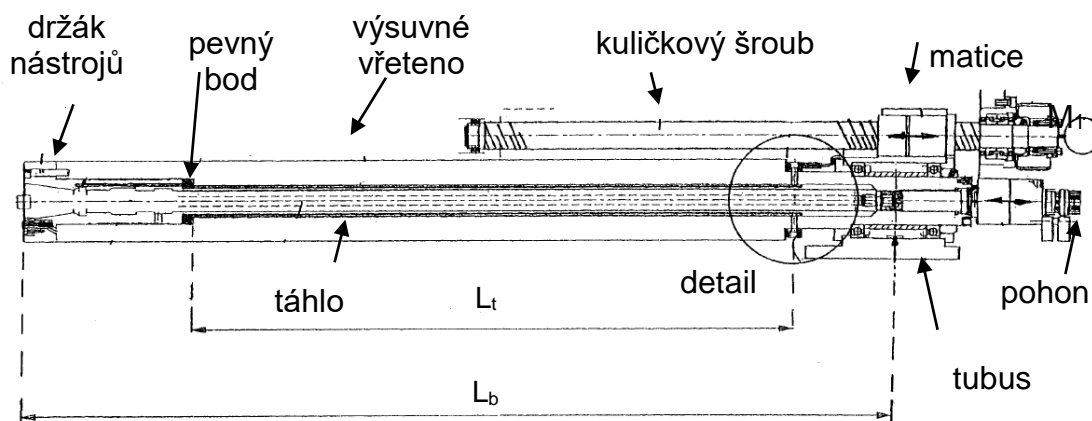
Nevýhodou popisovaného patentu je zábor středového prostoru vřetene. Tímto je vyloučeno resp. omezeno chlazení kapalinou vedenou středem k nástroji a taktéž mechanismus vyrážení nástroje je obtížně instalovatelný.



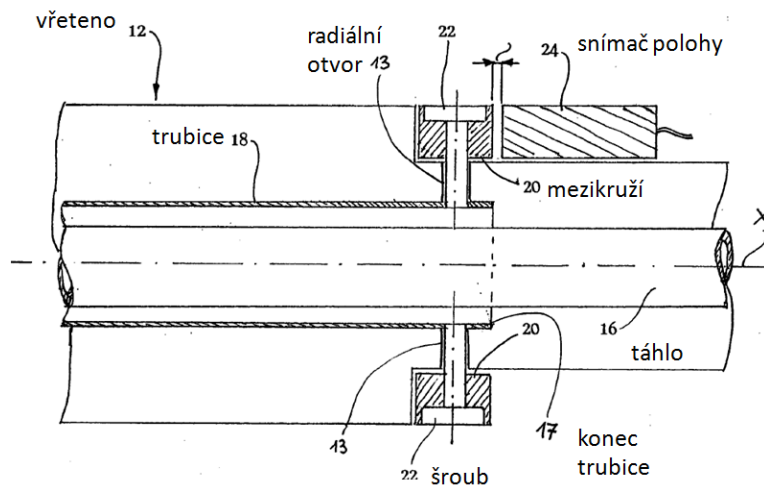
Obrázek 119 Schéma kompenzace dle patentu 301976 [67]

**Patent č. 103 48 568 A1.**

Hlavním prvkem systému je trubice vyrobená z materiálů s rozdílnou tepelnou roztažností, koaxiálně umístěna ve vřeteni a fixována v čele vřetene. Na volném konci vřetene se odečítá relativní změna délky vůči vřeteni. Tato hodnota je snímána a zpracována v systému stroje.



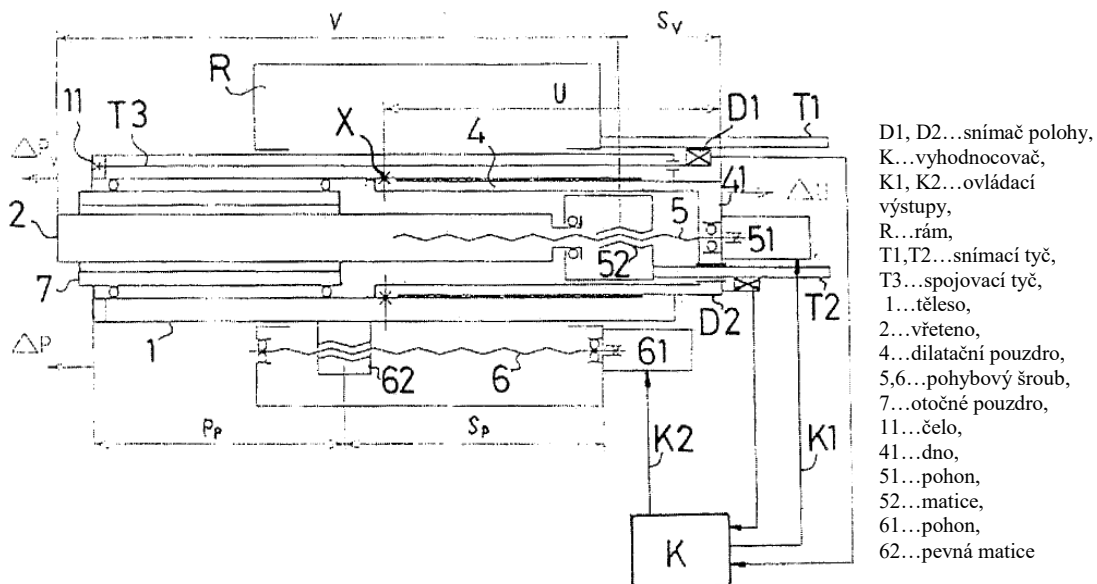
Obrázek 120 Schéma pro patent 103 48 568 A1 [67]



Obrázek 121 Detail kompenzace trubců s rozdílným koeficientem teplotní roztažnosti [67]

**Patent č. 290 505.**

Tento patent popisuje zařízení určené ke kompenzaci nerotační výsuvné části stroje – pinoly. Kompenzační tyč je fixována v blízkosti čela pinoly, tyč je uložena volně posuvně v tělese. Volný konec je určený pro odměřování minimálně ovlivněné dilatací. Materiálem pro výrobu kompenzační tyče může být Invar, uhlíkový kompozit nebo jiný materiál s minimální teplotní roztažností.



Obrázek 122 Kinematické schéma popisující funkci kompenzace délkové roztažnosti pinoly stroje typu HCW [67]

## Patent SMT CZ307970; B6

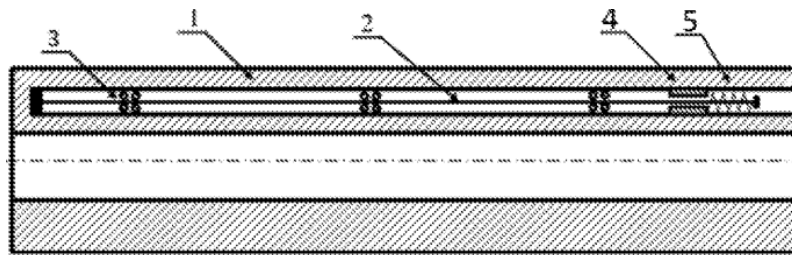
Příhláška 2018-391

Zveřejněno 18. 09. 2019

### *Zařízení pro odměřování deformace výsuvného vřetene*

Patent popisuje zařízení spočívající v minimálně dilatující tyči umístěné ve valivých pouzdrech, v díře ve vrtacím vřeteni. Teoreticky lze tímto způsobem odměřovat skutečnou dilataci vrtacího vřetene a tím i skutečnou polohu obráběcího nástroje.

Technologické obtíže při úpravách vrtacích vřeten byly popsány výše a přímo se týkají i této úpravy.

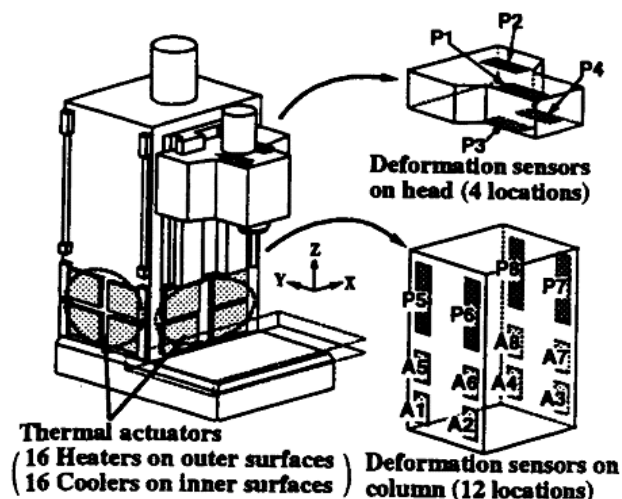


Obrázek 123 Zařízení pro odměřování dilatace vřetene

## Další alternativy

### *Kompenzace chlazením a ohřevem*

Chlazením kriticky ohříváných míst lze deformace snižovat. Stejně tak cíleným ohřevem lze předejít nežádoucím deformacím [1] [17] [69]. Komponenty jsou chlazeny také pro zabránění přehřátí – ložiska, motory atd. Na strojích je možné určit na základě termo-mechanické analýzy komponenty pro cílené chlazení s důsledkem snížení teplotních dilatací či distorzí. Podrobněji pro stroj HCW se zabývá tímto směrem kompenzace kapitola 4.4.



Obrázek 124 Kompenzace úhlových natočení stojanu pomocí aktivního teplotního managementu [70] [69]

#### 4.4.2 Přímé měření

##### *Lineární odměřování*

Princip lineárního odměřování odchylky využívají zejména výše popsané patenty. Řešení je kombinováno s využitím materiálů s nízkou teplotní roztažností. Odměřovací tyče přenášející polohu neovlivněnou dilatací jsou vyrobeny z uhlíkových kompozitů nebo Invaru.

##### *Měření nástroje*

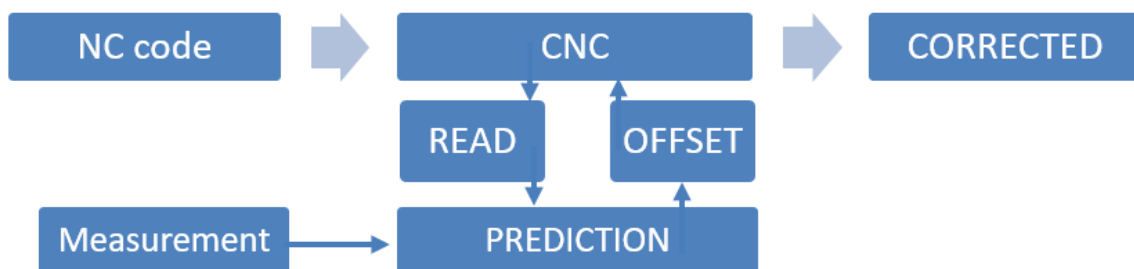
V případě přímého měření polohy nástroje je nutné zmínit komplikace měření v podobě nečistot na nástroji, kontaminaci prostředí řeznou kapalinou a dalších negativních technologických vlivů v prostoru obrábění. Tyto vlivy ovlivňují zejména optické měřicí systémy. Běžné měření nástroje je prováděno dotykovými sondami a je prováděno s přerušením obráběcího procesu. Nástroj se při tom referuje na pevném bodě na šasi stroje.

##### *Alternativní měření*

Alternativou pro přímé měření nástroje resp. pro měření středem vřetene je tenzometrické měření při použití materiálů s různou teplotní roztažností a následná kalkulace deformace na základě zjištěného napětí. Podobně je možné odečítat např. hydrostatický tlak v uzavřeném prostoru a následně určovat deformace.

#### 4.4.3 Softwarové kompenzace – analyticko-empirické závislosti

Kompenzovat tepelné dilatace je možné úpravou výstupních dat pro aktuátory. Data pro aktuátory se kalkulují na základě měření teplota a dalších veličin. Rychlá, téměř okamžitá deformace může být kalkulována na základě zjednodušených vztahů popsaných při definici makro-elementů v kapitole 4.2.2. [71] Jednoduché začlenění do technologie ukazuje Obrázek 125.



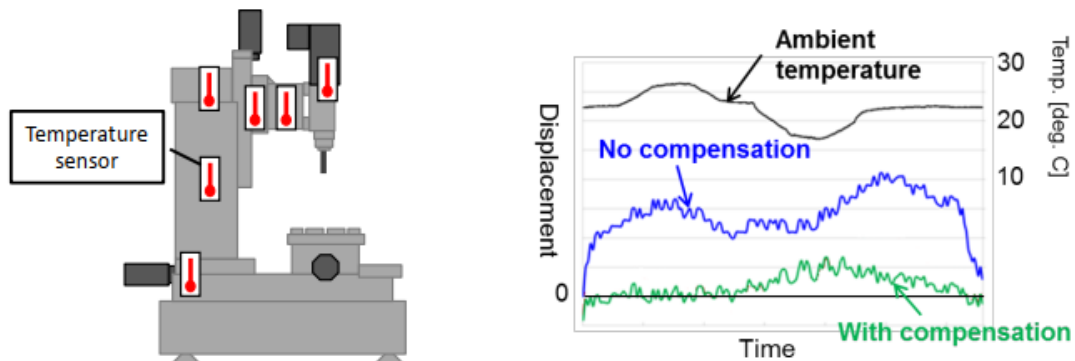
Obrázek 125 Princip kompenzace s měřeními teplotními body a následnou kalkulací deformace

##### **Příklad Fanuc AI, machine learning**

Firma Fanuc pro teplotní kompenzaci integrovala umělou inteligence ve strojích Fanuc Robodrill. Z důvodu obtížné derivace vztahu mezi teplotou a dilatacemi stroje byla použita pro zpracování umělá inteligence a strojové učení. Algoritmus je pak schopný kompenzovat dilatace na základě měření teploty specifických bodů.

Měřená data zpracovává multi-senzorová jednotka. Termo-mechanický model poté vyhodnotí deformaci. Měřením sondou je deformace ověřena a model se aktualizuje. Do NC

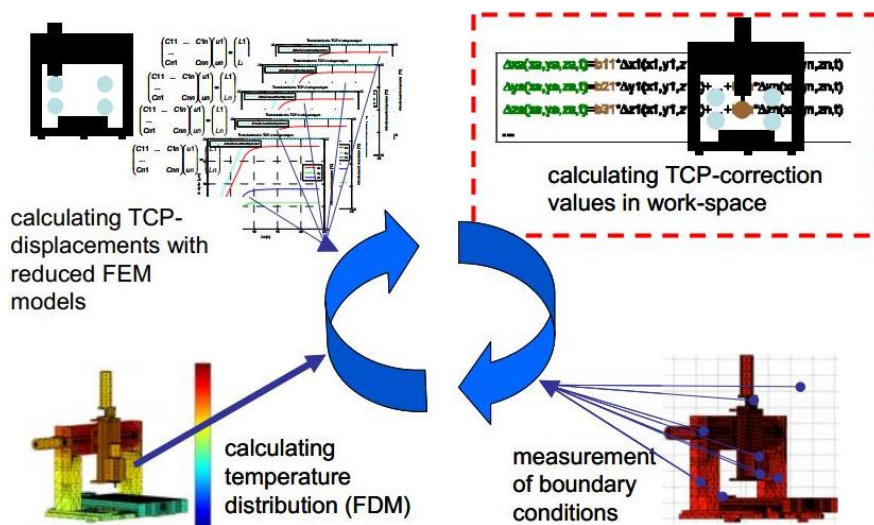
kódu jsou zpracována data s kompenzací. Strojové učení zde představuje významnou výhodu v pokrytí možných stavů a jim odpovídajících deformací, ale zároveň se jedná o technologickou komplikaci.



Obrázek 126 Kompenzace FANUC [72]

#### Příklad aplikace analyticko-empirických závislostí ETH-IWF

Aplikaci termomechanických závislostí pro teplotní kompenzaci popisuje například výzkum vedený na univerzitě ETH, oddělení IWF [73]. Autoři kombinují v metodě FDEM výhody metod FEM a FDM. FDM kalkuluje multidimenzionální transienční teplotní pole a navazující zjednodušení metoda FEM určuje deformaci. [71]



Obrázek 127 Kompenzace ETH/IWF

#### 4.4.4 Přímá kompenzace

Ideálním řešením snížení teplotních dilatací je mechanicky optimalizovaná konstrukce, která je schopna vlastní kompenzace bez zásahu do NC řízení. Tímto řešením může být jak samotné využívání materiálů s nízkou teplotní roztažností tak i vhodné konstrukční řešení nebo speciálně navržené členy.

### *Materiál vrtacího vřetene*

Omezení dilatace vrtacího vřetene je možné dosáhnout využitím slitin s nízkou teplotní roztažností jako je například slitina INVAR [11]. Použití podobných materiálů je většinou omezeno ekonomikou výroby, technologií nebo omezenými mechanickými vlastnostmi materiálu.

Ekvivalentním řešením je využívání kompozitních materiálů. Kompozitní vrtací vřeteno je výzvou posledních let. Technologie navíjení rotačních dosahuje požadovaných přesností. Překážkou jsou obecně vyšší náklady na výrobu, některé konstrukční problémy a také mírná konzervativnost v oboru [13] [74] [75].

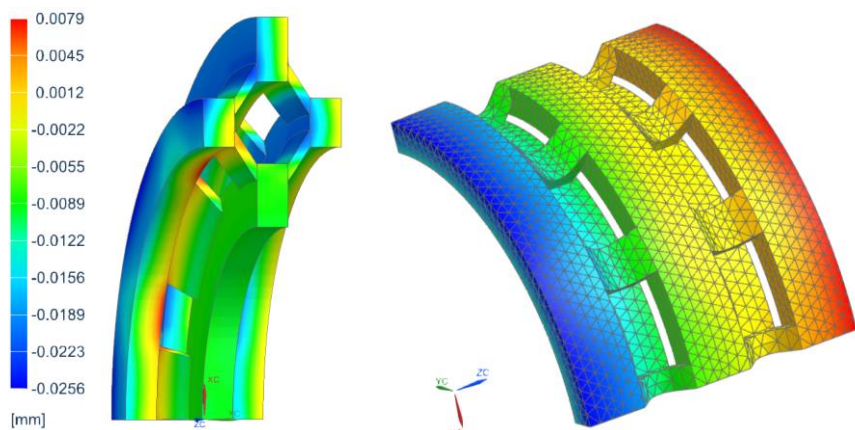
### *Materiály s negativní tepelnou roztažností*

Pokročilé materiálové výrobní technologie jsou schopny přípravy materiálů s negativní teplotní roztažností [76]. Začlenění prvku s negativní teplotní roztažností do konstrukční linie, kde je potřeba roztažnost snižovat může být řešením. Jedná se zejména o oxidy kovů, polymery a další poměrně exotické materiály [77]. Protože se nejedná o běžné konstrukční materiály, je cesta ke kompenzačním součástem obráběcích strojů z těchto materiálů prozatím neprověřená. Zmínit lze také struktury tvořené šestistěny s dvojicí materiálů, s různými koeficienty roztažnosti. U těchto struktur lze pak výsledné teplotně-deformační charakteristiky tvořit dle požadavků [78].

### *3D tisk - kompenzační člen*

Vložený člen s negativní teplotní dilatací. Negativní koeficient tepelné roztažnosti nelze v oblasti slitin železa či běžných slitin kovů identifikovat. Lze definovat strukturu, v níž dochází po zvýšení teploty k deformaci, která je v jednom směru negativní. To vše při vyhovujících mechanických dynamických vlastnostech původní konstrukce bez aditivních součástí. Technologie kovového 3D tisku je schopna tyto specifické struktury dodat.

Strategií pro získání materiálů a součástí s negativní teplotní roztažností resp. negativním Poissonovým číslem je tvorba meta-materiálů na základě Lattice struktur [79]. Struktury je pak možné zhotovit kovovým 3D tiskem. Jedná se tak o podobnou strategii jako je naznačeno na Obrázek 128. Při uvolňování deformace v ose bohužel dochází i k oslabení tuhosti v tomto směru, což se projevuje vyšší statickou deformací při zatížení řeznou silou.



Obrázek 128 Možná struktura tisknutého kompenzačního členu, deformace y

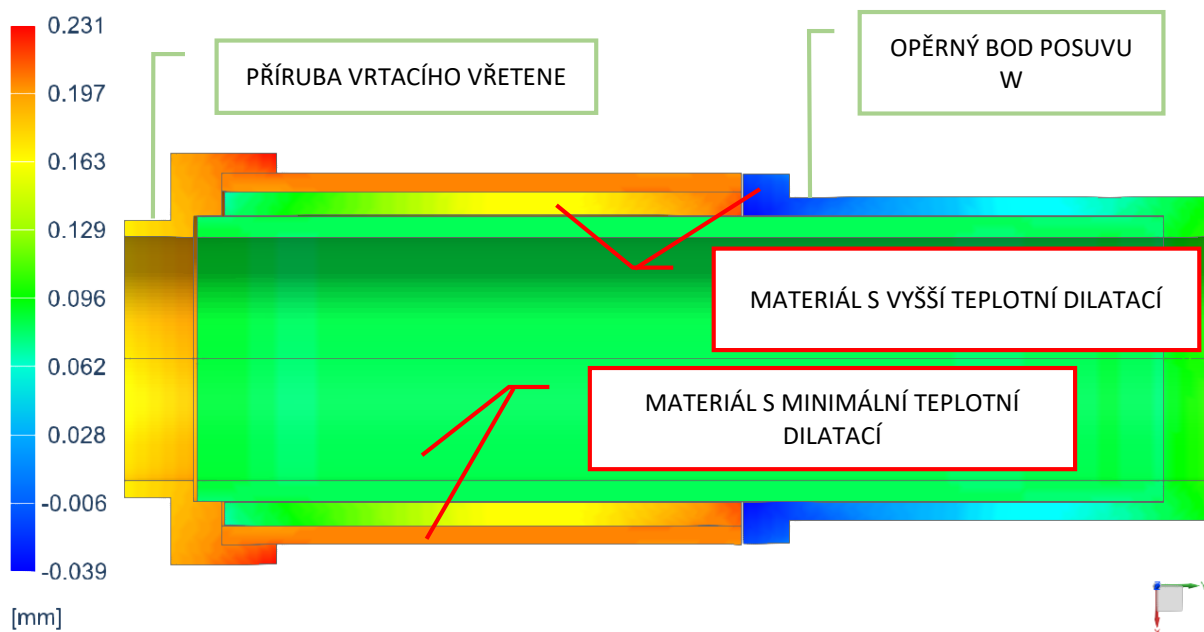


### Kompenzační člen

Pro kompenzaci dilatace vrtacího vřetene horizontální vyvrtávačky lze navrhnout kompenzační člen. Tento člen vložený do řetězce „pohon výsuvu vřetene – vrtací vřeteno“ plní funkci vyrovnání dilatace. Je tedy nutné, aby jeho teplotní dilatace byla záporná. Slitiny železa ani další běžné slitiny kovů toto nesplní. Podmínku nelze zajistit volbou materiálu. Negativní prodloužení po zvýšení teploty zajistí mechanická konstrukce v kombinaci se specifickou volbou materiálů.

Kompenzační člen nesmí vnášet další negativní mechanické vlastnosti do konstrukce. Tuhost ve všech směrech není snížena, pouze deformace v ose y je teplotně závislá.

V uvedené konfiguraci s materiály Invar a AISI304, je kompenzační člen schopen při  $\Delta T=15^\circ\text{C}$  kompenzovat 0,23mm.



Obrázek 129 Složený kompenzační člen,  $T=35^\circ\text{C}$  ( $\Delta T=15\text{K}$ ), zobrazená deformace v ose +y

## 5 Závěr

Řešení teplotní stability obráběcích center je problém vyžadující množství vstupních informací a veličin, které nejsou v současnosti tak dostupné jako v případě strukturálních analýz. O několik řádů mění se koeficienty a veličiny vyžadují často ověření experimentem. Společným znakem se strukturálními analýzami jsou metody výpočtů od předběžných odhadů analytickými metodami k výpočtům metodami konečných prvků.

Tato práce je úvodem do metodiky výpočtu teplotní stability obráběcích center, se zaměřením na horizontální vyvrtávací stroje. V úvodu jsou popsány základní vztahy a vstupní faktory teplotní stability strojů. Jsou zde uvedeny současné metody získávání vstupních informací pro výpočty. Metodika výpočtů zahrnuje tři přístupy: analytické výpočty, metoda výpočtů s makro-elementy a výpočty MKP. Jsou popsány přístupy vyhodnocení experimentů a jejich srovnáním s výpočtovými daty.

Předešlé rozborů jsou v poslední kapitole sestaveny do komplexní metodiky. Tato metodika je optimalizována pro návrh a predikci teplotní stability obráběcího stroje s ohledem na náklady i přesnost výpočtu.

V disertační práci navazující na tyto teze bude tato metodika dále rozpracována pro výpočty zmiňovaných horizontálních vyvrtávacích center. Bude rozpracována metoda výpočtů s využitím makro-modelů pro predikci teplotních polí v těchto strojích, s ohledem na fázi konstrukce. Pro přesné simulace tepelných dějů bude rozpracována metodika MKP, s využitím experimentálních dat.

### Výsledky

Na základě předešlých tezí předcházejících této disertační práci byly rozšířeny další detailní rozborů teplotně-mechanických vlastností soustrojí vřeteníku obráběcího stroje. Tepelné mechanismy a strukturální prvky stroje byly analyzovány. Nalezená data byla využita pro definici výpočtových modelů. Metodika výpočtu pomocí makro-modelu byla doplněna a kompletována do komplexního modelu pro výpočet sestavy stroje.

Z provedených rozborů, výpočtů a simulací byl extrahován objem poznatků, který je nezbytný pro další vývoj obráběcích strojů a zejména pro lepší pochopení termo-mechanických efektů uvnitř stroje. Sestavené simulace termo-mechanického chování stroje určily informace o ustalování teplot stroje, reakce na tepelné impulsy a strukturální reakce na změny teplotního pole. V reakci na tyto poznatky lze doporučit technologické postupy a konstrukční úpravy pro snížení vlivu změn teplotního pole na přesnost obrábění.

Pochopením strukturálních reakcí na teplotní změny byla identifikována místa významně ovlivňující deformace. Na těchto základech byly definovány přístupy ke kompenzaci deformací a možnosti chlazení ložisek, vřeten a těles stroje.

V závěrečné části práce byly určeny obecné směry možné kompenzace teplotních deformací. Zvláště jsou popsány a navrženy možnosti pro kompenzaci vrtacího vřetene.

Výpočet s makroelementy pocházející z výzkumu na univerzitě ETH byl aplikován na chladičí kanály finálního převodu. Při porovnání se CFD/FEM výpočtem byly objeveny odchylky výsledků. Na základě tohoto zjištění byly prvky podrobeny srovnávání se CFD výpočty Siemens NX Thermal-Flow a ANSYS CFX. Výsledky iniciovali definici dalších přesnějších makroelementů. Byly definovány elementy kolene, obtoku ložisek, přímého kanálu a tyto prvky byly implementovány do výpočtového softwaru DuctDesigner.

Znalosti makroelementů byly aplikovány na definici teoretických základů makroelementů pro výpočet na soustrojí vřeteníku horizontální vyvrtávačky. Tento výpočet má potenciál poskytovat výsledky

Vzhledem k výpočtovým možnostem byla sestavena metodika použití dostupných nástrojů. Metodika ukazuje jakým způsobem optimálně využít dostupné výpočtové nástroje a stanovit okrajové podmínky pro výpočet.

Z důvodu rozsahu okrajových podmínek teplotně strukturálních úloh, byla analyzována některá měření. Tato analýza verifikovala hlavně vstupní okrajové podmínky pro analýzy komplexních celků.

Výše uvedené rozbory umožnily sestavení komplexního modelu sestavy. Termomechanický model sestavy vřeteníku poskytuje data o teplotním poli na součástech. Po analýze teplotních polí následuje vyhodnocení strukturálních deformací. Metoda konečných prvků s přenesenými teplotními daty poskytuje detailní informace o strukturálních změnách. Tato analýza poskytuje pokročilé informace pro návrh stroje, pro optimalizaci technologie, obecně pro vyšší výkonnost a přesnost obrábění.

Uvedená poznání umožňují nejen přizpůsobení technologie, také umožňují strukturální změny ke snížení teplotních deformací a kompenzaci těchto nežádoucích změn.

Byly navrženy způsoby kompenzace teplotní dilatace vrtacího vřetene. Teoretická definice výpočtu teplotních polí pomocí makroelementů definuje výpočtový základ pro kompenzační algoritmus, který operuje na základě odměřovaných hodnot teploty na měřitelných místech stroje a v kontextu pracovních stavů stroje umožňuje predikci teplot a deformací. Jako alternativa pro nepřímou kompenzaci byla navržena implementace mechanických/strukturálních členů, které by umožnili snížit deformaci bez vnějšího zásahu. Princip byl prezentován na příkladech kompenzačních členů.

### **Výhled pro další výzkum**

Pro další posun výzkumu v oblasti oteplování obráběcích strojů ve smyslu předložené práce je třeba dále definovat další makroelementy a jejich propojení. Na tomto základně je možné vytvořit kompenzační algoritmus.

Dalším měřením na strojích i detailním měřením jednotlivých mechanických skupin či prvků lze prohloubit poznání o teplotně-mechanických pochodech ve stroji, což povede k lepší konstrukci výkonnějších a přesnějších strojů.

Detailní CAE simulace poskytují cenná data pro vývoj i konstrukci strojů, jak prokazuje tato práce. Zohlednění dalších jevů, vazeb a konstrukčních detailů tak povede k přesnějším výsledkům a detailnějším datům. Prezentované simulace se zabývají jedním typem stroje a detailu skupiny vřeteníku. Rozvoj simulace pro širší oblast stroje a aplikace na další typy jsou logickým pokračováním předloženého výzkumu.

## 6 Bibliografie

- [1] BRYAN, J. International Status of Thermal Error Research. In: *Annals of the CIRP*. 1990, 392199, s. 645-656.
- [2] MCKEOWN, P.A. *The Role of Precision Engineering in Manufacturing of the Future*. In: . *Annals of the CIRP*, 1987, 362198, s. 495-50.
- [3] SVOBODA, Ondřej. *Řešení tepelných deformací obráběcích strojů* [online]. 2012 [cit. 2017]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/reseni-tepelnych-deformaci-obrabecich-stroju.html>
- [4] WECK, M., P. MCKEOWN, R BONSE a U HERBST. *Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools*. 1995, 442, s. 589-598.
- [5] MARES, M., O. HOREJS, J. HORNYCH a P. KOHUT. *COMPENSATION OF MACHINE TOOL ANGULAR THERMAL ERRORS*. Vol.11. 2011, 4.
- [6] WECK, M. *Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme Bd. 4. Messtechnische Untersuchung und Beurteilung*. Dusseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [7] HAFERKORN, W. Heavy Duty Portal Machining Centres. In: *The International Machine Tool Engineers Conference*. Osaka, 1990.
- [8] WECK, M. Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tool. In: *Annals of the CIRP*. 1995, 4421995.
- [9] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010.
- [10] MORIWAKI, T., K. YOKOYAMA a C ZHAO. Improving Machining Accuracy in Turning With Use of Tool Holder Made of Super-Invar. In: *International Mechanical Engineering Conference Sydney*. Sydney, 1991, s. 88-92.
- [11] WIKIPEDIA, . *Invar* [online]. 2016 [cit. 2017]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Invar>
- [12] PITTRICH, Wolfgang. *Grosses Potenzial für beherrzte Lohnfertiger* [online]. 2015 [cit. 2017]. Dostupné z: <https://www.schneeberger.com/en/products/mineral-casting/#articles>
- [13] MÖHRING, M.-C. Composites in production machines. In: *1st Cirp Conference on Composite Materials Parts Manufacturing*. Procedia CIRP, 2017.
- [14] YOKOYAMA, K, R ICHIMIYA, K IWATA a T MORIWAKI. Analysis of Dimensional Error and Improvement of Honing Accuracy by In-Process Compensation of Thermal and Elastic Deformations. In: *Japan SOC.Prec. Eng.* 1992, 263.
- [15] MORIWAKI, T.,. A Study on Thermal Analysis for Machine Tools with Relative Motions. In: *Proceedings of the International Conference on Machining Technology in Asian & Pacific*. 1993, s. 133-138.
- [16] KOCH, A. Steigerung der Höchstzahl von Schräglaufspindeln bei Ölminimaleinschmierung. In: *Dissertation RWTH Aachen*. 1995.
- [17] BRYAN, J. International Status of Thermal Error Research. In: *Annals of the CIRP*. 1968.
- [18] NAKAMURA, S, Y KAKINO, K URANO a H YONEYAMA. An Analysis and a Performance Evaluation of the Under-Race Lubrication Spindle at High Speed Rotation. In: *Journal of Japan Society of Precision Engineering*. 1994, 6010, s. 1485-1489.
- [19] NAKAMURA, S a Y. KAKINO. A Performance Evaluation of Preload Switching Spindle. In: *Journal of Japan Society of Precision Engineering*. 1994, 605.
- [20] SUGISHITA, H.,. Development of Concrete Machining Center and Identifying of the Dynamic and Thermal Structural Behaviour. In: *Annals of the CIRP*. 1988, 3711988, s. 377-380.
- [21] ZHANG, B., a Y. ZHUANG. Reducing the Thermal Deformations of Machine Tools by Heat pipes. In: *Proceedings of the CIRP Conference on PE & MS*. 1991, s. 651-662.
- [22] BUENO, R a S. ALMANDOZ. *Thermal Modal Analysis of Machine Tools*. In: . 1995.

- [23] HATAMURA, Y., T. NAGAO, M. MITSUISHI, K. KATO, S. TAGUCHI, T. OKUMURA, G. NAKAGAWA a H. SUGIHITA. Development of an Intelligent Machining Centre Incorporating Active Compensation for Thermal Distortion. In: *Annals of the CIRP*. 1993, 4211993, s. 549-552.
- [24] ZÜST, S, F PAVLIČEK, L FISCHER, L WEISS a K WEGENER. *Thermo-Energetic Modelling of Machine Tool Spindles with Active Cooling based on Macro Models*. 2016.
- [25] ZÜST, Simon. Model based prediction approach for internal machine tool heat sources an the level of subsystems. In: *3rd CIRP Global Web Conference* . 2014.
- [26] BRYAN, J. Design and Construction of an 84 inch Diamond Turning Machine. In: *Precision Engineering*. 1979.
- [27] MCKEOWN, P. *Design of the Nanocentre*. In: . 1995.
- [28] BOTTGER, U. Moalichkeiten zur thermischen Stabilisierung hydrostatisch gelagerter Ultraprazisionsspindeln. In: *Disertační práce*. Aachen: RWTH, 1994.
- [29] WEBER, J. a J. WEBER. Thermo-Energetic analysis and simulation the fluidic cooling system of motorized high-speed spindles. In: *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Linköping, Sweden, 2013.
- [30] ZAHEDI, A. a M.R. MOVAHHEDY. *Thermo-mechanical modeling of high speed spindles*. Teheran: Center of Excellence in Design, Robotics and Automation, Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, 2012.
- [31] MAREŠ, Radim. *Kapitoly z termomechaniky*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2008.
- [32] MAREK, V\_. *Thermal simulations based on macro-models*. Vienna: Danube Adria Association for Automation & Manufacturing, 2017.
- [33] THERMOPEDIA, . *THERMAL CONTACT RESISTANCE* [online]. Begell, 2011 [cit. 2017]. DOI: 10.1615/AtoZ.t.thermal\_contact\_resistance.
- [34] MM SPEKTRUM. *Zkoušení CNC obráběcích strojů* [online]. 2014 [cit. 2017]. Dostupné z: [http://www.mmspektrum.com/content/file/CNC\\_ukazky\\_Cz/9.3.pdf](http://www.mmspektrum.com/content/file/CNC_ukazky_Cz/9.3.pdf)
- [35] International Standard ISO 230-2. *Acceptance Code for Machine Tools - Determination of Accuracy and Repeability of Positioning of Numerically Controlled Machine Tools*. 1988.
- [36] MICHALÍČEK, M. *Predikce pracovní přesnosti CNC obráběcích strojů* . Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství , 2013.
- [37] ISO 230-3-2007. *Test code for machine tools – Part 3: Determination of thermal effects*. (Second Edition). 2010. Částečně dostupné [http://www.technicke-normy-csn.cz/200300-csn-iso-230-3\\_4\\_86567.html](http://www.technicke-normy-csn.cz/200300-csn-iso-230-3_4_86567.html).
- [38] LIU, Teng, Weiguo GAO a Dawei ZHANG. Analytical modeling for thermal errors of motorized spindle unit. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* . Elsevier Ltd., 2016, 112, 53-70. DOI: 10.1016.
- [39] VDI, . *VDI-Wärmeatlas*. Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- [40] BASKHARONE, Erian. *Thermal science: essential of thermodynamics, fluid mechanics, and heat transfer*. New York: Mc-Graw-Hill, 2012.
- [41] ANARATONE, D. *Engineering heat transfer*. New York: Springer, 2010.
- [42] *What is y+ (yplus)?* [online]. Karlsruhe: SimScale CAE Forum, 2020 [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>
- [43] BERGMAN, T. a F. INCROPERA. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Hoboken: NJ Wiley, 2011.
- [44] SIEMENS AG. *Flow Solver Reference Manual Simcenter 12*. Plano: Siemens Product Lifecycle Management Software, 2017.
- [45] LI, Wu a Tan QINGCHANG. *Thermal Characteristic Analysis and Experimental Study of a Spindle-Bearing System*. MDPI, 2016, 18(271). DOI: 10.3390/e18070271.

- [46] MIKIC, B.B. *Thermal contact conductance > theoretical considerations*. 17. International journal Heat and Mass Transfer, 1974, s. 205-214.
- [47] FENECH, H. a W.M. ROSENHOW. *Prediction of thermal contact conduction of metallic surfaces in contact*. ASME J. Heat transfer, 1963.
- [48] TANG, Zhaoping a Sun JIANPING. *The contact analysis for deep groove ball bearing based on Ansys*. International Conference on power electronic and engineering application, 2011.
- [49] FIEBERG, R. *Determination of thermal contact resistance from transient temperature measurements*. Aachen: Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2007.
- [50] YAOQI, Xian, Zhang PING, Zhai SIPING, Yuan PENG a Yang DAOGUO. Experimental characterization methods for thermal contact resistance: A review. *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd., 2017, , 1530-1548.
- [51] SCHAEFFLER KG. *Super přesná ložiska*. Schweinfurt, 2008, 411307.
- [52] FOUS, J a J FIALA. *HCW 2-180NC ENGEL, zvýšené otáčky na 2500 ot./min*. In: . ŠKODA MACHINE TOOL, s.r.o., 2006.
- [53] AGLÉN, O. *Loss calculation and thermal analysis of a high-speed generator*. Stockholm: KTH The Royal Institute of Technology, Dept. of Electrical Engineering, SE100 44, b.r.
- [54] BRZOBOHATÝ, Lukáš. *Měření teploty*. Brno: FSI-VUT Ústav strojírenské technologie, 2011.
- [55] KŘENOVSKÝ, R. *TEMPERATURE MEASUREMENT BY MEANS MODERN*. Brno: Mendel University of Agriculture and Forestry in Brno, b.r.
- [56] SOVA, J. a K KADLEC. Termokamery a pyrometry - princip měření, vlastnosti a využití. *All for power* [online]. b.r. [cit. 2017]. Dostupné z: [www.allforpower.cz](http://www.allforpower.cz)
- [57] FLIR, . *Využití termografie v průmyslu* [online]. b.r. [cit. 2017]. Dostupné z: [www.flir.com](http://www.flir.com)
- [58] FANUC, . *MULTI SENSOR I/O UNIT CONNECTION MANUAL*. 2017. Manuál zapojení. Fanuc corporation.
- [59] FANUC AMERICA CORPORATION. *FANUC CNC COMPENSATION AND MEASUREMENT* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://www.fanucamerica.com/products/cnc/cnc-technology/compensation-and-measurement>
- [60] SIEMENS AG. *Temperature compensation* [online]. b.r. [cit. 2020]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10353050?tree=CatalogTree>
- [61] FOUS, J, J FIALA a J KARLOVEC. *Teplotní záběh a dilatace HCW 2-180*. In: . ŠKODA MACHINE TOOL, s.r.o., 2007.
- [62] ŠMÍD, a LES. *TZ-Záběh pinoly HCW2 finál*. In: . ŠKODA MACHINE TOOL, s.r.o., 2007.
- [63] XU, Z.Z, X.J LIU, H.K KIM, J.H SHIN LYU a S.K. *Thermal error forecast and performance evaluation for an air-cooling ball screw system*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011, 51, s. 605-611. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2011.04.001.
- [64] MAREK, Vaclav. *SENSITIVITY ANALYSIS AND VALIDATION OF A THERMO-MECHANICAL MODEL OF A SPINDLE*. Proceedings of the 28th DAAAM International Symposium. Zadar: DAAAM, 2018.
- [65] JEDREZEJEWSKI, J. Effect of Thermal Contact Resistance on Thermal Behaviour of the Spindle Radial Bearing. In: *Int. J. Mach. Tools Manufact.* 1988, 284, s. 409-416.
- [66] BLACKSHW, D.M.S. *Machine tool accuracy and repeability - a new approach with the revision of ISO 230-2*. Rugby: ITP Ltd, 1997.
- [67] POMAHAČ, Jiří a Jiří KUBÍČEK. *Eliminace teplotních dilatací vrtacího vřetena*. In: . Plzeň, 2015.
- [68] MAREK, a VACLAV. Thermal deformations of milling centers. In: *Soutěžní přehlídka studentských a doktorských prací FST 2019*. Sborník příspěvků. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni; P. O. Box 314, Univerzitní 8, 306 14 Plzeň, 2019.

- [69] MAREŠ, M. *Kompenzace teplotních úhlových deformací pinoly pomocí řízených vnitřních zdrojů tepla*. b.r.
- [70] MCKEOWN, P. a M WECK. *Reduction and Compensation of Thermal Errors in Machine Tools*. 44/2. Annals of the CIRP, 1995, s. 589-598.
- [71] WECK, M. a U HERBST. *Compensation of thermal errors in machine tools with a minimum number of temperature probes based on neural networks*. Proceedings of the ASME. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 1998, -64423.
- [72] *AI Technology for FA*. FANUC Global Conference 2018, 2018. Interní prezentace.
- [73] MAYR, Josef, Markus ESS, Sascha WEIKERT a Konrad WEGENER. *Compensation of Thermal Effects on Machine Tools using a FDEM Simulation Approach*. Zurich: ETH Zurich, b.r. IWF, ETH Zurich.
- [74] TYBUREC, M, J ZEMAN, J NOVAK, M LEPŠ, T PLACHY a R POUL. *Designing modular 3D printed reinforcement of wound composite hollow beams with semidefinite programming*. 183 (2019) 108131. 2019. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.108131>
- [75] CARTER, Humphrey. *The benefits of composites for milling tools and spindles*. Metal cutting. 2020, , 16,17.
- [76] TAKENADA, Koshi. *Negative thermal expansion materials: technological key for control of thermal expansion*. Nagoya: National Institute for Materials Science, 2012.
- [77] MILLER, W, C SMITH, D MACKENZIE a K EVANS. *Negative thermal expansion: a review*. October 2009. Springer Science+Business Media, 2009. DOI: 10.1007/s10853-009-3692-4.
- [78] XU, Hang, Amr FARAG a Damiano PASINI. *Routes to program thermal expansion in three-dimensional lattice metamaterials built from tetrahedral building blocks*. 2018, 1172018, s. 54-87. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2018.04.012>
- [79] AI, L a L GAO. *Metamaterials with negative Poisson's ratio and non-positive thermal expansion*. 2017, 162, s. 70-84. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2016.11.056>
- [80] MINDL, Jiří, Otakar HOREJŠ a Jan SMOLÍK. *Pokročilé teplotní kompenzace portalového obráběcího centra* [online]. b.r. [cit. 2017]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pokrocile-teplotni-kompenzace-portaloveho-obrabeciho-centra.html>
- [81] SPEKTRUM, MM. *Zkoušení CNC obráběcích strojů* [online]. 2014 [cit. 2017]. Dostupné z: [http://www.mmspektrum.com/content/file/CNC\\_ukazky\\_Cz/9.3.pdf](http://www.mmspektrum.com/content/file/CNC_ukazky_Cz/9.3.pdf)
- [82] MAYR, J, J JEDRZEJEWSKI, E UHLMANN et al. Thermal Issues in Machine Tools. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2012.
- [83] HOLKUP, T., H. CAO, P. KOLÁŘ, Y. ALTINTAS a J. ZELENÝ. *Thermo-mechanical model of spindles*. 2010.
- [84] JANDA, Petr a Roman POLÁK. *Virtual*. Vienna, 2016.
- [85] MINDL, Jiří, Otakar HOREJŠ a Jan SMOLÍK. *Pokročilé teplotní kompenzace portalového obráběcího centra*. 2017. Dostupné také z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pokrocile-teplotni-kompenzace-portaloveho-obrabeciho-centra.html>
- [86] WECK, M. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 5 Messtechnische Untersuchung und Beurteilung*. Band 5. 2001: Springer-Verlag, b.r., s. 197-198.
- [87] HERBST, U. *Analyse und Kompensation thermoelastischer Verlagerungen*. Dissertation. RWTH Aachen, 2002.
- [88] HATAMURA, Y., Nagao T., M. MITSUSHI, T. OKUMURA, Nakagawa G. a Sugishita H. *Development of an intelligent machining centre incorporating active compensation for thermal distortion*. 42/1. Annals of the CIRP, 1993, s. 549-552.
- [89] ESS, Markus. *Simulation and Compensation of Thermal Errors of Machine Tools*. Zurich: ETH Zurich, 2012, 20300.

### Publikace autora

- [1] V. Marek, „BASIC RESEARCH OF THERMAL TRANSFER SIMULATIONS,“ *Proceedings of the 27th DAAAM International Symposium*, 2016.
- [2] V. Marek, „BASIC RESEARCH OF THERMAL TRANSFER SIMULATIONS,“ *Proceedings in Manufacturing Systems*, sv. Issue 3, č. Volume 11, pp. 119-124, 2016.
- [3] V. Marek, „Thermal deformations of milling centers,“ *Soutěžní přehlídka studentských a doktorských prací FST 2017*, 2017.
- [4] V. Marek, „VACUUM TECHNOLOGY FOR WOODCHIPS DRYING,“ *25th European Biomass Conference and Exhibition*, pp. 168-174, Stockholm, 2017.
- [5] V. Marek, „CONTINUOUS VACUUM TECHNOLOGY FOR WOODCHIPS DRYING,“ *26th European Biomass Conference and Exhibition*, Copenhagen, 2018.
- [6] V. Marek, „Thermal simulation based on macro-models,“ *Proceedings of the 28th DAAAM International Symposium*, 2017.
- [7] V. Marek, „SENSITIVITY ANALYSIS AND VALIDATION OF A THERMO-MECHANICAL MODEL OF A SPINDLE,“ *Proceedings of the 29th DAAAM International Symposium*, 2018.
- [8] V. Marek, „TOPOLOGY OPTIMIZATION OF HORIZONTAL CROSSBEAM OF PORTAL MILLING MACHINE,“ *Proceedings of the 30th DAAAM International Symposium*, 2019.
- [9] V. Marek, „DIRECT VACUUM TECHNOLOGY FOR DRYING WOODCHIPS,“ *27th European Biomass Conference and Exhibition, Lisbon* , 2019.
- [10] V. Marek, Z.Hudec „Sensitivity study of spindle assembly used for thermal displacement reduction,“ *Proceedings of the MMS, Slovensko*, 2019.
- [11] T. Kalina, V. Marek „Development of the New Generation of Clamping Jaws for Thermomechanical Simulator“, *Manufacturing Technology* 19(6):973-978, 2019