

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

# **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Průmyslová převodovka s vnějším chlazením

Autor: **Jan FOŘTL**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Jiří LINHART, CSc.**

Akademický rok 2011/2012



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan FOŘTL**  
Osobní číslo: **S08B0117P**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**  
Název tématu: **Průmyslová převodka s vnějším chlazením**  
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Máte za úkol:

1. Stanovit zdroje tepla v převodovce a určit jejich velikosti.
2. Provést grafické návrhy chlazení převodové skříně.
3. Definovat podmínky funkčnosti s nucenou a volnou konvekcí z pohledu konstrukčního celku.
4. Zkonstruovat oběh chlazení pro vybranou variantu konvekce.

Semestrální projekt:

Rešerše stanovení zdrojů tepla v převodovce a určení jejich velikosti.

Grafické návrhy chlazení převodové skříně.

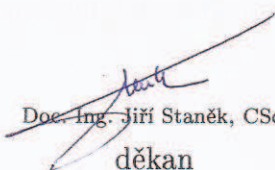
Definování podmínek funkčnosti s nucenou a volnou konvekcí na bázi kritériálních rovnic z pohledu konstrukčního celku.

Rozsah grafických prací: 2 výkresy  
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická  
Seznam odborné literatury:

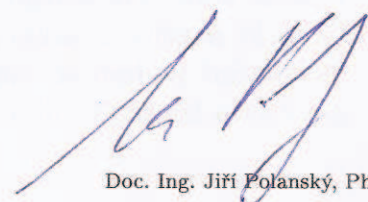
- Michejev M. A.: Sdílení tepla, 1953
- Isachenko V., Osipova V., Sukomel A.: Heat transfer, Moscow 1969

Vedoucí bakalářské práce: **Prof. Ing. Jiří Linhart, CSc.**  
Katedra energetických strojů a zařízení  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Libor Zoubek**  
Vítkovice Machinery Group

Datum zadání bakalářské práce: **3. listopadu 2011**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **25. května 2012**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.  
vedoucí katedry

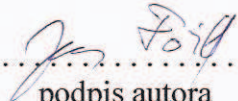
V Plzni dne 3. října 2011

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: 25. 06. 2012

  
.....  
podpis autora

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Fořtl	Jméno Jan
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Prof. Ing.LINHART, CSc.	Jméno Jiří
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE	
DRUH PRÁCE	<del>DIPLOMOVÁ</del>	BAKALÁŘSKÁ Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Průmyslová převodovka s vnějším chlazením	

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2012
---------	---------	---------	-----	-------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	60	TEXTOVÁ ČÁST	59	GRAFICKÁ ČÁST	1
--------	----	--------------	----	---------------	---

<p><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Cílem práce je ověřit možnost chlazení průmyslové převodovky firmy Vítkovice MKV pomocí samotížného oběhu a oběhu s čerpadlem. Dalším cílem je spočítat přestup tepla za použití ventilátoru a upravit parametry tak, aby bylo odvedeno přebytečné teplo. Hlavním přínosem práce je vytvořený program pro výpočet potrubí, umožňující návrhnout oběh a sledovat jeho parametry. Konstrukční část se zabývá konceptem potrubního chlazení oleje ve vaně.</p>
<p><b>KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Chlazení převodovky, volná konvekce, nucená konvekce, kritériální rovnice pro Nusseltovo číslo, sálání, simulace proudění v systému FLUENT, měření součinitele přestupu tepla, konstrukce výměníku tepla.</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA (DIPLOMA) SHEET

AUTOR	Surname Fořtl	Name Jan	
FIELD OF STUDY	N2301 "Power machines and equipment"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing.LINHART, CSc.	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	<del>DIPLOMA</del>	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Cooling of industrial gearboxes		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2012
---------	------------------------	------------	----------------	--------------	------

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

TOTALLY	60	TEXT PART	59	GRAPHICAL PART	1
---------	----	-----------	----	----------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The objective of this thesis is to attest the possibility of cooling an industrial gearbox using natural circulation or circulation provided by a pump. The sponsor of thesis topic is the industrial enterprise Vítkovice MKV. Another goal is to calculate the heat transfer for application with fan and to adapt parameters in order to drain redundant heat away. The main acquisition is a MATLAB programmed grafical user interface, that allows to design parameters of cooling pipeline in gearbox. In the construction part, I deal with the concept of piping leaded through tha bath of gearbox.
KEY WORDS	Gearbox cooling, natural convection, forced convection, equations for Nusselt number, fluid flow simulation with FLUENT, measurement of convective heat transfer coeffitient, construction of heat exchanger.

## Poděkování

Předně bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Prof. Ing. Jiřímu Linhartovi, CSc. za zprostředkování zajímavého zadání od firmy Vítkovice MKV, za konzultace a trpělivost při vysvětlování a hledání podkladů k práci. Dále děkuji panu Ing. Liboru Zoubkovi z firmy Vítkovice za jeho iniciativu, díky které mohla vzniknout spolupráce mezi Vítkovicemi a Západočeskou univerzitou v Plzni, dále za pravidelné odborné konzultace a za zprostředkování ukázky zařízení v Chomutovských dolech. Také děkuji panu Ing. Jiřímu Hruškovi, díky kterému jsem mohl uskutečnit měření oběhu ve školní laboratoři a panu Miloslavu Sládkovi z Katedry energetických strojů a zařízení za výrobu adaptérů pro ukotvení termočlánků pro měření v potrubí. Děkuji panu Doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D. za zapůjčení pyrometru pro měření v Chomutovských dolech a velmi si vážím projevené důvěry. Za pomoc při měření statické charakteristiky term rezistoru a cenná praktická doporučení v oblasti měření teploty děkuji panu Ing. Michalu Křížkovi, Ph.D. , panu Ing. Richardu Matasovi, Ph.D. za konzultace numerických simulací proudění ve FLUENTu. V neposlední řadě patří velký dík mému bratru Ing. Karlu Fořtlovi za odborné připomínky a korekci práce.



## 1. Obsah

2.	Stanovení zdrojů tepla a určení jejich velikosti .....	14
3.	Určení geometrických parametrů.....	15
4.	Určení tepla odevzdaného povrchem – volná konvekce, sálání .....	16
4.1.	Součinitel přestupu tepla $\alpha_1$ - boční stěny – KR01 .....	17
4.2.	Součinitel přestupu tepla $\alpha_2$ – horní část – KR02.....	20
4.3.	Součinitel přestupu tepla $\alpha_3$ – spodní část – KR03.....	20
4.4.	Sálání .....	20
5.	Numerická simulace odvodu tepla povrchem – nucená konvekce .....	22
5.1.	Základní vlastnosti proudění .....	23
5.2.	Volba turbulentního modelu, funkce ' wall y <sup>+</sup> '.....	24
5.3.	Nucená konvekce v klidném prostředí .....	26
5.4.	Odvod tepla při použití ventilátoru.....	29
6.	Grafické Návrhy chlazení převodové skříně.....	33
7.	Obecné podmínky funkčnosti samotížného oběhu .....	35
8.	Úloha chladícího oběhu .....	36
8.1.	Definování úlohy chladícího oběhu.....	36
8.2.	Řešení úlohy chladícího oběhu v GUI – Konkrétní podmínky funkčnosti samotížného oběhu .....	37
8.3.	Struktura výpočtu úlohy .....	40
8.4.	Výpočet oběhu, kontrola konzistence, funkce Jan_Fortl_snek.m .....	43
8.5.	Použité modely přestupu tepla.....	48
9.	Validace modelů pro přestup tepla z vany do oběhu .....	51
10.	Podmínky funkčnosti oběhu s čerpadlem.....	55
11.	Konstrukce chladícího 'hada' pro vybranou variantu oběhu s čerpadlem .....	58
12.	Použité zdroje.....	59

## Seznam obrázků

Obr.- 1 Náčrt pro výpočet volné konvekce .....	17
Obr.- 2 Volná konvekce podél vertikální desky .....	18
Obr.- 3 Srovnání různých kritérií .....	18
Obr.- 4 Detail oblasti, na které provádím výpočet .....	18
Obr.- 5 Změna součinitele přestupu tepla s charakteristickým rozměrem $h$ .....	19
Obr.- 6 Horizontální deska pro různé charakteristické rozměry .....	19
Obr.- 7 Modelování turbulentní m. v. ....	24
Obr.- 8 Průběh $y^+$ podél desky pro síť z obrázku 9 [11] .....	25
Obr.- 9 Síť odstupňovaná dle $y^+$ [11] .....	25
Obr.- 10 Síť vhodná pro obtékané těleso s použitím turbulentních modelů napříč mezní vrstvou.[11] .....	25
Obr.- 11 Frikční koeficient obtékaného tělesa pro modely a experiment [11] .....	25
Obr.- 12 Průběh $y^+$ podél desky ze simulace.....	26
Obr.- 13 Srovnání numerické simulace rovinné desky s dvěma různými podobnostními kritérii .....	28
Obr.- 14 Průběh reziduálů řešení PDR .....	29
Obr.- 15 Detail sítě na výstupu krytu ventilátoru .....	30
Obr.- 16 Stěnová funkce úlohy s ventilátorem .....	31
Obr.- 17 Rychlostní profil na výstupu krytu pro obě sítě.....	31
Obr.- 18 Rozložení teploty ve výpočtové oblasti .....	31
Obr.- 19 Průběh absolutní rychlosti ve výpočtové oblasti .....	31
Obr.- 20 Tepelné toky podél stěn získané numerickou simulací a zpracované MATLABem. ....	32
Obr.- 21 Návrh uspořádání chladicího samotížného oběhu .....	33
Obr.- 22 Detail potrubí ve dvou řadách s průměrem $\text{ØD}=10\text{mm}$ , tloušťkou $t=1\text{mm}$ .....	33
Obr.- 23 Chladicí potrubí s 18 trubkami ve dvou řadách.....	33
Obr.- 24 Detail návrhu potrubí s 18 trubkami, průměr $\text{ØD}=10\text{mm}$ , tloušťka stěny $t=1\text{mm}$ ....	34
Obr.- 25 Chladicí potrubí s 18 trubkami v jedné řadě, hmotnost $m_{\text{TR}}=6\text{kg}$ , udrží teplotu oleje na $T_o=65^\circ\text{C}$ pokud chladič dodá průtočné množství $V_{\text{max}}=10 \text{ l/min}$ o teplotě $T_z=45^\circ\text{C}$ , tlaková ztráta $p_z=0,6 \text{ kPa}$ , potřebný výkon na překonání ztráty $P_{\text{cep}}=101\text{W}$ (viz. tabulka 2 v kapitole 9).....	34
Obr.- 26 Cladící potrubí (používá se označení - Had) .....	36
Obr.- 27 Umístění chladicího oběhu v převodovce.....	36
Obr.- 28 Ukázka z hledání optimálních parametrů samotížného oběhu pomocí GUI .....	37
Obr.- 29 Rozmístění trubek v příčném průřezu vany pro $n=4$ , $t=2\text{mm}$ .....	38
Obr.- 30 Část grafů, které je možné zobrazit zašknutím položky '6 Grafů' na panelu 'Ovladače' .....	38
Obr.- 32 Srovnání průběhu tlaků samotížných oběhů .....	39
Obr.- 31 Srovnání předaného tepla .....	39
Obr.- 33 Srovnání přestupu tepla .....	39
Obr.- 34 Konečný samotížný oběh.....	39

Obr.- 35 Výchozí samotížný oběh.....	39
Obr.- 36 Iterace výpočtu tepla.....	40
Obr.- 37 Zavedení veličin po délce hada.....	43
Obr.- 38 Vytknutý element potrubí .....	43
Obr.- 39 Ukázka průběhu teploty v hadovi s parametry výsledného oběhu .....	44
Obr.- 40 Předaný výkon výsledného oběhu .....	45
Obr.- 41 Průběh odporů prostředí.....	46
Obr.- 42 Geometrie ohybu .....	46
Obr.- 43 Veličiny uvnitř potrubí .....	48
Obr.- 44 Veličiny vně potrubí .....	50
Obr.- 45 Přehled použitého zařízení.....	52
Obr.- 46 Schéma zapojení pokusu.....	52
Obr.- 47 Závislost koncové teploty na rychlosti proudění při různých teplotních rozdílech od největšího červeně až po nejmenší modře.....	53
Obr.- 48 Teoretický průběh teploty spočtený pro tři sady naměřených $T_o$ a $T_z$ .....	53
Obr.- 49 Přestup tepla při největším teplotním spádu měření.....	54
Obr.- 50 Naměřené body proložené aproximací .....	54
Obr.- 51 Oběh 70°C, č.1.....	55
Obr.- 52 Oběhy 70°C – Průběh $Q_c$ .....	56
Obr.- 53 Oběhy 70°C –Průběh $T_k$ .....	56
Obr.- 54 Oběhy 65°C – Průběh $Q_c$ .....	56
Obr.- 55 Oběhy 60°C – Průběh $T_k$ .....	57
Obr.- 56 Oběhy 60°C – Průběh $Q_c$ .....	57

## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 70°C.....	56
Tabulka 2 Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 65°C.....	57
Tabulka 3 - Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 60°C .....	57

## Přehled použitých veličin

A	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
C	[W/K]	vodivost
C <sub>0</sub>	[W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )]	Stefan Boltzmannova konstanta
c <sub>p</sub>	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
c <sub>v</sub>	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita za stálého objemu
d	[m]	průměr
E	[J]	energie
Gr	[-]	Grashofovo číslo
g	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška
L	[m]	délka
m	[kg/s]	hmotnostní tok
M	[kg/kmol]	molární hmotnost
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	tlak
P,Q	[W]	výkon, tepelný výkon
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q	[W/m <sup>2</sup> ]	tepelný tok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r	[m]	rádius
T	[K]	teplota
t	[s]	čas
V	[m <sup>3</sup> ]	objem
w	[m/s]	rychlost
x, y, z	[m]	souřadnice
α	[W/(m·K)]	součinitel přestupu tepla
γ	[1/K]	Součinitel objemové roztažnosti
ε	[-]	sálavost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	součinitel tepelné vodivosti
η	[Pa·s]	dynamická viskozita
ρ	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
u	[m <sup>2</sup> /s]	kinematická viskozita

## Úvod

Hlavním cílem práce je ověřit možnost chlazení průmyslových převodovek firmy Vítkovice MKV pomocí oběhů s vodou. Původní zadání vzniklo kvůli očekávanému přehřívání nového typu převodovky a mělo ověřit možnost chlazení přirozeným oběhem. V průběhu práce se však od samotížného oběhu upustilo a bylo zvoleno standardní chlazení ventilátorem. Proto jsem byl požádán, abych se i nadále zabýval koncepční možností chlazení pomocí oběhů, ale také ověřil volbu ventilátoru a stanovil vhodný odstup krytu ventilátoru od těla převodovky.

Pro návrh chlazení nejprve určím, jak moc se převodovka přehřívá při uvažování nepříznivých podmínek pro přestup tepla v okolí stroje. Dále jsem zařadil výpočet ventilátoru, protože je to podobná úloha s prouděním vzduchu a chlazením povrchu. Od páté kapitoly se potom věnuji návrhu oběhů s vodou a zejména problematice přestupu tepla v olejové vaně. Za tímto účelem jsem naprogramoval sérii výpočtů a ukázalo se, že by výsledky mohly být po validaci modelů přenositelné na další typy převodovek. Proto jsem po dohodě s firmou k výpočtu dodělal grafické uživatelské rozhraní, které umožňuje ovládat výpočet bez použití MATLABu.

Uvnitř převodovky je intenzivní rozstřík oleje, který je důležitý zejména pro mazání, ale také přispívá k přenosu tepla na ostatní části skříně kromě vany a tím přispívá k chlazení. Rozstřík oleje a víření ve vaně jsou však velmi složité jevy a proto je problematické odhadnout za těchto podmínek přestup tepla. Ohledně rozstříku si myslím, že jeho vhodným usměrněním a možná i zvětšením pomocí přídatných lopatek by bylo možné dosáhnout lepšího rozložení teploty v převodovce. Pro podobné výpočty však ještě nemám dostatek zkušeností a nejsou obsahem této práce.

Na závěr bych chtěl uvést na pravou míru oficiální zadání práce. Chlazením pomocí volné konvekce měla firma původně na mysli samotížný oběh s vodou, nikoliv volnou konvekci vody (došlo k záměně pojmů). Podobné oběhy jsou běžně využívány v otopných soustavách budov. Ačkoli oběhy nepotřebují čerpadlo, proudění v nich nefunguje na principu volné konvekce, ale oběh je označován jako samotížný. Hnací silou je totiž tíha vodního sloupce ochlazené kapaliny. Konvekce napříč potrubím samozřejmě také probíhá, ale je to z hlediska oběhu vody jev podružný. Proto nebudu definovat podmínky funkčnosti chlazení s volnou konvekcí, jak je napsáno v zadání práce, nýbrž podmínky funkčnosti samotížného oběhu.

## 2. Stanovení zdrojů tepla a určení jejich velikosti

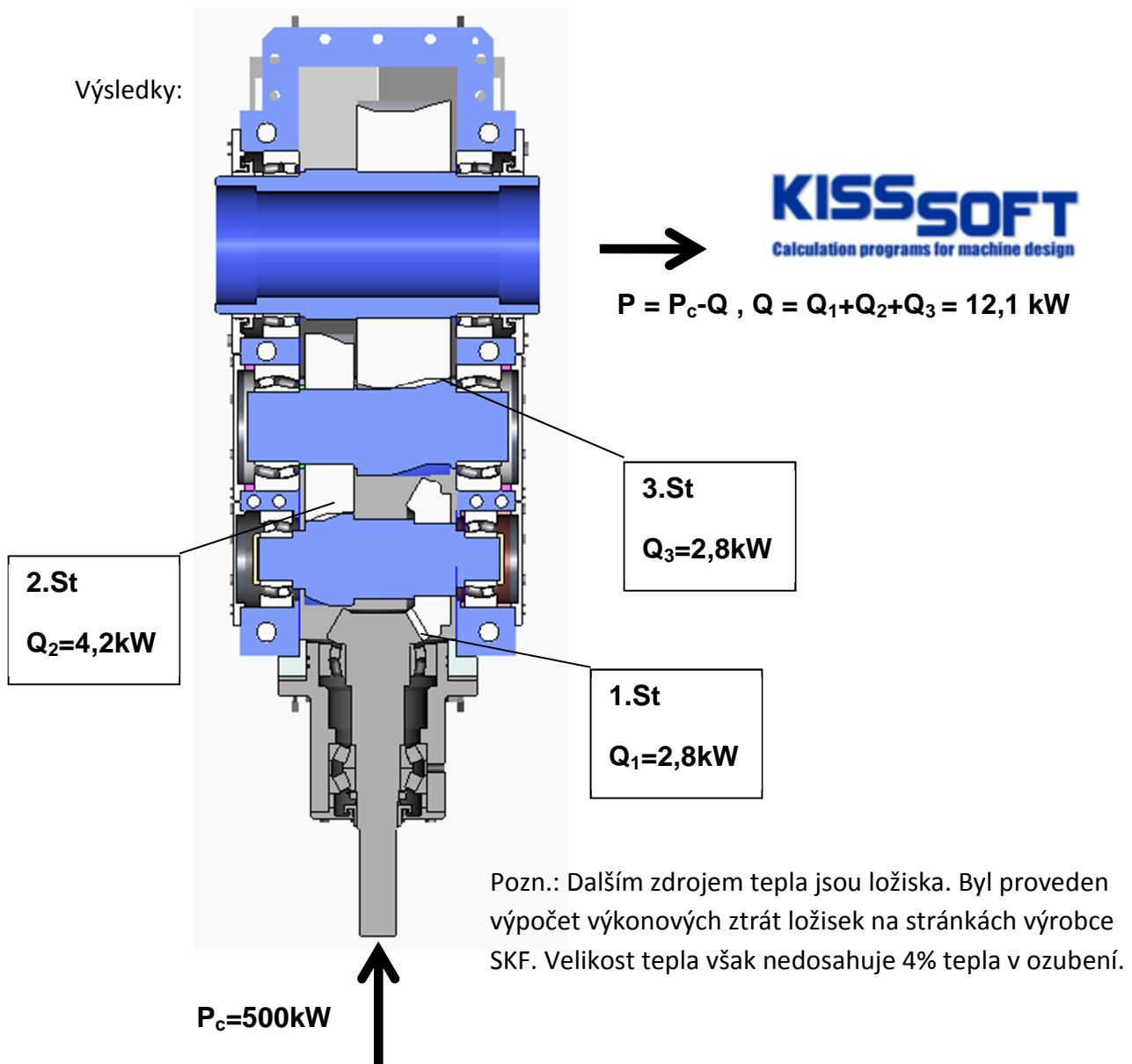
Parametry soukolí a vývin tepla z jednotlivých stupňů byly dodány zadavatelem práce.

Výpočet ve formě skriptu byl proveden v aplikaci KISS SOFT.

Vybrané hodnoty zadání:

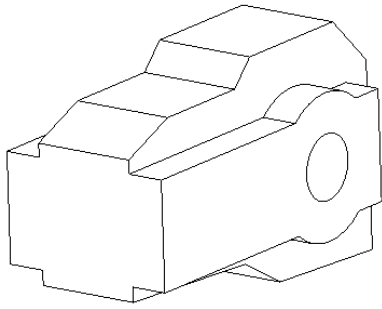
Spiral toothing	-----GEAR 1-----	GEAR 2-	Lubrication type oil bath lubrication
Power (kW) [P]		500.00	Type of oil Oil: ISO-VG 220
Speed (1/min) [n]	1000.0	586.2	Lubricant base Mineral-oil base
cone tip: left			Kinem. viscosity oil at 40 ° C (mm <sup>2</sup> /s)
Torque (Nm) [T]	4774.6		[nu40] 220.00
8145.0			Kinem. viscosity oil at 100 ° C (mm <sup>2</sup> /s)
			[nu100] 17.50
Gear driv. (+)/driven (-) +		-	FZG-Test A/8.3/90 step [FZGtestA] 12
Application factor [KA]	1.80		Specific density at 15 ° C (kg/dm <sup>3</sup> )
Required service life [H]	50000.00		[roOil] 0.895
			Oil temperature (° C) [TS] 70.000

Výsledky:



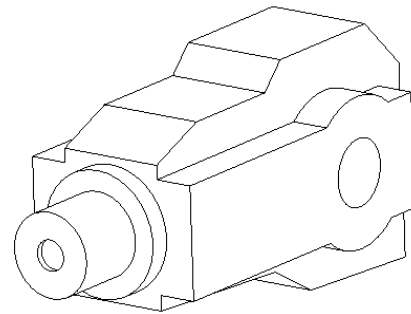
### 3. Určení geometrických parametrů

Pro určení velikosti teplosměnné plochy použiju nástroj v Pro-E s názvem 'Analysis/area'. Hodnoty se generují označením dané plochy myší, je možné je zkopírovat do matlabovského skriptu. Pro výpočty budu potřebovat plochu samotné skříně, válce na přední straně, plochu žeber.  $S_1 .. S_4$  značí vždy celkovou plochu s danými tvarovými elementy. Pro naše účely postačí zaokrouhlit  $m^2$  na 2 desetinná místa,  $0,06m^2$  odpovídá formátu A4.



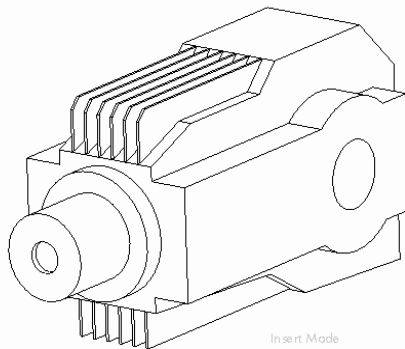
Insert Mode

$$S_1 = 5,75m^2$$



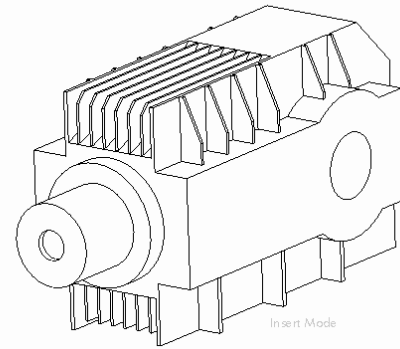
Insert Mode

$$S_2 = 5,75m^2 + 0,44m^2 (7\%) = 6,19m^2$$



Insert Mode

$$S_3 = 6,19m^2 + 2,24m^2 (36\%) = 8,43m^2$$



Insert Mode

$$S_4 = 8,43m^2 + 1,42m^2 (17\%) = 9,85m^2$$

V závorce jsem uvedl, o kolik % se plocha zvětší přidáním dalšího tvaru.

Pomocné plochy dílčích útvarů jsou:

$$S_{\text{valec}} = 0,44m^2, S_{\text{zebro horni}} = 0,1712m^2, S_{\text{zebro dolni}} = 0,2024m^2, S_{\text{zebro bocni horni}} = 0,0352m^2, S_{\text{zebro bocni dolni}} = 0,0414m^2, S_{\text{zebra horni}} = 1,03m^2, S_{\text{zebra dolni}} = 1,21m^2$$

Dalším důležitým údajem pro výpočty je objem oleje ve vaně převodové skříně. Hodnoty jsem určil pro původní geometrii skříně i pro pozměněnou vanu:

$$V_{\text{olej\_pred}} = 86 \text{ l (Objem původní vany)}$$

$$V_{\text{olej\_po}} = 124 \text{ l (Objem vany po úpravě pro chlazení hadem)}$$

#### 4. Určení tepla odevzdaného povrchem – volná konvekce, sálání

Pro návrh chlazení je potřeba stanovit, v jakých mezích se pohybuje teplo odevzdané povrchem převodovky. Pro většinu aplikací převodovek firmy Vítkovice MKV je toto teplo společně s vysálaným teplem za běžných provozních stavů v rovnováze s vývojem tepla v ozubení. Proto tyto aplikace nevyžadují žádné přídavné chlazení.

Základem výpočtu jsou kritériální rovnice pro Nusseltovo číslo, které je definováno jako podíl konvektivního součinitele přestupu tepla a součinitele tepelné vodivosti, charakterizujícího tekutinu, v našem případě suchý vzduch. V Nusseltově čísle dále figuruje charakteristický rozměr, který závisí na typu úlohy. Tyto rovnice vznikly experimentálně, ale v některých případech je možné i jejich analytické odvození pomocí teorie mezní vrstvy.

Hlavním úskalím při použití kritériálních rovnic je správná volba rovnice tak, aby podmínky, za kterých byla zjištěna, odpovídaly úloze, kterou chceme počítat. K tomu je vždy nutné dodržet oblast platnosti rovnice, která závisí na určujících kritériích. Určující kritéria pro volnou konvekci jsou Grashofovo a Prandtlovo číslo. Je tedy potřeba, aby se jejich součin pohyboval v mezích platnosti. Jako model pro přestup tepla na bočních stěnách uvažují vertikální desku [2] a pro validaci výsledků porovnáám průběh této rovnice s jinou rovnicí pro stejný případ [3]. Modelem pro přestup ve spodní a horní části převodovky je horizontální deska [3].

Předpoklad suchého vzduchu je pro odvod tepla velmi nepříznivý, proto bych měl i za předpokladu konstantní okolní teploty 25°C získat odhad minimálního odvedeného tepla a menší teplotní rozdíl, např. v letních měsících budu zohledňovat pouze změnou teploty stěny převodovky.

##### Parametry úlohy:

$S_2..S_4$  [m<sup>2</sup>] - Povrch převodovky bez uvažování plochy žeber a s uvažováním této plochy.

$T_w$  [°C] = 40..80°C - Teplota stěny = konst.

$T_f$  [°C] = 25°C - Teplota okolního vzduchu = konst.

$\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] – Součinitel přestupu tepla při volné konvekci za různých podmínek

##### Zjednodušení:

Celý povrch má konstantní teplotu.

##### Výpočet:

Formálně spočítáme odvedené teplo z Newtonova vztahu pro přestup tepla (1). Složitost úlohy je soustředěna do hodnoty součinitele přestupu tepla  $\alpha$ , který získáme z příslušných kritérií.

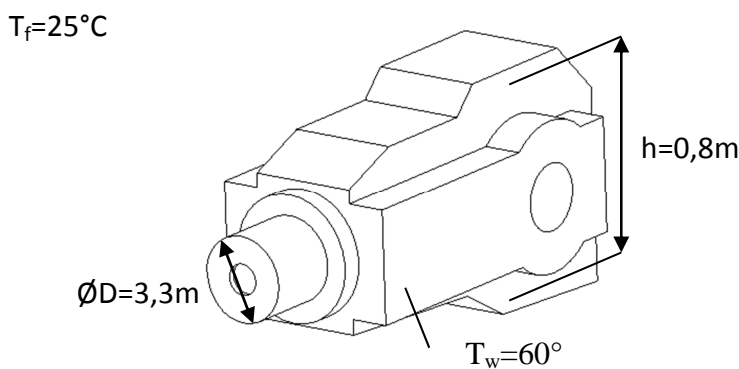
$$Q = S \cdot \alpha \cdot (T_w - T_f) \quad (1)$$



#### 4.1. Součinitel přestupu tepla $\alpha_1$ - boční stěny – KR01

V okolí převodovky uvažují suchý vzduch o teplotě  $T_f = 25^\circ\text{C}$ . Lineární interpolací mezi tabulkovými hodnotami [6] pro  $20^\circ\text{C}$  a  $40^\circ\text{C}$  dostaneme následující parametry tekutiny při atmosférickém tlaku 1bar:

Prandtlovo číslo	$Pr(25^\circ\text{C}) = 0,727$ (platí pro $T=[-50^\circ\text{C}..500^\circ\text{C}]$ )
Součinitel objemové roztažnosti	$\gamma(25^\circ\text{C}) = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$
Kinematická viskozita	$\nu(25^\circ\text{C}) = 15,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda(25^\circ\text{C}) = 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ W/mK}$



Obr.- 1 Náčrt pro výpočet volné konvekce

Podobnostní kritérium, které v tomto případě zahrnuje gravitační a třecí síly v tekutině s ohledem na tepelnou roztažnost, je Grashofovo číslo. Součin  $Gr.Pr$  pak rozhoduje o stavu proudění.

$$Gr = \gamma \cdot (T_w - T_f) \cdot \frac{g \cdot h^3}{\nu^2} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K} \cdot (60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) \cdot \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (0,8 \text{ m})^3}{(15,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2} = 2,36 \cdot 10^9 [-]$$

$$Gr.Pr = 2,36 \cdot 10^9 \cdot 0,727 = 1,72 \cdot 10^9 [-] > 10^9$$

Pro součin  $Gr.Pr=[10^3..10^9]$  je proudění laminární:  $C = 0,76$ ,  $m = 0,25$

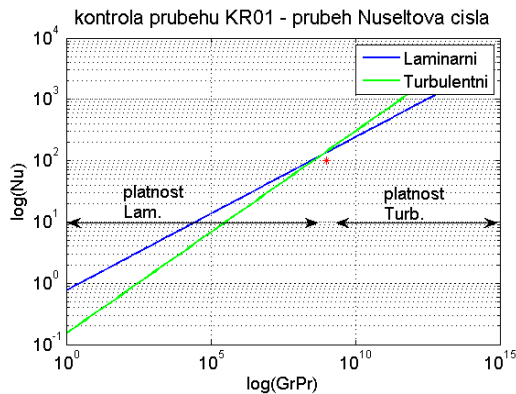
Pro součin  $Gr.Pr=[10^9.. \infty]$  je proudění turbulentní:  $C = 0,15$ ,  $m = 0,33$

V tomto případě vznikne tedy podél horizontálních stěn turbulentní proudění a platí kritériální rovnice pro Nusseltovo číslo ve tvaru  $Nu = C \cdot (Gr.Pr)^m$  (2). Součinitel přestupu tepla lze potom vyjádřit:

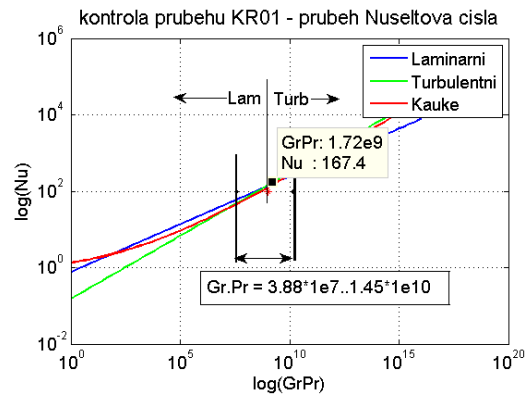
$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{h} = \frac{167,4 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2} \text{ W/mK}}{0,8 \text{ m}} = 5,34 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Tento vztah však ještě neuvažuje teplotní rozdíl (spád)  $T_w$  a  $T_f$ .

Následující grafy s logaritmickou stupnicí ukazují oblast platnosti laminární a turbulentní rovnice označené jako kritérium KR01 bez vlivu tepelného spádu  $T_w/T_f$ . Je vidět, že přímky mají pro součin  $Gr.Pr = 1$  hodnotu  $C$  (0,76 lam. a 0,15 turb.) a protínají se kolem  $Gr.Pr = 10^9$ . Druhý graf má navíc ještě červenou křivku, která znázorňuje průběh kritériální rovnice pro stejný případ od jiného autora [3]. Pro nejmenší hodnoty  $T_{wmin}=40^\circ\text{C}$  a  $h_{min}=0,3\text{m}$  (výška převodovky v oblasti válce), které v této úloze uvažují, dostanu  $(Gr.Pr)_{min} = 3,88 \cdot 10^7$ . Pro maximální  $T_{wmax}=80^\circ\text{C}$  a  $h_{max}=1,4\text{m}$  (výška včetně s rámu) máme  $(Gr.Pr)_{max} = 1,45 \cdot 10^{10}$ . Tento interval, na kterém budu provádět výpočty, je naznačen na Obr.-3 a Obr.-4.



Obr.- 2 Volná konvekce podél vertikální desky



Obr.- 3 Srovnání různých kritérií

Pro  $(Gr.Pr)_{min}$  je rozdíl Nusseltova čísla přímo úměrného  $\alpha$  a tedy i předanému teplu

$$\frac{Nu_{Laminární} - Nu_{Kauke}}{Nu_{Laminární}} = 23\% , \text{ pro } (Gr.Pr)_{max} \text{ je } \frac{Nu_{Turbulentní} - Nu_{Kauke}}{Nu_{Turbulentní}} = 16\% .$$

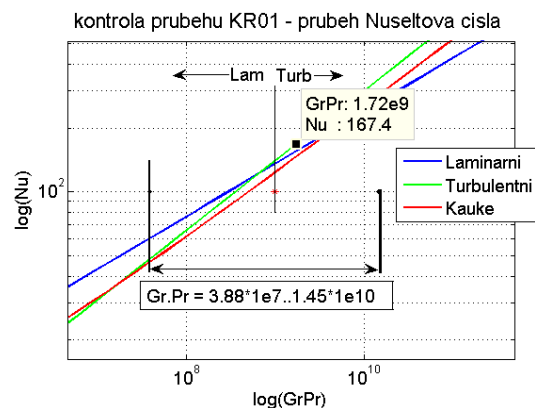
Tato poměrně velká odchylka je pravděpodobně dána tím, že se nacházíme v přechodové oblasti stavu proudění. Pro výpočty uvažují rovnici (2). Pro úplnost však uvedu i rovnici červené křivky:

$$Nu_m = \left[ 0,825 + \frac{0,387 \cdot (Gr.Pr)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + [0,492/Pr]^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

Teplotní rozdíl  $T_w$  a  $T_f$  lze respektovat přidáním dalšího členu do rovnice (2). Označím tento člen 'spad', rovnice má potom tvar (3).

$$Nu = C \cdot (Gr.Pr)^m \cdot \left[ \frac{2}{\sqrt{T_w/T_f + 1}} \right]^2 = C \cdot (Gr.Pr)^m \cdot \text{spad} \quad (3)$$

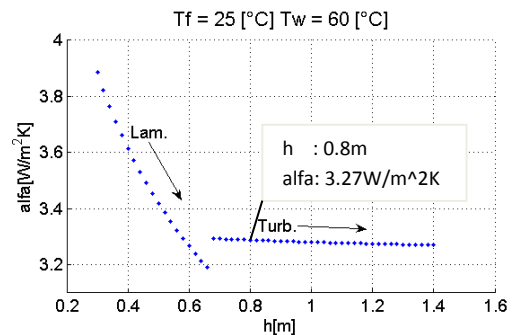
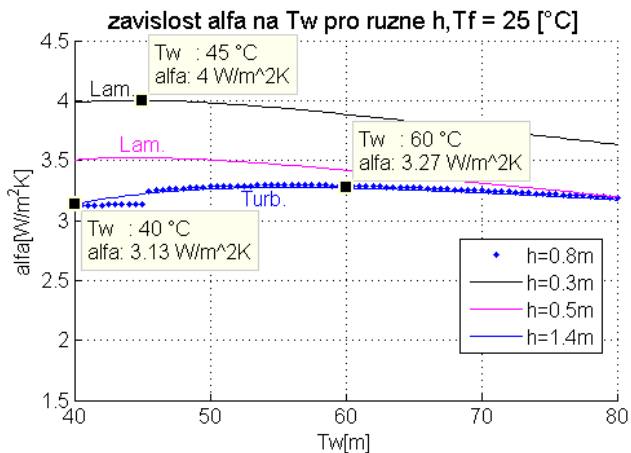
Výsledný součinitel přestupu tepla se zmenší, 'spad' se pohybuje mezi 78%..51%.



Obr.- 4 Detail oblasti, na které provádím výpočet

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{h} = \frac{103,1.2,55 \cdot 10^{-2} \text{ W / mK}}{0,8 \text{ m}} = 3,27 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Tato hodnota leží v turbulentní oblasti, dalším zvětšováním výšky  $h$  se  $\alpha$  příliš nemění, protože  $Nu = f(h^0)$ , zatímco v laminární oblasti  $Nu = f(h^{-0.25})$ , tedy s rostoucí výškou klesá. Následující graf na Obr.-6 ukazuje průběh  $\alpha$  s teplotou  $T_w$  pro vybrané výšky.



Obr.- 5 Změna součinitele přestupu tepla s charakteristickým rozměrem  $h$

Obr.- 6 Horizontální deska pro různé charakteristické rozměry

Pro vysvětlení průběhu součinitele přestupu tepla v laminární a turbulentní oblasti zde uvádím jeho závislost na charakteristickém rozměru  $h$ . Graf na Obr.-5 lze považovat za kolmý řez předchozí závislosti při konstantní teplotě stěny  $T_w = 60$  °C. Na podrobném měřítku osy  $\alpha$  je zřejmý průběh v laminární a turbulentní části.

### Výsledek:

Kolem přední části převodovky (válec  $\varnothing 3,3$  m) lze předpokládat laminární proudění vzduchu a  $\alpha_{\text{Valec}} = [4..3,5] \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . V ostatních bočních stranách se bude proudění turbulizovat, budu zde uvažovat  $\alpha_{\text{Boční}} = 3,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

Poznámka na závěr:

V oblasti válce by také mohla platit kritériální rovnice pro 'horizontální trubky'. Rovnice má stejný tvar jako dosavadní (2), liší se pouze konstantou  $C = 0,5$ . Charakteristický rozměr je  $\varnothing$  válce. Platnost je však pouze pro  $(Gr.Pr) < 10^8$ , v našem případě pro teploty stěny menší než  $T_w = 54$  °C. V této části převodovky je však největší problém s přehříváním a teploty zde budou vyšší. Proto mohu i zde uvažovat kritérium pro vertikální desku [3].

#### 4.2. Součinitel přestupu tepla $\alpha_2$ – horní část – KR02

Model – Horizontální desky vyhřívané zespoda [3]

Charakteristický rozměr  $L=A/U$

Podobnostní rovnice pro Nusseltovo číslo:  $Nu = 0,15 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33}$

Strukturu výpočtu lze sledovat MATLABovském skriptu 'KR02.m' v příloze.

Výsledek:  $\alpha_{\text{Horní}}=5,6\text{W/m}^2\text{K}$

#### 4.3. Součinitel přestupu tepla $\alpha_3$ – spodní část – KR03

Model – Horizontální desky vyhřívané shora [3]

Charakteristický rozměr  $L=A/U$

Podobnostní rovnice pro Nusseltovo číslo:  $Nu = 0,27 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25}$

Strukturu výpočtu lze sledovat MATLABovském skriptu 'KR02.m' v příloze.

Výsledek:  $\alpha_{\text{Spodní}}=2,8\text{W/m}^2\text{K}$

#### 4.4. Sálání

Při uvažovaném teplotním rozdílu okolního vzduchu a povrchu převodovky nemusí být vysálané teplo zanedbatelnou položkou. Pro hrubý odhad vysálaného tepla uvažují plochu  $S_2$  bez spodní části, jinými slovy mezi zemí a převodovkou a mezi jednotlivými žebry uvažují nulovou bilanci vysálaného tepla. Protože mi jde o určení minimálního odevzdaného tepla, uvažují, že převodovka je umístěna ve stíněném prostoru s rozměry 6m x 5m x 2,5m. Emisivita povrchu převodovky i obklopujícího povrchu je 0,93.

Teplota povrchu  $T_w = 60^\circ\text{C} = 333,15\text{K}$

Teplota okolí (vzduch, obklopující povrch)  $T_f = 25^\circ\text{C} = 293,15\text{K}$

Sálavost dokonale černého tělesa  $C_0 = 5,67 \text{W/m}^2\text{K}^4$

Sálavý povrch převodovky  $S_p = S_2 - 1,05\text{m}^2 = 5,14\text{m}^2$

Plocha obklopující převodovku  $S_o = 85\text{m}^2$

Sálavost povrchů  $\varepsilon = 0,93$

Teplo vyměněné mezi oběma povrchy:

$$Q_{P \leftrightarrow O} = C_0 \cdot \varepsilon_n \cdot S_p \cdot \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right], \quad \varepsilon_n = \left[ \frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{S_p}{S_o} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_o} - 1 \right) \right]^{-1}$$

$$\left[ \left( \frac{333,15\text{K}}{100} \right)^4 - \left( \frac{293,15\text{K}}{100} \right)^4 \right] = 44,17 \text{K}^4$$

$$\varepsilon_n = \left[ \frac{1}{0,93} + \frac{5,14\text{m}^2}{85\text{m}^2} \cdot \left( \frac{1}{0,93} - 1 \right) \right]^{-1} = 0,926$$

$$Q_{P \leftrightarrow O} = 5,67\text{W/m}^2\text{K}^4 \cdot 0,926 \cdot 5,14\text{m}^2 \cdot 44,17\text{K}^4 = 1,19\text{kW}$$

### Výsledné teplo odevzdané povrchem:

Na závěr kapitoly 3 shrnu jednotlivé výsledky a odhadnu rozmezí, ve kterém se pohybuje odvedené teplo převodové skříně, která je zahřátá na horní přípustnou mez. Tomu odpovídá stav, kdy celý povrch má  $T_w = 60^\circ\text{C}$ , olejová vana a tedy i spodní část skříně má  $T_o = 70^\circ\text{C}$  a přední část válce  $T_v = 75^\circ\text{C}$ . Vzhledem k tomu, že nevím průběh teploty v žebrech a ostatních tvarových prvcích na povrchu, budu počítat rozmezí tepel pro povrchy  $S_3$  (pouze s hlavními žebry) a  $S_4$  (povrch se všemi tvarovými prvky).

Celkové odevzdané teplo při volné konvekci je dáno součtem:

$$Q = Q_{Valec}(KR01) + Q_{Boční}(KR01) + Q_{Horní}(KR02) + Q_{Spodní}(KR03)$$

Jednotlivá konvektivní tepla vyjádřená pomocí Newtonova vztahu pro přestup tepla s uvažováním součinitelů přestupu tepla a ploch příslušných částí, nejprve pro celkovou plochu pouze s hlavními žebry:

$$Q_{Valec} = S_{Valec} \cdot \alpha_{Valec} \cdot [T_v - T_f] = 0,44\text{m}^2 \cdot 3,7\text{W}/\text{m}^2\text{K} \cdot [75^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}] = 81,4\text{W}$$

$$\begin{aligned} Q_{Boční} &= Q_{Vršek} + Q_{Vana} = \alpha_{Boční} (S_{Vršek} [T_w - T_f] + S_{Vana} [T_o - T_f]) = \\ &= 3,2\text{W}/\text{m}^2\text{K} (2,70\text{m}^2 \cdot [60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}] + 0,90\text{m}^2 \cdot [70^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}]) = 432,0\text{W} \end{aligned}$$

$$Q_{Horní} = S_{Horní} \cdot \alpha_{Horní} \cdot [T_w - T_f] = 2,10\text{m}^2 \cdot 5,6\text{W}/\text{m}^2\text{K} \cdot [60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}] = 411,6\text{W}$$

$$Q_{Spodní} = S_{Spodní} \cdot \alpha_{Spodní} \cdot [T_w - T_f] = 2,28\text{m}^2 \cdot 2,8\text{W}/\text{m}^2\text{K} \cdot [60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}] = 223,4\text{W}$$

$$Q(S_3) = 81,4\text{W} + 432,0\text{W} + 411,6\text{W} + 223,4\text{W} = 1,15\text{kW}$$

Pokud dále uvažuji odvod tepla i povrchem postranních tvarových prvků (Obr.  $S_4$ ):

$$Q(S_4) = Q(S_3) + 1,42\text{m}^2 \cdot 3,2\text{W}/\text{m}^2\text{K} \cdot [60^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}] = 1,31\text{kW}$$

S uvažováním sálání povrchu lze počítat s celkovým odevzdaným teplem:

$$Q_{Celk\_min} = Q(S_3) + Q_{P \leftrightarrow O}(Sálání) = 1,15\text{kW} + 1,19\text{kW} = 2,34\text{kW}$$

$$Q_{Celk\_max} = Q(S_4) + Q_{P \leftrightarrow O}(Sálání) = 1,31\text{kW} + 1,19\text{kW} = 2,50\text{kW}$$

Jestliže při ztrátovém výkonu 12,1kW chceme udržet teplotu převodovky na přípustných hodnotách, při kterých odchází povrchem podle minimálního odhadu 2,34kW, bude nutné zbývajících zhruba 9,76 kW uchladiť jiným způsobem. Abych měl jistou bezpečnostní rezervu, projektuji chladicí oběhy v kapitole 7 a 8 na přibližných 10kW.

## 5. Numerická simulace odvodu tepla povrchem – nucená konvekce

V průběhu této práce se firma Vítkovice rozhodla použít pro chlazení zadané převodovky standardní ventilátor. Budu se i nadále zabývat možností chladit převodovku samotízným oběhem, a to v kapitole 5, ale už více obecně, aby mohly být výsledky případně přeneseny na jiné typy převodovek. Byl jsem ale požádán, abych ověřil přestup tepla s vybraným ventilátorem a navrhl vhodný odstup krytu ventilátoru od těla převodovky, případně změny geometrie pro zlepšení přestupu.

Zásadní vliv na přestup tepla má v případě nuceného proudění vyvolaného ventilátorem rychlost proudění, charakter proudění a zejména chování v mezní vrstvě, tedy v nejbližším okolí povrchu převodovky. Výpočetní modely z literatury použitelné pro tuto úlohu jsou podélné obtékání desky[8][9] a obtékání tělesa[10]. Jedná se o data získaná měřeními, která jsou zobecněna pomocí podobnostních kritérií. Jejich použití je obdobné jako u výpočtu volné konvekce v kapitole 3. Žádný z těchto modelů však z principu nemůže zohlednit usměrnění proudu ventilátoru krytem v přední části převodovky. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl provést numerickou simulaci proudění v systému FLUENT. Použil jsem přitom verzi integrovanou v prostředí Workbench ANSYS 14.0.

Problémem numerických simulací, zvláště pro začínající uživatele jako jsem já, je validita získaných výsledků. Při modelování skutečnosti se vždy v rámci zjednodušení modelu dopustíme určité nepřesnosti. Zvolený model by měl postihovat hlavní jevy v dané úloze a hlavně by měl být validován, nejlépe konfrontací s experimentem. Z tohoto důvodu spočítám dvě úlohy s různou obtížností, v obou případech se pokusím o maximální zjednodušení skutečnosti, abych neztratil kontrolu nad modelem. Lze očekávat, že proudění bude turbulentní. První model tedy bude nucená konvekce podélně obtékané rovinné desky s danou intenzitou turbulence na vstupu. Tato úloha slouží pro nalezení vhodného nastavení řešiče a volbu turbulentního modelu pro vstupní parametry proudění ventilátoru. Druhá úloha již zohlední základní tvar převodovky a usměrnění proudu krytem ventilátoru.

Výsledky první úlohy budu validovat pomocí příslušných kritérií podobnosti. Pro nízké rychlosti proudění by odevzdané teplo převodovky mělo řádově odpovídat výsledkům při volné konvekci z kapitoly 3. V druhé úloze použiju stejný model turbulence, stejné vlastnosti tekutiny a pokusím se dodržet potřebné vlastnosti sítě.

## 5.1. Základní vlastnosti proudění

V okolí převodovky uvažují stejně jako u volné konvekce vzduch o teplotě 25°C. Z hlediska obtékání převodovky není podstatná stlačitelnost proudění, ale vzhledem k tepelnému spádu na povrchu má stlačitelnost velký vliv na přestup tepla v mezní vrstvě a nelze ji zanedbat. Proto použijí rovnici ideálního plynu pro řešení hustoty. Abych použil stejné médium jako u úlohy volné konvekce, přepočítám parametry vzduchu pro zadání ve FLUENTu, kromě hustoty jsou v průběhu výpočtu všechny veličiny považovány za konstantní.

### Parametry vzduchu:

Okolní tlak – atmosferický

$$P_{at} = 101\,325\text{Pa}$$

Molární hmotnost

$$M = 28,966\text{ kg/kmol}$$

Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda = 2,55 \cdot 10^{-2}\text{ W/mK}$$

Dynamická viskozita

$$\mu = \rho \cdot \nu = \frac{p_{at}}{R \cdot T} \cdot \nu = \frac{101325\text{Pa}}{287\text{J/kgK} \cdot 298,15\text{K}} \cdot 15,8 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s} = 18,75 \cdot 10^{-6}\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

Izobarická měrná tepelná kapacita

$$c_p = \frac{\lambda}{\rho \cdot a} = \frac{\lambda \cdot Pr}{\rho \cdot \nu} = \frac{2,55 \cdot 10^{-2}\text{W/mK} \cdot 0,727}{1,185\text{kg/m}^3 \cdot 15,8 \cdot 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}} = 990,1\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

### Parametry axiálního ventilátoru AVET 630P zaslané výrobcem:

	n [ot/min]	V [m3/h]	$\Delta p$ [Pa]	P [kW]
1.	720	7720	80	0,26
2.	820	9450	96	0,383
3.	920	11000	112	0,529
4.	1020	11900	161	0,739
5.	1120	12700	183	0,977
6.	1320	15800	228	1,56

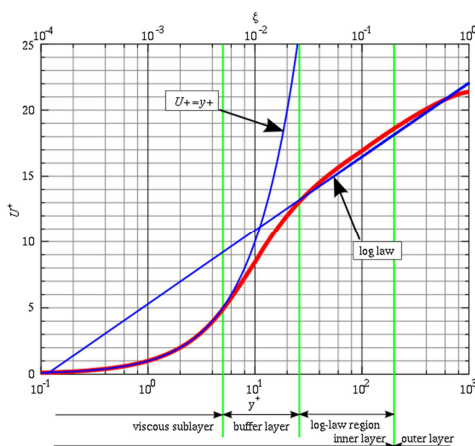
Další technické údaje ventilátoru jsou v příloze.

## 5.2. Volba turbulentního modelu, funkce 'wall y<sup>+</sup>'

Možná bych měl spíše napsat 'zdůvodnění volby turbulentního modelu', ve skutečnosti jsem totiž nejprve spočítal několik úloh s různými sítěmi a modely, výsledky však neodpovídaly podobnostním kritériím. Důvodem, proč náhodné volby sítě selhávají, je skutečnost, že v turbulentní mezní vrstvě je prudká změna rychlosti, která je způsobená rozdílnými vlastnostmi laminární podvrstvy a okolního turbulentního proudu. Náhlé změny rychlosti v oblasti mezní vrstvy jsou příčinou velkých gradientů v Navier-Stokesově pohybové rovnici i dalších rovnic proudění a numerické metody proto ztácejí stabilitu. Pro správné použití modelu je tedy nutné dodržet parametry sítě, které závisí na geometrii, vlastnostech proudící tekutiny a charakteru proudění. Také zde neplatí, že jemnější síť je vždy 'lepší'.

Existují dvě základní strategie výpočtu turbulentního proudění v blízkosti stěny, kde nulová rychlost (zadáme 'no slip condition') přechází v rychlost proudu. První spočívá ve zvýšení počtu buněk napříč mezní vrstvou (inner layer obr.-7) tak, aby buňky zasahovaly do laminární podvrstvy (viscous sublayer–  $y^+ < 5$ ). Turbulentní model je potom stejný pro mezní vrstvu i pro hlavní proud. Nevýhodou tohoto přístupu je nárůst počtu buněk a tedy výpočetní náročnost, výhodou je stabilita a konvergence při dalším zjemnění sítě. Příkladem turbulentních modelů, které takto fungují, jsou: Standard k- $\omega$ , k- $\epsilon$  Realizable EWF (Enhanced Wall Function), Spalart-Allmaras.

Další strategie používá pro výpočet průběhu veličin v mezní vrstvě poloempirické stěnové funkce, v grafu na obr.-7 je jako příklad takové funkce červeně znázorněn průběh bezrozměrné rychlosti  $u^+$  na bezrozměrné vzdálenosti od stěny  $y^+$ . Hlavní proud je popsán standardním turbulentním modelem. Aby tento model nezkolaboval vlivem velkých gradientů, musí buňky sítě zasahovat přesně do oblasti platnosti logaritického zákona ( $y^+ = [30..60]$ ). Z toho plyne hlavní výhoda tohoto přístupu, síť prvků končí v mezní vrstvě a je proto výrazně hrubší při zachování validity výsledků. Tím se zkrátí doba výpočtu. Nevýhodou je, že při nesprávné velikosti sítě poskytnou modely chybný výsledek. Příklady modelů, které používají stěnové funkce, jsou: Standard k- $\epsilon$ , RSM, LES.



Obr.- 7 Modelování turbulentní m. v.

Pro účely vhodné volby sítě, která koresponduje s úlohou a turbulentním modelem je tedy nutné použít pomocnou hodnotu 'wall y<sup>+</sup>' [11], která nám řekne, v jaké části mezní vrstvy se nacházíme (obr.-7):

**$y^+ < 5$                       viskózní podvrstva (viscous sublayer)**

**$5 < y^+ < 30$               vyrovnávací vrstva (buffer layer)**

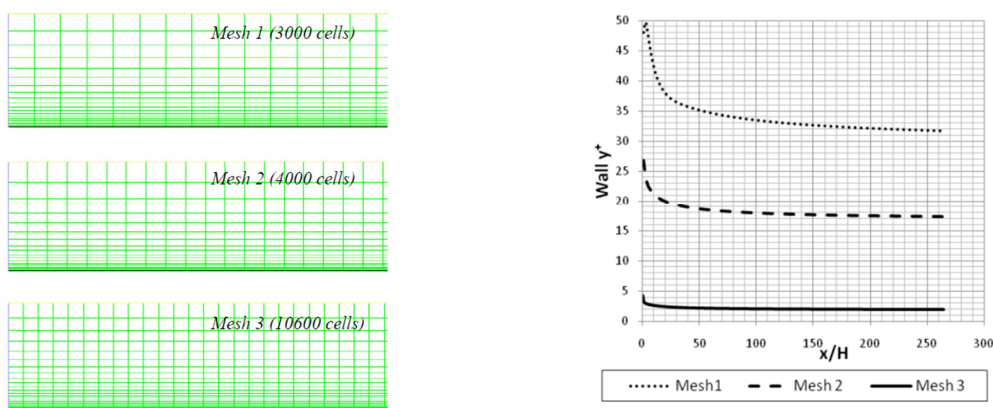
**$30 < y^+ < 60$               logaritický zákon (log-law region)**

Wall y<sup>+</sup> přímo koresponduje s hodnotou y, definovanou jako vzdálenost stěny a těžiště nejbližšího elementu (ve FLUENTu cell).



V přechodové oblasti, kde  $y^+=[5..30]$ , selhávají oba přístupy řešení mezní vrstvy. Proto je při tvorbě sítě nutné vyhnout se této oblasti.

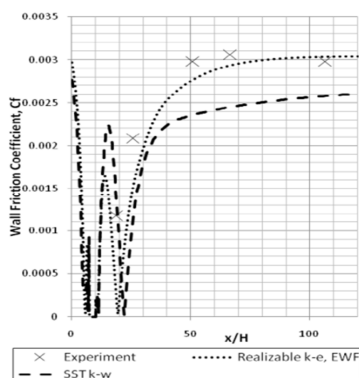
Obrázek 8 znázorňuje všechny tři typy sítě modelového případu obtékání desky, v grafu-2 jsou potom odpovídající průběhy stěnové funkce. Horní síť 1 je vhodná pro modelování mezní vrstvy pomocí stěnových funkcí ( $y^+=[30..60]$ ). Prostřední síť není vhodná pro žádný model. Spodní síť je použitelná pro turbulentní modely s podrobným popisem mezní vrstvy ( $y^+ < 5$ ). Jak je vidět z uvedeného počtu elementů, síť 3 potřebuje více než trojnásobné množství buněk než síť 1 při zachování přesnosti výpočtu.



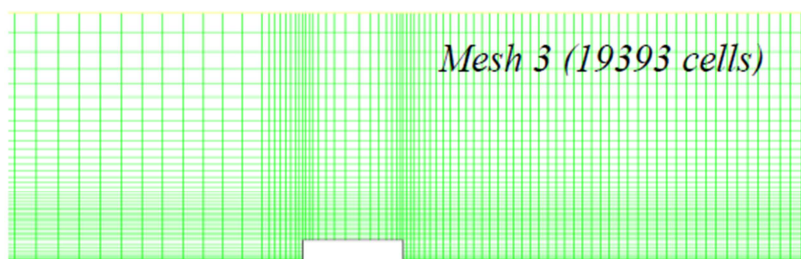
Obr.- 9 Sítě odstupňované dle  $y^+$  [11]

Obr.- 8 Průběh  $y^+$  podél desky pro sítě z obrázku 9 [11]

Ověření sítí provedli autoři M. Salim a S. C. Cheah na základě porovnání hodnot koeficientu frikčního tření definovaného jako  $c_f = \frac{\tau_w}{0.5 \cdot \rho \cdot w_f^2}$  podél stěny s hodnotami experimentu. V grafu 3 jsou experimentální hodnoty naznačeny křížkem, nejlépe jim odpovídají výsledky poskytnuté modelem k- $\epsilon$  Realizable EWF. Odpovídající síť je na obrázku 2.



Obr.- 10 Frikční koeficient obtékaného tělesa pro modely a experiment [11]

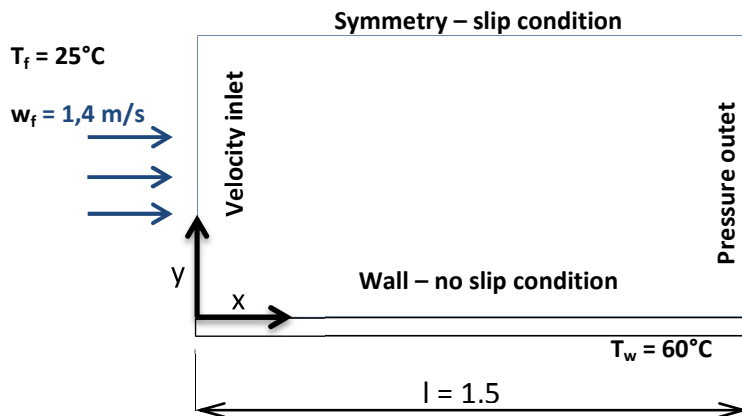


Obr.- 11 Síť vhodná pro obtékané těleso s použitím turbulentních modelů napříč mezní vrstvou.[11]

### 5.3. Nucená konvekce v klidném prostředí

Tato úloha by měla představovat odvod tepla z převodovky v klidném prostředí. Velikost desky je volena tak, aby korespondovala se základními rozměry stěn. Výsledky by měly řádově odpovídat volné konvekci z kapitoly 3. Úloha poslouží zejména pro volbu turbulentního modelu následující úlohy s ventilátorem, která již bude složitější. Výsledky numerické simulace ověřím pomocí kritériálních rovnic.

**Model-podélně obtékaná deska:**

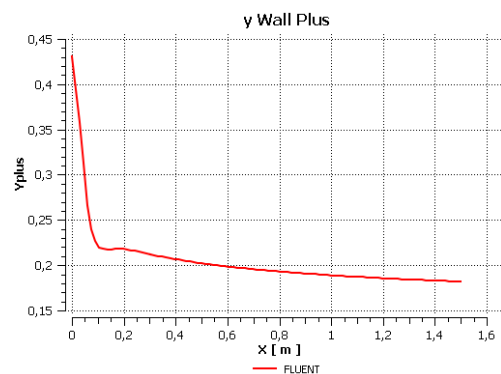


**Parametry úlohy:**

Teplota vzduchu	$T_f = 25^\circ\text{C}$
Teplota stěny	$T_w = 60^\circ\text{C}$
Vstupní rychlost	$w = w_x = w_f = 1,4 \text{ m/s}$
Intenzita turbulence na vstupu	$I = 10 \%$
Charakteristický rozměr	$l = 1,5 \text{ m}$
Reynoldsovo číslo	$Re_l = \frac{w \cdot l}{\nu} = \frac{1,4 \text{ m/s} \cdot 1,5 \text{ m}}{15,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 132\,911$

**Turbulentní model pro numerickou simulaci:**

Po několika výpočtech s různými sítěmi a modely, které však díky jednoduchosti geometrie netrvaly dlouho, jsem se rozhodl použít k-ε Realizable EWF. Bude proto nutné modelovat mezní vrstvu a splnit nerovnost  $y^+ < 5$  po celé délce desky. Díky robustnosti tohoto modelu by měl být použitelný i pro pozdější úlohu s ventilátorem. Na obr.12 je vidět, že jsem dodržel podmínky použití modelu.



**Obr.- 12 Průběh  $y^+$  podél desky ze simulace**

### Výpočet podle Reynoldse [9]:

Kritérium dle Reynoldse má podobnou strukturu jako rovnice pro volnou konvekci v první kapitole. Tato forma je výhodná díky tomu, že má v logaritmických souřadnicích lineární průběh. Vystupuje zde součin Prandtlova a Reynoldsova čísla, které jsou umocněny a násobeny příslušnými experimentálně naměřenými hodnotami. Prandtlovo číslo považuji za konstantní  $Pr = 0,727$ , výsledné Nusseltovo podobnostní číslo tedy závisí pouze na Reynoldsově (obr.3 v pravé části červeně). Podobně jako v předchozích výpočtech označím člen, vyjadřující vliv tepelného spádu na stěně 'spad'. Tento člen má trochu jinou podobu než u volné konvekce.

$$Nu_{xRe} = 0,0296 \cdot Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,6} \cdot spad, \quad spad = \left(\frac{T_w}{T_f}\right)^{0,4} \quad (4)$$

Platnost této rovnice je definována pro Reynoldsovo číslo celé desky na intervalu  $Re_l = [10^5 \dots 10^7]$ . S rychlostí  $w_x = 1,4 \text{ m/s}$  jsme tedy ve správných mezích. Spočítám ještě maximální přípustnou rychlost úlohy. Tuto rychlost bych neměl překročit ani v úloze s ventilátorem, jinak by nebylo jisté, zda ověřený turbulentní model stále funguje.

$$w_{maxRe} = \frac{Re_{max} \cdot \nu}{l} = \frac{10^7 \cdot 15,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}{1,5 \text{ m}} = 105,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Zdá se, že v tomto případě překročení rychlosti nehrozí. Nyní již můžu z rovnice (4) vyčíslit průběh součinitele přestupu tepla podél desky  $\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{x}$ . Hodnoty po celé délce desky jsou uvedeny na obr.X v prostředním grafu červeně. Nakonec vyčíslím průběh tepelného toku z porchu stěny do proudu:

$$q_x = \alpha_x \cdot [T_w - T_f]$$

Vypočtená data jsou vykreslena na obr.X v levé části, opět červeně. Zbývá jen zintegrovat průběh po délce  $l$  a stanovit celkové odevzdané teplo desky a jeho střední hodnotu. Z toho potom vyčíslím, jaké teplo by se odevzdalo za stejných podmínek podél celé převodovky pro povrchy bez žebrování a s žebry. Jedná se o 2D úlohu, šířka desky je samozřejmě jednotková. Jistě by nebyl problém zintegrovat  $q_x$  analyticky, proměnnou je pouze mocnina  $x$ . Vzhledem k tomu, že jsem výpočet prováděl v MATLABu a hodnoty jsem porovnával se simulací FLUENTu, je pro mě jednodušší počítat vše numericky, pomocí obdelníkového pravidla pro konečné diference. Střední hodnota tepelného toku na obr.X je vykreslena bledě modře.

$$Q_{celkRe} = 1 \text{ m} \cdot \int_0^l q_x \cdot dx \quad \rightarrow \quad q_{strRe} = \frac{Q_{celkRe}}{(1,1,5) \text{ m}^2} = 166,0 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$Q_{celkRe}(S_3) = S_3 \cdot q_{strRe} = 8,43 \text{ m}^2 \cdot 166,0 \text{ W/m}^2 = 1,40 \text{ kW}$$

$$Q_{celkRe}(S_4) = S_4 \cdot q_{strRe} = 9,85 \text{ m}^2 \cdot 166,0 \text{ W/m}^2 = 1,64 \text{ kW}$$

## Výpočet podle Sebana[8]:

Toto podobnostní kritérium pochází od autorů Sebana a Daughertyho. Má trochu jinou podobu než předchozí, ale výpočet je založen na stejném principu. Vyčíslí se Nusselt (5), součinitel přestupu a následně tepelný tok podél desky. Platnost je v o něco menším rozsahu než u předchozího kritéria -  $Re_l = [10^5 \dots 4 \cdot 10^6]$ . Z toho plyne i menší maximální rychlost.

$$Nu_{xSe} = 0,0236 \cdot \left( \frac{\rho \cdot w \cdot x}{\mu} \right)^{\frac{4}{5}} \quad (5)$$

$$w_{maxSe} = \frac{Re_{max} \cdot \nu}{l} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot 15,8 \cdot 10^{-6} m^2/s}{1,5m} = 42,1 \frac{m}{s}$$

$$Q_{celkSe} = 1m \cdot \int_0^l q_x \cdot dx \quad \rightarrow \quad q_{strSe} = \frac{Q_{celkSe}}{(1,1,5)m^2} = 224,6 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{celkSe}(S_3) = S_3 \cdot q_{strSe} = 8,43m^2 \cdot 224,6 W/mK = 1,89kW$$

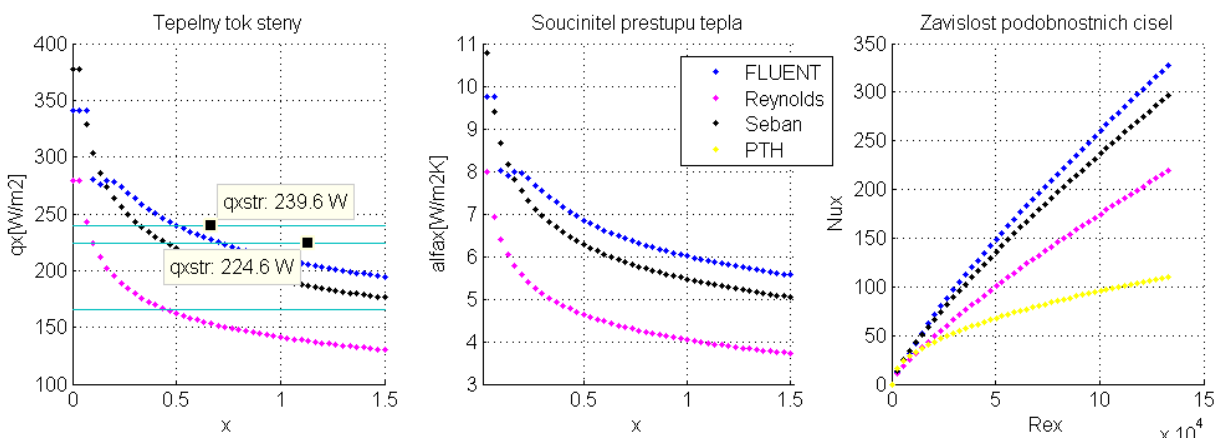
$$Q_{celkSe}(S_4) = S_4 \cdot q_{strSe} = 9,85m^2 \cdot 224,6 W/mK = 2,21kW$$

Nakonec zde uvedu výsledky numerické simulace ve FLUENTu. Hodnoty tepelného toku podél desky jsem uložil do vektoru ve formátu csv. a načtl v MATLABu pro porovnání s kritériálními rovnicemi (viz příloha q\_tepelny\_tok.m). Dále jsem spočítal průběh součinitele přestupu tepla a Nusseltova čísla, postup je přesně opačný než při práci s kritérii. Výsledky numerické simulace nejlépe odpovídají Sebanově korelaci (obr.13), hodnoty středního tepelného toku se liší o 6,28% . Hodnoty FLUENTu jsou dokonce Sebanově kritériu v celém rozsahu blíže než hodnoty Reynoldsova kritéria.

$$Q_{celkFL} = 1m \cdot \int_0^l q_x \cdot dx \quad \rightarrow \quad q_{strFL} = \frac{Q_{celkSe}}{(1,1,5)m^2} = 239,6 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{celkFL}(S_3) = S_3 \cdot q_{strRe} = 8,43m^2 \cdot 239,6 W/mK = 2,02kW$$

$$Q_{celkFL}(S_4) = S_4 \cdot q_{strRe} = 9,85m^2 \cdot 239,6 W/mK = 2,36kW$$

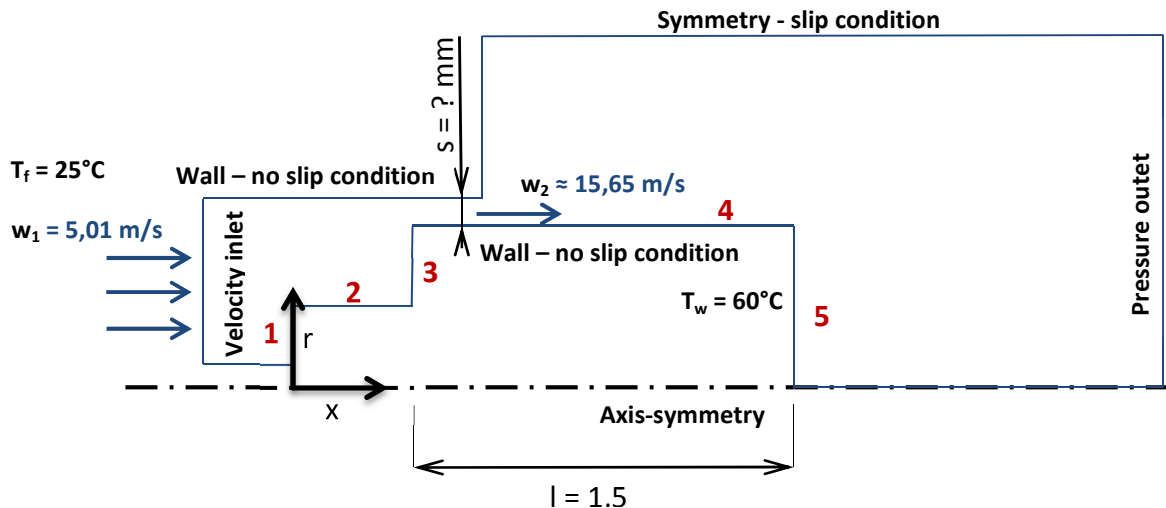


Obr.- 13 Srovnání numerické simulace rovinné desky s dvěma různými podobnostními kritérii

## 5.4. Odvod tepla při použití ventilátoru

### Model – 2D axisymetrické obrékání tělesa:

Úloha zohledňuje základní rozměry převodovky.



### Parametry úlohy:

Teplota vzduchu  $T_f = 25^\circ\text{C}$

Teplota stěny  $T_w = 60^\circ\text{C}$

Intenzita turbulence na vstupu  $I = 10\%$

Při otáčkách vstupního hřídele  $n = 1020$  je objemový průtok  $V = 11\,900\text{m}^3/\text{h}$ , vstupní rychlost je potom dána vztahem:

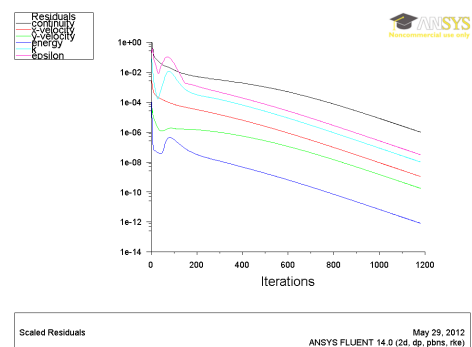
$$w_1 = \frac{V}{\pi \cdot (r_{kryt}^2 - r_4^2)} = \frac{11\,900 \cdot 3600^{-1} \text{m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,46^2 - 0,04^2)} = 5,01 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Přibližná hodnota maximální rychlosti:

$$w_2 = \frac{V}{\pi \cdot (r_{kryt}^2 - r_3^2)} = \frac{11\,900 \cdot 3600^{-1} \text{m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,46^2 - 0,38^2)} = 15,65 \frac{\text{m}}{\text{s}} < w_{max}$$

### Požadavky na konvergenci řešení:

Aby bylo možné považovat výsledky za kvalitní, je nutné stanovit kritérium ukončení výpočtu. To se ve FLUENTu nastavuje pomocí tzv. reziduí. Z matematického hlediska jsou to maticové normy, které hodnotí dvě po sobě následující iterace. Pro všechny rovnice turbulentního proudění včetně transportních jsem tato kritéria nastavil na  $10^{-6}$ . Pro výpočet obvykle stačilo kolem 1200 iterací.



Obr.- 14 Průběh reziduálů řešení PDR

## Vlastnosti sítě pro splnění podmínek turbulentního modelu:

Nejproblematictější místo je zúžení v oblasti krytu ventilátoru. Proto zde určím potřebnou vzdálenost  $y$  tak, aby stěnová funkce byla právě  $y^+=0,5$ .

### 1. Odhad tloušťky mezní vrstvy

$$\frac{\delta_{99}}{x} = \frac{5}{\sqrt{Re_x}} \quad \rightarrow \quad \delta_{99} = \frac{5 \cdot l}{\sqrt{Re_l}} = \frac{5 \cdot 1,5m}{\sqrt{1485759}} = 6,2 \cdot 10^{-3}m$$

### 2. Reynoldsovo číslo pro mezní vrstvu

$$Re = \frac{w_f \cdot \delta_{99}}{\nu} = \frac{15,65m/s \cdot 6,2 \cdot 10^{-3}m}{15,8 \cdot 10^{-6}m^2/s} = 6142$$

### 3. Koeficient frikčního tření dle Schlichtinga

$$C_f = [2 \cdot \log(Re) - 0,65]^{-2,3} = [2 \cdot \log(6141) - 0,65]^{-2,3} = 0,01166$$

### 4. Třecí rychlost

$$w_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = \sqrt{\frac{C_f \cdot w_f^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,01166 \cdot 15,65^2 (m/s)^2}{2}} = 1,195 \frac{m}{s}$$

### 5. Nutná vzdálenost stěny od těžiště nejbližší buňky

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{\rho \cdot w_*} = \frac{0,5 \cdot 18,75 \cdot 10^{-6} kg/ms}{1,187 kg/m^3 \cdot 1,195 m/s} = 6,6 \cdot 10^{-6}m$$

Požadovaných vlastností dosáhnou u první sítě, která má celkem 46 818 elementů, následujícím způsobem omezení buněk:

Chování omezujících parametrů je pevně dáno (behavior-Hard)

Maximální velikost elementu = 15mm

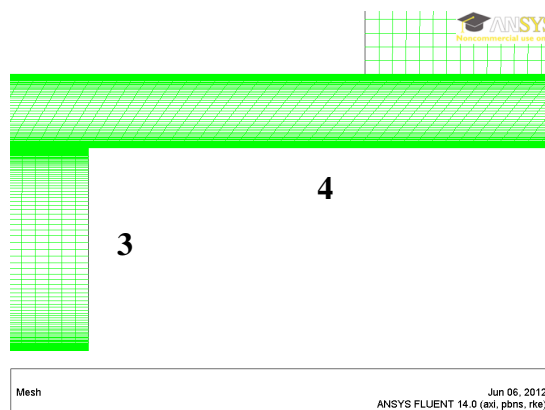
Počet dělení úseku 3 = 144

Bias faktor úseku 3 = 144

Počet dělení kanálu svisle = 108

Bias faktor úseku kanálu = 90

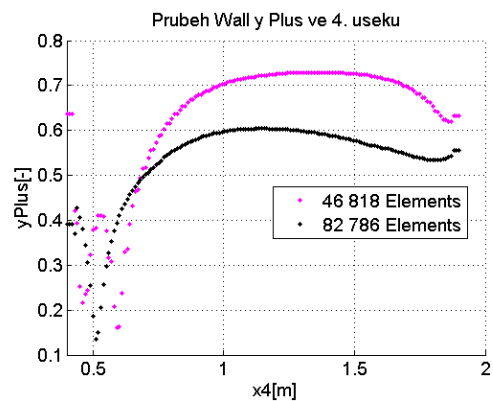
Na obrázku 15 je kritická část sítě, u které jsem uvedl základní vlastnosti. V ostatních částech sítě je postup obdobný.



Obr.- 15 Detail sítě na výstupu krytu ventilátoru

## Turbulentní model:

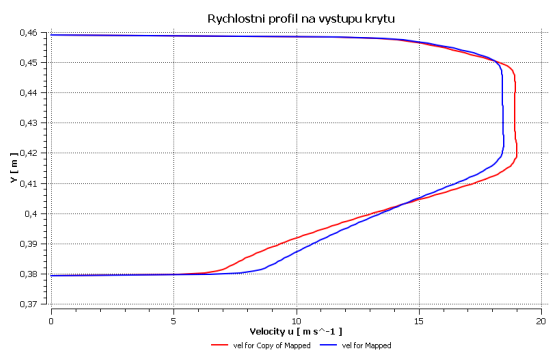
Při zachování hodnot stěnové funkce z první úlohy podél stěny 4 (obr.16), kde hrozí největší nárůst gradientů volím stejný turbulentní model k-ε Realizable EWF. Ve všech ostatních místech může být  $y^+$  pouze menší, síť je zde tedy jemnější než by musela, ale stabilitu to neohrozí. Model byl validován pro dvě různé sítě, hrubší s 46 818 elementy a jemnější s 82 786 elementy.



Obr.- 16 Stěnová funkce úlohy s ventilátorem

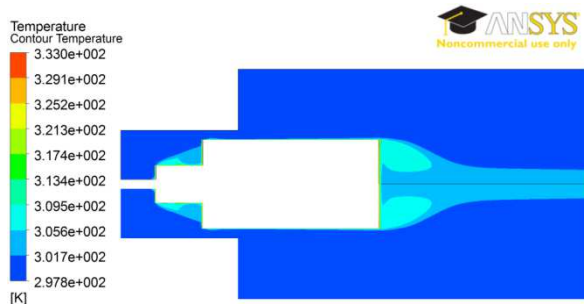
## Zhodnocení numerické simulace:

Rychlostní profil na výstupu krytu ventilátoru (obr. 17) odpovídá předběžnému odhadu  $w_2$  v tomto místě. Průběh v mezní vrstvě je velmi strmý, ale je spojitý a hladký. Pro dvě sítě se zhruba dvojnásobným počtem elementů se řešení liší jen málo, úloha je tedy stabilní.

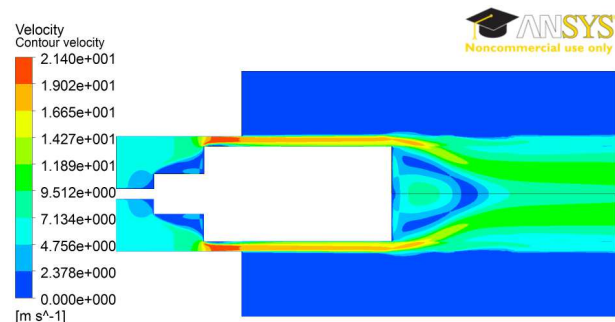


Obr.- 17 Rychlostní profil na výstupu krytu pro obě sítě

Na obrázku 5 je naznačen průběh teploty v proudící tekutině kolem převodovky. Je vidět, že převážná část oblasti má teplotu okolního vzduchu 25°C (=298K). Na povrchu, kde rychle proudí vzduch, se změny odehrají v blízkosti stěny. Pouze v místech zákrytu se kumuluje částečně teplý vzduch. Z průběhu rychlosti by se mohlo zdát, že výpočtová oblast je nevyužitá. U úlohy bez axisymetrie je však tato část důležitá (viz Příloha).



Obr.- 18 Rozložení teploty ve výpočtové oblasti



Obr.- 19 Průběh absolutní rychlosti ve výpočtové oblasti

## Výsledky numerické simulace - předané teplo:

Opět exportuji vektory hodnot tepelného toku podél stěn ve formátu '.csv' a kompiluji do proměnných MATLABu s příponou '.mat'. Výsledné teplo je potom součtem integrálů přes jednotlivé plochy ve válcových souřadnicích. Integrály fakticky provádím numericky pomocí konečných diferencí (viz. q\_vent.m). Dále ještě spočítám střední hodnotu tepelného toku, abych mohl spočítat ekvivalentní odevzdané teplo převodovky s uvažováním ploch  $S_3$  a  $S_4$ .

$$Q_{celkFL} = 2 \cdot \pi \left( \int_{r_1}^{r_2} r \cdot q_1 \cdot dr + r_2 \int_{x_0}^{x_1} q_2 \cdot dx + \int_{r_2}^{r_3} r \cdot q_3 \cdot dr + r_3 \int_{x_1}^{x_2} q_4 \cdot dx + \int_{r_3}^{r_0} r \cdot q_5 \cdot dr \right)$$

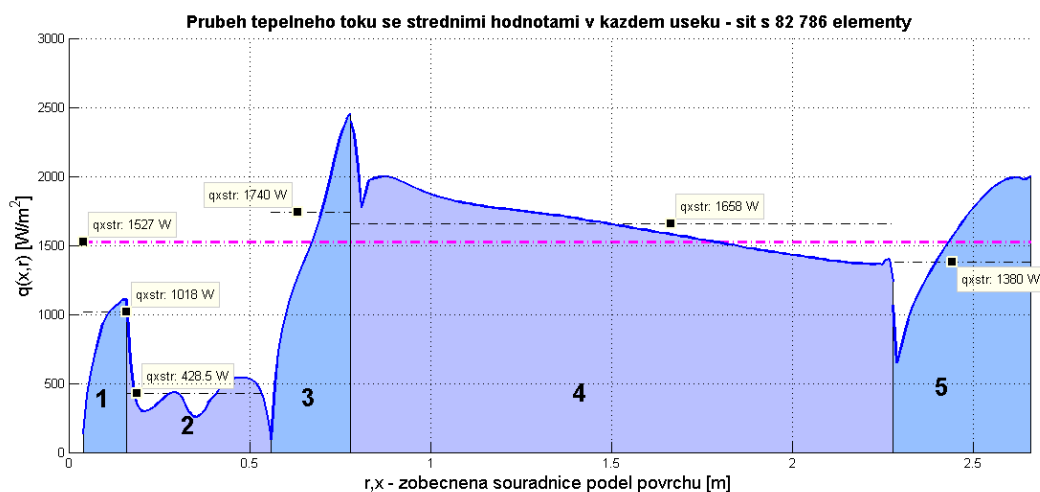
$$S_{celkFL} = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2 + 2 \cdot r_2 \cdot (x_1 - x_0) + r_3^2 - r_2^2 + 2 \cdot r_3 \cdot (x_2 - x_1) + r_3^2 - r_0^2) = 4,873m^2$$

$$Q_{celkFL} = \sum_{i=1}^5 Q_i \quad \rightarrow \quad q_{strFL} = \frac{Q_{celkFL}}{S_{celkFL}} = 1527 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{celkRe}(S_3) = S_3 \cdot q_{strFL} = 8,43m^2 \cdot 1527 W/mK = 12,87kW$$

$$Q_{celkRe}(S_4) = S_4 \cdot q_{strRe} = 9,85m^2 \cdot 1527 W/mK = 15,04kW$$

V grafu na obr. 20 jsou průběhy tepelného toku podél stěn modelu. Plochy v úsecích 2 a 4 jsou přímoúměrné předanému teplu, nejvíce tepla předá podle očekávání válcové tělo 4 s tím, že s rostoucí vzdáleností od ventilátoru tepelný tok klesá. Úsek 2 je v zákrytu čelní plochy 1, vzhledem k tomu, že v této části převodovky jsou ložiska a hrozí zde největší přehřívání, doporučil bych vhodnější geometrii pro obtékání, nebo přídavné žebrování. Taktéž začátky úseků 1,3,4 a zejména 5 jsou v zákrytu předchozích částí. Úseky 1,3 a 5 jsou části kruhu, plocha pod grafem není přímoúměrná předanému teplu, neboť ve válcových souřadnicích mají větší váhu body vzdálenější ose. Tato skutečnost je vidět na hodnotách středních tepelných toků v každém úseku, které jsou v grafu uvedeny. Celkové předané teplo přepočtené na skutečnou plochu převodovky je 12,87kW, je tedy větší než ztrátový výkon 12,1kW. Mezera mezi krytem a tělem pro dosažení těchto hodnot byla  $s=85mm$ .



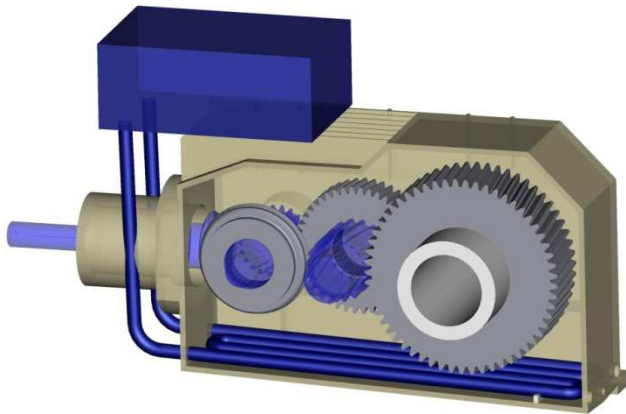
Obr.- 20 Tepelné toky podél stěn získané numerickou simulací a zpracované MATLABem



## 6. Grafické Návrhy chlazení převodové skříně

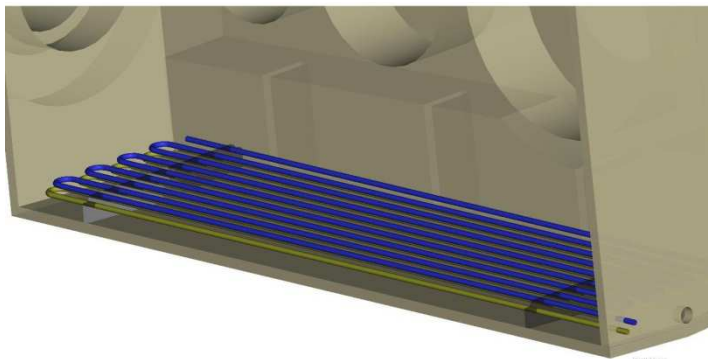
V této kapitole jsem chtěl ukázat, jaké by mohlo být uspořádání součástí v převodovce s použitím chladících oběhů s vodou, jejichž návrhem jsem se zabýval v této práci. Ostatní principy chlazení jsou pak v části rešerše.

Pro účely chlazení oběhem jsem vytvořil zjednodušený model převodovky, jejíž vanu jsem zvětšil a narovnal tak, aby se do ní vešlo delší potrubí. Zachoval jsem však mírný horizontální sklon dna i 'žlab' směrem k vypouštěcímu otvoru. Na obr. 21 je hrubý návrh oběhu, jež by mohl za splnění určitých předpokladů fungovat samotížně (viz. kapitola 6). Je však velmi neprovděpodobné, že by se skutečně realizoval, protože jak ukázaly výpočty, nejsou jeho parametry příliš výhodné.

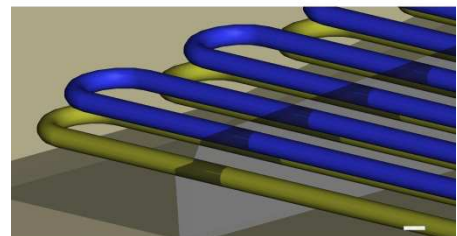


Obr.- 21 Návrh uspořádání chladícího samotížného oběhu

Další dva návrhy se týkají oběhu s čerpadlem, který by naopak v budoucnu mohl najít uplatnění na převodovkách firmy Vítkovice. Jedná se o potrubí pro realizaci oběhu s parametry vybrané varianty v kapitole 9 (tabulka 1-3, řádky 8.). První je sestaven ze dvou 'hadů' (označení potrubního svazku trubek) nad sebou. Je to z toho důvodu, aby byly proveditelné ohyby potrubí z vybrané oceli EN 1.4301. Minimální poloměr ohybu při průměru 10mm a tloušťce 1mm je podle tabulek 20mm [12].

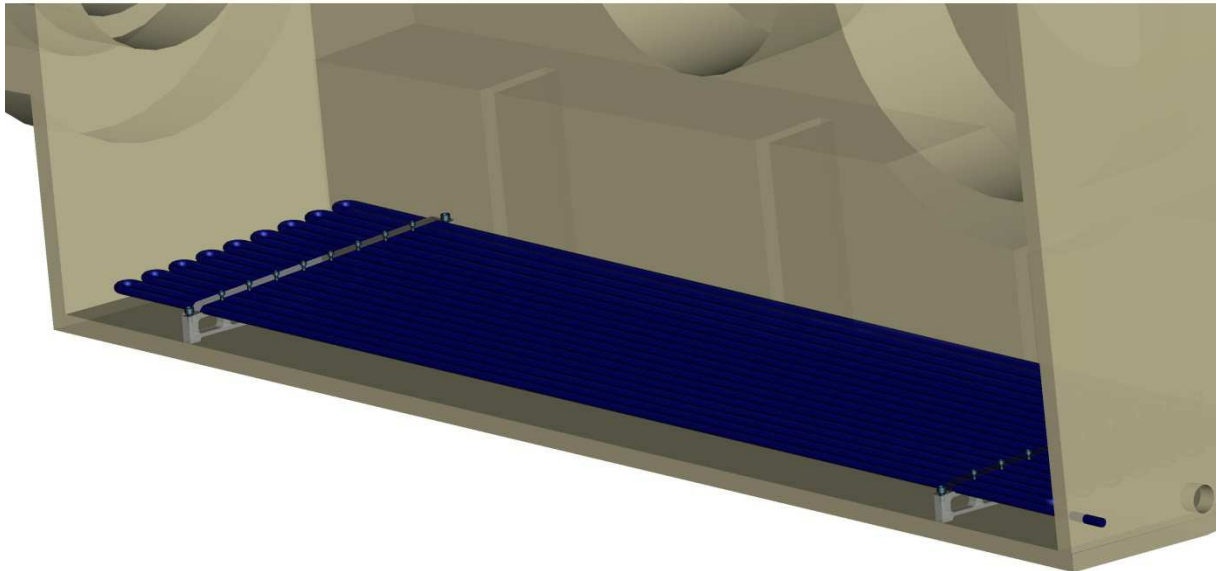


Obr.- 23 Chladící potrubí s 18 trubkami ve dvou řadách

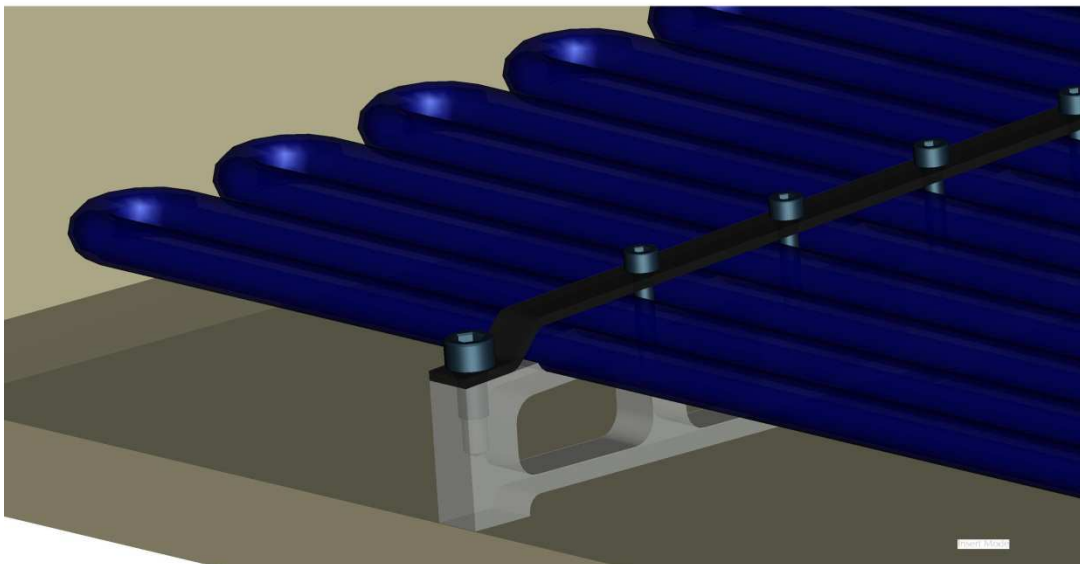


Obr.- 22 Detail potrubí ve dvou řadách s průměrem  $\varnothing D=10\text{mm}$ , tloušťkou  $t=1\text{mm}$

Poslední návrh potrubí je také pro realizaci vybraného oběhu z kapitoly 9. Uspořádání potrubí je v jedné řadě. Z uvedeného materiálu by bebylo možné vyrobit takovéto ohyby, proto návrh není zdaleka hotov. Při realizaci této varianty by bylo nutné koupit kolena zvlášť, to by však neměl být problém, protože kolena s těmito parametry jsou běžně dostupná.



Obr.- 25 Chladící potrubí s 18 trubkami v jedné řadě, hmotnost  $m_{TR}=6\text{kg}$ , udrží teplotu oleje na  $T_o=65^\circ\text{C}$  pokud chladič dodá průtočné množství  $V_{\max}=10\text{ l/min}$  o teplotě  $T_z=45^\circ\text{C}$ , tlaková ztráta  $p_z=0,6\text{ kPa}$ , potřebný výkon na překonání ztráty  $P_{\text{cerp}}=101\text{W}$  (viz. tabulka 2 v kapitole 9)



Obr.- 24 Detail návrhu potrubí s 18 trubkami, průměr  $\text{ØD}=10\text{mm}$ , tloušťka stěny  $t=1\text{mm}$

## 7. Obecné podmínky funkčnosti samotížného oběhu

Hlavním důvodem, proč se firma Vítkovice MKV obrátila na Katedru energetických strojů a zařízení a tím mi umožnila uskutečnit tuto práci, bylo ověřit možnost chlazení převodovky pomocí samotížného oběhu vody. Většina převodovek je umístěna v provozech, kde je kladen velký důraz na spolehlivost a bezúdržbový chod. Proto se firma snaží vyvarovat použití přídavných čerpadel a jiných pohyblivých součástí, které mohou být v průběhu let zdrojem poruch a následné odstávky zařízení. Výhodou oproti chlazení ventilátorem by také mohla být možnost odpojit či odklonit oběh v době, kdy není potřeba převodovku chladit, zejména při studeném startu.

Z počátku nebylo vůbec jasné, jakým způsobem by bylo možné podobný oběh realizovat. První představou byl jakýsi plášť nebo kanál na povrchu převodovky, který by po stranách skříňě odváděl teplo. Ukázalo se však, že tvar takového kanálu by musel být velmi členitý a tedy výrobně náročný. Největší potřeba chlazení navíc není na bočních stěnách, ale v přední části kolem vstupního hřídele a přímo v oleji. Se samotným olejem samotížný oběh fungovat nemůže, protože má příliš velkou viskozitu a klade při proudění příliš velký odpor. Jako nejrealističtější varianta se tedy zdá být oběh s potrubím, inspirovaný topenářskou příručkou [5], ze které jsem vycházel při návrhu optimálních parametrů proudění.

Dále se tedy budu zabývat tímto oběhem, jeho funkčnost je jasně dána podmínkou samotížného oběhu. Ta říká, že v samotížném oběhu se dispoziční tlak, daný rozdílem tíhy kapaliny teplého a studeného vodního sloupce, rovná tlakové ztrátě místních a třecích odporů potrubí. Dříve, než zde uvedu konkrétní podmínky takového oběhu přímo na dané převodovce, definuji úlohu, která respektuje nejdůležitější jevy při přestupu tepla z olejové vany do chladicího média. Řešení úlohy jsem zpracoval v programovém prostředí MATLAB. V průběhu výpočtu samotížného oběhu se ukázalo, že jeho realizace není z technického hlediska výhodná a jak už jsem předeslal v kapitole 4, firma od něho ustoupila ve prospěch chlazení ventilátorem. Ukázalo se však, že výsledky mého výpočtu by bylo možné použít pro návrh chladících oběhů s čerpadlem, které by firma mohla v budoucnu instalovat na některé převodovky, které jsou hodně zatížené, nebo jsou instalovány v horkých provozech. Princip oběhu jsem převzal z montážního katalogu firmy Siemens [7], která tento způsob chlazení svých převodovek běžně nabízí.

Přenesení výsledků bylo možné zrealizovat dvěma způsoby. Mohl jsem vytvořit tabulky, podobné jako má firma Siemens v katalozích převodovek, kdy ke konkrétnímu typu převodovky pro různé velikostní řady a zatížení převodovek uvádí, kolik tepla se vyvine a jaké chlazení je možno nasadit (viz. příloha Algoritmus výběru chlazení). Kritérium pro přestup tepla v oleji však nebylo možno z časových důvodů ověřit a je pravděpodobné, že tím by byly tabulky nepoužitelné. Firma Vítkovice také často staví převodovky přímo na míru podle konkrétní aplikace a přání zákazníka. Proto jsme se dohodli, že vytvořím pro výpočet oběhu grafické uživatelské rozhraní. Program pro návrh oběhů bude po konverzi fungovat samostatně a může ho ovládat kdokoli bez znalosti MATLABu.

## 8. Úloha chladicího oběhu

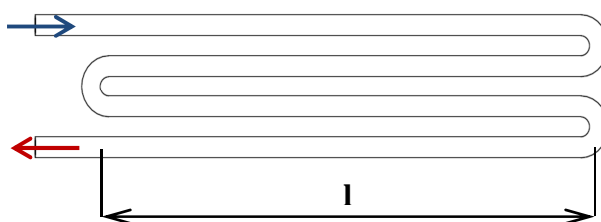
Úlohou na tomto místě rozumím jednoznačné zobrazení mezi vstupními parametry a výsledky. Řešením a jeho přesností se budu zabývat v odstavci 7.2. a 7.3.

### 8.1. Definování úlohy chladicího oběhu

#### Parametry úlohy:

Jsou to klíčové veličiny pro celý oběh, které v podstatě hledáme tak, aby byly splněny požadavky na odvedené teplo. Hodnoty těchto veličin lze proto snadno měnit v GUI.

Počet trubek potrubí	$n$ [-]
Tloušťka stěny trubky	$t$ [mm]
Vnitřní průměr trubky	$d$ [mm]
Rychlost proudění	$w$ [m/s]

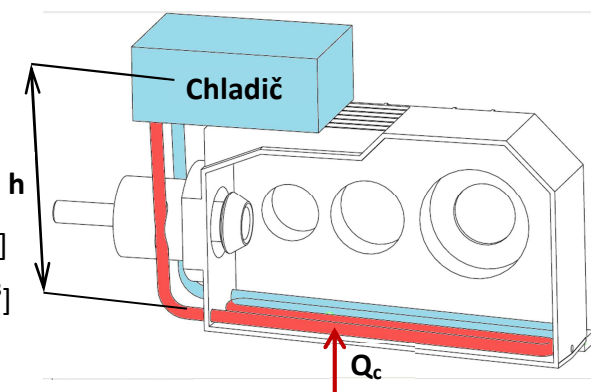


Obr.- 26 Cladící potrubí (používá se označení - Had)

#### Konstanty úlohy (dano.m):

Tyto veličiny je také možno velmi snadno měnit přepsáním skriptu dano.m po stisknutí tlačítka Edit v GUI. Jsou mezi nimi rozměry oběhu, které budou dány typem převodovky a specifickými možnostmi její instalace. Dále je zde teplota na začátku hada a teplota oleje, které ovlivní teplotní spád, na který budu oběh projektovat (metoda předběžného tepelného spádu[5]). Také zde vystupují některé materiálové vlastnosti potrubí.

Teplota studeného sloupce vody	$T_z$ [°C]
Teplota oleje ve vaně	$T_o$ [°C]
Délka jednoho úseku potrubí	$l$ [m]
Geodetická výška chladiče	$h$ [m]
Tepelná vodivost potrubí	$\lambda_{TR}$ [W/mK]
Hustota materiálu potrubí	$\rho_{TR}$ [kg/m <sup>3</sup> ]



Obr.- 27 Umístění chladicího oběhu v převodovce

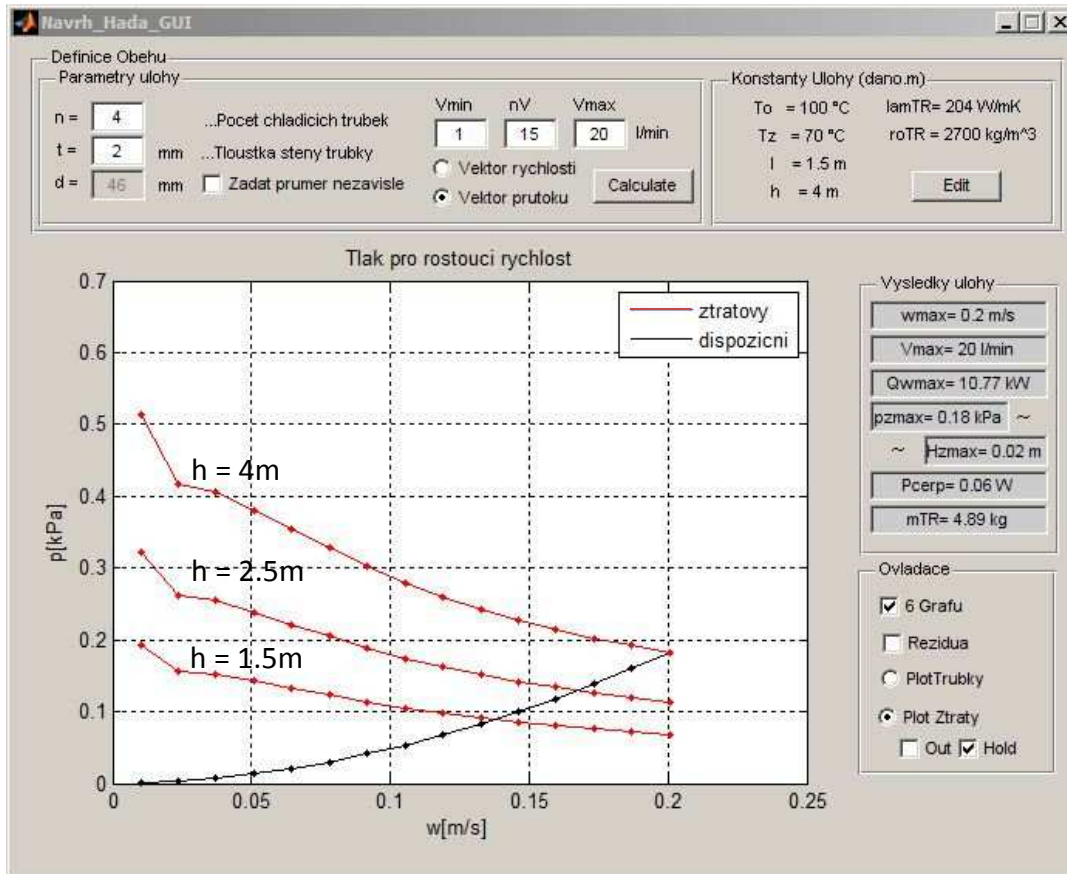
#### Výsledky úlohy:

Celkové předané teplo v olejové vaně	$Q_c$ [kW] – Projektuji na 10kW (viz. Kapitola 3)
Dispoziční tlak daný rozdílem hustot	$p_d$ [kPa]
Tlaková ztráta v potrubí	$p_z$ [kPa]
Hmotnost potrubí	$m_{TR}$ [kg]
Výkon na překování tlakové ztráty	$P_{cerp}$ [W] – Při zanedbání dispozičního tlaku bude složkou výkonu přídatného čerpadla pro udržení oběhu.

## 8.2. Řešení úlohy chladícího oběhu v GUI

### – Konkrétní podmínky funkčnosti samotížného oběhu

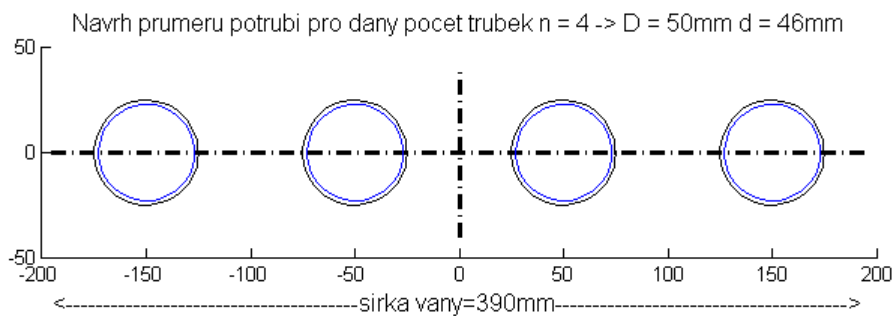
Nyní ukážu, jak je možné využít grafické rozhraní s názvem Navrh\_Hada\_GUI.m pro řešení úlohy chladícího oběhu. Jednoduchá aplikace má v sobě integrovány funkce pro výpočet přestupu tepla, kterými se uživatel nemusí zabývat. Strukturu programu a modely popisující zákonitosti proudění a přenosu látky rozepíšu až v odstavci 7.3.



Obr.- 28 Ukázka z hledání optimálních parametrů samotížného oběhu pomocí GUI

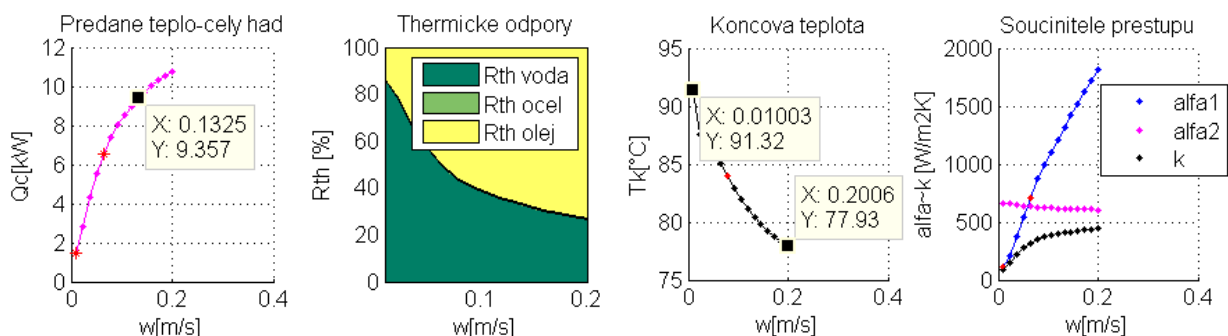
Nejprve spustím 'Navrh\_Hada\_GUI.m', objeví se okno jako na obrázku 28. Na panelu 'Definice oběhu' mohu zadat úlohu. Pod tlačítkem 'Edit' definuji konstanty úlohy ve skriptu 'dano.m'. Výška  $h$  by měla být co možná nejmenší, aby zařízení nebylo příliš velké, začnu na  $h = 1,5\text{m}$ . Délka  $l$  a šířka vany jsou vnitřní rozměry vany převodovky, vanu jsem pro varianty chlazení oběhem upravil na  $l = 1,5\text{m}$ , šířka zůstává 390mm. Samotížný oběh potřebuje pro svou funkci co možná největší tepelný spád, podle topenářské příručky [5] je ideální tepelný spád horkovodní soustavy s přirozeným oběhem  $90^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ . Teplotu na vstupu volím tedy  $T_z = 70^\circ\text{C}$ . Ve vaně zadám maximální přípustnou teplotu syntetického oleje  $T_o = 100^\circ\text{C}$  [7], z hlediska převodovky by tento stav již odpovídal havárii, účelem prvního výpočtu je však nalezení optimálních parametrů pro přirozený oběh. Materiál potrubí bude hliník, který má součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{\text{TR}} = 204\text{W/mK}$  ( $\text{lamTR}$ ) a hustotu  $\rho_{\text{TR}} = 2700\text{kg/m}^3$  ( $\text{roTR}$ ).

Nyní můžu ladit parametry úlohy tak, aby předané teplo při maximálním průtočném množství bylo kolem 10kW a dispoziční tlak překonal tlakové ztráty v potrubí. Jako první zvolím počet trubek v hadoví  $n = 4$  a tloušťku stěny trubky  $t = 2\text{mm}$ . Pokud není zaškrtnuta volba 'Zadat průměr nezávisle', automaticky se dopočítá vnější a vnitřní průměr potrubí tak, aby vyplnil zástavbový prostor vany podle šířky. Vzdálenost dvou trubek je přitom dvojnásobek vnějšího průměru  $D$ , aby byly navržené ohyby vyrobitelné. Zaškrtnutím položky 'Plot Trubky' lze rozmístění trubek v příčném řezu vany vykreslit (obr. 29).



Obr.- 29 Rozmístění trubek v příčném průřezu vany pro  $n=4$ ,  $t=2\text{mm}$

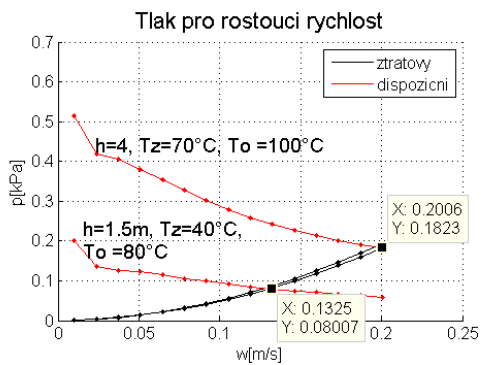
Minimální průtočné množství v oběhu nechám  $1\text{l}/\text{min}$ , maximální průtočné množství zvyšuji na  $V_{\text{max}} = 20\text{l}/\text{min}$ , aby celkové předané teplo při maximální rychlosti proudění bylo  $Q_{\text{wmax}} = 10,77\text{kW}$ . Počet rychlostí mezi  $V_{\text{min}}$  a  $V_{\text{max}}$ , pro které budu chtít počítat přestup tepla ve vaně zvolím  $nV = 15$ . Maximální rychlost pro daný průtok a průřez je shodou okolností rovna  $w_{\text{max}} = 0,2\text{m}/\text{s}$ , což je doporučená rychlost proudění přirozeného oběhu [5]. Nyní zaškrtnu 'Plot Ztráty + Hold' na panelu ovladače. Objeví se graf závislosti dispozičního tlaku a tlakové ztráty v potrubí na rychlosti proudění pro danou výšku  $h = 1.5\text{m}$  (obr. 28). Z něho je patrné, že zadaný oběh by se ustálil na rychlosti  $0,13\text{m}/\text{s}$ , pro tu je ale předané teplo rovno  $9,36\text{kW}$  (obr. 30). Proto zvyšuji výšku chladiče nejprve na  $2,5\text{m}$  a potom na  $4\text{m}$ , kdy se dispoziční a ztrátový tlak vyrovnají právě při maximální rychlosti a předané teplo bude  $10,77\text{kW}$  bez použití čerpadla. Výkon  $P_{\text{cerp}} = 0,06\text{W}$  na překonání tlakových ztrát potrubí je velmi malý a bude celý hrazen z rozdílu potenciální energie studeného a teplého vodního sloupce. Tlakový spád při nejnižší rychlosti je  $91,3^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ , ale ve stavu ustálení pak pouze  $77,9^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ . Při nabíhání oběhu postupně převáží tepelné odpory na straně oleje, součinitel přestupu vody totiž rapidně roste. Celkový součinitel prostupu tepla potrubí ' $k$ ' nepřesáhne  $500\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ .



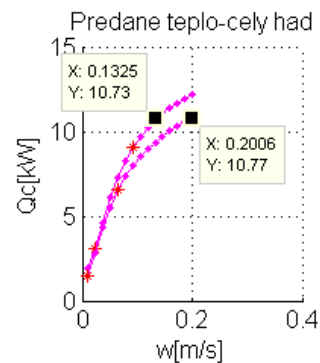
Obr.- 30 Část grafů, které je možné zobrazit zaškrtnutím položky '6 Grafů' na panelu 'Ovladače'



Pro uvedený oběh je tedy možné docílit, ovšem za zjednodušujících předpokladů úlohy, přirozeného oběhu. Schématický návrh zařízení, ve kterém by mohl takový oběh fungovat, vystihuje obrázek 21. Nedostatky, které by mohly bránit realizaci takového oběhu, jsou především příliš vysoká teplota oleje a velká potřebná výška chladiče. Zkusím se tedy ještě zamyslet, zda by bylo možné docílit potřebného vztlaku již s výškou  $h = 1,5\text{m}$ , například zvyšováním tepelného spádu a to při nižších teplotách. To by kladlo vyšší nároky na přídatný chladič. Volbou  $T_o = 80^\circ\text{C}$  a  $T_z = 40^\circ\text{C}$  lze dosáhnout rovnováhy tlaků a předaného tepla  $Q_c = 10,73\text{kW}$  již při  $w = 0,13\text{m/s}$ . Ztrátový tlak se zvýšil pouze nepatrně vlivem poklesu viskozity vody.

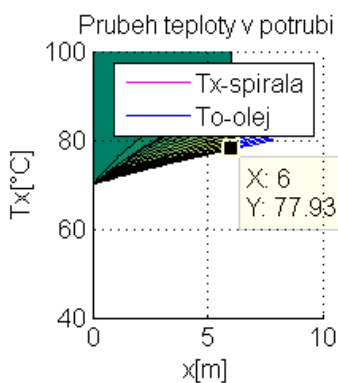


Obr.- 32 Srovnání průběhu tlaků samotížných oběhů

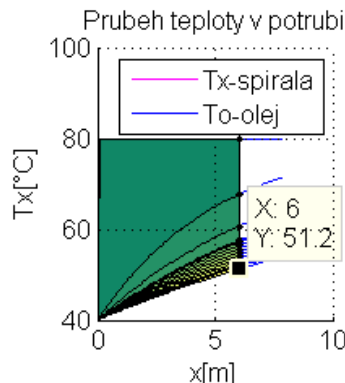


Obr.- 31 Srovnání předaného tepla

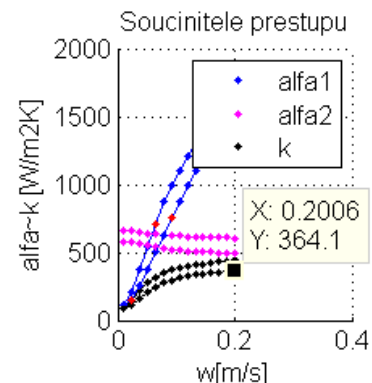
Následující obrázky ukazují, jak se změnil průběh teploty v potrubí a tím tepelný spád z prvního zadání  $77,9^\circ\text{C} / 70^\circ\text{C}$  na výsledek druhého výpočtu  $40^\circ\text{C} / 50,2^\circ\text{C}$ . Přestup tepla ve vodě i oleji se zhoršil, součinitel prostupu tepla se snížil na hodnoty nižší než  $365\text{W/m}^2\text{K}$ , proto potřeboval druhý oběh pro předání stejného tepla větší teplotní rozdíl, tomu úměrná plocha na obr. 34 je větší.



Obr.- 35 Výchozí samotížný oběh



Obr.- 34 Konečný samotížný oběh

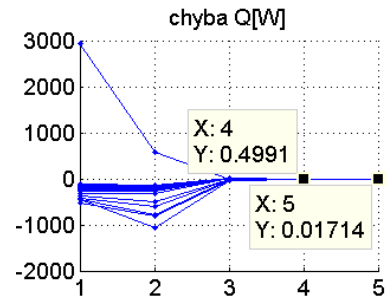


Obr.- 33 Srovnání přestupu tepla

Pro přehlednost shrnu hodnoty úlohy výsledného oběhu při maximální rychlosti:

$n = 4$ ,  $d = 46\text{mm}$ ,  $t = 2\text{mm}$ ,  $V_{\text{max}} = 13\text{ l/min}$ ,  $w_{\text{max}} = 0,13\text{m/s}$ ,  $T_o = 80^\circ\text{C}$ ,  $T_k / T_z = 51,2^\circ\text{C} / 40^\circ\text{C}$ ,  $l = 1,5\text{m}$ ,  $h = 1,5\text{m}$ ,  $\lambda_{\text{TR}} = 204\text{W/mK}$ ,  $\rho_{\text{TR}} = 2700\text{kg/m}^3$  (hliník),  $\alpha_1(\text{voda}) = 1103\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $\alpha_2(\text{olej}) = 507,4\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $k = 335,7\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $Q_c = 10,73\text{kW}$ ,  $p_z = p_d = 0,08\text{kPa}$ ,  $m_{\text{TR}} = 4,89\text{kg}$ ,  $R_{\text{Th1}} : R_{\text{Th2}} : R_{\text{Th3}} = 33,2\% (\text{voda}) : 0,34\% (\text{trubka}) : 66,4\% (\text{olej})$ ,  $m_{\text{TR}} = 4,89\text{kg}$ ,  $P_{\text{cerp}} = 0,02\text{W}$

Nyní jsem spokojen s nastavením výpočtu a získanými výsledky, nesmím však zapomenout zkontrolovat konvergenci řešení, protože řešení přestupu tepla provádím iteračním způsobem. Zaškrtnutím položky 'Rezidua' na panelu ovladače se zobrazí průběh pěti iterací všech patnácti rychlostí, pro které počítám předané teplo. 'Chyba Q' je definována jako rozdíl dvou po sobě jdoucích iterací celkového předaného tepla. Je vidět, že největší chyba byla v prvním kroce  $Q_{c\_nástřel} - Q_{c\_1} = 3000W$ , chyba iterací dalších rychlostí byla již menší, protože odhad tepla byl již převzat z předchozího kroku. Výpočet každopádně zkonvergoval pro všechny rychlosti a chyba páté iterace byla již pro všechny rychlosti menší nebo rovna 0,01714W. Pátá iterace předaného tepla, součinitele prostupu tepla a dalších s tím spojených veličin je tedy prohlášena za správnou hodnotu.



Obr.- 36 Iterace výpočtu tepla

### Diskuse výsledků:

Za zjednodušujících předpokladů uvedené úlohy je možné sestavit samotížný oběh, který by zabránil překročení 80°C oleje ve vaně. Oběh by potřeboval přídatný chladič, umístěný ve výšce 1,5m nad potrubím, který by výstupní teplotu hada 52°C ochladil na 40°C. Chladičem, ani expanzní nádobou pro vyrovnání roztažnosti vody se v této práci podrobněji nezabývám. V úloze jsem neuvažoval třecí ztráty mimo hada ani odpor chladiče, jako hrubou kompenzaci jsem uvažoval čtyřikrát větší součinitel místní ztráty v ohybu kolena. Přesto by vzniklé ztráty byly patrně větší a způsobily by další zvýšení nároků na chladičí teplotu pro udržení cirkulace. Nepovažuji to za nutné, protože nepředpokládám, že by někdo chtěl ještě samotížný oběh skutečně realizovat. Za výsledek své práce považuji grafické rozhraní 'Navrh\_Hada\_GUI.m' jakožto nástroj, který může sloužit pro návrh a výpočet potrubí pro oběhy s čerpadlem dalších převodovek s ohledem na zástavbové rozměry, požadované teploty a tlakové ztráty v potrubí. Výpočet samotížného oběhu v této práci může sloužit jako návod jeho obsluhy.

### 8.3. Struktura výpočtu úlohy

Na následujících dvou stránkách jsou schémata, která popisují algoritmus pro výpočet definované úlohy chladičího oběhu. Pomocné funkce, které pomáhají rozdělit problém na dílčí části mají příponu '.m'. Pro lepší vysvětlení uvádím v první části pod položkou (3) číselné hodnoty výsledného samotížného oběhu, a to přesto, že zde ještě hodnoty neznám a je proto nutné iterovat. Podle schématu pak provedu výpočet, který tak poslouží jako kontrola konzistence úlohy. Pokud by čtenáře zajímalo, jak je algoritmus realizován, může nahlédnout do skriptů MATLABu v příloze, kde se orientuje podle příslušného čísla v závorce uvnitř zdrojového kódu.



**(0) Definice oběhu uživatelem**

Parametry ulohy

n = 4 ..Pocet chladicich trubek  
 t = 2 mm ..Tloustka steny trubky  
 d = 46 mm  Zadat prumer nezavisle

Vmin 1 nV 15 Vmax 20 l/min  
 Vektor rychlosti  
 Vektor prutoku

Calculate

**(1) dano.m**

Konstanty pro danou ulohu

Konstanty Ulohy (dano.m)

To = 100 °C lamTR= 204 W/mK  
 Tz = 70 °C roTR= 2700 kg/m^3  
 l = 1.5 m  
 h = 4 m

Edit

**Teplu.m**

**(2) Další vstupní hodnoty algoritmu**

již vyplývají ze zadání -  $l_c = n \cdot l$ ,  $w_{max} = \dots$

**(3) Nástřel hodnot iterace**

$\alpha_1(\text{voda}) = 1103 \text{ W/m}^2\text{K}$        $\alpha_2(\text{olej}) = 507,4 \text{ W/m}^2\text{K}$   
 $T_{str} = 45,6^\circ\text{C} \left( = \frac{(T_z + T_k)}{2} \right)$        $Q = 10\,730 \text{ W}$

**(4) Jan\_Fortl\_snek.m**

Pro každou rychlost spočítá parametry oběhu a informace ukládá do matic

- $T_x(i)$   $Q_x(i)$  chybaQ (i)      ...tyto vektory uložím do i-tého řádku matic
- $T_k(i)$   $Q_c(i)$   $Q_{max}(i)$       ...výsledné hodnoty uložím do vektorů
- $R_{Th1}(i) : R_{Th2}(i) : R_{Th3}(i)$       ...poměr thermických odporů prostředí
- $\alpha_1(i)$   $\alpha_2(i)$   $k(i)$       ...prostup tepla v oleji a vodě
- $p_z(i)$   $p_d(i)$       ...dispoziční a ztrátový tlak
- Lam, Int, Tur ...informace v jakém kroce došlo ke změně charakteru proudění

for i=1:nw

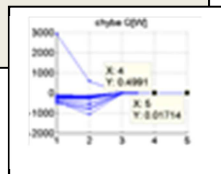
**(5) Úprava průběhů veličin pro zobrazení**

zaokrouhlení a převody jednotek

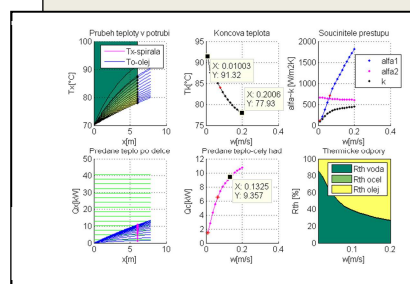
**(6) plotPotrubi.m nebo plotpzw.m**



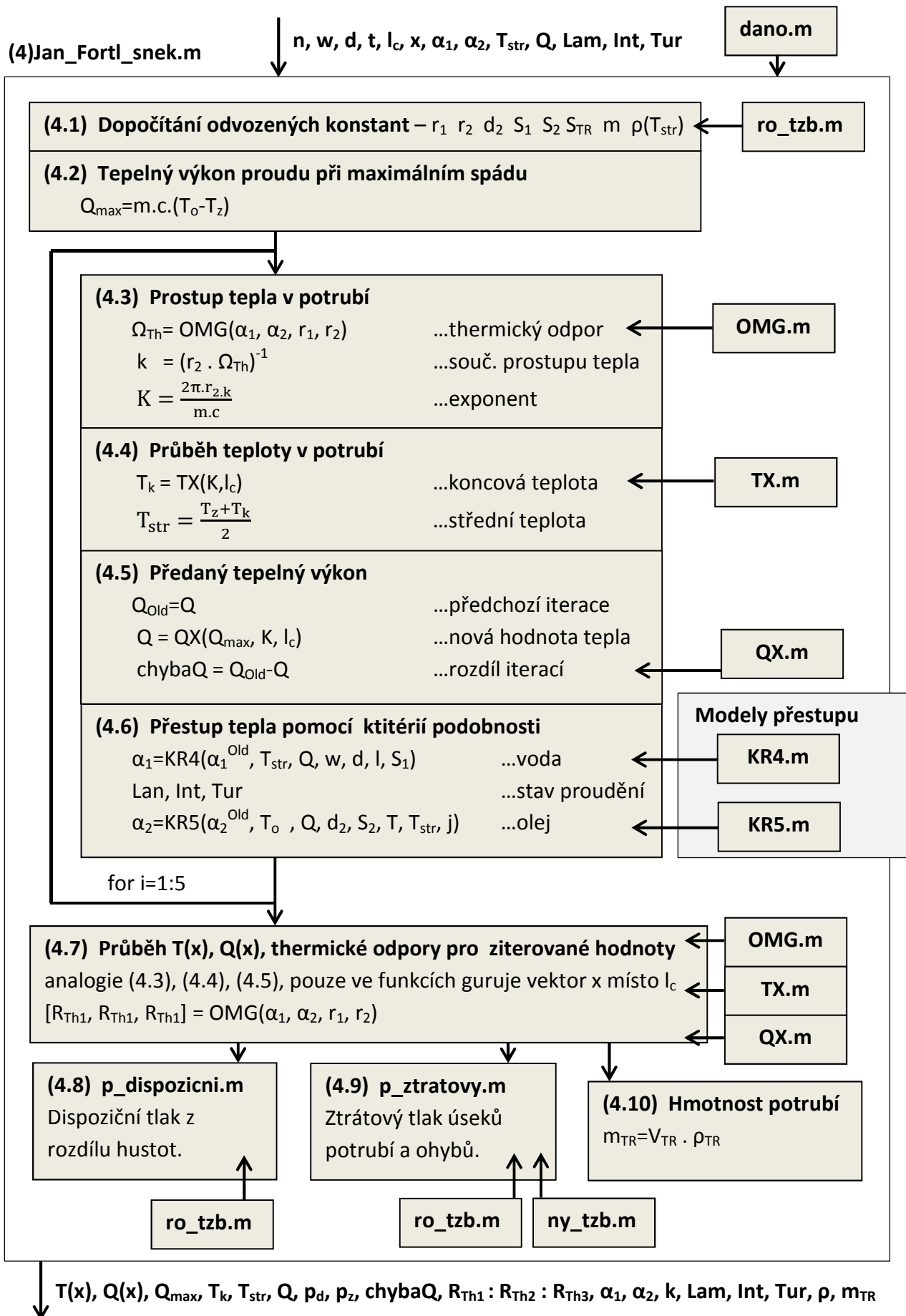
**(8) Zobrazení reziduálů**



**(7) plot6.m**



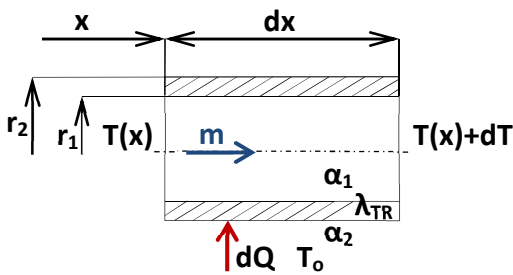
- plotTx.m
- plotTkw.m
- plotAlfaW.m
- plotQx.m
- plotQw.m
- Area



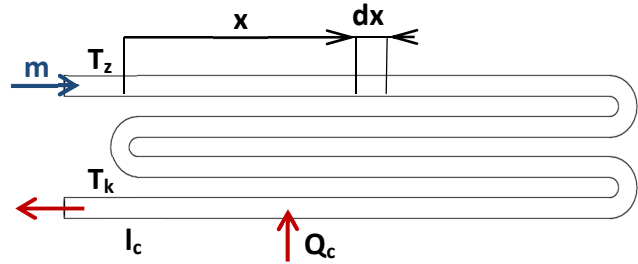
## 8.4. Výpočet oběhu, kontrola konzistence, funkce Jan\_Fortl\_snek.m

### Průběh teploty v potrubí, předaný tepelný výkon (Jan\_Fortl\_snek.m-(4.1)..(4.7))

Potrubí může mít různou celkovou délku, která však bude vždy řádově mnohem větší než průměr. Chladicí voda o teplotě  $T_z$  na vstupu se bude postupně ohřívat a tím se bude snižovat teplotní potenciál mezi teplotou oleje. Rozdíl teplot na vstupu a výstupu hada bude dále rozhodovat o dispozičním tlaku vodního sloupce. Proto v potrubí uvažují teplotu  $T(x)$  jako jednorozměrnou funkci uražené vzdálenosti.



Obr.- 38 Vytknutý element potrubí



Obr.- 37 Zavedení veličin po délce hada

Předaný tepelný výkon na vytknutém elementu potrubí lze vyjádřit dvěma způsoby (1). Z kalorimetrické rovnice jako jednotkové teplo, které ohřeje proud vody o přírůstek  $dT$ . Toto teplo musí být dodáno z oleje přes thermické odpory prostředí na základě teplotního potenciálu v daném místě. To popisuje rovnice prostupu tepla elementu. Součinitele přestupu tepla oleje i vody jsou v tomto okamžiku konstantní po délce potrubí.

$$dQ = m \cdot c \cdot dT(x) = \frac{[T_o - T(x)] \cdot 2\pi \cdot dx}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}} \quad (1)$$

Zavedu substituci jmenovatele pravé strany, ve skrytech MATLABu používám proměnnou 'omg'. Tyto členy poskytují informaci o poměru thermických odporů (viz. obr. 41).

$$\Omega_{Th} = \frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2} = \Omega_{Th1} + \Omega_{Th2} + \Omega_{Th3} \quad (2)$$

Rovnici (1) řeším separací proměnných a následně integruji obecným integrálem. Konstanty před  $dx$  označím jako  $K$ .

$$\frac{dT}{[T_o - T(x)]} = \frac{2\pi}{m \cdot c \cdot \Omega_{Th}} dx \quad / \int \quad (3)$$

$$\ln[T_o - T(x)] = -K \cdot x + Const \quad , \quad K = \frac{2\pi}{m \cdot c \cdot \Omega_{Th}} \quad (4)$$

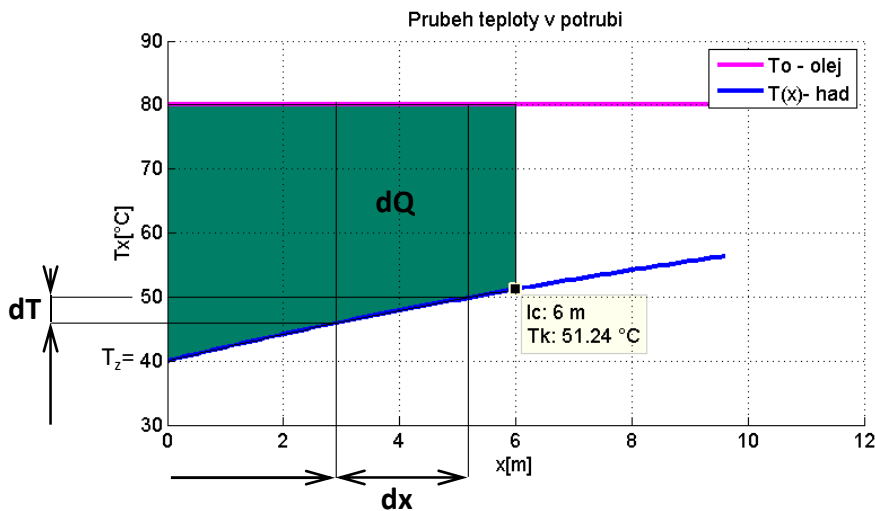
$$T_o - T(x) = Const \cdot e^{-K \cdot x} \quad (5)$$

Pro určení integrační konstanty vyjádřím okrajovou podmínku v počátku, kde je teplota  $T_z$ .

$$T_o - T(0) = T_o - T_z = Const \quad (6)$$

Po dosažení za konstantu můžu z rovnice (5) vyjádřit průběh teploty v potrubí. V programu používám skript TX.m jako funkci exponentu K a proměnné délky  $T(x) = TX(K,x)$ . Teplota na konci potrubí je potom  $T_k = T(l_c) = TX(K,l_c)$ .

$$T(x) = T_o - [T_o - T_z] \cdot e^{-K \cdot x} \quad (7)$$



Obr.- 39 Ukázka průběhu teploty v hadovi s parametry výsledného oběhu

Teplota vody  $T(x)$  se asymptoticky blíží teplotě oleje tím více, čím je větší exponent K (viz. (4)). Exponent je přímoúměrný součiniteli prostupu tepla k, jak ukáží dále. Plocha grafu odpovídá celkovému předanému teplu. Integrací pravé strany rovnice (1) dostávám závislost předaného tepla na délce x, korektně bych měl odlišit integrační mez od proměnné, ale nechci zavádět další veličinu.

$$Q(x) = \int dQ = \int_0^x \frac{[T_o - T(x)] \cdot 2\pi}{\Omega_{Th}} dx \quad (8)$$

Nyní spočítám a vyjádřím integrál, vyintegrované K rozepíšu dle (4), abych mohl krátit.

$$\begin{aligned} Q(x) &= \frac{2\pi}{\Omega_{Th}} \int_0^x [T_o - (T_o - [T_o - T_z] \cdot e^{-K \cdot x})] dx = \frac{2\pi}{\Omega_{Th}} \cdot [T_o - T_z] \int_0^x e^{-K \cdot x} dx = \\ &= \frac{2\pi}{\Omega_{Th}} \frac{m \cdot c \cdot \Omega_{Th}}{2\pi} \cdot [T_o - T_z] \cdot [1 - e^{-K \cdot x}] = m \cdot c \cdot [T_o - T_z] \cdot [1 - e^{-K \cdot x}] \end{aligned}$$

Za konstantní členy před poslední závorkou zavedu substituci  $Q_{max}$ . Je to veškerý tepelný výkon, který by nesl proud tekutiny při konstantním teplotním rozdílu z počátku potrubí.

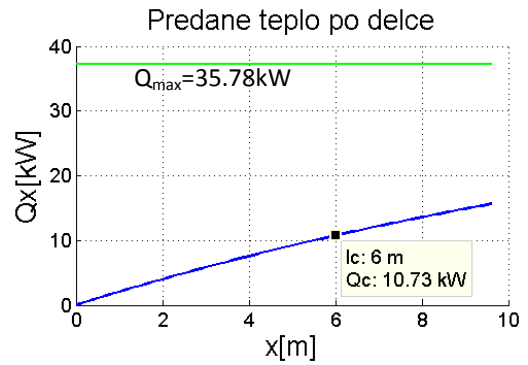
$$Q(x) = Q_{max} \cdot [1 - e^{-K \cdot x}] \quad , \quad Q_{max} = m \cdot c \cdot [T_o - T_z] \quad (9)$$

Předané teplo tedy roste od nulové hodnoty a pro nekonečně dlouhé potrubí se asymptoticky blíží  $Q_{max}$ . O vyčíslení se stará funkce QX.m jako  $Q(x) = QX(Q_{max}, K, x)$ . Dále ukáží že platí  $Q_c = Q(l_c) = QX(Q_{max}, K, l_c)$ .

Z rovnice (9) vyjádřím celkový předaný tepelný výkon na celkové délce potrubí. Průběh je vykreslen na obrázku 40.

$$Q_c = Q(l_c) = Q_{max} \cdot [1 - e^{-K \cdot l_c}] \quad (10)$$

Nyní můžu předané teplo vyčíslit, předtím ale vyjádřím exponent K pomocí součinitele prostupu tepla k, protože tak bude zřetelnější vazba mezi zlepšujícím se prostupem tepla a exponenciálními funkcemi, které se budou tím více přibližovat asymptotám.



Obr.- 40 Předaný výkon výsledného oběhu

Pravou stranu rovnice (1), kde  $\Delta T = [T_o - T(x)]$ , můžeme napsat také pomocí součinitele prostupu tepla na vnější ploše trubky. Ten je menší než součinitel na vnitřní ploše, protože musí být zachován tepelný tok ve válcových souřadnicích. Z rovnice (11) pak vyjádřím k.

$$dQ = \Delta T \cdot dS_2 \cdot k = \frac{\Delta T \cdot 2\pi \cdot dx}{\Omega_{Th}} \quad (11)$$

$$2\pi \cdot r_2 \cdot dx \cdot k = \frac{2\pi \cdot dx}{\Omega_{Th}} \rightarrow k = (r_2 \cdot \Omega_{Th})^{-1} \quad (12)$$

Velké K pak můžu z rovnice (4) dále upravit a dosadit číselné hodnoty ze strany 27:

$$K = \frac{2\pi}{m \cdot c \cdot \Omega_{Th}} = \frac{2\pi}{m \cdot c \cdot \Omega_{Th}} \cdot \frac{r_2}{r_2} = \frac{2\pi \cdot r_2 \cdot k}{m \cdot c} = \frac{2\pi \cdot 0,025m \cdot 335,7 \frac{W}{m^2K}}{0,214 \frac{kg}{s} \cdot 4180 J/kgK} = 0,0594 \quad (13)$$

, kde hmotnostní průtok je  $m = \rho(T_{str}) \cdot V_{max} = 989,57 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{13}{6 \cdot 10^4} \frac{m^3}{s} = 0,214 \frac{kg}{s}$ .

Celkové předané teplo potom dostanu z rovnice (10).

$$Q_c = Q(l_c) = Q_{max} \cdot [1 - e^{-K \cdot l_c}] = 35\,780 \cdot [1 - e^{-0,0594 \cdot 6m}] = 10,73kW$$

$$, kde \quad Q_{max} = m \cdot c \cdot [T_o - T_z] = 0,214 \frac{kg}{s} \cdot 4180 \frac{J}{kgK} \cdot 40K = 35,78kW$$

Podobně jako jsem získal rovnici (11), získám z pravé strany rovnosti (1) vyjádřením pomocí termického odporu rovnici (14). Z té vyjádřím podíl termických odporů jednotlivých prostředí a dokážu že se rovná podílu členů  $\Omega_{Thi}$ , kde  $i=1, 2, 3$ .

$$dQ = \frac{\Delta T}{R_{Th}} = \frac{\Delta T \cdot 2\pi \cdot dx}{\Omega_{Th}} \rightarrow R_{Th} = \frac{1}{2\pi \cdot dx} \cdot \Omega_{Th} = \frac{1}{2\pi \cdot dx} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2} \right) \quad (14)$$

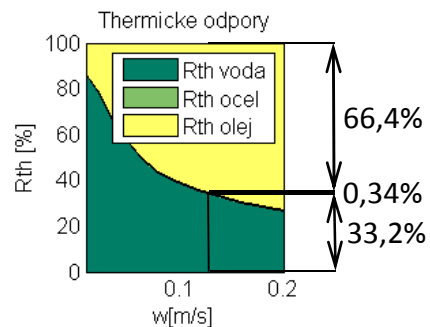
Stejně jako součet členů  $\Omega_{Thi}$  je roven  $\Omega_{Th}$ , je i celkový odpor součtem dílčích.

$$R_{Th} = R_{Th1} + R_{Th2} + R_{Th3} \quad (15)$$

Ze (14) a (15) plyne podíl termických odporů. Z obrázku 41 je vidět, že s rostoucí rychlostí se vlivem turbulizace vody přesouvá odpor na stranu oleje. Odpor kovového potrubí je vůči oběma prostředím zanedbatelný. Termické odpory počítá funkce OMG.m.

$$R_{Th1} : R_{Th2} : R_{Th3} = \frac{\Omega_{Th1}}{\Omega_{Th}} : \frac{\Omega_{Th2}}{\Omega_{Th}} : \frac{\Omega_{Th3}}{\Omega_{Th}} =$$

$$= 33,2\% : 0,34\% : 66,4\%$$



Obr.- 41 Průběh odporů prostředí

### Rovnováha dispozičního tlaku a tlakových ztrát (Jan\_Fortl\_snek.m-(4.8), (4.9))

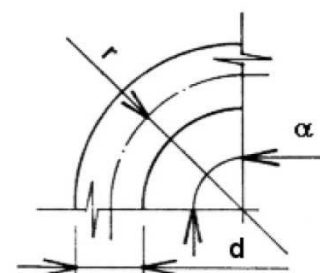
Dispoziční tlak umožňuje proudění samotížného oběhu. Pokud je větší než tlaková ztráta potrubí, bude proudění v oběhu zrychlovat až do ustálení, průsečík grafů  $p_d$  a  $p_z$  je tedy pracovní bod oběhu (obr. 32). V případě, že tlaková ztráta převyšuje dispoziční tlak, bude oběh zpomalovat, v ideálním případě do doby, než se patřičně zvýší teplota a rozdíly hustot. Maximální teplota je však omezena přípustnými hodnotami oleje a převodovky. Pokud je ztrátový tlak řádově větší než dispoziční, nebude oběh bez čerpadla fungovat. Dispoziční tlak lze spočítat podle vztahu (16)[5]. Parametry vody určím z příslušných empirických rovnic [6].

$$\rho(T_z) = \rho(40^\circ C) = 992,08 \frac{kg}{m^3} \quad , \quad \rho(T_k) = \rho(51,2^\circ C) = 986,54 \frac{kg}{m^3}$$

$$p_d = g \cdot h \cdot (\rho(T_z) - \rho(T_k)) = \tag{16}$$

$$= 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 1.5m \cdot \left( 992,08 \frac{kg}{m^3} - 986,54 \frac{kg}{m^3} \right) = 81,5Pa = 0,08kPa$$

Proudění v hadovi zjednoduší na jednorozměrné, uvažují tedy konstantní rychlost v průřezu potrubí. Tlakové ztráty proto počítám pomocí empirických součinitelů, které se dodávají do jednorozměrné Bernulliho rovnice. Je to nejjednodušší způsob zjišťování potrubních ztrát. Potrubí předpokládám hydraulicky hladké. Ztráta bude jednak po délce potrubí vlivem smykového tření podél stěn a dále budu uvažovat místní ztráty v ohybu. Součinitel místní ztráty ohybu s parametry  $r/d = 1$ ,  $\alpha = 180^\circ$  je  $\xi_{k\_tzb} = 0,5$  [6] (obr. 42). V reálném hadovi bude patrně více tvarových prvků, které zvýší tlakové ztráty, s ohledem na tuto skutečnost uvažují ve výpočtu čtyřikrát větší součinitel  $\xi_k=2$ .



Obr.- 42 Geometrie ohybu

Pro vyčíslení celkových ztrát nejprve zjistím parametry vody při aktuální střední teplotě v potrubí.

$$\nu = \nu(T_{str}) = \nu(45,6^\circ C) = 0,6008 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$\rho = \rho(T_{str}) = \rho(45,6^\circ C) = 989,57 \frac{kg}{m^3}$$

Reynoldsovo číslo rozhodne o charakteru proudění a součiniteli třecích ztrát (17).

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,13m/s \cdot 0,046m}{0,6008 \cdot 10^{-6}} = 9953 > 2300 \quad \rightarrow \quad \text{Turbulentní}$$

$$\lambda_{Tur} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{9953}} = 0,0317 \quad \left( \lambda_{Lam} = \frac{64}{Re} \right) \quad (17)$$

A konečně Bernulliho rovnice v tlakovém tvaru, bez výškového rozdílu a dynamického tlaku, pouze vyjádření třecích ztrát (18), v tomto případě se shodují s dispozičním tlakem.

$$\begin{aligned} p_z &= \left( \lambda_{Tur} \cdot \frac{l_c}{d} + \sum \xi_k \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = \left( \lambda_{Tur} \cdot \frac{l_c}{d} + (n-1) \cdot \xi_k \right) \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} = \\ &= \left( 0,0317 \cdot \frac{6m}{0,046m} + (4-1) \cdot 2 \right) \cdot 989,57 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{0,13^2}{2} \frac{m^2}{s^2} = 84,4Pa = 0,08kPa \sim p_d \end{aligned} \quad (18)$$

Ve výsledcích ještě pro lepší představu uvádím tlakovou ztrátu ve výškovém tvaru (19).

$$H_z = \frac{p_z}{\rho \cdot g} = \frac{84,4Pa}{989,57kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2} = 0,0087m = 8,7mm \quad (19)$$

Na přetlačení tlakových ztrát hada by tedy stačil vodní sloupec o výšce pouhých 8,7mm. To je velmi malá hodnota, která je způsobena zejména nízkou rychlostí proudění a velkým průměrem. Ve skutečnosti by ale potrubí nemuselo být hydraulicky hladké a pravděpodobně by vykazovalo více místních ztrát, například vlivem redukcí či ventilů. Také zde neuvádím nic o ztrátách mimo chladicího hada.

### Dodatečné výsledky ('Jan\_Fortl\_snek.m' - (4.10))

Poslední výsledné hodnoty, které jsou z hlediska oběhu zajímavé, jsou hmotnost potrubí a čerpací výkon na překonání tlakových ztrát. Tento výkon je plně hrazen z dispozičního tlaku, jak jsem již uvedl v kapitole 7.2. V případě chladicího oběhu s čerpadlem pak bude představovat jednu složku celkového příkonu čerpadla.

$$V_{TR} = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot l_c = \pi \cdot (0,050^2 - 0,046^2)m^2 \cdot 6m = 1,81 \cdot 10^{-3}m^3$$

$$m_{TR} = V_{TR} \cdot \rho_{TR} = 1,81 \cdot 10^{-3}m^3 \cdot 2700 \frac{kg}{m^3} = 4,89kg$$

$$P_{cerp} = V \cdot p_z = \frac{13}{6 \cdot 10^4} \frac{m^3}{s} \cdot 84,4Pa = 0,02W$$

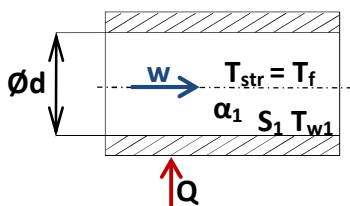
## 8.5. Použité modely přestupu tepla

Jádrem celého výpočtu jsou kriteriální rovnice pro přestup tepla v potrubí a v oleji, které do výpočtu vstupují v části algoritmu (4.6). Na nich v podstatě závisí, zda bude zformulovaná úloha odpovídat skutečnosti. První kritérium [3] popisuje proudění v potrubí od laminárního až po turbulentní při vyšších rychlostech. Turbulentní proudění je považováno za plně vyvinuté v celé délce potrubí. Tato problematika je velmi obvyklá a voda jako proudící médium je dobře prozkoumaná. Správnost tohoto modelu potvrdil i experiment. Při vyšších rychlostech se přestup tepla ve vodě velmi rychle zlepšuje a termický odpor se tak přesouvá na stranu oleje. Proto je důležité, zvláště pro správné odhadnutí provozních stavů, nalézt vhodný model i pro přestup tepla v olejové vaně. Musím konstatovat, že to se mi v této práci nepodařilo.

Ozubené kolo třetího stupně se brodí velkou rychlostí a rozhodně není zdrojem rovnoměrného proudění. V literatuře se mi nepodařilo najít relevantní informace. Proto jako dočasný model uvažuji příčné obtékání trubek [4], kde za rychlost obtékání beru polovinu obvodové rychlosti brodicího kola. Pro tuto volbu nemám žádné další zdůvodnění, model tedy bude v budoucnu potřeba ověřit a dát do souladu se skutečností. Od numerické simulace příčného obtékání s proměnlivou intenzitou turbulence vstupního proudu jsem upustil, protože výsledky příliš závisí právě na parametrech vstupu, které nevím. Simulace brodicího kola nepřipadá v úvahu. Jediným východiskem je podle mého názoru experiment. V kapitole 8 je popsáno měření, které by mělo poskytnout nutné údaje k validaci přestupu v vaně. Z časových důvodů však nebylo možno ho zrealizovat v celém rozsahu, měřil jsem pouze pomocnou úlohu, kde potrubí bylo v klidné vodě namísto rozvířeného oleje. Výsledky tedy potvrdily pouze první kritérium.

### Nucené proudění v potrubí – KR4.m

Vzhledem k tomu, že výpočet provádím v pěti iteracích pro každou rychlost, v ukázkovém případě tedy celkem pětasedmdesátkrát po kliknutí na tlačítko 'Calculate', ukážu postup na poslední iteraci výsledného samotížného oběhu. Výsledný součinitel přestupu tepla, starou hodnotu označím  $\alpha_1^{Old}$  a novou  $\alpha_1^{New}$ , se tak pouze potvrdí. Teplotu stěny, potřebnou pro zohlednění tepelného spádu, spočítám z Newtonova vztahu pro přestup tepla (20).



Obr.- 43 Veličiny uvnitř potrubí

$$T_{w1} = T_f + \frac{Q}{S_1 \cdot \alpha_1^{Old}} = \quad (20)$$

$$= 45,6^\circ\text{C} + \frac{10\,730\text{W}}{0,867\text{m}^2 \cdot 1103\text{W/mK}} = 56,82^\circ\text{C}$$



Vlastnosti vody pro použití podobnostních rovnic v potrubí jsou:

Prandtlovo číslo proudu	$Pr_f(45,6^\circ\text{C}) = 3,904$
Prandtlovo číslo při teplotě stěny	$Pr_w(56,82^\circ\text{C})=3,133$
Kinematická viskozita	$\nu(45,6^\circ\text{C}) = 0,601 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda(45,6^\circ\text{C}) = 0,634 \text{ W/mK}$

Reynoldsovo číslo rozhodne o stavu proudění.

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,13 \text{ m/s} \cdot 0,046 \text{ m}}{0,601 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 9953 \rightarrow \text{Přechodové (intermitentní) proudění}$$

V tomto případě se spočítá Nusseltovo číslo pro hraniční hodnoty Reynoldsova čísla v laminární (Re=2300) a v turbulentní (Re=10<sup>4</sup>) oblasti. Faktor intermitence (21) rozhodne, ke které hodnotě se přikloním více. V tomto případě jsem velmi blízko zaručeně turbulentnímu proudění. Tepelný spád stěny v tomto případě zlepšuje přestup tepla, zvyšuje hodnotu výsledného Nusseltova čísla (25).

$$\gamma = \frac{Re-2300}{(10^4-2300)} = 0,99 \quad (21)$$

$$Nu_{2300} = \left[ 49,37 + \left\{ 1,615 \cdot \left( 2300 \cdot Pr_f \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,33} - 0,7 \right\}^3 + \left\{ \left( \frac{2}{1+22 \cdot Pr_f} \right)^{0,167} \cdot \left( 2300 \cdot Pr_f \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,5} \right\}^3 \right]^{0,33} = \quad (22)$$

$$= \left[ 49,37 + \left\{ 1,615 \cdot \left( 2300 \cdot 3,9 \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,33} - 0,7 \right\}^3 + \left\{ \left( \frac{2}{1+22 \cdot 3,9} \right)^{0,167} \cdot \left( 2300 \cdot 3,9 \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,5} \right\}^3 \right]^{0,33} = 11,47$$

Faktor, zohledňující tlakovou ztrátu (23) figuruje v rovnici turbulentního proudění (24).

$$\xi = [1,8 \cdot \log(Re) - 1,5]^{-2} = 0,0308 \quad (23)$$

$$Nu_{10^4} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re-10^3) \cdot Pr_f}{1+12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8} \cdot (Pr_f^{0,66}-1)}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{0,66} \right] = \quad (24)$$

$$= \frac{38,473 \cdot 3,9}{1+0,788 \cdot (3,9^{0,66}-1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0,046 \text{ m}}{1,5 \text{ m}} \right)^{0,66} \right] = 76,94$$

$$Nu = [(1 - \gamma)Nu_{2300} + \gamma \cdot Nu_{10^4}] \cdot spad = 80,02 \quad (25)$$

$$, \quad \text{kde} \quad spad = \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,11} = 1,045$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{80,02 \cdot 0,634 \text{ W/mK}}{0,046 \text{ m}} = 1103 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

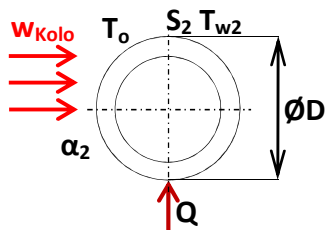
Výsledek potvrzuje konzistenci řešení nalezeného iteracemi. Výpočet čistě laminárního proudění používá pouze rovnici (22) a turbulentního proudění pak rovnici (24) namísto hodnoty pomocí faktoru intermitence, jinak je výpočet analogický.

## Příčné obtékání trubek v olejové vaně – KR5.m

Uvažuji provozní stav 1000 ot/min na vstupním hřídeli. Z průměru ozubeného kola  $D_{ProE}=655\text{mm}$  a otáček třetího stupně  $n_{3st}=79,5\text{ot/min}$  spočtu obvodovou rychlost. Jako vstupní rychlost výpočtu uvažuji polovinu z toho, proto zavádím koeficient 'koef=0,5' do rovnice (26). V ideálním případě se tento koeficient upraví podle měření tak, aby výsledky korespondovaly se skutečností. Je však možné, že přestup ve vaně bude zcela jiný a kritérium bude potřeba upravit více, nebo vzít zcela jiné.

$$w_{Kolo} = \pi \cdot D_{ProE} \cdot n_{3st} \cdot koef = \pi \cdot 0,655\text{m} \cdot \frac{79,5\text{ot}}{60\text{s}} \cdot 0,5 = 1,36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (26)$$

Z Newtonova vztahu pro přestup tepla spočtu teplotu stěny, algoritmus zároveň kontroluje, zda tato teplota vychází větší než teplota na vnitřní straně s chladící vodou.



$$T_{w2} = T_o - \frac{Q}{S_2 \cdot \alpha_2} = \quad (27)$$

$$= 80^\circ\text{C} - \frac{10\,730\text{W}}{0,942\text{m}^2 \cdot \frac{507,4\text{W}}{\text{mK}}} = 57,56^\circ\text{C} > 56,82^\circ\text{C}$$

Obr.- 44 Veličiny vně potrubí

Určující teplota kritérií je v tomto případě průměr teploty oleje a stěny.

$$T_m = \frac{T_o + T_w}{2} = \frac{80^\circ\text{C} + 57,56^\circ\text{C}}{2} = 68,78^\circ\text{C} \quad (28)$$

Parametry oleje při různých teplotách počítám podobně jako u vody přidavnými funkcemi. Bral jsem přitom konkrétní syntetický olej Mobilgear SHC XMP, viskózní třídu 220cSt. Firma Vítkovice disponuje výpočtem od výrobců olejů naprogramovaným na několika záložkách Excelovského souboru. Z něho jsem převzal empirické vztahy pro výpočet parametrů oleje v závislosti na teplotě a integroval do funkcí MATLABu. Vyjímkou je kinematická viskozita, která je velmi závislá na teplotě. Vztahy pro její výpočet se mi nepodařilo rozklíčovat a proto jsem nageneroval hodnoty pro teploty po jednom °C a při výpočtu používám lineární interpolaci mezi dvěma nejbližšími hodnotami. Výpočet v Excelu je univerzální pro více druhů převodových olejů, zadává se do něho viskozita při dvou známých teplotách ( $\nu(40^\circ\text{C})=220\text{cSt}$ ,  $\nu(100^\circ\text{C})=28,7\text{cSt}$ ) a hustota pro známou teplotu ( $\rho(15,6^\circ\text{C})=859\text{kg/m}^3$ ). Pro své účely jsem ponechal pouze závislost na teplotě, takže grafické rozhraní 'Navrh\_Hada\_GUI.m' umí momentálně počítat pouze s jedním olejem. Prandtlovo číslo je počítáno pomocí ostatních hodnot  $Pr = \frac{\nu}{a}$ , kde součinitel teplotové vodivosti je  $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ , hodnoty korespondují s tabulkovými[12]. Firma mě požádala, abych výpočet oleje dále nešířil, proto zde neuvádím konkrétní rovnice, ale pouze výsledné hodnoty při dané teplotě.

Prandtlovo číslo proudu	$Pr_m = Pr_{oil}(68,78^\circ\text{C}) = 988,9$
Prandtlovo číslo při teplotě stěny	$Pr_w = Pr_{oil}(57,56^\circ\text{C}) = 1456$
Kinematická viskozita	$\nu = \nu_{oil}(68,78^\circ\text{C}) = 69,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = \lambda_{oil}(68,78^\circ\text{C}) = 0,1311 \text{ W/mK}$

Nusseltovo číslo je dáno vztahem (29). Konstanty v rovnici jsou různé pro čtyři intervaly Reynoldsova čísla podle uvedené tabulky. Teplotní spád tentokrát zhoršuje přestup.

$$Re = \frac{w_{Kolo} \cdot D}{\nu} = \frac{1,36 \text{ m/s} \cdot 0,05 \text{ m}}{69,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 981 \quad \rightarrow \quad C=0,52 \quad m=0,5 \quad n=0,37$$

Re	C	m	n
[1 .. 40]	0,760	0,40	0,37
[40 .. 10 <sup>3</sup> ]	0,520	0,50	0,37
[10 <sup>3</sup> .. 2.10 <sup>5</sup> ]	0,260	0,60	0,37
[2.10 <sup>5</sup> .. 10 <sup>7</sup> ]	0,023	0,80	0,40

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr_m^n \cdot spad = 0,52 \cdot 981^{0,5} \cdot 988,9^{0,37} \cdot 0,926 = 193,5 \quad (29)$$

$$\text{,kde} \quad spad = \left( \frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0,2} = 0,926$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} = \frac{193,5 \cdot 0,1311 \text{ W/mK}}{0,05 \text{ m}} = 507,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Výsledek opět potvrdil konzistenci úlohy.

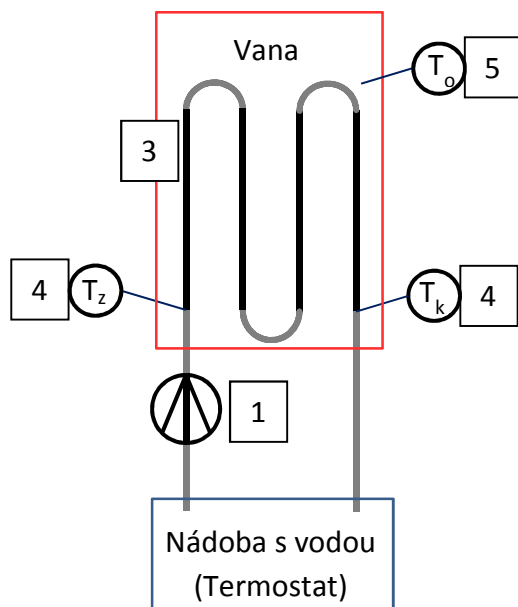
## 9. Validace modelů pro přestup tepla z vany do oběhu

Kvůli potřebě hodnověrného popisu přestupu tepla v oleji jsem navrhl jednoduché měření. Jak jsem již předeslal, nebylo možné provést experiment přímo na převodovce. Vítkovice nedisponují svými převodovkami, všechny jsou u zákazníka v průmyslu. Konkrétní převodovka, které se týká původní zadání této práce, je umístěna na velkorypadle v Chomutovském povrchovém dole. Měření teploty povrchu, které nijak nezasahuje do soustrojí, jsem s pomocí Vítkovic vyjednával dva měsíce a přesto skončilo z organizačních důvodů nezdarem. Experiment, který by zasahoval do převodovky, by tedy vyžadoval větší časové možnosti a zapojení několika lidí do organizace prací, což nebylo možné.

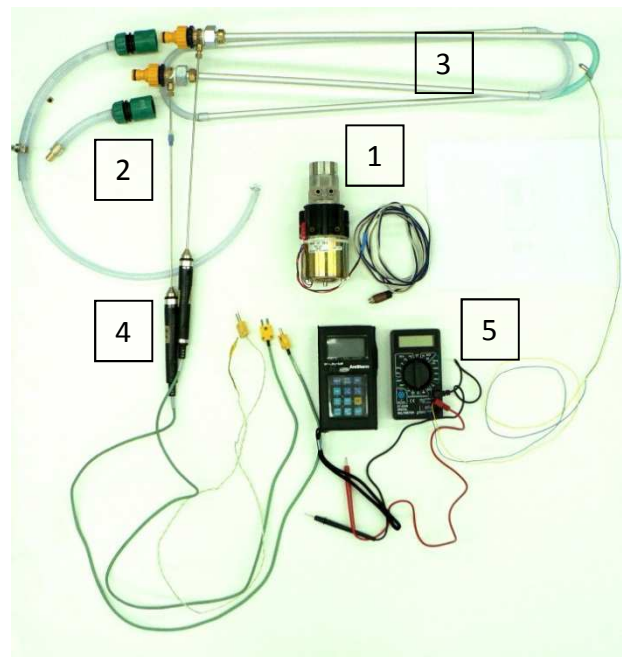
Měřil jsem tedy pouze zjednodušenou verzi ve školní laboratoři, kde namísto oleje jsem měl vanu s teplou vodou. I tak trvala příprava a shánění součástí jeden měsíc. Naměřená data byla pak sesbírána během pouhých dvou dnů. Věřím, že použitá metoda měření a způsob vyhodnocení pomohou v budoucnu i k ověření přestupu v oleji.

## Popis zařízení

Základem je hliníkové potrubí [3], které je možné prostrčit vypouštěcím nebo jiným k tomu určeným otvorem do vany převodovky. Potrubí je zmenšenou variantou chladicího hada. Malé čerpadlo [1] udržuje v chodu oběh studené vody. Měří se teplota vody na vstupu a výstupu [4], dále teplota ve vaně [5]. Pro různá průtočná množství lze porovnat teoretické hodnoty koncových teplot s vypočtenými a doladit modely tak, aby se shodovaly s experimentem. Ze změny teploty vody přímo vyplývá předané teplo. Pro udržení konstantní teploty na vstupu by bylo dobré použít termostat, nejlépe se zabudovaným čerpadlem. Podobná zařízení se používají v průmyslu nebo v laboratořích a dodává je například firma Huber. Nepodařilo se však zapůjčit vhodný přístroj a musel jsem pracovat bez něho. Jako zdroj teplé a studené vody jsem použil běžný vodovod. Nedosáhl jsem tedy libovolného teplotního rozdílu na vstupu a ve vaně, ale pouze rozdílu daného teplotou vody, která byla k dispozici. Z toho důvodu jsem pro vyhodnocení musel drobně pozměnit algoritmus výpočtu.



Obr.- 46 Schéma zapojení pokusu



Obr.- 45 Přehled použitého zařízení

- [1] Čerpadlo PREMOTEC firmy GAMBRO , 24V DC
- [2] Hadicová rychlospojka 1/2", nipple 1/2" s úpravou pro zapojení termočlánu
- [3] 4 x hliníková trubka  $\varnothing d = 8\text{mm}$ ,  $\varnothing D = 10\text{mm}$ ,  $l = 50\text{mm}$
- [4] Termočlánek pro měření teploty proudící vody
- [5] Termorezistor napojený na ohmmetr pro měření teploty ve vaně

Pro měření teploty jsem měl k dispozici tři termočlánu, termorezistor měl být pouze kontrolní. Jeden z termočlánu však nefungoval, proto jsou údaje o teplotě ve vaně pouze z termorezistoru.

## Průběh měření

Do vany jsem napustil teplou vodu, čerpadlo mělo nádobu na studenou. V průběhu měření se teploty samy od sebe vyrovnávaly, tím sem dosáhl různých teplotních rozdílů. Po zapnutí čerpadla jsem odečetl vždy čtyři sady teplot  $T_o$ ,  $T_z$  a  $T_k$ . Průtok čerpadla jsem měnil změnou přívodního napětí na přepínatelném trafu následujícím způsobem:

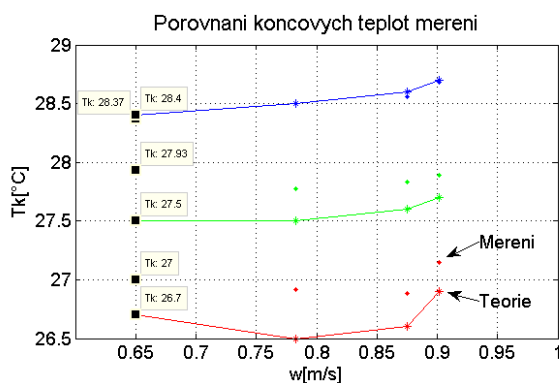
1. 15V → 1,5l / 46,02s → 1,96 l/min
2. 18V → 1,5l / 38,20s → 2,36 l/min
3. 20V → 1,5l / 34,11s → 2,64 l/min
4. 22V → 1,5l / 33,07s → 2,72 l/min

Průtoky byly zjištěny zvlášť změřením doby naplnění 1,5l nádoby. Měření probíhalo do vyrovnání teplot vany a chladiče.

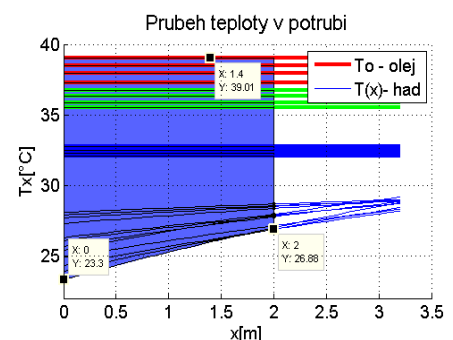
## Výsledky experimentu

Protože jsem neměl termostat, nebyla teplota na vstupu  $T_z$  a teplota ve vaně  $T_o$  konstantní pro různé rychlosti v potrubí, ale byla dána naměřenými hodnotami pro každý průtok. Neupravený program 'Navrh\_Hada\_GUI.m' spočítá pouze jednu koncovou teplotu pro jednu teplotu  $T_o$  a  $T_z$  při dané rychlosti. Pro velké množství naměřených dat by výpočet trval příliš dlouho. Proto jsem funkci 'Teplo.m' upravil pro vyhodnocení měření, po zakomentování příslušných částí a aktivaci jiných (jsou v kódu označeny) vyhodnocuje celé sady vektorů  $w$ ,  $T_o$ ,  $T_z$ .

Na obr. 47 a 48 jsou tři po sobě následující měření, každá sada je naměřena pro čtyři různé průtoky. První sada s největším teplotním rozdílem  $T_o - T_z = 16^\circ\text{C}$  je označena červeně. Hodnoty koncových teplot na obr. 47 nemají s rostoucí rychlostí čistě klesající charakter, jak by tomu bylo při konstantní teplotě  $T_z$ , ale vlivem ohřívání soustavy v průběhu času rostou. Naměřené hodnoty jsou v grafu označeny spojnicemi, teoretické hodnoty pak tečkou. Je vidět, že právě při největším teplotním rozdílu se teoretické a naměřené hodnoty liší nejvíce, zhruba o  $0,3^\circ\text{C}$ . I to však považuji za úspěch. Předpovězený průběh navíc velmi dobře kopíruje měření, což potvrzuje správnost výpočtových modelů. Zelená a modrá měření jsou pak při nižších teplotních rozdílech. Na obr. 48 je vidět, jak se k sobě křivky přibližují.



Obr.- 47 Závislost koncové teploty na rychlosti proudění při různých teplotních rozdílech od největšího červeně až po nejmenší modře



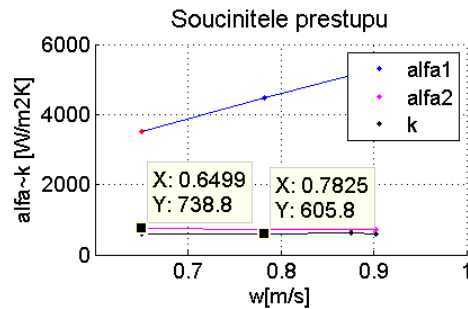
Obr.- 48 Teoretický průběh teploty spočtený pro tři sady naměřených  $T_o$  a  $T_z$

Na obr. 49 je vykreslený průběh součinitelů přestupu tepla v potrubí a ve vaně a z toho vyplývající součinitel prostupu tepla. Je vidět, že klidná voda představuje pro přestup tepla mnohem větší odpor než proudící voda a proto je výsledný prostup tepla omezen právě hodnotou  $\alpha_2$  spočítanou z rovnice pro volnou konvekci podél horizontálních trubek (30).

$$Nu_{fa} = 0,5 \cdot (Pr_{fa} \cdot Pr_f)^{0,25} \cdot spad, \quad \text{kde } spad = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \quad (30)$$

Prandtlovo číslo s rostoucí teplotou klesá vlivem klesající viskozity, proto je  $Pr_f < Pr_w$  a tepelný spád zhoršuje přestup tepla. Zvýšením exponentu spádu z 0,25 na 0,6 lze dosáhnout takřka splynutí teoretických hodnot (obr. 47) s naměřenými daty pro všechny měřené tepelné spády.

Pokud by se provedlo měření i na skutečné převodovce, bylo by možné stejným postupem doladit i model pro přestup tepla v olejové vaně.



Obr.- 49 Přestup tepla při největším teplotním spádu měření

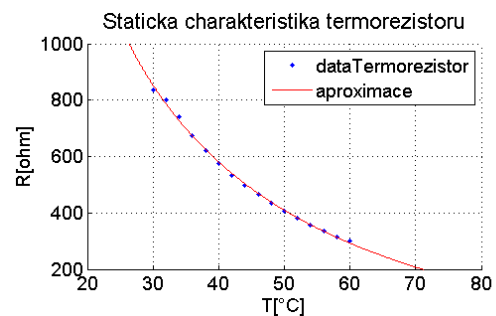
### Teplota ve vaně pomocí termorezistoru NTC

Na začátku měření se porouchalo zobrazovací zařízení jednoho z termočlánků. Proto jsem pro měření teploty oleje použil záložní termorezistor. To je velmi levný a přesný způsob měření teploty. Nevýhodou je, že prvotní měřenou veličinou je odpor a jeho závislost na teplotě není lineární. Proto jsem teploty neviděl hned při měření, ale musel jsem je vychodnotit až zpětně.

Statickou charakteristiku pro oceňování termorezistoru jsem měřil v laboratoři měřící techniky na KKS pomocí odporové cívky a srovnávacího termistoru. Naměřené teploty po 2°C jsou s příslušným odporem ohmmetru jsou na obrázku 50. Pro jednodušší vyhodnocení velkého množství teplot  $T_o$  jsem charakteristiku aproximoval pomocí racionální lomené funkce prvního řádu (31).

$$T(R) = \frac{a_0 + a_1 \cdot R}{1 + b_1 \cdot R} \quad (31)$$

Koeficienty  $a_0$ ,  $a_1$  a  $b_1$  jsem pro naměřená data určil metodou nejmenších čtverců. Díky tomu je možné použít pro vyhodnocení odporů rovnici (31) s třemi koeficienty namísto lineární interpolace mezi naměřenými daty termorezistoru.



Obr.- 50 Naměřené body proložené aproximací

## 10. Podmínky funkčnosti oběhu s čerpadlem

V této kapitole se zabývám návrhem hada a volbou optimálních parametrů s využitím aplikace 'Navrh\_Hada\_GUI.m'. Chtěl bych znovu zdůraznit, že přestup tepla v oleji není ověřen. Přesto doufám, že jako ukázka možného způsobu práce a vyhodnocení výsledků to bude dostačující. Budu rád, když si čtenáři spustí program a sami otestují některé oběhy.

Podle tabulky provozních stavů převodovek Siemens [7] budu navrhovat potrubí, které dokáže regulovat teplotu oleje kolem 65°C. Proto vyhodnotím tři stavy převodovky, v tabulce 1 bude teplota oleje 70°C, v tabulce 2 bude 65°C a v tabulce 3 potom 60°C. Budu požadovat, aby potrubí pokaždé odebralo celý ztrátový výkon, který se neodvádí povrchem. Každý řádek tabulky tedy představuje jeden definovaný oběh (viz kapitola 7), jehož maximální průtočné množství je nastaveno tak, aby celkové odevzdané teplo bylo  $Q_c=10..10,1$  kW. Potrubí je pro jednoduchost voleno automatickou volbou pomocí parametrů  $n$  a  $t$ , u potrubí malým průměrem uvažuji vždy tloušťku stěny 1mm. Budu sledovat potrubí z oceli o součiniteli teplotní vodivosti  $\lambda_{TR}=47$ W/mK a hustotě  $\rho_{TR}=7800$ kg/m<sup>3</sup>, protože předpokládám že je to z konstrukčního hlediska univerzálnější materiál než hliník, lze například lépe ohýbat. Nicméně z hlediska přestupu tepla a hmotnosti zařízení bych raději použil hliník. Například při stavu 5. v tabulce 3 vyžaduje hliníková konstrukce o 20% menší výkon pro překonání tlakových ztrát potrubí.

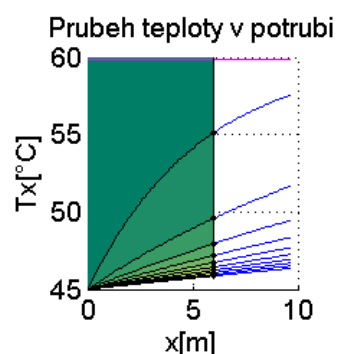
Všechny oběhy předpokládají konstantní vstupní teplotu z chladiče 45°C. Pro různé počty trubek ve vaně budu sledovat koncovou teplotu a teplotní rozdíl na začátku a na konci potrubí. Je žádoucí, aby tento rozdíl byl co největší, protože tím potom kladu menší nároky na přídatný chladič, který vždy bude muset předat 10kW, ale vyšší teplotu uchladí snáze. Dále sleduji hmotnost potrubí, ta je však pro všechny varianty přibližně stejná, a ostatní výsledné hodnoty definované úlohy oběhu.

### Oběh pro udržení teploty oleje 70°C

Z počátku jsem předpokládal, že díky nízkému odporu bude nejvýhodnější potrubí s malým počtem trubek a velkým průměrem. Vzhledem k výsledkům jsem ale změnil názor. Oběh 1. v tabulce 1 je nepřijatelný, protože 10kW předá až při průtočném množství 100 l/min. To je dáno malou teplosměnnou plochou, pro níž je teplotní potenciál  $T_o/T_z = 70^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$  příliš malý. Další zvyšování průtoku již nesnižuje koncovou teplotu (obr. 51, 53) a celkové předané teplo již dosáhlo své limitní hodnoty (obr. 52).

Pokud průtočné množství oběhu nepřesáhne 20 l/min, považuji ho za malé. Podobně tlakovou ztrátu, která nepřesáhne 3bar = 300kPa ( $\approx 30$ m) a tomu odpovídající výkon 100W považuji za zanedbatelné. Předpokládám, že oběh s takovými parametry by potřeboval jistý minimální výkon na samotné udržení chodu.

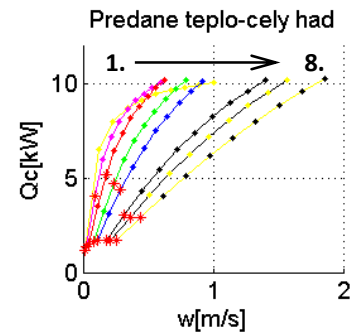
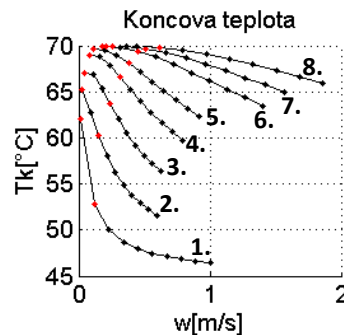
Proto považuji oběhy 2.-8. z hlediska tlakových ztrát za



Obr.- 51 Oběh 70°C, č.1.

rovnocenné a velmi snadno provozovatelné. Oběh 9. jsem pro udržení 70°C vyřadil, protože má vůči ostatním větší odpor a není jisté, zda by se s takto malými průměry potrubí pracovalo dobře. Oběh 2. bych mezi ostatními nevybral, protože má příliš větší hmotnost a průtok. Celkově považuji v tabulce 1 za výhodnější oběhy s vyšším pořadovým číslem, protože mají vyšší výstupní teplotu do chladiče.

Průběhy koncových teplot a předaného tepla nabíhajících oběhů 1.-8. jsou na obr. 53 a 52. V grafu koncových teplot je také vidět, jaká je maximální rychlost oběhu, červeně jsou pak označeny stavy, při nichž došlo ke změně charakteru proudění.



Obr.- 53 Oběhy 70°C – Průběh  $T_k$

Obr.- 52 Oběhy 70°C – Průběh  $Q_c$

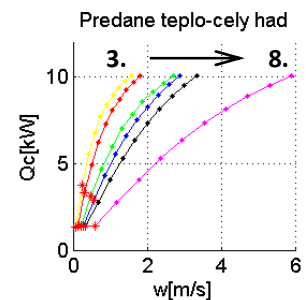
Předaná tepla pomalejších oběhů mají s rostoucí rychlostí nejprve strmý náběh, ale poté se zalomí k limitní hodnotě. Oproti tomu oběhy s úzkým potrubím mají s rostoucí rychlostí přibližně lineární průběh, při dalším zvýšení rychlosti předané teplo stále roste.

Tabulka 1 – Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 70°C

	n	t	$\varnothing d$	$m_{TR}$	$T_o$	$T_z / T_k \rightarrow \Delta T$	V	$p_z - H_z$	$P_{cerp}$
1.	4	2mm	46mm	14,1kg	70°C	45°C/46,4°C -> 1K	100l/min	4,2kPa-0,4m	7,0W
2.	6	1,5mm	28mm	10,5kg	70°C	45°C/51,3°C -> 6K	23 l/min	3,4kPa-0,4m	1,3W
3.	8	1mm	21mm	6,5kg	70°C	45°C/56,3°C -> 11K	13 l/min	5,5kPa-0,6m	1,2W
4.	10	1mm	16mm	6,3kg	70°C	45°C/59,7°C-> 15K	10 l/min	14,1kPa-1,5m	2,4W
5.	12	1mm	13mm	6,2kg	70°C	45°C/62,2°C-> 17K	8,5 l/min	31,6kPa-3,3m	4,5W
6.	14	1mm	10mm	5,7kg	70°C	45°C/63,4°C-> 18K	8 l/min	107kPa-11,1m	14W
7.	16	1mm	9mm	5,9kg	70°C	45°C/65,0°C-> 20K	7,3 l/min	166kPa-17,2m	20W
8.	18	1mm	8mm	6,0kg	70°C	45°C/66,0°C-> 20K	7,0 l/min	294kPa-30,5m	34W
9.	20	1mm	6mm	5,2kg	70°C	45°C/66,2°C-> 21K	6,9 l/min	1176kPa-122m	135W

### Oběh pro udržení teploty oleje 65°C

Zde je situace velmi podobná s tím, že problémy s nízkým potenciálem oběhy s méně než deseti trubkami. Je vidět že oběh 3. v tabulce 2 je na hranici maximálního předaného tepla a přes nízký odpor trubek potřebuje vyšší výkon než následující oběh v tabulce. Oběh 9. již vykazuje znatelné tlakové ztráty a také rozdíl teplot již přes velkou celkovou délku příliš neroste.



Obr.- 54 Oběhy 65°C – Průběh  $Q_c$

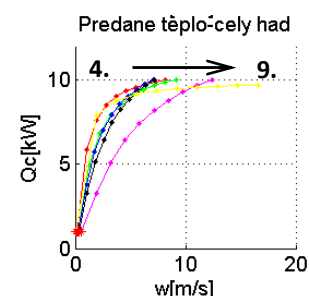
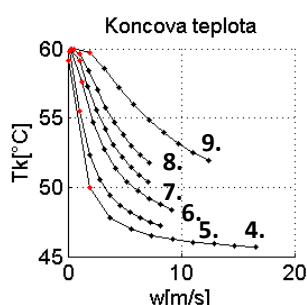


**Tabulka 2 Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 65°C**

	n	t	Ød	m <sub>TR</sub>	T <sub>o</sub>	T <sub>z</sub> / T <sub>k</sub> -> ΔT	V	p <sub>z</sub> - H <sub>z</sub>	P <sub>cerp</sub>
3.	8	1mm	21mm	6,5kg	65°C	45°C/49,2°C -> 4K	35 l/min	35,8kPa-3,7m	21W
4.	10	1mm	16mm	6,3kg	65°C	45°C/52,3°C -> 7K	20 l/min	51,8kPa-5,4m	17W
5.	12	1mm	13mm	6,2kg	65°C	45°C/54,8°C -> 10K	15 l/min	91,5kPa-9,4m	23W
6.	14	1mm	10mm	5,7kg	65°C	45°C/56,2°C -> 11K	13 l/min	264kPa-27,3m	57W
7.	16	1mm	9mm	5,9kg	65°C	45°C/58,0°C -> 13K	11,2l/min	368kPa-38,0m	69W
8.	18	1mm	8mm	6,0kg	65°C	45°C/59,3°C -> 14K	10,2l/min	593kPa-61,3m	101W
9.	20	1mm	6mm	5,2kg	65°C	45°C/59,3°C -> 14K	10,2l/min	2425kPa-251m	412W

### Oběh pro udržení teploty oleje 60°C

Při menším teplotním potenciálu  $T_o/T_z=60°C/45°C$  již nestačí teplosměnná plocha většiny oběhů. Tlakové ztráty jsou již v řádu kW, takže začínají být nezanedbatelnou položkou z pohledu celého stroje. Také již neplatí, že nejširší potrubí má nejmenší tlakovou ztrátu, nejnižší ztrátový tlak má oběh 5., potřebuje však příliš velký průtok. Celkově nejlepší parametry má oběh 8., kde ztráta výkonu pro čerpání vody činí 1kW při průtočném množství 23 l/min. Také výstupní teplota tohoto oběhu je samozřejmě nejvyšší. Proto se v konstrukční části budu věnovat tomuto oběhu.



Obr.- 55 Oběhy 60°C – Průběh T<sub>k</sub> Obr.- 56 Oběhy 60°C – Průběh Q<sub>c</sub>

**Tabulka 3 - Parametry hada pro odebrání 10kW, teplota oleje 60°C**

	n	t	Ød	m <sub>TR</sub>	T <sub>o</sub>	T <sub>z</sub> / T <sub>k</sub> -> ΔT	V	p <sub>z</sub> - H <sub>z</sub>	P <sub>cerp</sub>
4.	10	1mm	16mm	6,3kg	60°C	45°C/45,7°C -> 0,7K	200 l/min	4015kPa-414m	13,4kW
5.	12	1mm	13mm	6,2kg	60°C	45°C/46,9°C -> 2K	79 l/min	2060kPa-213m	2713W
6.	14	1mm	10mm	5,7kg	60°C	45°C/48,0°C -> 3K	48 l/min	3007kPa-310m	2405W
7.	16	1mm	9mm	5,9kg	60°C	45°C/50,0°C -> 5K	29 l/min	2154kPa-222m	1041W
8.	18	1mm	8mm	6,0kg	60°C	45°C/51,4°C -> 6K	23 l/min	2674kPa-276m	1025W
9.	20	1mm	6mm	5,2kg	60°C	45°C/51,4°C -> 6K	23 l/min	11MPa-1119m	4158W

V tabulkách 1-3 jsem výsledný oběh s čerpadlem označil zeleně, aby byly vidět jeho parametry v různých provozních stavech.

## 11. Konstrukce chladícího 'hada' pro vybranou variantu oběhu s čerpadlem

Jako tři základní materiály vhodné pro sestavení hada uvažují:

### Ocel E 235 - EN 1.4301, X5CrNi18-10

$\lambda=47 \text{ W/mK}$ ,  $\rho=7800 \text{ kg/m}^3$

Hojně využívaná austenitická ocel. Korozivzdorná, tvárná za studena, svařitelná, obrobitelná.

### Hliník AlMgSi

$\lambda=204 \text{ W/mK}$ ,  $\rho=2700 \text{ kg/m}^3$

Odolný proti korozi, velmi dobře tvářitelný za teplot mezi 450°C-500°C, svařitelný.

### Měď Cu-DHP-R250

$\lambda=339 \text{ W/mK}$ ,  $\rho=8900 \text{ kg/m}^3$

Vhodná pro ohýbání za studena. Spoje se většinou realizují pájením, lisováním nebo spojky s přesuvnými maticemi se zářeznými nebo přítlačnými kroužky. Svařování je vyjímečné.

Volba pro konkrétní aplikaci by se uskutečnila na základě hodnocení technických a ekonomických faktorů. To už ale není obsahem této práce. V příloze jsou výkresy s nástinem varianty s ocelí.

## Závěr

Na začátku práce jsem zpracoval rešerši v oblasti chlazení průmyslových a jiných převodovek. Jako nejdůležitější podklady sloužily montážní a provozní katalogy firmy Siemens. Nejdůležitější části rešerše, na které se odkazuji v textu, jsem zařadil do přílohy práce.

Největší výzvou v celé práci pro mě byl výpočet přestupu tepla za použití ventilátoru, protože nybylo jisté, jakým způsobem definovat úlohu, která by vystihovala skutečnost, ale zároveň mohla být opakovaně spočítána v omezeném časovém intervalu. Jsem rád, že jsem se zohodl pro numerickou simulaci, přestože jsem v této oblasti začátečníkem. Věřím, že navzdory velkému zjednodušení mají výpočty svou váhu.

Hlavním výsledkem práce je uživatelské rozhraní 'Navrh\_Hada\_GUI.m', které umožňuje uživatelům snadné ovládání výpočtu přestupu tepla v chladícím potrubí a může v budoucnu sloužit pro návrh chlazení převodovek firmy Vítkovice MKV. Podařilo se uskutečnit měření, které potvrdilo správnost výpočtu proudění chladící vody, z časových důvodů však nebylo možné vliďovat I model přestupu tepla v oleji.

Konstrukční část práce nemá příliš velký rozsah, je spíše koncepčním návrhem a zobrazením mé představy o možné realizaci oběhů v praxi.

## Seznam použitých zdrojů:

- [1] Výpočet tepla ložisek:  
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp?&maincatalogue=1&lang=cs>
- [2] Prof. Ing. Jiří Linhart, CSc. Poznámky z předmětu PTH,
- [3] Prof. Dr. –Ing. Gerhard Kauke  
Vorlesungsskript zum Wärmeübertragung Teil A  
Fachhochschule Regensburg, 2008
- [4] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE  
VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage, Springer, 2006  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York  
ISBN 978-3-540-25504-8
- [5] JIŘÍ BAŠATA, KAREL KABELÉ  
Otopné soustavy teplovodní – Sešit projektanta  
Společnost pro techniku prostředí
- [6] [www.tzb-info.cz](http://www.tzb-info.cz)
- [7] Siemens – řada FLENDER SIG  
Montage- und Betriebsanleitung  
<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&lang=de&siteid=cseus&aktprim=0&extranet=standard&viewreg=WW&objid=51612346&treeLang=de>
- [8] SEBAN, R.A. AND DOUGHTY, D.L.  
Heat Transfer to Turbulent Boundary Layers with Variable Freestream Velocity.  
Journal of Heat Transfer (1956).
- [9] REYNOLDS, W.C., KAYS, W.M., KLINE, S.J.  
Heat Transfer in the Turbulent Incompressible Boundary Layer  
NASA Memo 12-1-58W. December 1958.
- [10] A. ZEIDAN,  
Turbulent Shear Flow Recovery Behind Obstacles on Smooth and Rough Surfaces,  
PhD Thesis. Dept. Mech. Eng., University of Liverpool, UK, 1980.
- [11] A. GERASIMOV,  
Modeling Turbulent Flows with FLUENT,  
Europe, ANSYS, Inc. 2006.

## Chlazení standardních průmyslových převodovek Siemens – řada FLENDER SIG

(zdroj: Montage- und Betriebsanleitung

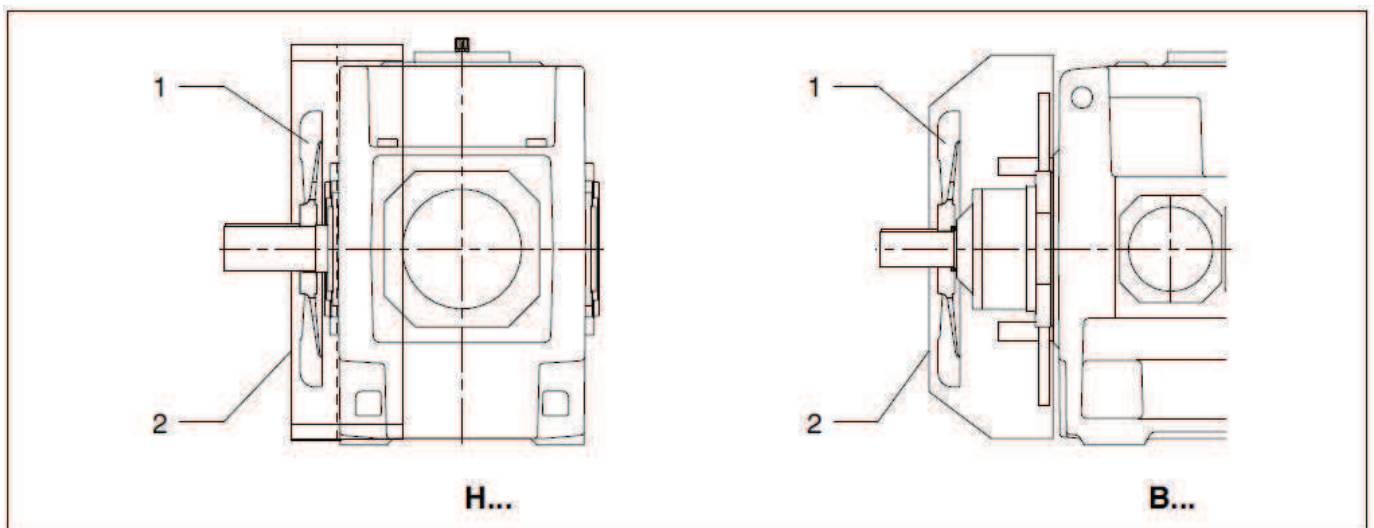
<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&lang=de&siteid=cseus&aktprim=0&extranet=standard&viewreg=WW&objid=51612346&treeLang=de>)

### Provozní podmínky oleje při 24h provozu, 1500ot/min:

Střední teplota oleje	80°C – pokud je olej provozován při teplotě 10K větší, životnost bude zhruba poloviční, při teplotě 10K nižší se životnost zdvojnásobí.
Maximální teplota oleje	90°C (minerální oleje a syntetické estery) 100°C (syntetické oleje) – tj. náš případ- Mobilgear SHC XMP

### Ventilátory (str. 37/99):

Zpravidla na rychloběžné hřídeli, opatřen krytem (vedením) s mřížkou pro zajištění bezpečnosti obsluhy. Kryt se nasazuje na tělo převodovky. Vzduch přitom odvádí přebytečné teplo z těla převodovky.



**Bild 26:** Lüfter an Getrieben der Bauarten H... und B...

1 Lüfter

2 Luftleithaube

! pozor: je potřeba nechat před ventilátorem dostatek prostoru pro nasávání vzduchu

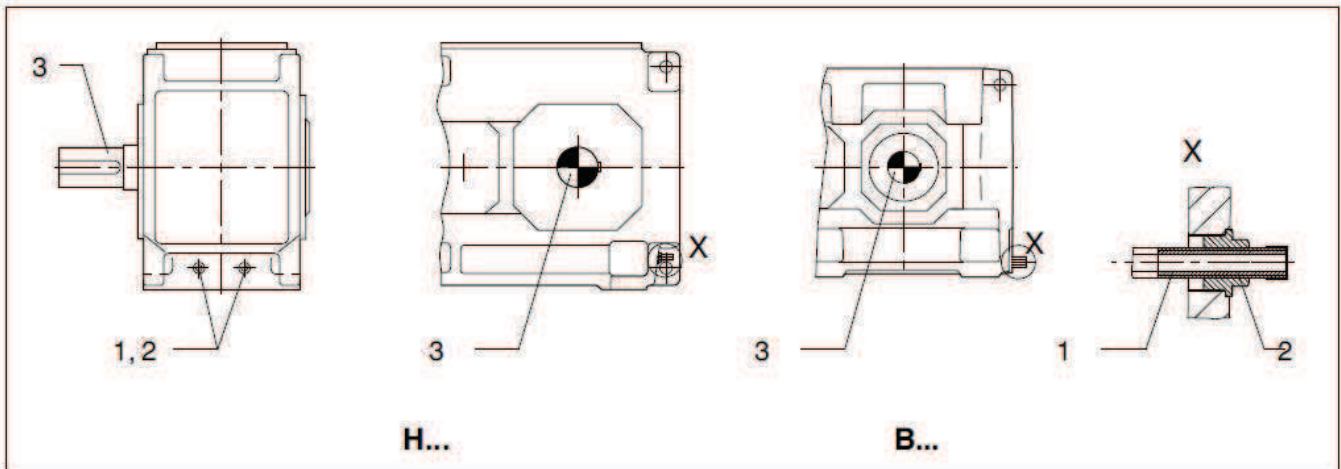
mříž se zanáší, je potřeba pravidelně udržovat – ventilátor a skříň se čistí nejméně každé 2 roky.

Filtr vzduchu se čistí každé 3 měsíce.

Teplota oleje se kontroluje každý den. (Ve všech případech-viz. Kap 10.)

### ‘Chladicí potrubí’ (str. 38/99):

Převodovka může být vybavena ‘chladicím potrubím’, které je ponořeno v olejové vaně. Chladicím médiem je sladká nebo slaná voda. Při proudění skrz chladicí vedení je převodovému oleji odebráno určené teplo a předáno vodě.



**Bild 27:** Kühlschlange an Getrieben der Bauarten H... und B...

- 1 Kühlwasseranschluß
- 2 Reduzierschraube

- 3 Abtriebswelle

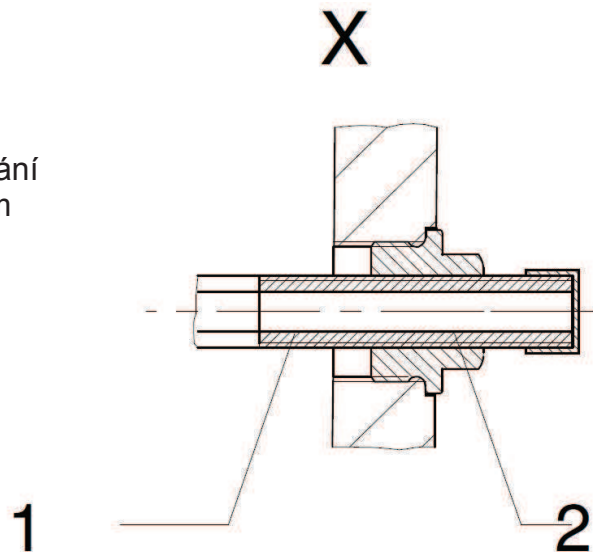
!pozor: Směr proudění je libovolný.

Maximální tlak chladicí vody je 8 bar

Při nebezpečí zamrznutí a delším stání se voda vypustí, zbytky pak tlakovým vzduchem.

Redukční šroub (2) ani kontramatka se nesmí povolovat.

Na vstupu se musíme vyvarovat překročení tlaku – potřeba regulace množství chladicí vody.  
(např. Redukční ventil, vhodný uzavírací ventil)



**Tabelle 13:** Erforderliche Kühlwassermenge (l/min)

Bauart	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514
H2.H	4	4	4	4	4	4	4	8	8	8	8
H3.H	-	4	4	4	4	4	4	8	8	8	8
B3.H	4	4	4	4	4	4	4	8	8	8	8



Anschlußmaße sind der auftragsabhängig erstellten Maßzeichnung zu entnehmen.

obr.-požadované průtočné množství chladicí vody pro některé typy

Pozn.: Průměr potrubí odhaduji na 20mm, pak při  $V = 4\text{l/s}$  je  $w = 0,21\text{m/s}$ . Potrubí lze měnit, možná bude podrobněji v některém z katalogů, lze se obrátit na Kundendienst der Siemens AG/Antriebstechnik.

### 'agregát pro zásobování olejem' s chladičem olej-vzduch (str. 39/99): (Ölversorgungsanlage)

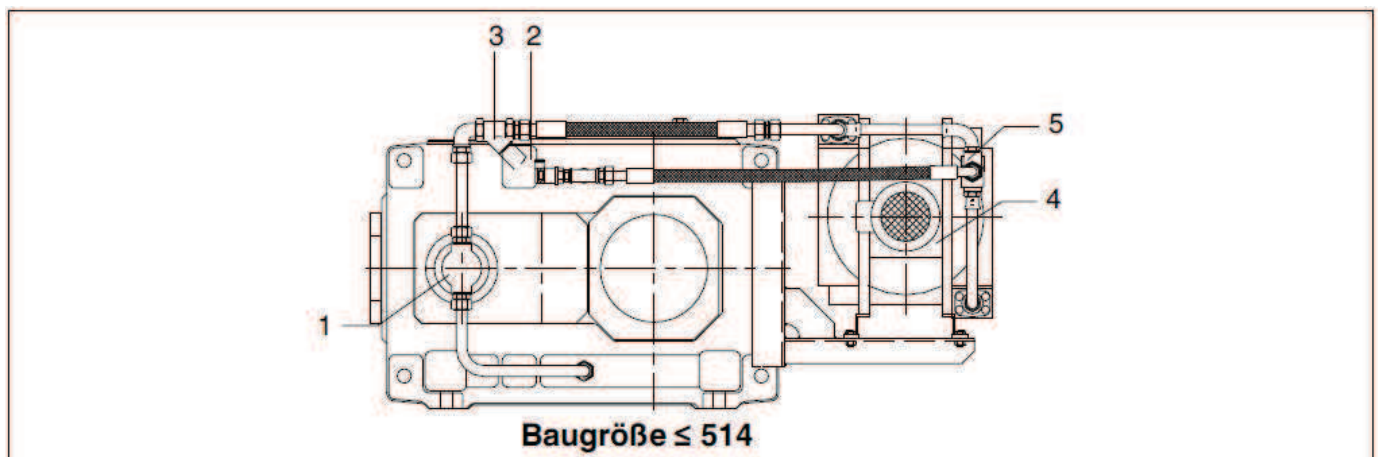
Pokud to aplikace vyžaduje, lze použít přídatné chlazení, které je namontováno na převodovku.

Součásti:

- Chladič olej-vzduch
- Přírubové čerpadlo
- Tlakový spínač (Druckwächter)
- Ventil pro řízení teploty (Temperatur-Regelventil)
- Potrubí

Chladič olej-vzduch chladí převodový olej, jako chladící médium slouží okolní vzduch. Olej je v závislosti na průtoku přiváděn jedním nebo více proudy na chladič, na který ventilátor žene okolní vzduch. Pro studený start je potřeba vedení s bypassem, které má předřazený ventil řízený teplotou.

Čerpadlo bývá obousměrné, u přívodu je však potřeba dodržet směr proudění. V některých případech může být použito čerpadlo s vlastním elektromotorem.



**Bild 28:** Luft-Ölkühlanlage am Getriebe

- |   |  |   |                                    |
|---|--|---|------------------------------------|
| 1 | Flanshpumpe                                    | 3 | Grobfilter oder Doppelschaltfilter |
| 2 | Druckwächter<br>(Schaltplan siehe Punkt 5.5.2) | 4 | Luft-Ölkühler                      |
|   |  | 5 | Temperatur-Regelventil             |

!pozor: Ventilátor musí mít dostatek prostoru pro sání vzduchu.  
Chladící účinek se snižuje působením nečistot na povrchu.



**'agregát pro zásobování olejem' s chladičem olej-voda (str. 40/99):  
(Ölversorgungsanlage)**

Další z možností chlazení, které je pevně instalováno na převodovku.

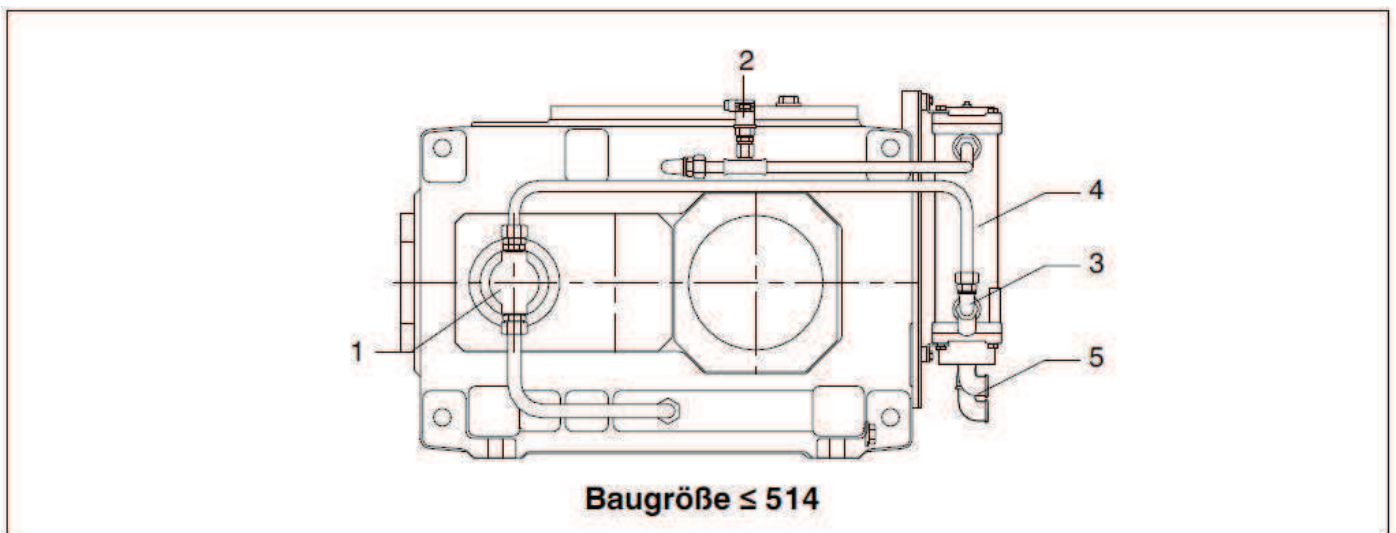
Součásti:

- Čerpadlo
- Chladič olej-vzduch
- Potrubí

Dle aplikace může být dále:

- Filtr
- Kontrola hladiny (Überwachungsgeräte)

Čerpadlo bývá obousměrné, u přívodu je však potřeba dodržet směr proudění u oleje i u vody. Namísto přírubového čerpadla je možno použít čerpadlo poháněné elektromotorem.



**Bild 29:** Wasser-Ölkühlanlage am Getriebe

- |   |  |   |                                    |
|---|--|---|------------------------------------|
| 1 | Flanschpumpe                                   | 3 | Grobfilter oder Doppelschaltfilter |
| 2 | Druckwächter<br>(Schaltplan siehe Punkt 5.5.2) | 4 | Wasser-Ölkühler                    |
|   |  | 5 | Kühlwasserein- und -austritt       |

!Pozor: maximální tlak vody je 8bar

Při delším stání nebo nebezpečí zamrznání se voda vypustí  
Nízkotlaké čerpadlo agregátu (viz. dále) funguje pouze jednosměrně.

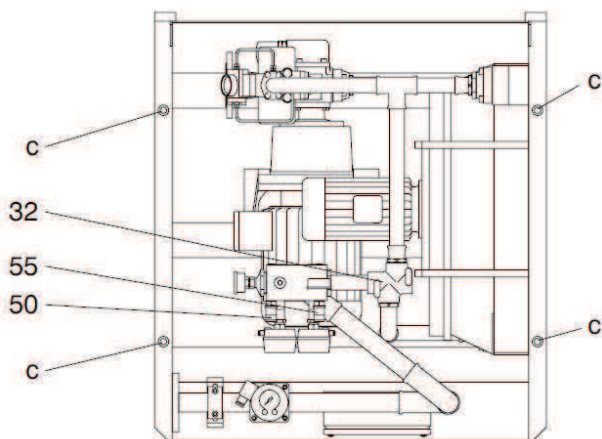
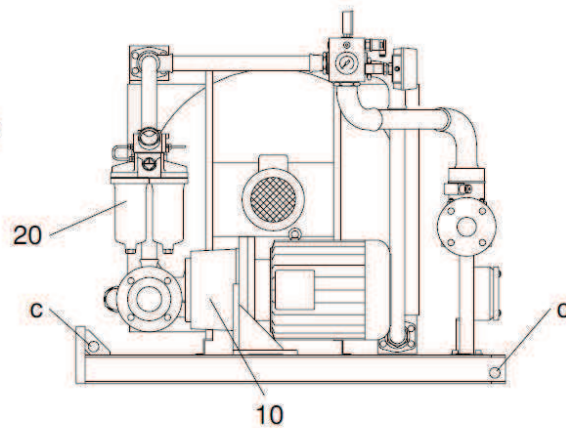
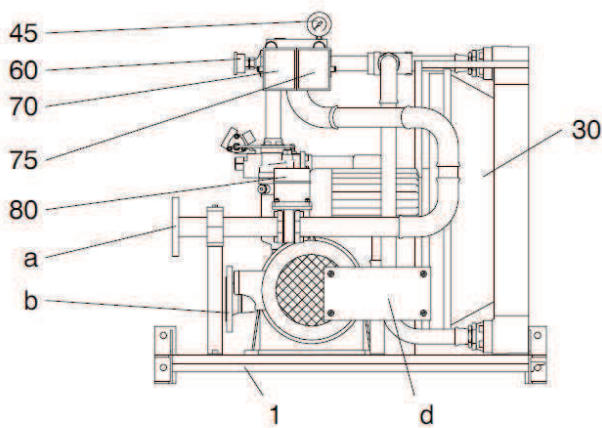
Pozn.: Olej je čerpán přímo z vany převodovky.  
Přínosem chlazení oleje je i jeho čištění přes filtr.

**Agregát 'Ölversorgungsanlage' (str. 5/26, 10/26):**  
**(zdroj: Betriebsanleitung Ölversorgungsanlagen der Bauart OLGE, grösse 1..10 )**

Geräteaufistung	zugehörige Betriebsanleitung	Teil Nr.	Variante			
			1	2	3	4
Grundrahmen	-	1				
Pumpengruppe, Druckbegrenzungsventil	BA STE.PUM.000 DE	10				
Drehstrommotor	LOHER N-R 435 DE					
Doppel-Schaltfilter	Gr. 1 - 4 FLENDER B 5922 DE	20				
	Gr. 5 - 10 FLENDER B 5921 DE					
Luft-Ölkühler	BA L+R.KUE.000 DE	30				
Temperatur-Regelventil	Gr. 1 - 8 BA WAH.REG.000 DE	32				
	Gr. 9, 10 BA MVA.REG.000 DE					
Manometer	FLENDER B 5914 DE	45				
Druckwächter 0.5 bar		50				
Druckwächter 0.8 bar	FLENDER B 5925 DE	55				
Thermometer	FLENDER B 5924 DE	60				
Temperaturwächter		70				
	FLENDER B 5926 DE	75				
Strömungswächter	FLENDER B 5927 DE	80				
Klemmenkasten und Verdrahtung nur im Auftragsfall						

Tabelle 1.2: Variantenschlüssel

!pro jednotlivé části sestavy lze dále dohledat Betriebsanleitung dle čísla v tabulce



Die bildliche Darstellung entspricht der Grösse 7 und der Variante 2.

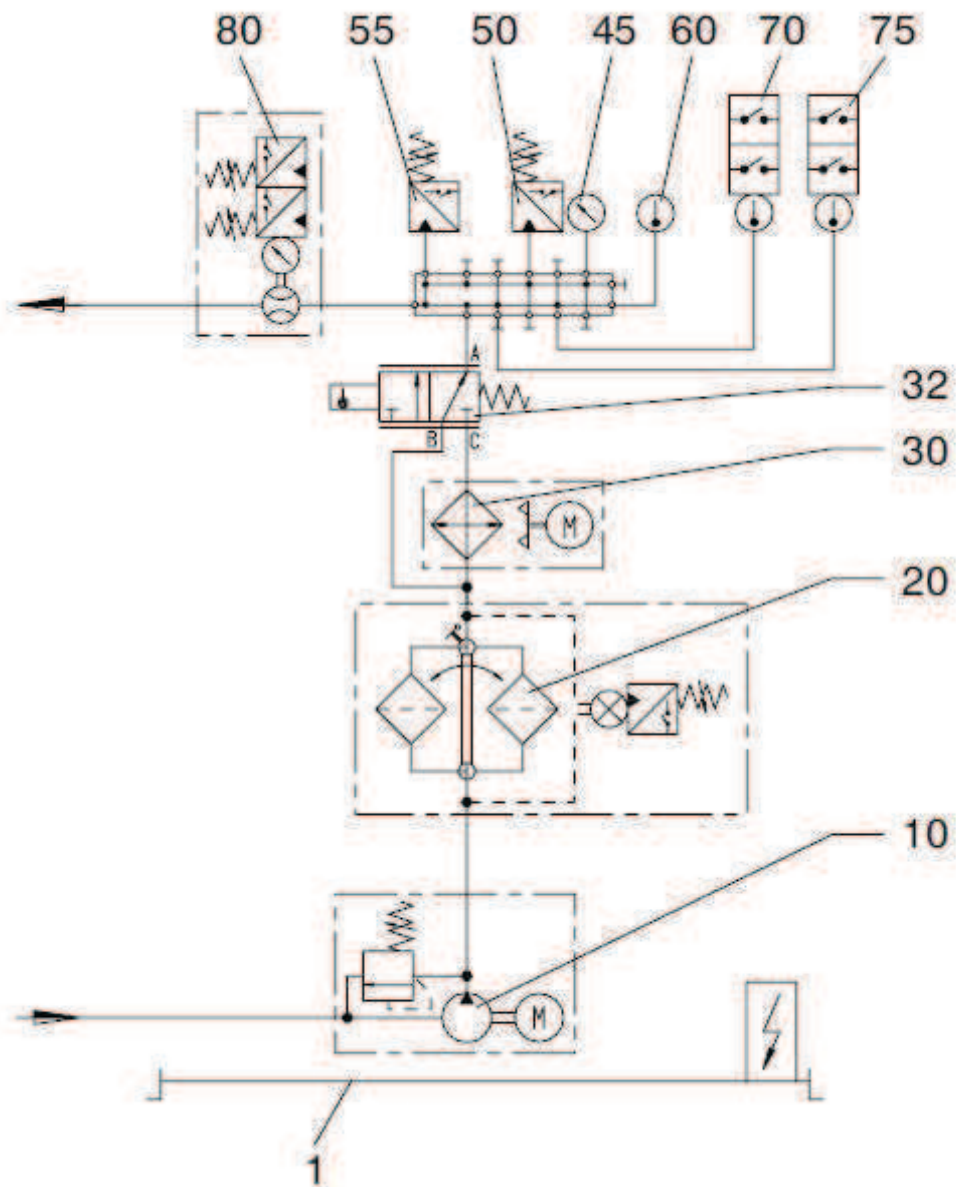
Die genaue bildliche Darstellung der Ölversorgungsanlage ist den Zeichnungen der Ölversorgungsanlagendokumentation zu entnehmen.

- Grundrahmen
- Pumpengruppe, Druckbegrenzungsventil
- Doppel-Schaltfilter
- Luft-Ölkühler
- Temperatur-Regelventil
- Manometer
- Druckwächter 0.5 bar
- Druckwächter 0.8 bar

- 60 Thermometer
- 70 Temperaturwächter
- 75 Temperaturwächter
- 80 Strömungswächter
- a Druckanschluß
- b Sauganschluß
- c Transportaugen
- d Klemmenkasten (nur im Auftragsfall)



Schéma mazání (Schmierschema str.24/26):



Při provozu čerpadla (10) je tlak v soustavě udržován ventilem (Druckbegrenzungsventil) integrovaném v čerpadle na hodnotě 8 bar.

Kontrola filtru (20) je prováděna vizuálně přes display který ukazuje rozdíl tlaků a elektricky přes kontrolní snímač. Při  $\Delta p > 2 \text{ bar}$  naskočí WARTUNG (Filter reinigen).

Tlak oleje je možno sledovat na manometru (45).

Překročení ?? tlaku oleje proběhne přes tlakový spínač (Druckwächter 50,55).

Tlak oleje (50)	$p < 0.5 \text{ bar}$ ..STOP
Tlak oleje (55)	$p < 0.8 \text{ bar}$ ..WARTUNG

Termometr (60) – optické zobrazení

Snímač teploty – agregát(70)- při  $T > 75^{\circ}\text{C}$  ..WARTUNG  
při  $T > 80^{\circ}\text{C}$  ..STOP  
motor vrtule uchladiče olej-vzduch (75)-  
při  $T < 40^{\circ}\text{C}$  ..LÜFTERMOTOR AUS  
při  $T > 65^{\circ}\text{C}$  ..LÜFTERMOTOR EIN

Snímač průtoku(80)–při  $V_{\text{olej}} < 80\%$  průt. čerpadla (Pumpenfördermenge) ..WARTUNG  
při  $V_{\text{olej}} < 70\%$  průt. čerpadla (Pumpenfördermenge)..STOP

Tabulka provozních stavů:

## 8.2 Verriegelungsvorschriften

### 8.2.1 Lüftermotor

**LÜFTERMOTOR EIN** wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

Öltemperatur (75)  $> 65^{\circ}\text{C}$

**LÜFTERMOTOR AUS** wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

Öltemperatur (75)  $< 40^{\circ}\text{C}$

### 8.2.2 Pumpenfreigabe

**PUMPENFREIGABE** wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

Öltemperatur (70)  $< 75^{\circ}\text{C}$

### 8.2.3 Getriebefreigabe

**GETRIEBEFREIGABE** wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

Öldurchflußmenge (80)  $> 80\%$  der Pumpenfördermenge

Öldruck (55)  $> 0.8\text{ bar}$

Öltemperatur (70)  $< 75^{\circ}\text{C}$

Differenzdruck Filter (20)  $< 2\text{ bar}$

Vorlaufzeit der Ölversorgungsanlage von mindestens 2 min (bei Ölumlaufschmierung).

### 8.2.4 Warnung

**WARNUNG** wenn eine der folgenden Bedingungen erfüllt ist:

Öldurchflußmenge (80)  $< 80\%$  der Pumpenfördermenge

Öldruck (55)  $< 0.8\text{ bar}$

Öltemperatur (70)  $> 75^{\circ}\text{C}$

Differenzdruck Filter (20)  $> 2\text{ bar}$  nach einer Zeitspanne von 30 s

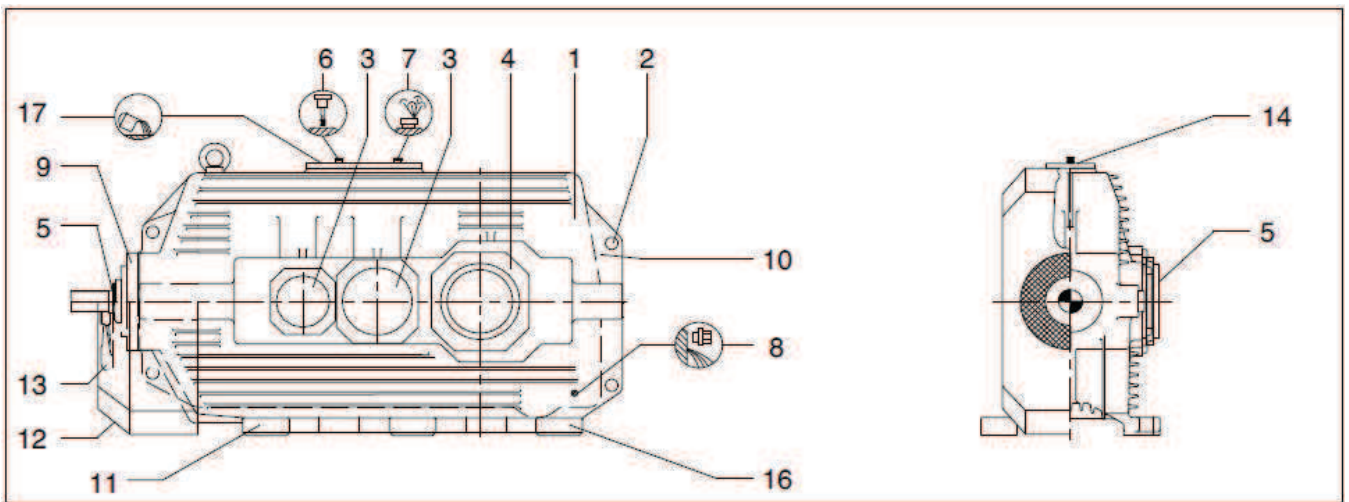
### 8.2.5 Getriebestop

**GETRIEBESTOP** wenn eine der folgenden Bedingungen erfüllt ist:

Öldurchflußmenge (80)  $< 70\%$  der Pumpenfördermenge

Öldruck (50)  $< 0.5\text{ bar}$

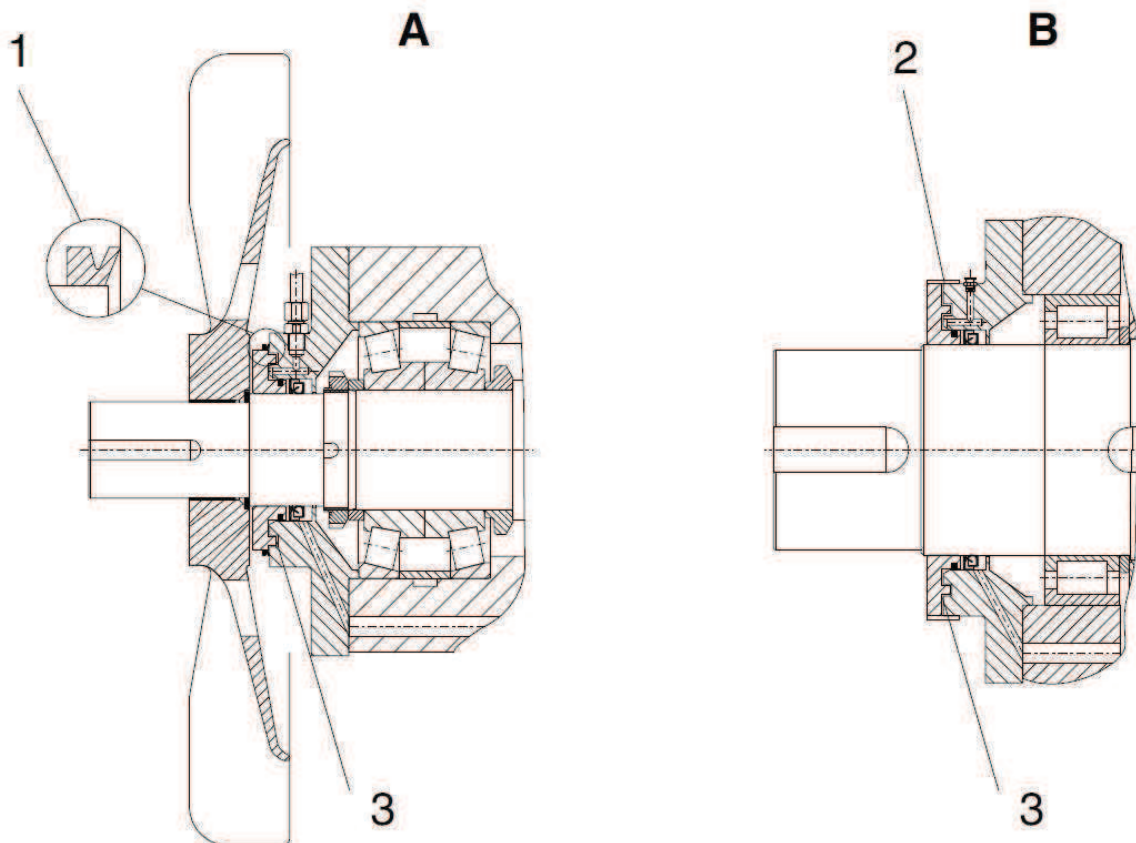
Öltemperatur (70)  $> 80^{\circ}\text{C}$



**Bild 14:** Getriebeausstattung an Getrieben der Bauart B3.E  $\geq 13$

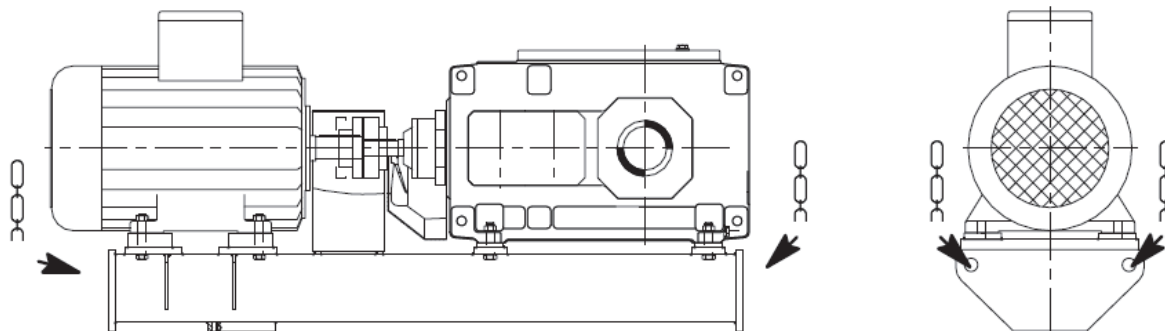
- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| 1 Gehäuse                   | 10 Typenschild                         |
| 2 Transportaugen            | 11 Getriebebefestigung                 |
| 3 Deckel                    | 12 Lüfterhaube                         |
| 4 Deckel                    | 13 Lüfter                              |
| 5 Wellenabdichtungen        | 14 Inspektions- und/oder Montagedeckel |
| 6 Ölmeßstab                 | 15 Ausrichtflächen                     |
| 7 Gehäusebe- und entlüftung | 16 Ausrichtgewinde                     |
| 8 Ölablaßschraube           | 17 Öleinfüllung                        |
| 9 Deckel und/oder Lagerhals | 18 Befestigung für Drehmomentstütze    |

(zdroj: Förderbandgetriebe Betriebsanleitung str. 26/96)



(zdroj: Feldner SIG Betriebsanleitung str. 23/99)





Uchycení převodovky na rám

### Mazání tlakem – přírubové čerpadlo je přímo napojeno na hřídel

Pokud není převodovka uložena horizontálně, jsou zde vysoké otáčky, nebo velké obvodové rychlosti ozubení, může být dosavadní ponorné mazání (+rozstřík) být doplněno tlakovým mazáním.

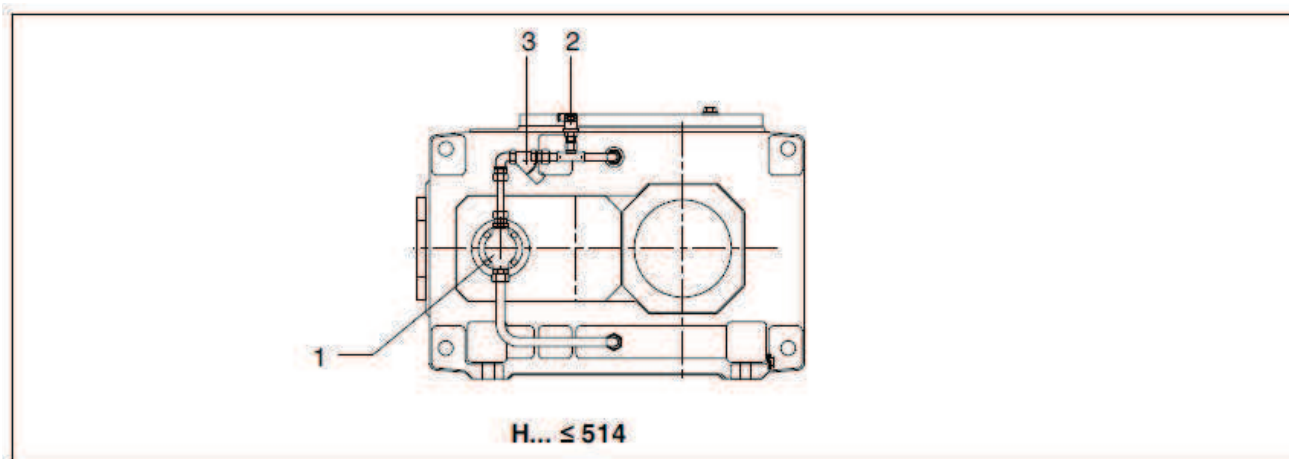


Bild 17: Angebaute Ölversorgungsanlage an Getrieben der Bauart H...

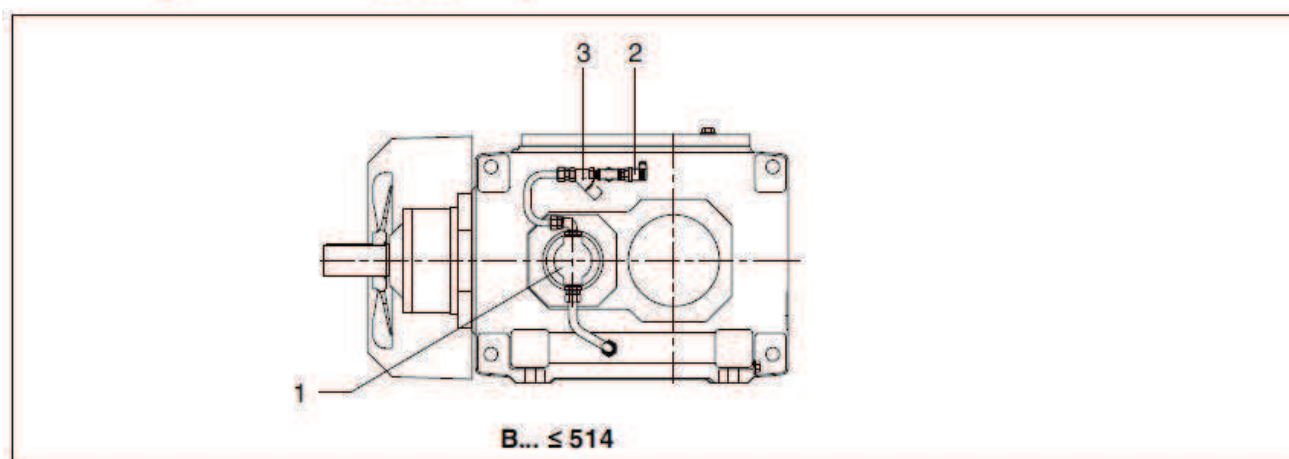


Bild 18: Angebaute Ölversorgungsanlage an Getrieben der Bauart B...

- 1 Flanscpumpe
- 2 Druckwächter

- 3 Grobfilter oder Doppelschaltfilter

Die detaillierte bildliche Darstellung des Getriebes und der Ölversorgungsanlage ist den Zeichnungen in der Getriebedokumentation zu entnehmen.

## Výpočty v MATLABu

### Určení tepla odevzdaného povrchem – volná konvekce

#### KR1.m

```
function alfa=KR1(Tw,Tf,g,h)
%Nuselt-volna konvekce-svisle steny (& trubky)-----
%suchy vzduch pri 25°C-----
f=suchy_vzduch;Pr=f(1);gama=f(2);ny=f(3);lam=f(4);
%kriteria podobnosti=====
Gr=gama*(Tw-Tf)*g*h^3*ny^-2;
PrGr=Pr*Gr;
if PrGr>1e3 & PrGr<1e9
    druh='laminarni';
    Nu=0.76*PrGr^0.25;
else if PrGr>1e9
    druh='turbulentni';
    Nu=0.15*PrGr^0.33;
    else druh='mimo rozsah'
    end
end
alfa =(Nu*lam)/h;
%-----
end
```

#### KR2.m

```
function KR2=f(Tw,Tf,g,Au)
%Nuselt-volna konvekce-horizontalni desky-----
%Kauke str 122 - velmi podobne horizontalni trubce-
%pripad A - prestup na horni strane desky -----
%-----
%suchy vzduch pri 25°C-----
[Pr,gama,ny,lam]=suchy_vzduch;
%kriteria podobnosti=====
Gr=gama*(Tw-Tf)*g*Au^3*ny^-2;
PrGr=Pr*Gr;
if PrGr>1e4 & PrGr<1e7
    druh='laminarni';
    Nu=0.54*PrGr^0.25;
else if PrGr>1e7 & PrGr<1e11
    druh='turbulentni';
    Nu=0.15*PrGr^0.33;
    else druh='mimo rozsah'
    end
end
alfa=(Nu*lam)/Au;
%=====
%Vypis-----
disp(['PrGr=' num2str(1e7) ' hranice horizontA'])
disp(['PrGr=' num2str(fix(PrGr)) ' ' druh])
%-----
KR02=alfa;
end
```

#### KR03.m – Analogie předchozího

```
if PrGr>1e5 & PrGr<1e10
    druh='laminarni';
    Nu=0.27*PrGr^0.25;
    else druh='mimo rozsah';
end
```

## Řešení úlohy chladicího oběhu

### dano.m

```
%Konstanty ulohy-----
%zde je mozne prepsat konstanty na pozadovane hodnoty
%konstanty se automaticky nactou a zobrazi ve vypoctu
%-----
To =60;           %[°C] teplota oleje ve vane
Tz =45;           %[°C] teplota na zacatku potrubu
l =1.5;           %[m] delka jednoho useku potrubu
h =1.5;           %[m] vyska chladice
lamTR=47;         %[W/mK] tepelna vodivost potrubu
roTR =7800;       %[kg/m^3] hustota materialu potrubu
%-----
sirka_vany=390;   %[mm] zastavbove rozmery potrubu
%-----
%ridici parametry vypoctu-----
krok_x =0.1;      %definuje nejmensi usek promenne x
presah_x=1.6;     %definuje delku vektoru x,
                  %presah_x=1 -> vektor konci na delce x=lc
%-----
```

### Teplo.m

```
function [Tkmax,Qwmax,pzmax,Hzmax,Pcerp,mTR]=...
    Teplo(pT,p6,pZ,pR,rP,Out,Hold,n,t,d,Vmin,nV,Vmax)
clc;
tic
%skript Teplo.m je volan jako fce. rozhranim Navrh_Hada_GUI.m
%navrh nizkoodporoveho sneka s vodou - 10kW
%=====
%odkomenovanim nasledujici casti lze spustit samostatne=====
% clear;
%ridici promenne vypoctu-prijde z GUI-----
% pT=0;          %1 chci kreslit trubky, 0 nechci kreslit trubky
% p6=0;          %1 chci 6 grafu, 0 nechci 6 grafu
% pZ=0;          %1 chci tlakove ztraty, 0 nechci
% pR=0;          %1 chci rezidua, 0 nechci
% dN=1;          %1 zadam prumer d nezavisle na n
%(0)Definice obehu-prijde z GUI-----
% --parametry potrubu-----
% n=4;           %[-] pocet trubek sneka
% t=0.001;       %[m] tloustka steny trubky
% if dN==1       %prumer d nezavisle na n
% d=0.008;       %[m]prumer trubky
% else
% d=potrubu(n,t); %[m]
% end
% --prutocne mnozstvi-----
% Vmin=1;        %[l/min]
% Vmax=15;       %[l/min]
% nV =10;        %pocet rychlosti, pro ktere pocitam
%=====
%(1)konstanty ulohy-----
%To[°C] Tz[°C] l[m] h[m] lamTR[W/mK] roTR[kg/m3]-----
dano
%-----
%vim vse potrebne od uzivatele a jedu=====
%konstanty zname vsude-----
global g c
g =9.81;         %[m/s^2]
c =4180; %!glyk,tep %[J/kgK] m. tep. kapacita
%-----
%(2)vypocet vstupnich hodnot algoritmu-----
D=d+2*t;
r=d/2;
R=D/2;
%-----
```

```

%-----
lc=n*1;                                     %[m]celk. delka hada
x=0:krok_x:presah_x*lc;
nk=fix(lc/krok_x)+1;%pozice koncoveho bodu portubi ve vektoru
%--prutocne mnozstvi-----
V=linspace(Vmin,Vmax,nV); %[m^3/s]
% %%%mereni=====
% mereni          %ulozena data se nactou
% % %bacha-nV musi sedet=====
% %=====
w=V./(pi*r^2);                               %[m/s]
%(3)nastrel hodnot iterace-----
alfal=1000; %! 500..4000, 2000..4000      %[W/m^2K] voda
alfa2=1200; %!                             %[W/m^2K] olej
Tstr=Tz;                                     %[°C]
Q=5000; % 1..10 000                        %[W]
%zavedeni promennych pro iterace-----
nw=nV; %%%mereni 4
deklarace
%(4)vypocet obehu=====
for i=1:nw
% % %mereni=====
% if i==1
% Tstr=TstrM(i); % drive TstrM=Tz;
% end
% % %=====
[Tx,Qx,Qmax,Tk,Tstr,Q,pd,pz,chybaQ,R1,R2,R3,alfal,alfa2,k,...
Lam,Int,Tur,ro,mTR]=...
JanFortl_snek(n,w(i),d,t,lc,x,alfal,alfa2,Tstr,Q,...
Lam,Int,Tur);%%%,To(i),Tz(i)); %mereni-musim menit
chybaQw=[chybaQw;chybaQ];
Txw(i,:)=Tx;
Tkw(i)=Tk;
Qxw(i,:)=Qx;
Qw(i)=Q;
Qmaxw(i)=Qmax;
pdw(i)=pd;
pzw(i)=pz;
R1w(i)=R1;R2w(i)=R2;R3w(i)=R3;
alfalw(i)=alfal;alfa2w(i)=alfa2;kw(i)=k;
end
if Lam==0 , Lam=1; end
if Int==0 , Int=1; end
%=====
%(5)Vysledky-Hodnoty pro zobrazeni-----
%predane teplo pri wmax
Tkwwmax= round(100*Tkw)/100;                %[°C]
Qwwmax = round(100*Qw(nw)/1e3)/100;         %[kW]
pzwmax = round(100*pzw(nw)/1e3)/100;        %[kPa]
Hzmax = round(100*(pzw(nw)/(ro*g)))/100;    %[m]
Pcerp = round(100*pzw(nw)*V(nw))/100;       %[W]
mTR = round(100*mTR)/100;                   %[kg]
% %%%mereni=====
% Tkw'
% figure(10)
% for i=1:4
% plotTx(nk,nw,Txw,Tkw,lc,x,To(i))
% end
% figure(11),hold on, grid on
% plot(w,Tkw,'r.','linewidth',2)
% xlabel('w[m/s]'), ylabel('Tk[°C]')
% title('Porovnaní koncových teplot měření')
% figure(12)
% plotAlfaW(w,alfalw,alfa2w,kw,Lam,Int)
% % %=====
%=====
toc %konec měření času výpočtu procesoru
%=====
%zobrazení grafu dle přání uživatele-----
%(6)a Potrubí ve vane-----

```

Vykreslení zde již neuvádím

end

## Jan\_Fortl\_snek.m

```
function [Tx,Qx,Qmax,Tk,Tstr,Q,pd,pz,chybaQ,R1,R2,R3,alfa1,alfa2,k,...
        Lam,Int,Tur,ro,mTR]=...
        JanFortl_snek(n,w,d,t,lc,x,alfa1,alfa2,Tstr,Q,...
        Lam,Int,Tur)%%%,To,Tz)%mereni

%konstanty zname vsude-----
global g c
dano
%-----
%(4.1)-----
%----konstanty ulohy-----
ro=ro_tzb(Tstr);%!!!Tstr[kg/m^3]
%dale odvozeno-----
r1=d/2; r2=r1+t;      %[m]          polomery trubky
d2=2*r2;             %[m]          vnejsi prumer
S1=pi*d *lc;        %[m^2]        vnitрни povrch tr.
S2=pi*d2*lc;        %[m^2]        vnejsi povrch tr.
Str=(pi*r1^2);      %[m^2]        vnitрни pr. potrubí
m =ro*w*Str;        %[kg/s]       hm. prtok v trubce
%(4.2)-----
Qmax=m*c*(To-Tz);   %32.8kW teplo proudu vody o potencialu To-Tz
for j=1:5
%(4.3)prstup tepl v potrubí-----
[omg]=OMG(alfa1,alfa2,r1,r2);      %[mK/W]
k=(r2*omg)^-1;                    %[W/m2K]souc. prstupu tepla vne tr.
K=(2*pi*r2*k)/(m*c);%[1/m]exponent-jinak take K=(2*pi)/(m*c*omg)
%(4.4)prubeh teploty ve snekovi-----
Tk=TX(K,lc,To,Tz);                %[°C]koncova teplota ve snekovi
Tstr=(Tz+Tk)/2;                   %[°C]str. tep. ve snekovi
%(4.5)teplo predane na delce trubek-----
Qold=Q;
Q=QX(Qmax,K,lc);
chybaQ(j)=Qold-Q;
%(4.6)nucene proudeni v potrubí=====
if j<=4
alfa=KR4(alfa1,Tstr,Q,w,d,l,S1,0,0,0);
else
[alfa,Lam,Int,Tur]=KR4(alfa1,Tstr,Q,w,d,l,S1,Lam,Int,Tur);
end
%=====
%prstup tepla v oleji=====
% alfa2=KR5voda(alfa2,To,Q,d2,S2); %MERENI trubka v klidne tekutine
alfa2=KR5(alfa2,To,Q,d2,S2,Tstr,j);%To=90°C trubka pricne obtekana
%=====
end
%(4.7)alfa1,2 doiterovaly spoctu spravny Tx a Q-----
[omg,R1,R2,R3]=OMG(alfa1,alfa2,r1,r2);
k=(r2*omg)^-1;
K=(2*pi*r2*k)/(m*c);
Tx=TX(K,x,To,Tz);
Tk=TX(K,lc,To,Tz);
Tstr=(Tz+Tk)/2;
Qx=QX(Qmax,K,x);
Q =QX(Qmax,K,lc);
%-----
%(4.8)dispozicni tlak z rozdilu hustot pd-----
pd=p_dispozicni(Tz,Tk,g,h);      %[Pa]
%-----
%(4.9)odporove ztraty ve snekovi-----
pz=p_ztratovy(w,d,lc,n,Tstr);    %[Pa]
%-----
%(4.10)hmotnost potrubí -----
Vtr=pi*(r2^2-r1^2)*lc;
mTR=Vtr*roTR;
%vypis-----
% disp(' '), disp('JanFortl_snek:')
% disp(['teplo predane ve spirale Q= ' num2str(fix(Q)/1e3) ' kW'])
%-----
% % %-----
end
```

## OMG.m

```
function [omg,R1,R2,R3]=OMG(alfa1,alfa2,r1,r2)
dano
```



```

%ekvivalence odporu-Rth=1/(2*pi*l*c)*omg--
omg1=1/(alfa1*r1); % [mK/W]
omg2=log(r2/r1)/lamTR; % [mK/W]
omg3=1/(alfa2*r2); % [mK/W]
omg=omg1+omg2+omg3; % [mK/W]
%-----
%podil jedn. tepelnych odporu v %-----
R1=fix(omg1/omg*10000)/100;
R2=fix(omg2/omg*10000)/100;
R3=fix(omg3/omg*10000)/100;
% disp(['Rth1 (voda)~ ' num2str(R1) ' %'])
% disp(['Rth2 (ocel)~ ' num2str(R2) ' %'])
% disp(['Rth3 (olej)~ ' num2str(R3) ' %'])
%-----
end

```

## TX.m

```

function T=TX(K,x,To,Tz)
%prubeh teploty v trubce
dano
T=To-(To-Tz)*exp(-K.*x);
end

```

## QX.m

```

function Q=QX(Qmax,K,x)
%teplo predane v trubce
%po urazeni vzdalenosti x[m]
Q=Qmax*(1-exp(-K*x));
%-----
end

```

## KR4.m – Přestup tepla ve vodě

```

function [alfa,Lam,Int,Tur]=...
KR4(alfa0,Tf,Q,w,d,l,S1,Lam,Int,Tur)
%nucene proudeni uvnitr potrubu-----
%zdroj-FH-Regensburg-Kauke Rohrstromung-----
%medium - voda
lam=lam_tzb(Tf); %ca 0.66W/mK
Prf=Pr_tzb(Tf); % [-]
ny =ny_tzb(Tf); % [m^2/s]
Re=(w*d)/ny; % [-]
%vliv tepelneho spadu steny-----
Tw=Tf+Q/(S1*alfa0); % [°C]
Prw=Pr_tzb(Tw); % [-]
spad=(Prf/Prw)^0.11;
%-----
if Re<=2300
stav='Lam ';
Lam=Lam+1;
%Ansatz von Martin fur alle Rohrlangen
A=1.615*(Re*Prf*(d/l))^0.33-0.7;
B=2/(1+22*Prf);
C=Re*Prf*(d/l);
Nu=(49.37+A^3+(B^0.167*C^0.5)^3)^0.33;
Nu=Nu*spad;
%-----

%-----
else if Re>2300 & Re<1e4
stav='Inter';
Int=Int+1;
gama=(Re-2300)/(1e4-2300); %Intermittenzfaktor

```

```

A=1.615*(2300*Prf*(d/l))^0.33-0.7;
B=2/(1+22*Prf);
C=2300*Prf*(d/l);
Nu2300=(49.37+A^3+(B^0.167*C^0.5)^3)^0.33;
xi=(1.8*log10(1e4)-1.5)^-2; %Druckverlustbeiwert
D=(xi/8)*1e4*Prf;
E=1+(d/l)^0.66;
F=1+12.7*(xi/8)^0.5*(Prf^0.66-1);
Nule4=(D*E)/F;
Nu=(1-gama)*Nu2300 + gama*Nule4;
Nu=Nu*spad;
else if Re>=1e4
stav='Turb';
Tur=Tur+1;
%Voll ausgebildete turbulente Stromung
xi=(1.8*log10(Re)-1.5)^-2; %Druckverlustbeiwert
D=(xi/8)*Re*Prf;
E=1+(d/l)^0.66;
F=1+12.7*(xi/8)^0.5*(Prf^0.66-1);
Nu=(D*E)/F;
Nu=Nu*spad;
else disp(['Re= ' num2str(Re) ' mimo'])
end
end
end

alfa=(Nu*lam)/d; % [W/m2K]
% disp(alfa)
% %vypis-----
% disp('KR4:')
% disp([' Re= ' num2str(fix(Re)) stav])
% disp('hranice Re: 2300 , 10 000')
% %-----
end

```

## KR5.m – Přestup tepla v oleji

```

function alfa=KR5(alfa0,To,Q,d2,S2,Tstr,j)
%! vychazi ca 140 W/m2K-malo
%pricne obtekani trubek olejem-90°C-----
%Kauke-FH-Regensburg-Koeffizienten nach Zukauskas
%obvodova rychlost ozubeneho kola c. 4-----
DproE=0.655; ot=79.5/60;%[m] [ot/s]
koef=0.5; %w je sporna, proto menim
wKOLO=pi*DproE*ot*koef; % [m/s]
%-----
%teplota steny-Newton-----
Tw=To-Q/(S2*alfa0); %ca ..68°C
% %kontrola stena teplejsi nez proud chladici vody
% disp(['j= ' num2str(j) ' Tw= ' num2str(Tw) ' > '...
% 'Tstr= ' num2str(Tstr)])
% %-----
%Kauke Stoffwertbezugstemperatur-----
Tm=(To+Tw)/2;
%-----
Re=(wKOLO*d2)/ny_oil(Tm);
if Re>=1 && Re<=40
C=0.760; m=0.40; n=0.37;
else if Re>40 && Re<=1e3
C=0.520; m=0.50; n=0.37;
else if Re>1e3 && Re<=2e5
C=0.260; m=0.60; n=0.37;
else if Re>2e5 && Re<=1e7
C=0.023; m=0.80; n=0.40;
else disp(['Re= ' num2str(Re) ' mimo ocekavani'])
end
end
end
end

%-----
%Prandtlovo cislo oleje pomoci ostatnich velicin-
Prm=Pr_oil(Tm);
Prw=Pr_oil(Tw);
%vliv tepelneho spadu na stene-----

```

```

% disp(['KR7 olej - Prm= ' num2str(Prm)])
% disp([' - Prw= ' num2str(Prw)])
spad=(Prm/Prw)^0.20; % ! ..95%
%-----
Nu=C*Re^m*Prw^n*spad;
alfa=(Nu*lam_oil(Tm))/d2; %kolmy nabeh
% alfa=0.5*alfa; %sikmy nabeh-fi=20°
%vypis-----
% disp('KR5:')
% disp([' Re= ' num2str(fix(Re)) ' ' stav])
% disp(['hranice Re: 10-1000 , 1000-200 000'])
% disp(['alfa= ' num2str(alfa) ' W/m2K ..kolmo'])
%-----
end

```

## KR5voda.m – Přestup tepla v klidné vodě pro účely vyhodnoceí měření

```

function alfa=KR5voda(alfa0,Tf,Q,d2,S2)
% clc;clear
global g
%teplota steny-Newton-----
Tw=Tf-Q/(S2*alfa0); %ca ..25°C
% %jednoduche kriterium pro klidnou vodu-----
% %prirozena konvekce vody-horizontalni valec-----
% %Kauke-FS str. 12/26-----
% Tm=(Tw+Tf)/2;
% gamaK=gama_tzb(Tm);
% nyK=ny_tzb(Tm);
% PrK=Pr_tzb(Tm);
% lamK=lam_tzb(Tm);
% GrK=gamaK*(Tf-Tw)*g*d2^3*nyK^-2;
% Ra=GrK*PrK;
% A=1+(0.559/PrK)^(9/16);
% NuK=(0.6+((0.387)*Ra^(1/6))/(A)^(8/27));
% %vypoustim-----
%PTH-volna konvekce-horizontalni trubky (valec)----
%parametry vody-----
Prf=Pr_tzb(Tf);
Prw=Pr_tzb(Tw);
gama=gama_tzb(Tf);
ny=ny_tzb(Tf);
lam=lam_tzb(Tf);
%-----
%kriteria podobnosti=====
Gr=gama*(Tf-Tw)*g*d2^3*ny^-2;
PrGr=Prf*Gr;
if PrGr>1e3 && PrGr<1e8
    druh='laminarni OK';
    spad=(Prf/Prw)^0.25;
    Nu=0.5*PrGr^0.25*spad;
else druh='mimo rozsah'; Nu=0;
end
alfa=(Nu*lam)/d2;
%-----
% %Vypis-----
% disp(['PrGr= 1000..' num2str(1e8) ' hranice valec'])
% disp(['PrGr=' num2str(fix(PrGr)) ' ' druh])
% %-----
end

```

## p\_dispozicni.m

```

function pd=p_dispozicni(Tz,Tk,g,h)
%dispozicni tlak z rozdlu hustot pd=====
roz=ro_tzb(Tz); %[kg/m^3] vstup

```

```

rok=ro_tzb(Tk);           %[kg/m^3] vystup
dro=roz-rok;             %[kg/m^3]
pd=g*h*dro;              %[Pa] dispozicni tlak
%=====
%vypis hodnot-----
% ro=ro_tzb((Tz+Tk)/2); %!
% disp(['dispozicni tlak pd= ' num2str(pd) ' Pa'])
% disp(['odpovida vysce hd= ' num2str(pd/(ro*g)*1000) 'mm'])
%-----
end

```

## p\_ztraty.m

```

function pz=p_ztraty(w,d,lc,n,Tstr)
global g
%odporove ztraty ve snekovi=====
zetaK=2;           %!                   %odpor kolena
ny=ny_tzb(Tstr); %!                   %[m^2/s] kin. viskozita
ro=ro_tzb(Tstr);  %!                   %[kg/m^3] hustota
Re=(w*d)/ny;
if Re<2300
    lam=64/Re;
    stav='Lam';
else
    lam=0.3164*(Re)^-0.25;
    stav='Turb';
end
zetaL=lam*lc/d;
zetaC=zetaL+(n-1)*zetaK;
pz=0.5*ro*w^2*zetaC; %!                   %[Pa] tlakove ztraty
%=====
%vypis hodnot-----
% disp(['p_ztraty:   Re= ' num2str(Re) '[-]..' stav])
% disp(['tlakova ztrata pz= ' num2str(pz) ' Pa'])
% disp(['odpovida vysce hz= ' num2str(pz/(ro*g)*1000) 'mm'])
%-----
end

```

## Pomocné funkce – parametry vody v závislosti na teplotě

### ro\_tzb.m - Hustota

```

function ro=ro_tzb(Tf)
%voda - zavislost hustoty na teplote
%platnost - 10°C - 200°C
%zdroj - tzb. info
% %-----
% %kontrola prubehu-----
% T=10:1:105;
% for i=1:length(T)
% Tf=T(i);
% %-----
%vypocet=====
if Tf>=10 & Tf<=200
ro=1006-0.26*Tf-0.0022*Tf^2; %[kg/m^3] ..tzb 10°C-200°C
end
% %-----
% RO(i)=ro;
% end
% %vykresleni prubehu-----
% figure, hold on, grid on, plot(T,RO,'b'), xlabel('T[°C]')
% ylabel('ro[kg/mk]'), title('voda - hustota')
% %-----
end

```

### ny\_tzb.m - Kinematická viskozita

```

function ny=ny_tzb(Tf)
%voda - zavislost kin. viskozity na teplote
%platnost - 10°C - 200°C

```

```

%zdroj - tzb. info
%-----
% %kontrola prubehu-----
% T=10:1:105;
% for i=1:length(T)
% Tf=T(i);
% %-----
%vypocet=====
if Tf>=10 & Tf<=40
ny=1e-6*exp(0.498-0.0236*Tf); %ny(Tf)[m^2/s]..tzb 10°C-40°C
else if Tf>40
ny=19.8*1e-6*Tf^-0.915; %ny(Tf)[m^2/s]..tzb 40°C-200°C
end
end
%=====
% %-----
% NY(i)=ny;
% end
% %vykresleni prubehu-----
% hold on, grid on, plot(T,NY*1e6,'k'), xlabel('T[°C]')
% ylabel('ny[mm^2/s]'), title('kin. viskozita tzb. info')
% %-----
end

```

## Pr\_tzb.m - Prandtlovo číslo

```

function Pr=Pr_tzb(Tf)
%voda - zavislost Prandtlova cisla na teplote
%platnost - 10°C - 200°C
%zdroj - tzb. info
%-----
% %kontrola prubehu-----
% T=10:1:105;
% for i=1:length(T)
% Tf=T(i);
% %-----
%-----

%vypocet=====
if Tf>=10 & Tf<=40
Pr=exp(2.5-0.026*Tf); %Pr(Tf)[-] ..tzb 10°C-40°C
else if Tf>40 & Tf<=200
Pr=178*Tf^-1; %Pr(Tf)[-] ..tzb 40°C-200°C
end
end
if Tf<10 | Tf>200
Pr=2.54;%[-]
disp(['Teplota Tf= ' num2str(Tf) '°C mimo rozsah'...
'-> dosazuji Pr(70°C)= '...
num2str(Pr) ' [-]'])
end
%=====
% %-----
% PR(i)=Pr;
% end
% %vykresleni prubehu-----
% figure, hold on, grid on, plot(T,PR,'b'), xlabel('T[°C]')
% ylabel('Pr[-]'), title('Prandtlovo cislo tzb. info')
% %-----
end

```

## RtoT.m - Aproximace statické charakteristiky termorezistoru metodou nejmenších čtverců

```

function t=RtoT(r)
% clc;clear
%prevede namereny odpor termorezistoru na teplotu
%vysledek aproximace staticke charakteristiky-----

```

```

x = 1.0e+002 *...
  [1.165783294669487
   -0.000094431767001
    0.000030671145683]; a0=x(1);a1=x(2);b1=x(3);
%-----
t=(a0+a1*r)/(1+b1*r);
%-----
% %vysledkem aproximace je vektor x-----
% %zbytek uz nepotrebuji-----
dataTermorezistor;
T=data(:,1); %[°C]
R=data(:,2); %[ohm]
n=length(T); %pocet namerenych bodu
%-----
%R to T-----
A=[ones(n,1) R -T.*R]; %b=T :)
x=A\T
a0=x(1);a1=x(2);b1=x(3);
r=200:1:1000;
t=(a0+a1*r)/(1+b1*r);
%-----
end

```

## Vyhodnocení tepelného toku z Fluentu

### q\_vent.m

```

clc;clear
%nacteni dat FLUENTU-----
load q1.mat
load q2.mat
load q3.mat
load q4.mat
load q5.mat
%Prirazeni dat odpovidajicim vektorum-----
x1=data1(:,1); % [m]
q1=data1(:,2); % [W/m^2]
x2=data2(:,1); % [m]
q2=data2(:,2); % [W/m^2]
x3=data3(:,1); % [m]
q3=data3(:,2); % [W/m^2]
x4=data4(:,1); % [m]
q4=data4(:,2); % [W/m^2]
x5=data5(:,1); % [m]
q5=data5(:,2); % [W/m^2]
%Definice useku pro integraci-----
%(1)-----
n1=length(x1); %deleni intervalu
R1=x1(1); %~0.040m
R2=x1(n1); %~0.160m
d1=(R2-R1)/(n1-1); %delka useku
%(2)-----
n2=length(x2); %deleni intervalu
X0=x2(1); %~0.000m
X1=x2(n2); %~0.400m
d2=(X1-X0)/(n2-1); %delka useku
%-----
%(3)-----
n3=length(x3); %deleni intervalu
R2=x3(1); %~0.160m
R3=x3(n3); %~0.380m
d3=(R3-R2)/(n3-1); %delka useku
%-----
%-----
%(4)-----
n4=length(x4); %deleni intervalu
X1=x4(1); %~1.900m
X2=x4(n4); %~0.400m
d4=(X2-X1)/(n4-1); %delka useku
%(5)-----

```

```

n5=length(x5);           %deleni intervalu
R3=x5(1);                %~0.040m
R0=x5(n5);               %~0.160m
d5=(R3-R0)/(n5-1);      %delka useku
q5=ones(n5,1);
for i=1:n5
    q5(i,1)=qq5(n5+1-i);
end
%-----
%vyhladim q-----
q3(n3)=2450;
q4(1) =2400;
q4(2) =2300;
% q5(n5)=500;
%Numericka inebrace-obdelnikove pravidlo---
Q1=2*pi*x1'*q1*d1;      %[W]
Q2=2*pi*R2*sum(q2*d2);
Q3=2*pi*x3'*q3*d3;
Q4=2*pi*R3*sum(q4*d4);
Q5=2*pi*x5'*qq5*d5;
%teplosmenne plochy modelu-----
A1=pi*(R2^2-R1^2);      %[m^2]
A2=2*pi*R2*(X1-X0);
A3=pi*(R3^2-R2^2);
A4=2*pi*R3*(X2-X1);
A5=pi*(R3^2-R0^2);
%stredni tepelna toky-----
qstr1=Q1/A1;           %[W/m^2]
qstr2=Q2/A2;
qstr3=Q3/A3;
qstr4=Q4/A4;
qstr5=Q5/A5;
%celkove teplo=====
A=A1+A2+A3+A4+A5;
Q=Q1+Q2+Q3+Q4+Q5;
qstr=Q/A;
%=====
%vykresleni-----
hold on,grid on

...neuvádím zde celé vykreslení

plot(R3+X2+x5,q5,'b','linewidth',2)

xlabel('r,x - zobecnena souradnice podel povrchu [m]')
ylabel('q(x,r) [W/m^2]')
Title('Prubeh tepelneho toku se strednimi hodnotami v kazdem useku - sit s 82 786 elementy')
%-----

```

## Měření přestupu tepla pro validaci modelů



2 Ukázka napojení potrubí na hadice s adaptéry pro ukotvení termočlánků



1 Rozložená sestava pro napojení hliníkových trubek měření



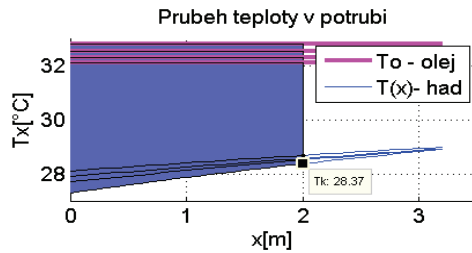
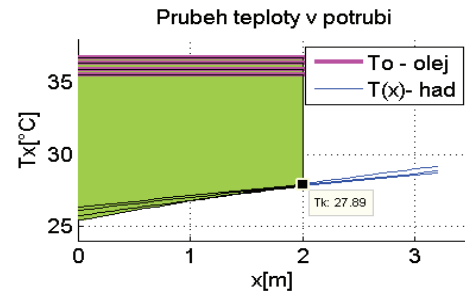
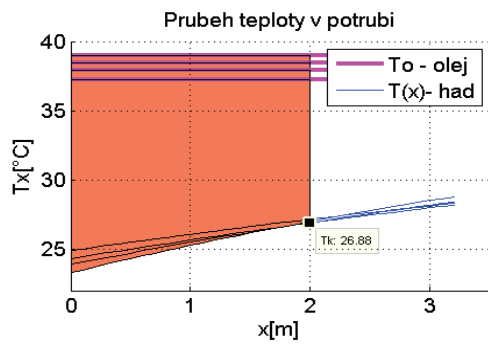
Naměřená data pro validaci přesupu tepla v potrubí - KR4

						Koeficienty pro přepočet odporu na teplotu		
						a0	a1	b1
						116,5783295	-0,009443177	0,003067115
15V	Tz	Tk teorie	Tk mreni	To (vana)	R[ohm]			
	23,1	26.8784	26,7	39,096	599			
	22,8	26.6282	26,5	39,005	601			
	23,1	26.8667	26,4	39,050	600			
	23,3	27.0039	26,7	39,005	601			
prumer	23,08		26,58	39,04				
18V	Tz	Tk	To (vana)	R[ohm]				
	23,8	26.8483	26,7	38,511	612			
	23,6	26.6946	26,4	38,511	612			
	23,8	26.8497	26,5	38,511	612			
	23,9	26.9160	26,5	38,467	613			
prumer	23,78		26,53	38,50				
20V	Tz	Tk	To (vana)	R[ohm]				
	24,3	26.9128	26,8	38,072	622			
	24,1	26.7452	26,6	38,029	623			
	24,3	26.8932	26,6	37,986	624			
	24,3	26.8831	26,6	37,943	625			
prumer	24,25		26,65	38,01				
22V	Tz	Tk	To (vana)	R[ohm]				
	24,6	26.9677	26,8	37,516	635			
	24,8	27.1182	26,8	37,473	636			
	24,8	27.0990	26,8	37,389	638			
	24,9	27.1501	26,9	37,264	641			
prumer	24,78		26,83	37,41				



15V 2	Tz	Tk teorie	Tk	To (vana)	R[ohm]
	25,3	27.9024	27,6	36,892	650
	25,2	27.8166	27,4	36,851	651
	25,3	27.8806	27,5	36,810	652
	25,4	27.9338	27,5	36,729	654
prumer	25,30		27,50	36,82	
18V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	25,7	27.7972	27,6	36,406	662
	25,6	27.7197	27,5	36,406	662
	25,6	27.7196	27,3	36,406	662
	25,7	27.7786	27,5	36,327	664
prumer	25,65		27,48	36,39	
20V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	26,0	27.7974	27,5	36,050	671
	25,9	27.7094	27,5	36,011	672
	26,0	27.7718	27,6	35,933	674
	26,1	27.8345	27,6	35,855	676
prumer	26,00		27,55	35,96	
22V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	26,2	27.8353	27,7	35,661	681
	26,3	27.8998	27,7	35,585	683
	26,2	27.8028	27,7	35,508	685
	26,3	27.8915	27,7	35,546	684
prumer	26,25		27,70	35,58	

15V m3	Tz	Tk teorie	Tk	To (vana)	R[ohm]
	27,0	28.1417	28,1	32,810	761
	27,1	28.2117	28,3	32,777	762
	27,2	28.2895	28,3	32,777	762
	27,3	28.3672	28,4	32,777	762
prumer	27,15		28,28	32,79	
18V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	27,3	28.1960	28,3	32,581	768
	27,4	28.2632	28,3	32,516	770
	27,6	28.4243	28,5	32,516	770
	27,7	28.5049	28,5	32,516	770
prumer	27,50		28,40	32,53	
20V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	27,7	28.4157	28,5	32,386	774
	27,8	28.4802	28,5	32,290	777
	27,9	28.5684	28,6	32,322	776
	27,9	28.5625	28,6	32,290	777
prumer	27,83		28,55	32,32	
22V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	28,0	28.6073	28,7	32,162	781
	28,1	28.6846	28,8	32,130	782
	28,1	28.6903	28,8	32,162	781
	28,1	28.6789	28,8	32,098	783
prumer	28,08		28,78	32,14	



15V	Tz	Tk teorie	Tk	To (vana)	R[ohm]
mereni 0	24,1		26,7	35,168	694
	24,6		26,9	34,870	702
	24,9		27,1	34,796	704
	24,9		27,1	34,796	704
prumer	24,63		26,80	34,91	
18V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	25,2		27,0	34,360	716
	25,3		27,1	34,181	721
	25,5		27,2	34,110	723
	25,6		27,3	34,040	725
prumer	25,40		27,02	34,17	
20V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	25,9		27,3	33,724	734
	26,0		27,4	33,621	737
	26,1		27,4	33,586	738
	26,2		27,5	33,621	737
prumer	26,05		27,34	33,64	
22V	Tz		Tk	To (vana)	R[ohm]
	26,6		27,8	33,279	747
	26,7		29,9	33,211	749
	26,8		27,9	33,177	750
	26,9		28,0	33,076	753
prumer	26,75		28,30	33,19	



