

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

NOSITELKA ŘÁDU PRÁCE

Fakulta strojní

Obor 23-21-8

stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

sklářské a keramické stroje

Katedra sklářství a keramiky

KONSTRUKCE VODOU CHLAZENÉ FORMY

Petr Votýpka

DP 160/ 88

Vedoucí práce: ing. Jan Cibulka, CSc - VŠST Liberec
Konsultant : ing. Zdeněk Kračmar - VŠST Liberec

Rozsah práce:

Počet stránek	63
Počet tabulek	16
Počet obrázků	18
Počet výkresů	7
Počet modelů	1
Počet příloh	3

10. 5. 1988

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní

Katedra: sklářských a keramických strojů Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Petra V o t ý p k u

obor 23-21-8 Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Konstrukce vodou chlazené formy

Zásady pro vypracování:

Na současných řadových strojích na výrobu obalového skla jsou formy chlazeny vzduchem. Na základě výzkumných a diplomových prací vypracovaných až dosud na KSK se ve své diplomové práci zaměřte na konstrukční provedení vodou chlazené formy s následným experimentálním ověřením parametrů.

Proveďte:

1. Rozbor současného stavu.
2. Konstrukční návrh vodou chlazené formy včetně návrhu držáku forem a přívodů chladicí vody.
3. Konstrukční návrh modelu vodou chlazené formy a vybudování experimentálního modelového pracoviště.
4. Experimentální vyhodnocení parametrů vodou chlazené formy.
5. Technickoekonomické zhodnocení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBF REC. 1 STUDENTSKÁ
JSC 461 17

Rozsah grafických prací: cca 40 stran textu doložených schématy, výpočty,

Rozsah průvodní zprávy: tabulkami a příslušnou výkresovou dokumentací

Seznam odborné literatury:

Výzkumné zprávy a diplomové práce vypracované na KKK pro ekol
"Chlazení foren".

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Cibulka, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 1.10. 1967

Termín odevzdání diplomové práce: 10.5. 1968

L.S.

Doc. Ing. Jaroslav Belda, CSc.
Vedoucí katedry

Prof. Ing. Vladimír Prágl, DrSc.
Děkan

V Liberci dne 1.10. 1967

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury.

Petr Votýpka

Petr Votýpka

V Liberci 10. května 1988

	Seznam použitých symbolů a zkratek	6
1.	Úvod	9
2.	Problematika chlazení konvekci a varem	11
2.1.	Přehled způsobů vodního chlazení forem	11
2.2.	Chlazení konvekci	12
2.3.	Chlazení varem	13
2.4.	Rozhodovací analýza mezi konvekci a varem	14
3.	Výpočet teplotního spádu ve formě	16
3.1.	Výpočet teplotního spádu v tělese formy	16
3.2.	Přestup tepla v izolační mezivrstvě	17
3.2.1.	Požadavky kladené na izolační mezivrstvu	17
3.2.2.	Návrh materiálu na vyplnění izol. mezivrstvy	18
3.2.3.	Výpočet ekvivalentní tepelné vodivosti materiálu izolační mezivrstvy	19
3.2.4.	Výpočet ekvivalentní tepelné vodivosti v blízkosti stěny	20
3.2.5.	Program na výpočet šířky izolační mezivrstvy vodou chlazené formy na počítači PMD - 85/2	22
3.2.5.1.	Popis programu	22
3.2.5.2.	Vstupní a výstupní hodnoty programu	23
3.2.5.3.	Omezení programu	25
3.3.	Přestup tepla ze stěny chladiče do vody	25
3.3.1.	Výpočet pro zadané konkrétní hodnoty	28
3.3.1.1.	Výpočet pro průměr varné trubky 6 mm	28
3.3.1.2.	Výpočet pro průměr varné trubky 8 mm	38
4.	Návrh fyzikálního modelu formy	48
4.1.	Výpočet parametrů formy na počítači PMD-85/2	48
4.2.	Výpočet hmotnosti a množství kuliček	50
4.3.	Příklad volby vstupních parametrů pro určení šířky izolační mezivrstvy (varianta " h ")	51

5.	Vybudování experimentálního model pracoviště	53
6.	Experimentální vyhodnocení parametrů vodou chlazené formy	56
7.	Technicko - ekonomické zhodnocení	61
	Seznam použité literatury	63

Seznam použitých symbolů a značek

c_w	- měrné teplo chladicí vody
d_e	- ekvivalentní průměr částice
d_1	- průměr menších kuliček
d_2	- průměr větších kuliček
G_w	- hmotnostní průtok chladicí vody
H_1, H_2, H_3	- výška formy, izolač. vrstvy, chladiče
L_A	- celková hlučnost
L_5	- délka varné trubky
L_n	- délka intenzivního varu
m_1	- hmotnost malých kuliček
m_2	- hmotnost velkých kuliček
n	- počet varných trubek v jednom segmentu chladiče
N_1	- počet malých kuliček
N_2	- počet velkých kuliček
Pr_w	- Prandtlovo číslo pro vodu
p	- tlak v chladicím systému
q	- měrné tepelné zatížení na jednu varnou trubku
Q_w	- objemový průtok chladicí vody
Q_T	- tepelný tok
Re	- Reynoldsovo číslo
Δr	- šířka mezivrstvy
r_w	- výparné teplo chladicí vody
r	- poloměr varné trubky
r_1	- vnitřní poloměr formy
r_2	- vnější poloměr formy
r_5	- vnitřní poloměr chladiče

r_6	- vnitřní poloměr stěny varné trubky
r_7	- vnější poloměr stěny varné trubky
s	- tloušťka neprotékané vrstvy
S_1	- teplosměnná plocha pro varné chlazení
Δt_w	- ohřev chladicí vody
Δt	- tepelný spád mezi bodem varu při atmosferickém tlaku a teplotou stěny trubky
t_v	- teplota varu vody při atmosferickém tlaku
t_p	- teplota páry
t_1	- teplota na vnitřním povrchu formy
t_2	- teplota na vnějším povrchu formy
t_5	- teplota na vnitřním povrchu chladiče
t_6	- teplota stěny varné trubky
t_7	- teplota, při které nastane intenzivní var
v_w	- rychlost chladicí vody
V_{k1}	- objem malé kuličky
V_{k2}	- objem velké kuličky
V	- celkový objem kuliček
V_1	- objemové množství malých kuliček
V_2	- objemové množství velkých kuliček
α	- součinitel přestupu tepla
ϵ_w	- střední hodnota mezerovitostí u stěny
ϵ_0	- základní mezerovitost
ϵ_z	- zářivost
$\lambda_w, \lambda_L, \lambda_V$	- tepelná vodivost chladicí vody, litiny, vzduchu
λ_M	- tepelná vodivost materiálu částic
$\lambda_{zm}, \lambda_{zM}$	- součinitel přestupu tepla v mezerách, mezi částicemi

$\lambda_{ew}^{\circ}, \lambda_e^{\circ}$

- ekvivalentní tepelná vodivost neprotékané vrstvy

λ_1

- tepelná vodivost skleněných kuliček o $\varnothing 2$ mm

λ_2

- tepelná vodivost ocelových kuliček o $\varnothing 2,0$ mm

ψ, ψ_w

- součinitelé závisící na ε_z

$\rho_w, \rho_p, \rho_1, \rho_2$

- měrná hmotnost chladicí vody, páry, balotiny B, ocelových kuliček

ν_w

- kinematická viskozita vody

1. Ú_v_o_d

Otázka celosvětového nedostatku surovin a energie, způsobujícího zákonitě i zvyšování jejich cen, postavila před naše hospodářství řadu úkolů.

Naznačením řešení těchto úkolů se zabýval XVII. sjezd KSČ. V souladu se státním cílovým programem racionalizace spotřeby paliv a energie je nutné věnovat mimořádnou pozornost zavádění energeticky úspornějších technologií, nacházet nové netradiční a druhotné zdroje energie, využívat odpadního tepla. Zároveň je nezbytné řešit komplexně otázku zvyšování produktivity práce a problémy ochrany životního prostředí, která zahrnuje i pracovní prostředí lidí.

Mezi odvětví průmyslu, která kladou velké nároky na spotřebu energie a materiálu a v nichž lze díky určité zastatlosti strojového parku nalézt značné rezervy, patří i sklářský průmysl.

V roce 1961 byl vyroben první prototyp stroje AL - 106, který svými parametry dosahoval světové úrovně. Nejnovějším reprezentantem nynějšího k.p. SKLOSTROJ je typ AL 118 UHLF.

Doposud všechny naše typy těchto strojů (AL 106, AL 116, AL 118) i stroje ostatních světových výrobců používají pro chlazení forem vzduch o tlaku 300 - 700 kPa, dodávaný ventilátorem přes základy stroje a chladicími komíny k formám. Tepelný výkon, který je nutné z forem řadového tvarovacího stroje odvést, je značný - až 8 kW z jedné formy. Potřebný příkon pro pohon ventilátorů je značně vysoký cca 180 kW pro jeden stroj, nehledě na to, že velká část chladicího vzduchu zůstává nevyužita a uniká v prostoru držáků forem. Tím značně

klesá součinitel přestupu tepla a tedy i odváděné teplo. Situaci bylo dosud možno řešit zvyšováním rychlosti chladičího vzduchu, avšak v současné době by další zvyšování rychlosti znamenalo extrémní zvýšení nákladů.

Pracovní prostředí, v němž pracují sklářské stroje, je velmi nepříjemné a hlučné, protože tyto stroje jsou dosud ovládány výhradně pneumaticky. Ventilátory, dodávající vzduch, totoprostředí ještě dále zhoršují. V blízkosti stroje dosahuje hladina akustického tlaku hodnotu $L_A = 100 - 110 \text{ dB} / 1/$.

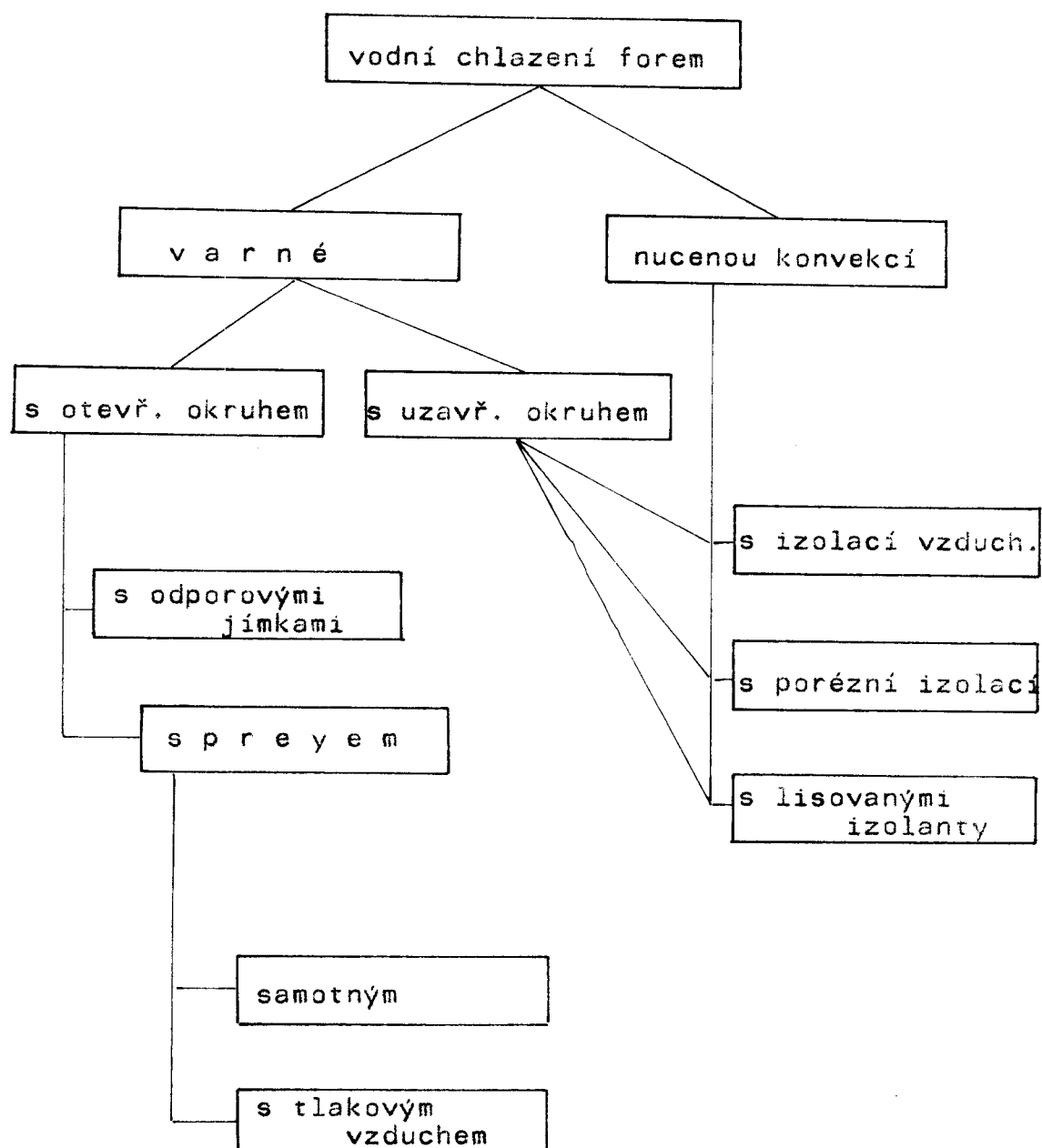
Příčinou, proč takový stav trvá, je skutečnost, že chlazení vzduchem z chladičích křidel je velmi jednoduché, spolehlivé a snadno seřiditelné. Přesto se řada zahraničních firem zabývá otázkou zvýšení účinnosti a snížení hlučnosti chlazení forem. Mimo snahu o zlepšení chlazení vzduchem cestou tzv. axiálního chlazení, kdy je vzduch vháněn do průběžných vývrtů po obvodu celé formy, nalezneme v literatuře pokusy chladit formu pomocí kapalných medií. Z používaných medií je to například voda, oleje, roztok NaCl. Pro snadnou dostupnost, vhodné fyzikální vlastnosti a hygienickou nezávadnost je nejčastěji používanou chladičí kapalinou voda.

Úkolem mé diplomové práce je provést konstrukční návrh modelu vodou chlazené formy, vybudovat experimentální modelové pracoviště a experimentálně vyhodnotit parametry vodou chlazené formy.

Podle dosavadních zkušeností je vodní chlazení forem podstatně levnější, lze zpětně využít teplo odvedené z formy, výrazné je i snížení hlučnosti.

2. Problematika chlazení konvekci a varem

2.1. Přehled způsobů vodního chlazení forem



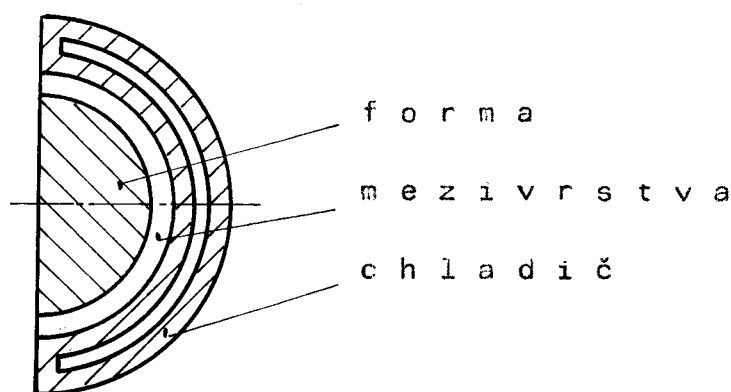
Při postřikování forem vodním sprejem vzniká velké množství páry, protože teplota forem je několikanásobně vyšší než bod varu vody za atmosferického tlaku. Dochází ke ztrátě upravené vody a k nežádoucím změnám mikroklimatu výrobní haly. Výhodnější je chlazení uzavřeným okruhem konvekcí nebo varným chlazením, které je teoreticky velmi účinné a zcela bezhlučné.

2.2. Chlazení konvekcí

Nemá smysl zabývat se zde sdílením tepla přirozenou konvekcí, která se při chlazení forem nemůže uplatnit. Lze tedy rovnou přejít k přenosu tepla při nuceném proudění, které má v současné praxi velký význam. Od té doby, kdy bylo zjištěno, že při zadaném teplotním rozdílu lze zvyšováním rychlosti proudění dosáhnout značného zvýšení intenzity konvekční výměny tepla, jsou navrhována teplosměnná zařízení ve snaze dosáhnout velké rychlosti proudění teplonosičů. V kanále lze dosáhnout dostatečně velkých rychlostí při nuceném proudění tekutiny odpovídajícím tlakovým spádem. Proudění je nucené, jestliže při libovolném poměru setrvačných a třecích sil (libovolném Re) k němu dochází následkem tlakového spádu. Stejně jako samovolné může mít i nucené proudění turbulentní nebo laminární charakter. Rychlostní pole pro laminární a turbulentní proudění jsou značně rozdílná a v souladu s tím se navzájem liší intenzita přestupu tepla v příčném průřezu pro laminární a turbulentní proudění. Přenos tepla v příčném průřezu laminárního proudu probíhá následkem molekulárního vedení tepla, protože částičky prostředí se přemisťují jen podél proudnic. Při

turbulentním proudění dochází v příčném průřezu k velmi intenzivnímu přenosu tepla turbulentním vedením.

Je tedy zřejmé, že pro vodní chlazení forem je výhodnější turbulentní proudění.

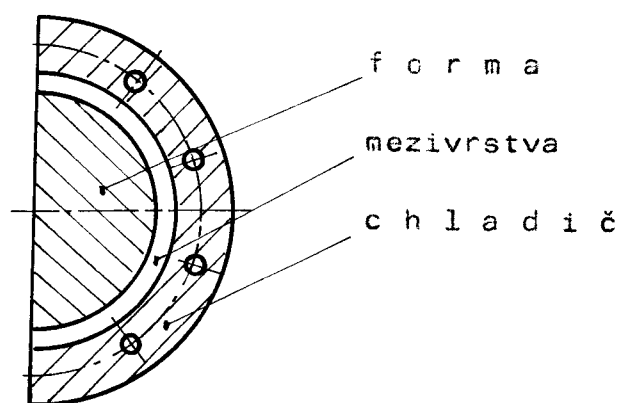


Obr. 1 Konvekční chlazení

2.3. Chlazení varem

Ve srovnání s výměnou tepla mezi výhřevnou plochou a okolní kapalinou, která nevře, dosahuje součinitel tepla při bublinkovém varu velkých hodnot. Var kapaliny je charakterizován vznikem, růstem a odtrháváním množství kulových bublinek malého objemu a přítokem nové kapaliny do míst, kde se bublinky tvoří.

Při velkém tepelném zatížení výhřevné plochy se tvoří na jejím povrchu tak velké množství parních bublinek, že vzniká souvislá blána páry a dojde ke kritickému varu. Tím se podstatně zmenší přestup tepla u výhřevné plochy a zvýší se její teplota.



Obr. 2 Varné chlazení

2.4. Rozhodovací analýza mezi konvekcí a varem

Jako varianty vodního chlazení jsem stanovil nucenou konvekci a bublinkový var. Pro nalezení optimálního řešení bylo použito rozhodovací analýzy. Bylo nutné stanovit nejdůležitější kritéria, vztahující se k provozně energetickým nákladům na výrobu forem. Přesto, že názory na splnění jednotlivých vlastností jsou do určité míry subjektivní, zaručuje použitý způsob provádění rozhodovací analýzy poměrně objektivní hodnocení.

Byla sestavena kritéria užitnosti, bylo nutno vyloučit málo významná kritéria a kritéria, která se navzájem překrývají a nebo jsou u obou variant stejná, takže nám neovlivní celkový výsledek. Jejich počet je nutné omezit tak, aby se pohyboval mezi 5 - 8. Pro náš případ bylo vybráno pět nejvýznamnějších kritérií. Kritéria spolehlivosti, životnosti forem a chladiče, potřeby deficitních materiálů a provedení údržby forem jsou u obou variant zhruba stejná, proto nám neovlivní celkový výsledek a neuvažují je jako kritéria v rozhodovací

analýze.

Rozhodovací analýzou nalezneme nejvhodnější řešení
(viz tab. 1).

Nejvýhodnější variantou se jeví - varianta vodního
chlazení b u b l i n k o v ý m v a r e m.

Nutnou podmínkou všeobecně pro vodní chlazení je, že
budou přesně dodrženy stanovené provozní parametry.

Tab. 1 - Rozhodovací analýza

Párové srovnání kriterií							Matice užitenosti			
V a r i a n t y					X		A		B	
Dílčí kriteria							Užitnost dílčích kriterií			
N á z e v	a	b	c	d	e	f	Pr	Váž	Pr	Váž
1 Provoz.energ. náklady	1	4	1	5	100	500	90	450	30	150
1 1 Náklady na výrobu forem	2	3	2	4	100	400	65	260	45	180
1 1 2 Nastavení parametr. forem	3	2	3	3	100	300	40	120	70	210
1 2 3 Využití odpad tepla	4	1	4	2	100	200	90	180	40	80
1 3 4 Hlučnost	5	0	5	1	100	100	95	95	90	90
Celková užitenost absolutní					1 500		1 105		710	
Celková užitenost relativní					1,000		0,737		0,473	
Pořadí podle užitenosti							1.		2.	

Varianty: X - ideální varianta

A - vodní chlazení bublinkovým varem

B - vodní chlazení nucenou konvekcí

a - číslo vlastnosti

d - váha

b - počet voleb

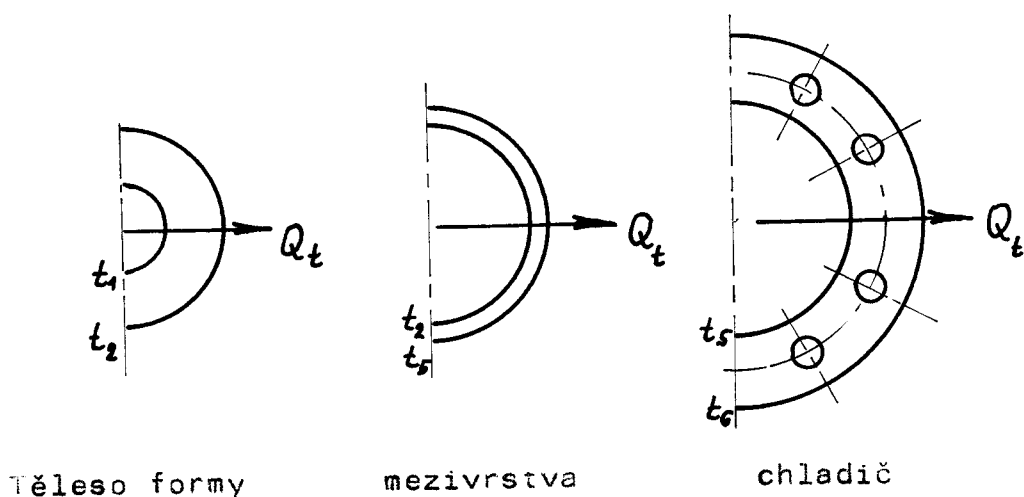
e - % v ideálním případě

c - pořadí

f - váha v ideálním případě

3. V ý p o č e t t e p l o t n í h o s p á d u v e f o r m ě

Při výpočtu teplotního spádu v celé formě lze předpokládat, že teplo je odváděno pouze radiálním směrem a zanedbat lze odvod tepla dnem a foukací hlavou. Forma je tvořena dvěma segmenty. Každý z nich je rozdělen na tři části - litinové těleso formy, izolační mezivrstvu a ocelový chladič, v nichž budeme odvod tepla řešit odděleně. Vzájemný vztah je dán okrajovými podmínkami - povrchovými teplotami a velikostí měrného teplotního toku - dle obr. 3.



Obr. 3 Přestup tepla formou

3.1. Výpočet teplotního spádu v tělese formy

Při výpočtu teplotního spádu v tělese formy, izolační mezivrstvě a chladiči aplikujeme vztah pro přestup tepla válcovou stěnou o výšce L , vnitřním poloměru r_i , vnějším poloměru r_{i+1} , teplotě t_i a tepelné vodivosti λ_i . Pro stacionární vedení tepla složenou válcovou stěnou platí pro jeden segment

formy vztah:

$$Q_t = \frac{\pi \lambda_i L (t_i - t_{i+1})}{\ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \Rightarrow t_{i+1} = t_i - \frac{Q_t \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}{\pi \lambda_i \cdot L} \quad (1)$$

3.2. Přestup tepla v izolační mezivrstvě

Komplikovanou záležitostí je přestup tepla izolační mezivrstvou, která má za úkol snížit teplotu z 460°C na vnějším okraji litinového tělesa přibližně na 130°C na vnitřním okraji ocelového chladiče.

3.2.1. Požadavky kladené na izolační mezivrstvu

Jak bylo uvedeno v práci /1/, při použití mezivrstvy tvořené vzduchem je její šířka velmi malá, řádově 0,1 - 0,2 mm. Z toho vyplývá, že na izolační mezivrstvě tvořené vzduchem, který se chová jako izolant, dochází k velkému teplotnímu spádu. S tím je spojen požadavek velké přesnosti nastavení šířky vzduchové mezivrstvy.

Proto se snažíme mít materiál izolační mezivrstvy, který by měl teplotní vodivost takovou, aby případně nepřesnosti nastavení šířky izolační vrstvy podstatně neovlivňovaly výstupní teplotu chladicí vody.

Velikost pracovního prostoru omezuje maximální velikost forem, tedy i šířku mezivrstvy. Z toho vyplývá určitá maximální tepelná vodivost izolačního materiálu. Teplota na vnějším povrchu formy se pohybuje kolem 460°C. Je tedy zřejmé, že materiál musí mít minimálně tuto teplotní odolnost.

Vzduchová vůle mezi izolačním materiálem a formou, resp. chladičem, podstatně sníží teplotní spád a způsobí nerovnoměrné rozložení teploty. Vzniku vůlí lze zabránit buď tím, že hmota vyplní mezeru beze zbytku jednou provždy (např.

zalitím), nebo má určitou prožnost zabezpečující dokonalý kontakt se stěnami.

3.2.2. Návrh materiálu na vyplnění izolační mezivrstvy

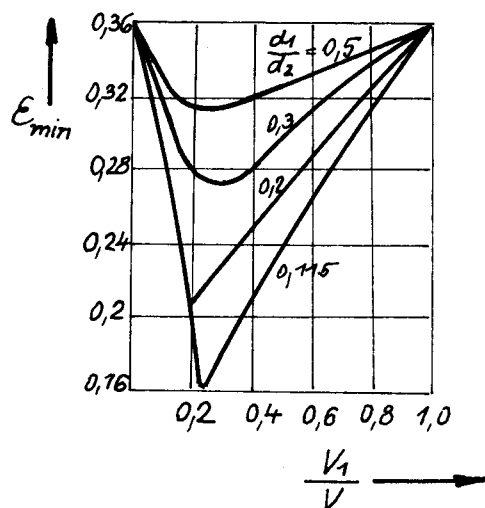
Při návrhu materiálu na vyplnění izolační mezivrstvy vycházím z /3/, kde jsou rozpracovány možnosti využití různých materiálů používaných k vyplnění izolační mezivrstvy. Jako nejlepší řešení se jeví vyplnit mezivrstvu nepájeným kovovým porézním materiálem.

Izolační mezivrstva je zajištěna kovovým materiálem obsahujícím vzduchové páry. Velmi nízká tepelná vodivost vzduchu, který je přítomný v pórech, zabezpečuje izolační schopnost této vrstvy. Tato tepelná vodivost však ještě dále snižuje tloušťku mezivrstvy, která by se pak pohybovala řádově v desetinách milimetrů.

Řešením k odstranění tohoto problému je použití materiálu s dobrou vodivostí ve vzduchové vrstvě. Uvažujeme-li izolační materiál složený z částic dvou velikostí, sníží se ve značné míře mezerovitost tj. poměr vzduchu k celkovému objemu mezivrstvy, a tím i součinitel tepelné vodivosti (viz tab. 2 a obr. 4).

Tab. 2

d_1 / d_2	0,1	0,3	0,4	0,5	0,7
$\epsilon_{\min}$ při $\epsilon_0 = 0,4$	0,20	0,30	0,34	0,36	0,39
$\epsilon_{\min}$ při $\epsilon_0 = 0,36$	0,16	0,26	0,30	0,32	0,35



Obr. 4 Mezerovitost vrstvy kulovitých částic dvou různých velikostí.

Na obr. 4 je znázorněna závislost mezerovitosti na poměrném objemu V_1/V menších kuliček pro různé d_1/d_2 podle /6/. Hodnoty ϵ_{min} jsou v dobrém souhlase s údaji v tab. 2.

Abychom dosáhli potřebné mezerovitosti, volíme průměr menší kuličky desetkrát menší než průměr větší kuličky. Při těchto hodnotách průměrů kuliček docílíme poměru $d_1/d_2 = 0,1$ a můžeme uvažovat mezerovitost $\epsilon = 0,16 - 0,20$.

Izolační mezivrstvu tvoří, jak již bylo uvedeno, pórovitý materiál a přestup tepla v tomto prostředí je složitý. Pro výpočet použijeme vztah pro stacionární vedení tepla válcovou stěnou (1). Za hodnotu tepelné vodivosti λ_1 je nutno dosadit ekvivalentní tepelnou vodivost materiálu izolační mezivrstvy λ_e^o (2) a ekvivalentní tepelnou vodivost vrstvy v blízkosti stěny λ_{ew}^o (4), jejíž tloušťka je $s = 0,5d_1$.

3.2.3. Výpočet ekvivalentní tepelné vodivosti materiálu izolační mezivrstvy

Ekvivalentní tepelná vodivost materiálu izolační

mezivrstvy jehož vodivost ovlivňuje přítomnost vzduchových mezer (viz obr. 5) se vypočte podle /6/ ze vztahu:

$$\lambda_e^0 = \lambda_v \left[\varepsilon \left(1 + \frac{\alpha_{zm} + d_e}{\lambda_v} \right) + \frac{1 - \varepsilon}{\frac{2}{3} \frac{\lambda_v}{\lambda_m} + \frac{1}{\frac{2}{3} \frac{\lambda_v}{\lambda_m} + \frac{\psi + \lambda_m d_e}{\lambda_v}}} \right] \quad (2)$$

kde λ_e^0 / Wm⁻¹ K⁻¹ / -ekvivalentní tepelná vodivost neprotékané vrstvy částic

λ_m / Wm⁻¹ K⁻¹ / -tepelná vodivost materiálu částic

λ_v / Wm⁻¹ K⁻¹ / -tepelná vodivost vzduchu, v našem případě $\lambda_v = 0,43$ Wm⁻¹ K⁻¹ podle /2/

ε / - / -mezerovitost podle /6/

λ_{zm} / Wm⁻² K⁻¹ / -součinitel přenosu tepla zářením v mezerách, závisící na zářivosti povrchu částic ε_x a na mezerovitosti ε /6/

ψ / - / -součinitel závisící na ε a na poměru $\frac{\lambda_m}{\lambda_v}$ podle /6/

λ_{zm} / Wm⁻² K⁻¹ / -součinitel přenosu tepla zářením mezi částicemi, závisící na zářivosti povrchu ε_z a na mezerovitosti ε dle /6/.

d_e / m / -ekvivalentní průměr částic vypočítaný ze vztahu:

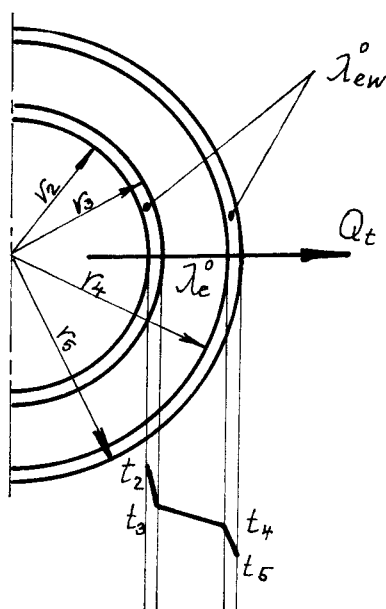
$$d_e = \frac{d_1 \frac{V_1}{V} + d_2 \frac{V_2}{V}}{V} \quad (3)$$

kde V_1/V je poměrný objem menších kuliček a V_2/V poměrný objem větších kuliček při minimální mezerovitosti.

3.2.4. Výpočet ekvivalentní tepelné vodivosti v blízkosti stěny

Ekvivalentní tepelná vodivost neprotékané vrstvy o tloušťce $s = 0,5 d_1$ v blízkosti stěny (viz obr. 5) se vypočte podle /6/ ze vztahu:

$$\lambda_{ew}^0 = \lambda_v \left[\varepsilon_w \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\alpha_{zm} \cdot d_e}{\lambda_v} \right) + \frac{1 - \varepsilon_w}{\frac{2}{3} \frac{\lambda_v}{\lambda_m} + \frac{2}{\frac{\psi_w + \lambda_m d_e}{\lambda_v}}} \right] \quad (4)$$

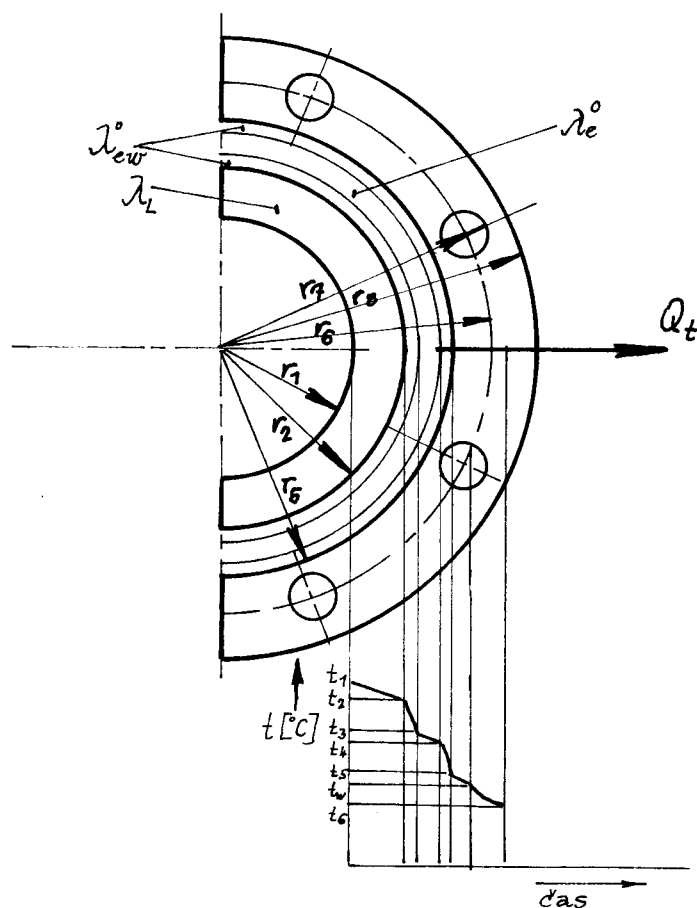


Obr. 5 Teplotní spád v izolační mezivrstvě

- kde λ_{ew}^o / $Wm^{-1} K^{-1}$ / - ekvivalentní tepelná vodivost neprotékané vrstvy částic v blízkosti stěny
- λ_M / $Wm^{-1} K^{-1}$ / - tepelná vodivost materiálu částic
- λ_v / $Wm^{-1} K^{-1}$ / - tepelná vodivost vzduchu, v našem případě $\lambda_v = 0,043 Wm^{-1}K^{-1}$ podle /2/
- ψ / - / - součinitel závisící na poměru $\frac{\lambda_M}{\lambda_v}$ podle /6/
- α_{zm} / $Wm^{-2} K^{-1}$ / - součinitel přenosu tepla zářením v mezerách závisící na zářivosti povrchu částic ϵ_z a na mezerovitosti ϵ podle /6/
- α_{zM} / $Wm^{-2} K^{-1}$ / - součinitel přenosu tepla zářením mezi částicemi, závisící na zářivosti povrchu částic ϵ_z a na mezerovitosti ϵ podle /6/
- d_e / m / - ekvivalentní průměr částic vypočítaný ze vztahu (3)
- ϵ_w / m / - střední hodnota mezerovitosti vrstvy u stěny o tloušťce $s = 0,5 d_1$
 ϵ_w se podle /6/ vypočte ze vztahu:

$$\epsilon_w = \epsilon + 0,33 \frac{d_1}{\Delta r} \quad (5)$$

kde ϵ / - / mezerovitost uprostřed mezivrstvy
 d_1 / m / průměr menších kuliček



Obr. 6 Teplotní spád v soustavě -
forma - mezivrstva - chladič

3.2.5 Program na výpočet šířky izolační mezivrstvy vodou chlazené formy na počítači PMD - 85

Z důvodů časté optimalizace potřebných parametrů pro výpočet šířky izolační mezivrstvy byl na tento výpočet vytvořen program.

3.2.5.1 Popis programu

Program čte vstupní hodnoty z klávesnice s možností změny jednotlivých (i všech) hodnot. Výpočet je proveden podle empirických vzorců (2,4), které jsou uvedeny v kap. 3.2.3 a 3.2.4. Vlastní výpočet šířky izolační mezivrstvy je proveden iterací - metodou půlení intervalu. Výpočet je ukon-

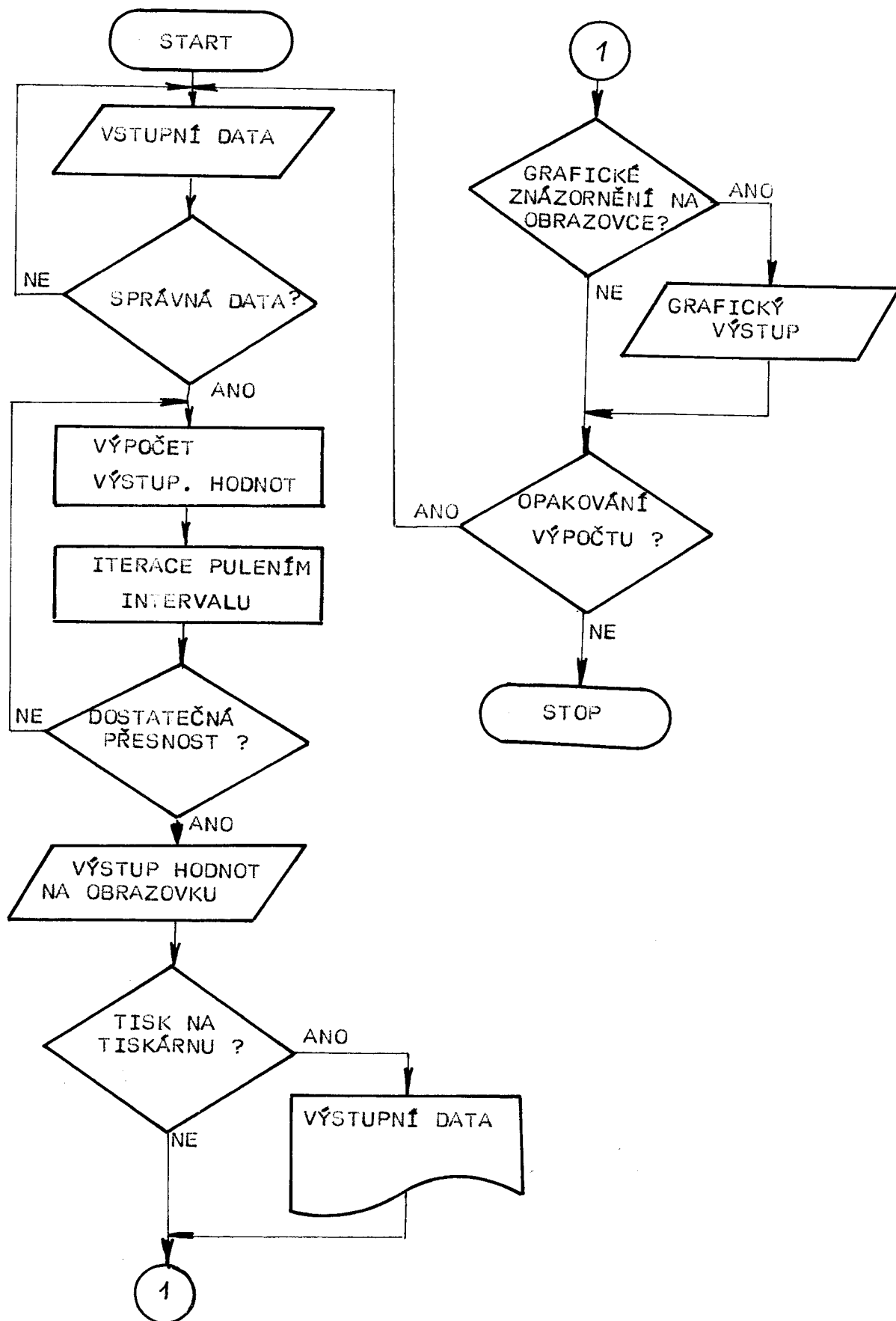
čen při dosažení teplotní nebo rozměrové přesnosti, přičemž k ukončení výpočtu stačí dosažení jedné ze zadaných přesností.

Výstupem z programu jsou teploty na okrajích jednotlivých vrstev formy, hodnoty tepelných vodivostí jednotlivých vrstev, poloměry a šířky jednotlivých vrstev. Výstupní hodnoty jsou vypisovány buď na obrazovku nebo mohou být vypsány na tiskárně. Je možný i grafický výstup hodnot na obrazovce. Výpočet lze cyklicky opakovat. Program je napsán konverzačním způsobem. Na obr. 7 je znázorněn vývojový diagram programu strategické úrovně.

3.2.5.2. Vstupní a výstupní hodnoty programu

a) vstupní hodnoty :

R1.....	vnitřní poloměr formy
R2.....	vnější poloměr formy
R7.....	šířka stěny chladiče
D1.....	průměr malých kuliček
D2.....	průměr velkých kuliček
V1.....	<i>p</i> oměrný objem malých kuliček
V2.....	oměrný objem velkých kuliček
LE.....	ekvivalentní tepelná vodivost izolační mezivrstvy
LN.....	ekvivalentní tepelná vodivost vrstvy u stěny
E	mezerovitost mezivrstvy
PS.....	součinitel Ψ
MM.....	součinitel α_{zm}
VM.....	součinitel α_{zM}
PW.....	součinitel Ψ_w
QT.....	tepelný tok
T1.....	vstupní teplota skloviny
T6.....	požadovaná teplota na vnější stěně chladiče



Obr. 7 Vývojový diagram programu strategické úrovně

L1..... tepelná vodivost formy
 L5..... tepelná vodivost chladiče
 H1 - H5..... výšky jednotlivých vrstev formy
 ET..... teplotní přesnost
 ER..... rozměrová přesnost

b) výstupní hodnoty :

T(1) - T(6).. teploty na okrajích jednotlivých
 vrstev formy
 L(1) - L(5).. ekvivalentní tepelné vodivosti
 jednotlivých vrstev
 R(1) - R(6).. poloměry jednotlivých vrstev
 DR(1) - DR(5).. šířky jednotlivých vrstev

3.2.5.3. Omezení programu

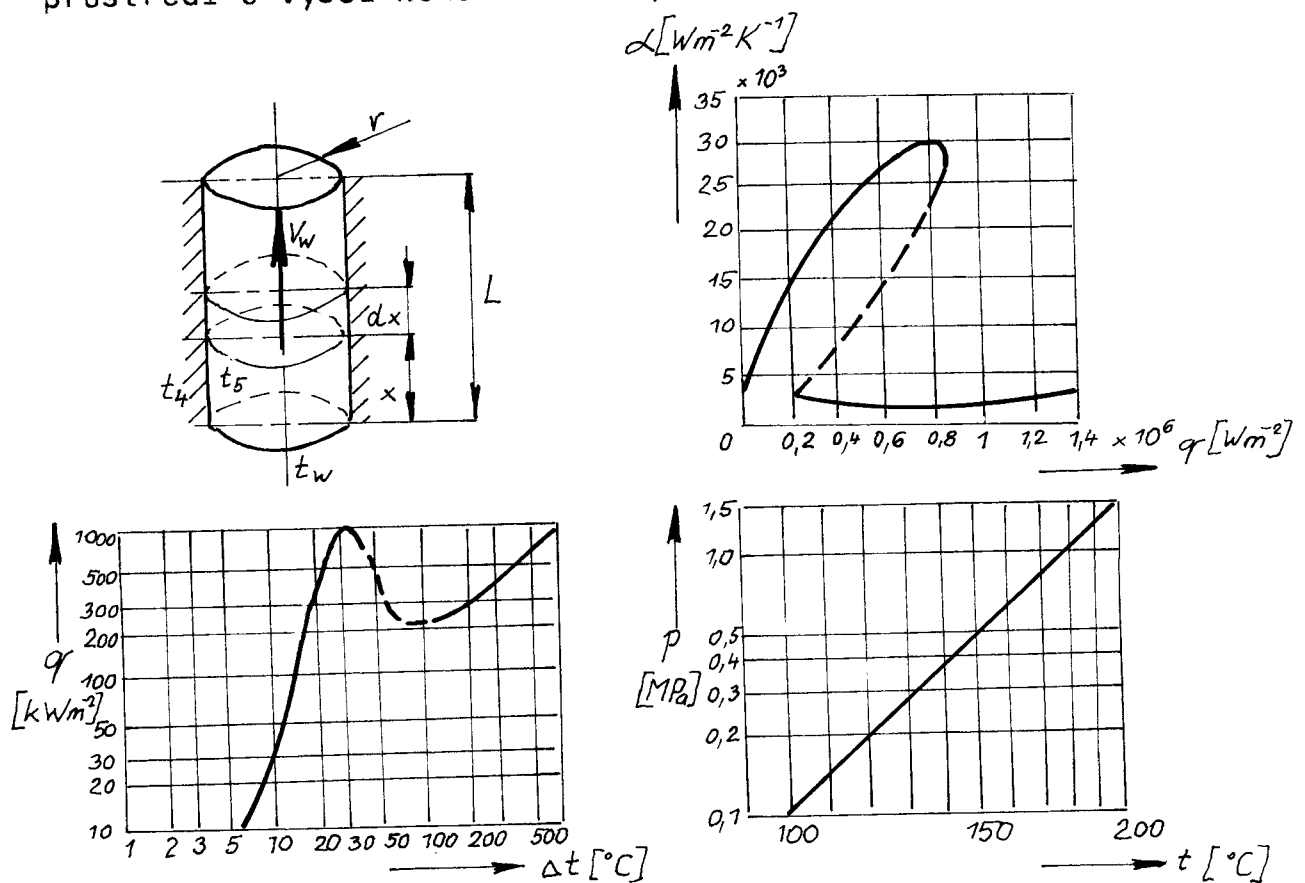
Program není schopen odhalit chybně zadané parametry. Pokud k tomu dojde, na výstupu se objeví chybné výsledky. Maximální počet iterací je $J = 50$. Maximální vnější poloměr $R(6)$ je 60 mm.

3.3. Přestup tepla ze stěny chladiče do vody

Pro výpočet varného chlazení jsou určující závislosti na obr. 8. Je třeba volit takové rozměry varných trubíc, aby měrný tepelný tok na jejich povrchu odpovídal oblasti bublinkového varu při odpovídajícím teplotním spádu mezi stěnou formy a bodem varu kapaliny. Zvyšováním bodu varu a zvyšováním tlaku v systému lze dosáhnout změny teploty formy nebo velikosti tepelného toku.

Při varu kapaliny proudící v trubkách se neustále zvyšuje obsah páry a snižuje obsah vody ve směru proudění. V souhlasu se mění i hydrodynamika proudu. Z hlediska přenosu tepla lze mluvit o třech oblastech. Vstupuje-li do trubky kapalina o teplotě nižší, než je mez sytosti, odpovídající da-

nému tlaku, pak v první oblasti se kapalina ohřívá a teplo se přenáší konvekcí až k okamžiku dosažení teploty v povrchové vrstvě kapaliny. Stanovíme-li si zjednodušující předpoklad - stejné rychlosti proudu vody v celém profilu a konstantní teploty stěny trubky, lze si představit ohřev elementu vodního sloupce dle obr. 8 postupujícího trubkou rychlostí v_w jako nestacionární ohřev tělesa vloženého do prostředí o vyšší konstantní teplotě.



Obr. 8 Model vodního sloupce ve varné trubce.
Podmínky varu vody

Přechodem mezi první a druhou oblastí je tzv. var podchlazené kapaliny. Teplotu proudu kapaliny t_7 , při níž nastává intenzivní var podchlazené kapaliny, lze v případě vody vypočítat podle [7] ze vztahu:

$$\frac{C_w(t_6 - t_7)}{r_w} = 265 \left(\frac{q}{r_w \rho_p \cdot v_w} \right)^{1/2} \left(\frac{v_w \cdot 2 \cdot r}{D_w} \right)^{0,2} P_{r_w}^{0,75} \left(\frac{\rho_p}{\rho_w} \right)^{1,3} \quad (6)$$

$$\text{kde } Pr_w = \frac{v_w \cdot c_w \cdot \rho_w}{\lambda_w} \quad (7)$$

$$q = \frac{Q_t}{n S_1} \quad (8)$$

Pr_w Prandtlovo číslo pro vodu
 q měrné tepelné zatížení na jednu varnou trubku
 S_1 teplosměnná plocha pro varné chlazení
 n počet varných trubek v jednom segmentu chladiče

v tomto případě:

$$S_1 = 2\pi \cdot r \cdot L_5 \quad (9)$$

Pro objemový průtok chladicí vody Q_w bude platit vztah:

$$Q_w = v_w \cdot S = v_w \cdot n \cdot \pi \cdot r^2 \quad (10)$$

Ohřev chladicí vody Δt_w lze vyjádřit vztahem:

$$Q_t = G_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w \Rightarrow t_w = \frac{Q_t}{G_w \cdot c_w} \quad (11)$$

$$\text{kde } G_w = Q_w \cdot \rho_w$$

G_w je hmotnostní průtok chladicí vody, přičemž délka úseku trubky, za níž nastává intenzivní var, je dána vztahem:

$$L_n = \frac{G_w \cdot c_w (t_7 - t_w)}{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot q} \quad (12)$$

kde t_7 je teplota vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var

t_w je teplota přiváděné chladicí vody

Ve druhé oblasti dochází k intenzivnímu bublinkovému varu. Ve třetí oblasti dochází k vysoušení mokré páry a poté k přehřátí páry.

Jednotlivé úseky se liší zejména rozdíly v poměrné hmotě páry ve směsi. V oblasti intenzivního bublinkového varu hodnota tohoto poměru jen velmi málo ovlivňuje velikost sou-

činitele přestupu tepla α . Proto lze u trubek dostatečně přesně počítat se vztahem platným pro var ve velkém objemu:

$$\alpha = 0,35 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,176} \quad (13)$$

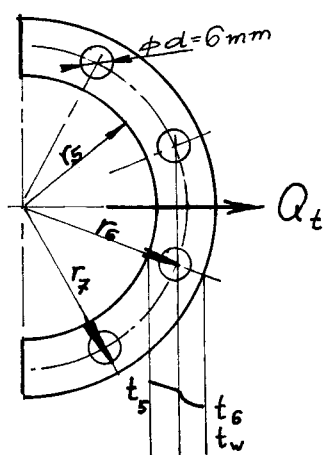
Stanovili jsme si, že rychlost protékající vody má odpovídat poměrům laminárního proudění / $Re \leq 2300$ /. Z této rychlosti a rozměrů trubek vypočteme hmotnostní průtok G_w . Je-li pak dáno výparné teplo vody r_w , rychlost vody v_w a tepelný tok Q_t , odpaří se každou sekundu:

$$G'_w = \frac{Q_t}{n \cdot r_w} \quad (14)$$

Bude-li $G'_w < G_w$, dojde v trubkách pouze k částečnému odpaření vody a nedojde k přechodu do třetí oblasti /1/.

3.3.1. Výpočet pro zadané konkrétní hodnoty

3.3.1.1. Výpočet pro průměr varné trubky 6 mm.



Obr. 9 Chladič pro varné chlazení

Zadané hodnoty:

- $n = 4$ počet varných trubek v jednom segmentu
- $r = 0,003m$ poloměr varné trubky
- $L_5 = 0,2m$ délka varné trubky
- $t_6 = 116^\circ C$ teplota stěny varné trubky
- $p = 101,3 \text{ kPa}$ tlak v chladicím systému

$q = 265,3 \cdot 10^{-3} \text{ Wm}^{-2}$.. měrný tepelný tok stěnou trubky

$Q_t = 4\,000 \text{ W}$ tepelný tok

Podle obr.9 volíme čtyři varné trubky na jeden segment chladiče, což znamená, že jedna varná trubka musí odvést tepelný výkon $1\,000 \text{ W}$. Při teplosměnném povrchu jedné trubky $S_1 = 3,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ a měrném tepelném zatížení na jednu trubku $q = 265,3 \cdot 10^{-3} \text{ Wm}^{-2}$ podle obr. 8 je třeba zajistit tepelný spád bodem varu při atmosferickém tlaku a teplotou stěny trubky $\Delta t = 16^\circ\text{C}$, z čehož vyplývá, že teplota stěny varné trubky t_G musí být 116°C .

Tab.3 Fyzikální parametry vody a syté páry

t	c_w	λ_w	$\nu_w \cdot 10^6$	Pr_w	$r_w \cdot 10^{-3}$	ρ_w	$\rho_p \cdot 10^3$
$^\circ\text{C}$	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	ms^{-1}		Jkg^{-1}	kgm^{-3}	kgm^{-3}
10	4192,2	0,578	1,307	9,47	2477,3	999,7	9,308
20	4181,8	0,598	1,004	7,01	2453,5	998,2	18,29
30	4178,4	0,613	0,801	5,43	2430,0	995,7	30,36
40	4178,4	0,628	0,658	4,35	2406,1	992,2	51,15
50	4180,5	0,641	0,554	3,57	2308,3	988,0	83,82
60	4183,3	0,652	0,475	3,00	2358,0	983,2	130,20
70	4189,7	0,661	0,413	2,56	2333,3	978,8	198,20
80	4196,4	0,669	0,365	2,23	2308,2	971,8	293,30
90	4205,2	0,676	0,326	1,96	2282,6	965,3	423,50
100	4216,1	0,682	0,295	1,75	2256,7	958,4	597,70

Provedeme kontrolu podle vztahu (13). Za předpokladu výše uvedeného q a atmosferického tlaku $p=101,3\text{kPa}$, bude po dosazení $\alpha = 16\,660,58 \text{ Nm}^{-2} \text{ K}^{-1}$

Ze vztahu

$$Q_t = n S_1 (t_6 - t_v) \quad (15)$$

vypočítáme hodnotu $\Delta t = t_6 - t_v = 15,92^\circ\text{C}$, kde t_v je teplota varu vody při atmosferickém tlaku.

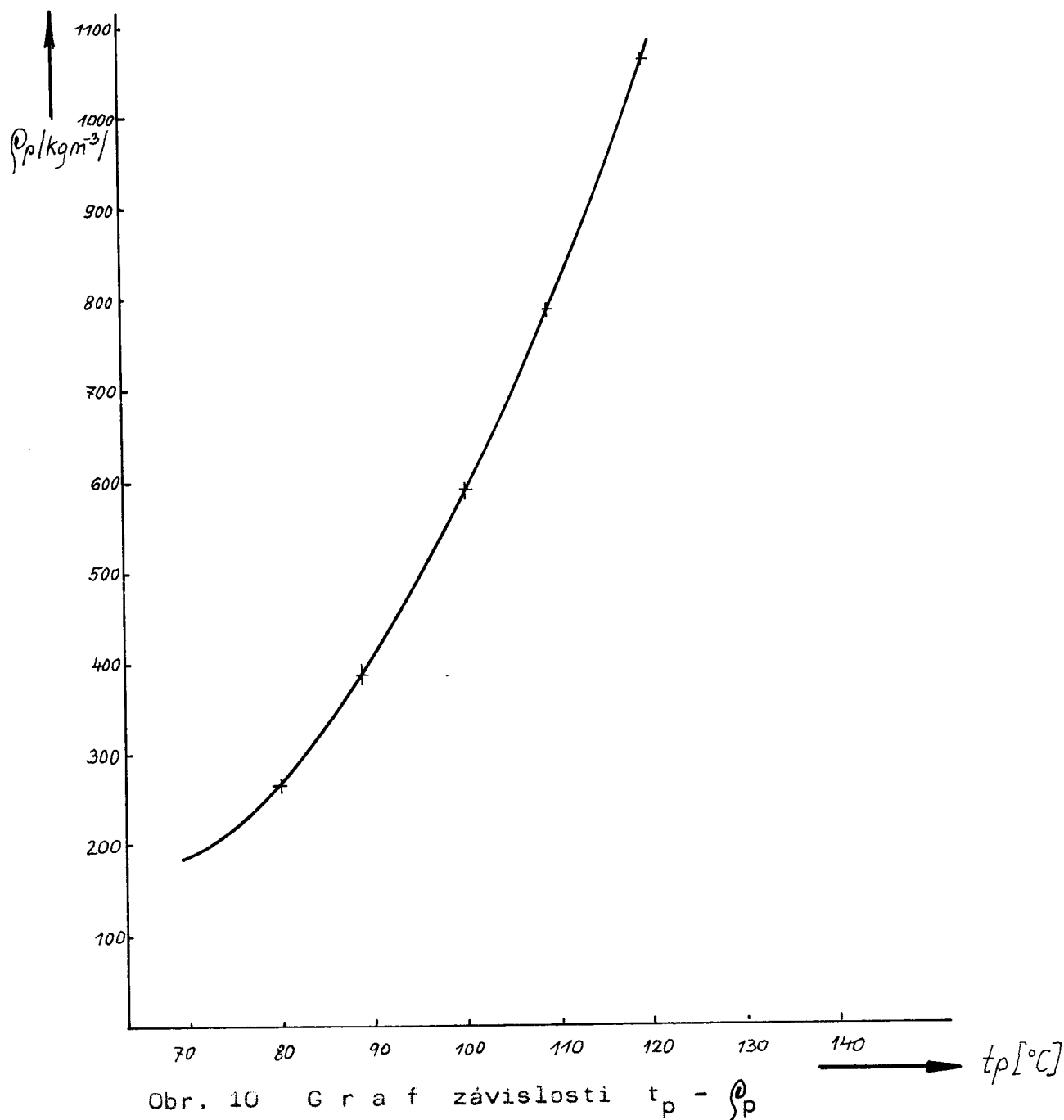
Ze vztahů (6) ÷ (12) a pomocí tab.3 vypočteme teplotu vody při níž nastane intenzivní podchlazený var t_7 (tab.6); objemový průtok chladicí vody Q_w ; hmotnostní průtok vody G_w (tab.4) a ohřev chladicí vody Δt_w v závislosti na rychlosti přivádění chladicí vody V_w a její teplotě t_w .

Z tab.6 byl sestrojen graf závislosti $t_7 - V_w$ (obr.11). V tab.7. jsou stanoveny dráhy náběhů na intenzivní podchlazený var L_n v závislosti na rychlosti a teplotě t_w přiváděné chladicí vody. Z tab.8 byl sestrojen graf závislosti teploty vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var a graf závislosti ohřevu chladicí vody na rychlosti přiváděné chladicí vody (obr.12). Z grafu na obr.10 byla zjištěna hustota páry při teplotě $t_p = 97^\circ\text{C}$ a $t_p = 102^\circ\text{C}$, protože tyto hodnoty nejsou v tabulkách uvedeny.

Z rovnice (6) vyplývá, že na teplotu vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var má výrazný vliv rychlost chladicí vody, zatímco vliv tlaku se pohybuje pouze formou tlakové závislosti zúčastněných veličin.

Dosadíme-li krajní hodnoty dosažitelné pro případ izolační mezivrstvy (z kuliček o $\varnothing d_1 = 0,2\text{mm}$ a $\varnothing d_2 = 2\text{mm}$), tj. rychlost chladicí vody $0,3\text{ms}^{-1}$ a nejnižší teplotu vody na výstupu z výměníku tepla 40°C , obdržíme z rovnice (6) teplotu vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var $t_7 = 40,83^\circ\text{C}$ při $t_6 = 116^\circ\text{C}$ a poté z rovnice (12) dráhu náběhu na intenzivní podchlazený var $L_n = 5,8\text{mm}$.

Je výhodné v podmínkách podchlazeného varu využít naopak vyšší rychlosti chladicí vody, kdy je rozdíl mezi teplotou počátku podchlazeného varu a teplotou stěny varné trubky poměrně malý. Pak také stačí nižší provozní tlak v chladicím systému. Příznivým faktem bude i to, že při vyšší rychlosti vody se podstatně sníží podíl parní složky v proudícím chladicím mediu.



Tab. 4.

$v \frac{m}{s}$ t_w	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	22,6	28,3	33,89	39,58	45,2	50,78	56,48	67,7	90,47	112,96	157,95
20	22,56	28,2	33,84	39,52	45,12	50,71	56,39	67,67	90,34	112,79	157,71
30	22,5	28,17	33,75	39,43	45,01	50,58	56,25	67,51	90,11	112,51	157,32
40	22,42	28,08	33,63	39,29	44,85	50,40	56,06	67,27	89,79	112,12	156,77
50	22,32	27,96	33,49	39,12	44,66	50,19	55,82	66,98	89,41	111,64	156,10
60	22,22	27,82	33,33	38,93	44,44	49,94	55,55	66,66	88,98	111,10	155,34
70	22,12	27,70	33,18	38,76	44,24	49,72	55,30	66,36	88,58	110,6	154,65
80	21,96	27,50	32,94	38,48	43,92	49,36	54,91	65,88	87,95	109,81	153,54
90	21,81	27,31	32,72	38,22	43,63	49,04	54,53	65,45	87,36	109,08	152,52
100	21,6	27,12	32,35	37,95	43,32	48,68	54,15	64,98	86,73	108,30	151,43

$$G_w = Q_w \cdot \rho_w \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tab. 5

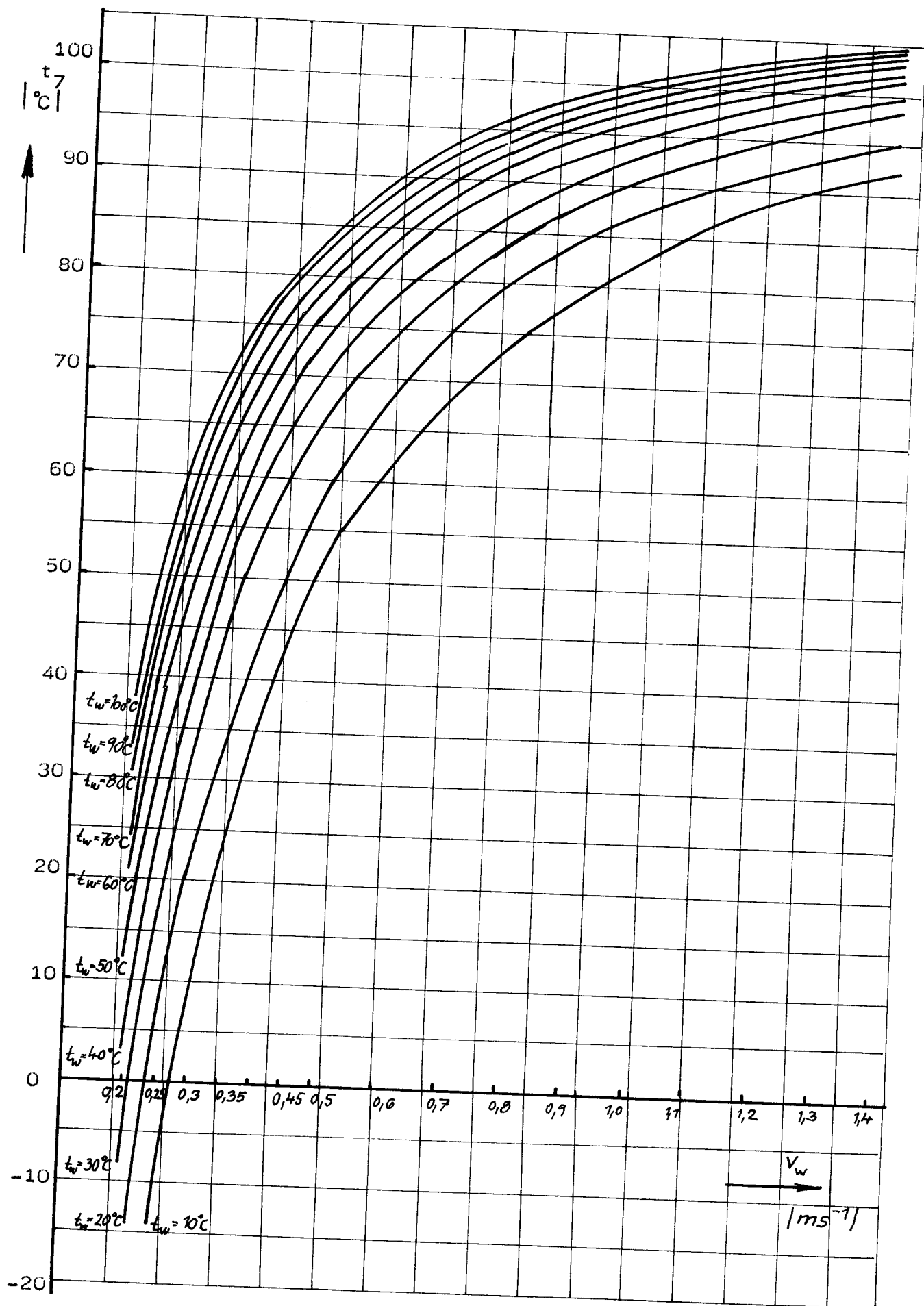
$v_w \frac{m}{s}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
$t_w ^{\circ}C $											
10	-57,12	-24,25	- 2,5	13,65	24,68	36,15	41,9	51,77	64,5	73,12	82,23
20	-44,65	-16,85	2,21	15,11	25,7	33,5	39,71	49,12	61,13	68,25	76,02
30	-38,71	-13,44	3,14	14,97	23,85	30,76	36,28	44,57	54,92	61,14	68,24
40	-36,75	-13,5	0,83	12,07	19,65	26,28	31,25	38,77	48,03	53,62	60,01
50	-37,3	-16,61	- 2,88	5,16	14,32	20,11	24,69	31,57	40,18	45,34	51,21
60	-39,34	-20,75	- 7,62	1,34	8,54	13,36	17,29	24,02	32,02	36,81	42,28
70	-43,79	-24,98	-12,91	-5,72	1,12	6,36	10,12	16,09	23,38	28,56	33,39
80	-49,21	-32,16	-20,77	-12,69	- 6,09	-1,87	2,16	7,56	14,69	18,95	23,82
90	-54,81	-38,65	-27,87	-20,18	-14,41	-9,92	-6,32	-0,94	5,79	9,84	14,45
100	-61,87	-49,29	-33,81	-28,49	-22,94	-18,61	-15,15	-9,96	-3,47	0,43	4,87

$$\Delta t = t_x - t_w |^{\circ}C|$$

Tab. 6

$\frac{v_w}{t_w} \left \frac{m}{s} \right $	$\frac{kgm^{-3}}{\rho_p \cdot 10^3}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	148,2	-47,12	-14,25	7,50	23,16	34,65	46,15	51,90	61,77	74,50	83,12	92,23
20	182,7	-24,65	3,47	22,23	35,11	45,67	53,50	59,71	69,12	80,83	87,86	95,20
30	223,6	- 8,28	16,56	33,14	44,97	53,85	60,76	66,28	74,57	84,92	91,14	98,24
40	271,7	3,25	25,80	40,83	51,57	59,52	65,88	70,90	78,37	87,68	93,42	99,81
50	328,2	12,73	33,39	47,16	55,16	64,32	70,11	74,69	81,57	90,18	95,34	101,21
60	394,2	20,07	39,27	52,04	61,34	68,54	73,36	77,29	84,02	92,02	96,81	102,28
70	470,7	26,21	45,02	57,09	64,28	71,12	76,36	80,12	86,09	93,38	98,56	103,39
80	558,8	30,79	47,84	59,23	67,31	73,91	78,13	82,16	87,59	94,69	98,95	103,82
90	632	35,19	51,35	62,13	69,82	75,59	80,08	83,68	89,06	95,79	99,84	104,45
100	764	38,13	53,71	66,19	71,51	77,06	81,39	84,85	90,04	96,53	100,43	104,87

$$t_7 = t_6 - 265 \frac{r_w}{c_w} \left(\frac{q}{r_w \rho_p v_w} \right)^{1,2} \left(\frac{v_w 2 \cdot r}{\nu_w} \right)^{0,2 \cdot 0,75} Pr_w \left(\frac{\rho_p}{\rho_w} \right)^{1,3} \quad |^{\circ}C|$$

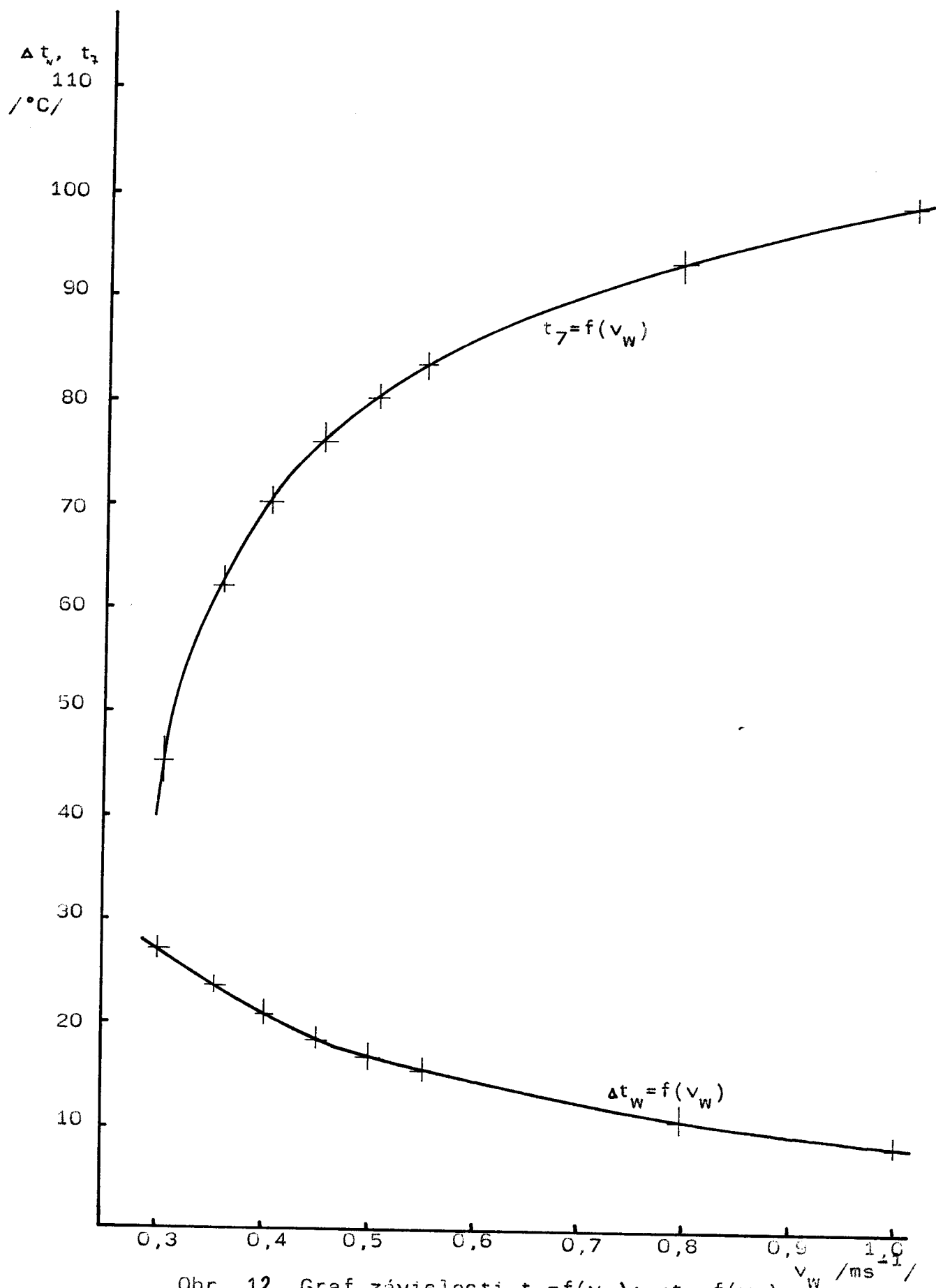


Obr.11 Graf závislosti $t_7=f(v_w)$;

Tab. 7

$\frac{V}{t_w} \frac{[m]}{[s]}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	-270,54	-84,5	58,2	112,9	233,8	384,7	496,0	734,5	1222,9	1731,0	2722,3
20	-223,6	-86,3	15,6	124,8	242,4	355,1	468,1	694,8	1154,5	1609,3	2506,4
30	-181,9	-79,1	22,1	123,3	224,2	321,9	426,3	628,5	1033,7	1436,9	2242,5
40	-172,1	-79,2	5,8	98,6	184,1	276,6	365,9	544,7	900,8	1255,8	2002,7
50	-175,2	-97,0	-20,1	42,2	133,6	210,9	288,3	441,9	750,8	1057,8	1670,6
60	-182,8	-120,7	-62,3	10,9	79,4	139,5	200,9	334,8	595,8	855,2	1373,5
70	-202,8	-144,9	-89,3	-46,4	53,2	66,2	117,2	234,8	433,7	601,6	1081,0
80	-226,7	-185,5	-143,5	-126,9	-56,1	-19,3	24,8	104,4	271,0	436,5	767,2
90	-251,3	-222,5	-191,3	-162,3	-132,1	-102,2	-72,4	-12,9	106,3	225,6	463,3
100	-281,6	-264,5	-229,8	-227,8	-209,4	-190,9	-172,9	-136,4	-63,4	9,8	151,4

$$L_n = \frac{G_w \cdot c_w \cdot (t_z - t_w)}{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot q} \quad / \quad mm \quad /$$



Obr. 12 Graf závislosti $t_7=f(v_W)$; $\Delta t_W=f(v_W)$

Tab. 8 Optimální parametry přestupu tepla bublinkovým varem při různých rychlostech

v_w	t_w	t_p	$Q_w \cdot 10^5$	$G_w \cdot 10^3$	Δt_w	t_7
ms^{-1}	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{m}^{-3}\text{s}^{-1}$	kgs^{-1}	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
1,4	100	108	15,8	151,43	6,26	104,87
1,0	100	108	11,3	108,30	8,76	100,43
0,8	90	103	9,05	87,36	10,88	95,79
0,5	80	98	5,65	54,91	17,36	82,16
0,45	70	93	5,08	49,72	19,20	76,36
0,4	70	93	4,52	44,24	21,58	71,12
0,35	60	88	3,96	38,93	24,56	61,34
0,3	40	78	3,39	33,63	28,46	40,83
0,35	50	92	3,96	39,12	25,18	55,16

3.3.1.2. Výpočet pro průměr varné trubky 8 mm.

Výpočet byl proveden ještě pro poloměr varné trubky $r=0,004$ mm.

Zadané hodnoty:

$n = 4$ počet varných trubek v jednom segmentu

$r = 0,004\text{m}$ poloměr varné trubky

$L_s = 0,2\text{m}$ délka varné trubky

$t_6 = 114^{\circ}\text{C}$ teplota stěny varné trubky

$p = 101,3\text{kPa}$ tlak v chladicím systému

$q = 198,9 \cdot 10^{-3}\text{Wm}^{-2}$... měrný tepelný tok stěnou trubky

$Q_t = 4\,000\text{ W}$ tepelný tok

Volíme čtyři varné trubky na jeden segment chladiče, což znamená, že jedna varná trubka musí odvést tepelný výkon $1\,000\text{ W}$ (viz kap. 3.3.1.1.). Při teplosměnném povrchu jedné trubky $S_1 = 5,026 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$ a měřeném tepelném zatížení na jednu trubku $q = 198,9 \cdot 10^{-3}\text{Wm}^{-2}$ podle obr.8 je

třeba zajistit tepelný spád mezi bodem varu při atmosferickém tlaku a teplotou stěny trubky $\Delta t = 14^\circ\text{C}$, z čehož vyplývá, že teplota stěny varné trubky musí být 114°C .

Provedeme kontrolu podle vztahu (13). Za předpokladu výše uvedeného q a atmosferického tlaku $p = 101,3 \text{ kPa}$, bude po dosazení $\alpha = 13619,47 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Ze vztahu (15) vypočteme hodnotu $\Delta t = t_6 - t_v = 14,6^\circ\text{C}$, kde t_v je teplota varu vody při atmosferickém tlaku.

Ze vztahů (6) - (12) a pomocí tab.3 vypočteme teplotu vody při níž nastane intenzivní podchlazený var t_7 (tab.11); objemový průtok chladicí vody Q_w ; hmotnostní průtok vody G_w (tab.9) a ohřev chladicí vody Δt_w v závislosti na rychlosti přiváděné chladicí vody v_w a její teplotě t_w .

Z tab.11 byl sestrojen graf závislosti $t_7 - v_w$ (obr.13).

V tab.12 jsou stanoveny dráhy náběhu na intenzivní podchlazený var L_n v závislosti na rychlosti a teplotě t_w přiváděné chladicí vody.

Z tab.13 byl sestrojen graf závislosti teploty vody, při níž nastane intenzivní podchlazený var a graf závislosti ohřevu chladicí vody na rychlosti přiváděné chladicí vody (obr.14)

Dosadíme-li krajní hodnoty dosažitelné pro případ izolační mezivrstvy (z kuliček o $\phi d_1 = 0,2 \text{ mm}$ a o $\phi d_2 = 2 \text{ mm}$), tj rychlost chladicí vody $0,25 \text{ ms}^{-1}$ a nejnižší teplotu na výstupu z výměníku tepla 50°C , obdržíme z rovnice (6) teplotu vody, při níž

nastane intenzivní podchlazený var $t_7 = 52,29^\circ\text{C}$ při $t_6 = 114^\circ\text{C}$
a poté z rovnice (18) dráhu náběhu na intenzivní podchlazený
var $L_n = 23,77 \text{ mm}$.

Z uvedených dvou variant výpočtu teploty intenzivního
ho varu t_7 a délky náběhu intenzivního varu L_n vyplývá, že
je výhodnější pro nás uvažovat s poloměrem varné trubky
 $r = 0,003 \text{ m}$. A to z důvodu menších délek náběhu intenzivního
varu, které jsou v experimentálních podmínkách lépe modelo-
vatelné.

Tab. 9

$\frac{v_w m }{t_w ^{\circ}C }$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	40,19	50,25	60,29	70,35	80,40	90,45	100,49	120,59	160,80	200,99	281,39
20	40,14	50,17	60,21	70,24	80,28	90,31	100,35	120,41	160,56	200,69	280,1
30	40,04	50,05	60,06	70,07	80,08	90,09	100,09	120,11	160,16	200,19	280,3
40	39,89	49,87	59,84	69,82	79,79	89,77	99,74	119,70	159,59	199,49	279,3
50	39,73	49,66	59,59	69,52	79,46	89,39	99,32	119,18	158,92	198,64	278,1
60	39,53	49,42	59,30	69,19	79,07	88,95	98,84	118,61	158,14	197,68	276,7
70	39,36	49,19	59,04	68,88	78,72	88,56	98,39	118,07	157,44	196,79	275,5
80	39,08	48,84	58,61	68,38	78,15	87,92	97,69	117,23	156,31	195,39	273,5
90	38,81	48,52	58,22	67,93	77,63	87,34	97,04	116,44	155,27	194,08	271,7
100	38,54	48,17	57,81	67,44	77,08	86,71	96,34	115,61	154,16	192,69	269,7

$$G_w = Q_w \rho_w / 10^3 \text{ kg s}^{-1}$$

Tab. 10

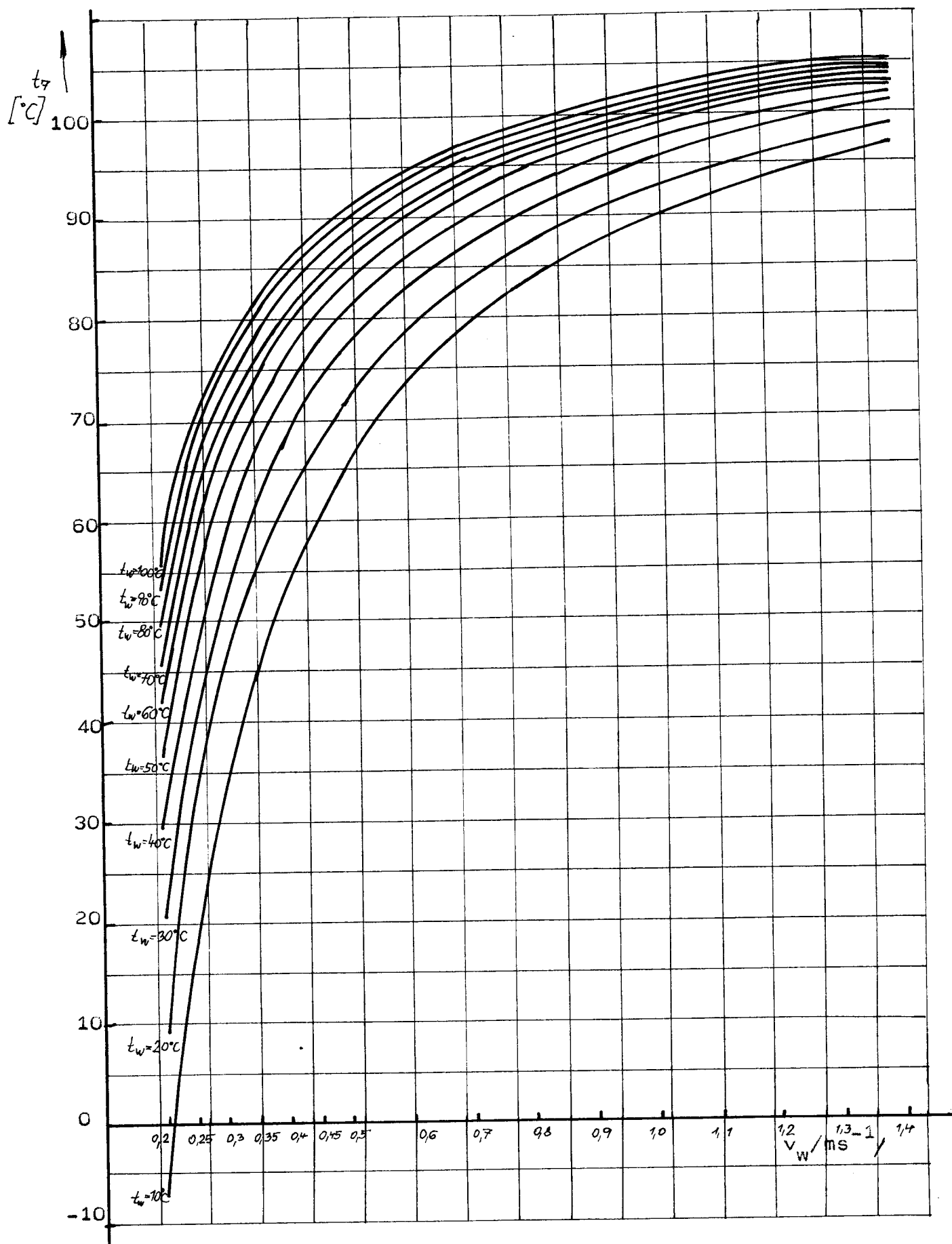
$\frac{v_w m }{t_w ^{\circ}C }$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	-17,5	6,82	25,02	34,59	43,26	50,01	55,41	63,51	73,63	79,72	86,65
20	-11,03	9,74	23,98	33,98	41,48	47,32	51,98	58,99	67,42	72,99	78,99
30	- 9,16	9,47	21,89	30,76	37,42	42,59	46,73	52,94	60,71	65,36	70,69
40	-10,22	6,63	17,85	25,87	31,89	36,57	40,31	45,93	52,94	57,16	61,97
50	-13,14	2,29	12,57	19,92	25,43	29,72	33,14	38,28	44,71	48,57	52,98
60	-17,67	-3,34	6,22	13,25	18,16	22,14	25,33	30,11	36,08	39,66	43,76
70	-24,81	-11,05	- 1,87	4,68	9,59	13,42	16,48	21,06	26,80	30,24	34,17
80	-29,89	-17,11	- 8,59	-2,51	2,05	5,61	8,44	12,70	18,03	21,22	24,87
90	-36,52	-24,42	-16,35	-10,59	- 6,26	-2,90	-0,21	3,38	8,87	11,89	15,35
100	-44,29	-32,64	-24,86	-19,31	-15,15	-11,91	- 9,32	-5,43	-0,58	2,34	5,67

$$\Delta t = t_z - t_w |^{\circ}C|$$

Tab. 11

$v_w \frac{m}{s}$ $t_w \text{ } ^\circ\text{C}$	$\rho_p \cdot 10^3$ kgm^{-3}	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	142,0	-7,47	16,82	35,02	44,59	53,26	60,01	65,41	73,51	83,63	89,7	96,65
20	175,3	8,97	29,97	43,98	53,98	61,48	67,32	71,98	78,99	87,42	92,99	98,99
30	214,8	20,84	39,47	51,89	60,76	67,42	72,59	76,73	82,94	90,71	95,36	100,69
40	261,4	29,78	46,63	57,85	65,87	71,89	76,57	80,31	85,93	92,94	97,16	101,97
50	316,2	36,86	52,29	62,57	69,92	75,43	79,72	83,14	88,28	94,71	98,57	102,98
60	380,2	42,33	56,66	66,22	73,05	78,16	82,15	85,33	90,11	96,08	99,66	103,76
70	454,5	45,19	58,95	68,13	74,68	79,59	83,42	86,48	91,06	96,80	100,24	104,17
80	558,8	50,11	62,89	71,41	77,49	82,05	85,61	88,44	92,70	98,03	101,22	104,87
90	625,0	53,48	65,58	73,65	79,41	83,74	87,10	89,79	93,83	98,87	101,89	105,35
100	752	55,71	67,40	75,14	80,69	84,85	88,09	90,68	94,57	99,42	102,34	105,67

$$t_7 = t_6 - 265 \frac{r_w}{c_w} \left(\frac{q}{r_w \rho_p v_w} \right)^{1,2} \left(\frac{v_w 2 \cdot r}{v_w} \right)^{0,2} Pr_w^{0,75} \left(\frac{\rho_p}{\rho_w} \right)^{1,3} \text{ } ^\circ\text{C}$$

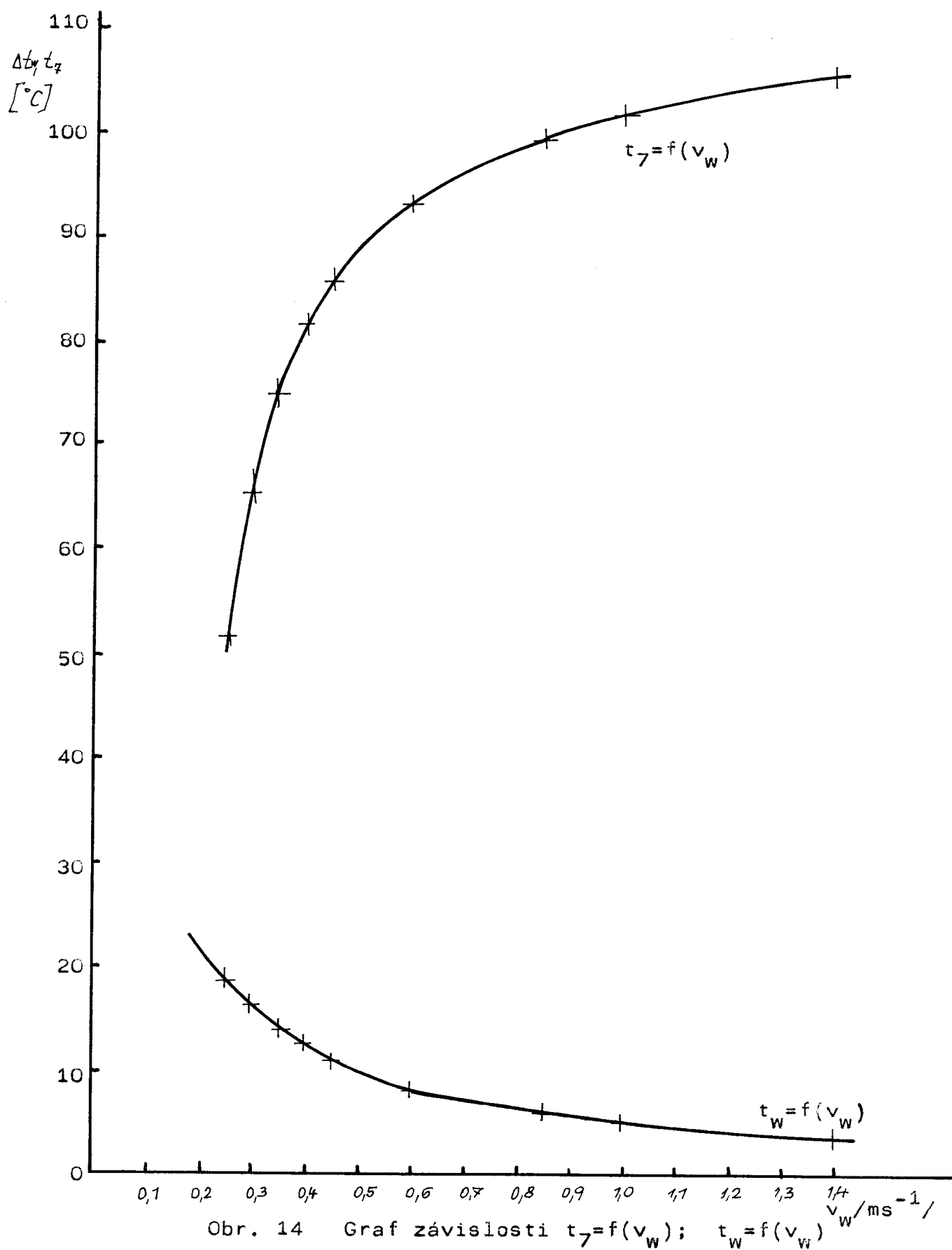


Obr. 13 Graf závislosti $t_7 - v_w$

Tab. 12

$\frac{v_w \cdot \frac{m}{s}}{t_w \cdot ^\circ C}$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4
10	-147,17	71,83	316,19	510,07	729,05	948,17	1167,2	1605,3	2481,8	3358,6	5110,9
20	-92,57	102,17	301,89	499,05	696,28	893,55	1090,7	1490,2	2263,5	3062,8	4626,1
30	-76,62	99,02	274,66	450,3	626,06	801,62	977,2	1328,5	2031,4	2733,6	4139,3
40	-85,17	69,07	223,16	377,4	531,60	685,87	839,9	1148,6	1765,1	2382,3	3615,8
50	-109,12	23,77	156,57	289,5	422,37	555,32	688,0	953,6	1485,2	2016,7	3079,8
60	-146,10	-34,52	77,15	188,86	300,34	412,04	523,7	683,2	1193,5	1639,9	2533,2
70	-204,57	-113,86	-23,13	67,53	158,15	248,97	339,7	520,9	883,9	1246,7	1972,2
80	-245,1	-175,34	-105,63	-36,04	33,61	103,49	173,0	312,7	591,3	869,9	1427,4
90	-298,01	-249,13	-200,15	-151,26	-102,18	-53,25	-4,28	93,77	289,6	485,2	876,9
100	-359,83	-331,44	-302,96	-274,53	-246,17	-217,70	-189,28	-132,83	-18,85	95,05	322,4

$$L_n = \frac{G_w \cdot c_w \cdot (t_f - t_w)}{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot q} \quad / \quad mm /$$



Obr. 14 Graf závislosti $t_7 = f(v_w)$; $t_w = f(v_w)$

Tab.13 Optimální parametry přestupu tepla bublinkovým
varem při různých teplotách

v_w	t_w	t_p	$Q_w \cdot 10^5$	$G_w \cdot 10^3$	Δt_w	t_7
ms^{-1}	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	kgs^{-1}	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
1,4	100	107	28,14	269,77	3,516	105,67
1,0	100	107	20,01	192,69	4,923	102,34
0,6	90	102	12,06	116,44	8,169	93,83
0,45	80	97	9,047	87,92	10,84	85,61
0,4	80	97	8,042	78,15	12,20	82,05
0,35	70	92	7,037	68,88	13,86	74,68
0,3	60	87	6,032	59,30	16,12	66,22
0,25	40	77	5,026	49,87	19,19	46,63
0,25	50	82	5,026	49,66	19,26	52,29

4. Návrh fyzikálního modelu formy

4.1. Výpočet parametrů formy na počítači PMD - 85/2

Z předcházejících kapitol vyplývá, že nejvýhodnějším materiálem k vyplnění izolační mezivrstvy jsou ocelové kuličky o rozdílných průměrech v poměru průměrů $d_1/d_2 = 0,1$ (viz kap. 3.2.2.).

Proto jsem se zaměřil na ložiskové kuličky a zjistil, že nejmenší průměr kuliček u nás vyráběných i dovážených je 2mm. Podařilo se mi získat 60 000 chromovaných ocelových kuliček o průměru 2mm. Kuličky o průměru 0,2 mm nebylo možné získat, a proto jsem byl nucen ocel nahradit jiným materiálem.

V úvahu připadlo nahradit ocelové kuličky o ϕ 0,2mm skleněnými - tzv. balotinou B z Jabloneckých skláren. Balotina má rozměr od ϕ 0,14 - 0,26 mm, a proto rozměrově vyhovují ocelovým kuličkám o ϕ 2 mm. Podle údajů v laboratoři Jabloneckých skláren má balotina transformační teplotu $t_g = 495^\circ\text{C}$ a dilatometrický bod tání $t_d = 550^\circ\text{C}$. Proto vyhovují teplotním poměrům uvnitř izolační mezivrstvy.

Dle kapitoly 3.2.3. a 3.2.4. jsem provedl výpočet izolační mezivrstvy s chromovanými ocelovými kuličkami o ϕ 2 mm a balotinou B pro formu na výrobu lahví na 1l mléka. Zadané hodnoty jsou v tab. 14.

Jako nejvhodnější varianta byla vybrána varianta h, protože mezerovitost 0,19 nejpravděpodobněji vyjadřuje pomě-

ry při nasypání a střešení obou velikostí kuliček do meze-
ry. Výpočtem byla zjištěna šířka izolační mezivrstvy 4,22mm.
S touto hodnotou bylo uvažováno i při konstrukčním návrhu
modelu vodou chlazené formy. Výpis programu a optimální
vypočtené hodnoty jsou přiloženy k DP.

Tab 14. Vstupní parametry pro výpočet optimální šířky
mezivrstvy na počítači PMD - 85/2

VARIANTA PARAMETRY	a	b	c	d	e	f	g	h	i
R1 /mm/	45								
R2 /mm/	55								
R7 /mm/	4,5								
D1 /mm/	0,2								
D2 /mm/	2,0								
V1 /-/	0,22								
V2 /-/	0,64	0,6	0,6	0,6	0,64	0,63	0,62	0,61	0,63
ϵ /-/	0,16	0,2	0,2	0,3	0,16	0,17	0,18	0,19	0,30
$\lambda_M/Wm^{-1}K^{-1}$	21,9		21,5		21,9	21,8	21,7	21,6	21,5
$\alpha_{2M}/Wm^{-1}K^{-1}$	27,5								
$\alpha_{2M}/Wm^{-1}K^{-1}$	21,0								
ψ /-/	50								
ψ_w /-/	22,5								
QT /W/	4 000								
T1 /°C/	500								
T6 /°C/	116								
$\lambda_F/Wm^{-1}K^{-1}$	37								
$\lambda_{ch}/Wm^{-1}K^{-1}$	62								
H1 /m/	0,25			0,20					
H2 /m/	0,24			0,19					
H3 /m/	0,25			0,20					
ET /-/	0,10								
ER /-/	0,01								
Δr /mm/	5,98	5,66	4,16	4,88	4,41	4,35	4,29	4,22	3,58

Posloupnost vstupních parametrů je stejná jako v kap. 3.2.5.2.

4.2. Výpočet hmotnosti a množství kuliček

Množství kuliček na vyplnění izolační mezivrstvy je počítáno pro variantu " h " , která nám vyšla jako nejoptimálnější pro konstrukci experimentální formy.

Zadané hodnoty:

$D_2 = 110,0$ mm	vnější průměr formy
$d_5 = 118,4$ mm	vnitřní průměr chladiče
$H_2 = 190$ mm	výška izolační mezivrstvy
$\Delta r = 4,2$ mm	šířka izolační mezivrstvy
$s = 3,0$ mm	šířka bočního krytu
$\rho_1 = 2\,525$ kgm ⁻³	měrná hmotnost balotiny B
$\rho_2 = 7\,750$ kgm ⁻³	měrná hmotnost ocelových kuliček
$\epsilon_0 = 0,39$	základní mezerovitost

a) výpočet objemu mezivrstvy

$$V = \left[\left(\frac{\pi D_2^2}{4} + \frac{\pi d_5^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{2} - 2 \cdot \Delta r s \right] \cdot H_2 = 138\,361 \text{ mm}^3$$

b) výpočet hmotnosti kuliček

1) kuličky o ϕ 0,2mm

$$V_1 = 0,22 V = 30\,439 \text{ mm}^3$$

kde V_1 je objem kuliček ϕ 0,2mm
obsažených v celkovém objemu mezivrstvy

$$m_1 = V_1 \cdot \rho_1 = 0,0768 \text{ kg}$$

2) kuličky o ϕ 2 mm

$$\epsilon_0 = \frac{V - V_2}{V} \Rightarrow V_2 = V \cdot (1 - \epsilon_0) = 84\,400 \text{ mm}^3$$

kde V_2 je objem kuliček ϕ 2 mm obsažených v celkovém objemu mezivrstvy

$$m_2 = V_2 \cdot \rho_2 = 0,6538 \text{ kg}$$

c) výpočet množství kuliček

1) kuličky o ϕ 0,2mm

$$V_{k1} = \frac{4}{3} \pi R^3 = 4,188 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^3$$

$$N_1 = \frac{V_1}{V_{k1}} = 7\,268\,147 \text{ ks}$$

2) kuličky o ϕ 2mm

$$V_{k2} = \frac{4}{3}\pi R^3 = 4,189 \text{ mm}^3$$

$$N_2 = \frac{V_2}{V_{k2}} = 20\,148 \text{ ks}$$

kde $V_{k1,2}$ - objem kuličky

R_1 - poloměr kuličky o ϕ 0,2mm

R_2 - poloměr kuličky o ϕ 2 mm

$N_{1,2}$ - počet kuliček

4.3. Příklad volby vstupních parametrů pro určení šířky izolační mezivrstvy (varianta "h")

K určení šířky izolační mezivrstvy potřebujeme znát mimo základních rozměrů formy, chladiče a jejich tepelných vodivostí λ_F, λ_{CH} ještě tepelnou vodivost materiálu vyplňujícího izolační mezivrstvu λ_M , kterou zjistíme pomocí vzorce:

$$\lambda_M = \frac{V_1 \lambda_1 + V_2 \lambda_2}{V_1 + V_2} \quad (15)$$

kde V_1 ...objem skleněných kuliček o ϕ 0,2mm

V_2 ...objem ocelových kuliček o ϕ 2,0mm

λ_1 ...tepelná vodivost skleněných kuliček

λ_2 ...tepelná vodivost ocelových kuliček

Tepelnou vodivost λ_1 určíme jako střední hodnotu z tepelných vodivostí λ_1 100°C při 100°C a λ_1 450°C při 450°C.

Počítáme se vztahem /8/:

$$\lambda_{1t} = 0,64 + 0,001 t$$

$$\lambda_1 100^\circ\text{C} = 0,64 + 0,001 \cdot 100 = 0,86 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$\lambda_1 450^\circ\text{C} = 0,64 + 0,001 \cdot 450 = 1,267 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

a z toho

$$\lambda_1 = \frac{\lambda_{1 \ 100^\circ\text{C}} + \lambda_{1 \ 450^\circ\text{C}}}{2} = 1,064 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

Tepelnou vodivost λ_2 určíme z /5/, kde pro ocel 14 208

je $\lambda_2 = 29 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$

Po dosazení do (15) vyjde $\lambda_M = 21,6 \text{ Wm}^{-1} \text{ K}^{-1}$

Další důležitou veličinou, která určuje šířku izolační mezivrstvy je mezerovitost, kterou určíme z /6/. V našem případě volíme $\epsilon = 0,19$.

Ze vztahu $\frac{\lambda_M}{\lambda_V} = \text{konst}$

kde λ_M ..tepelná vodivost materiálu v mezivrstvě

λ_V ..tepelná vodivost vzduchu

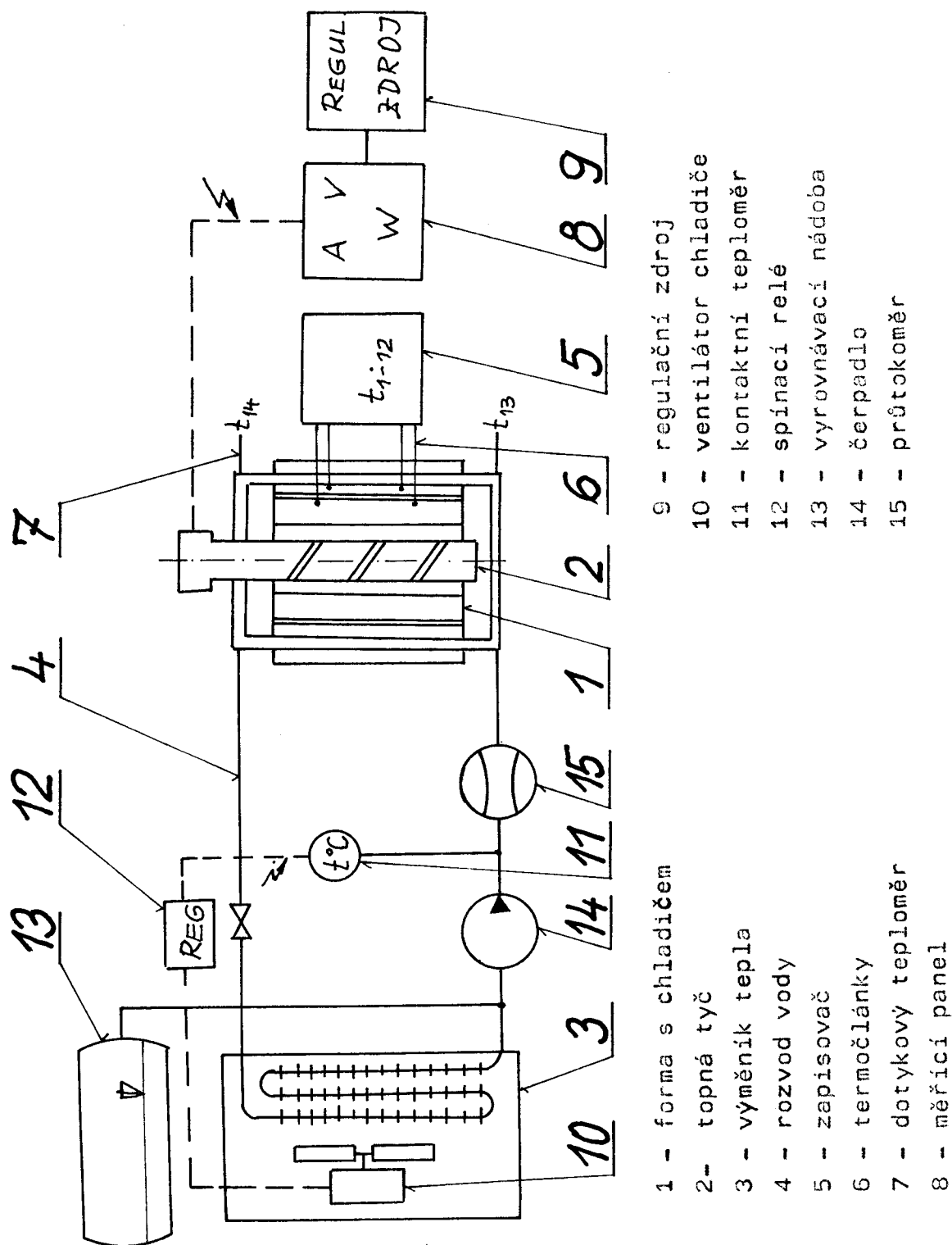
určíme podle /6/ součinitel ψ a ψ_w .

Pro konkrétní hodnoty je $\frac{\lambda_M}{\lambda_V} = 502$ a z toho vyplývá

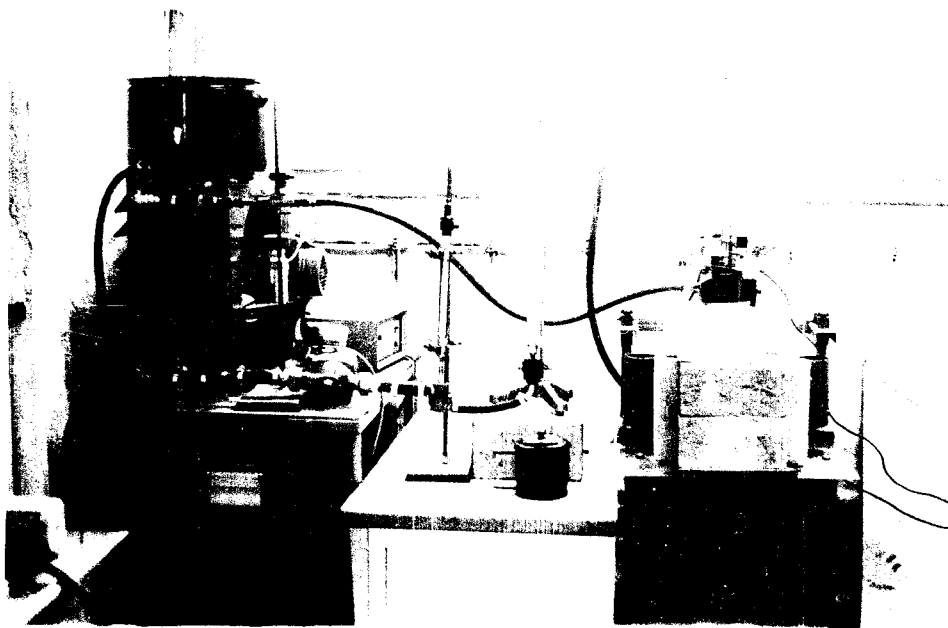
$$\psi = 50 \quad \text{a} \quad \psi_w = 22,5.$$

Dále se musí určit součinitelé přenosu tepla α_{zm} a α_{zm} , které nejlépe získáme podle /6/ z jejich závislosti na záření ϵ_z . Pro zvolenou zářivost $\epsilon_z = 0,6$, která nejlépe vyhovuje směsi ocelových a skleněných kuliček, vychází $\alpha_{zm} = 27,5 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$ a $\alpha_{zm} = 21 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

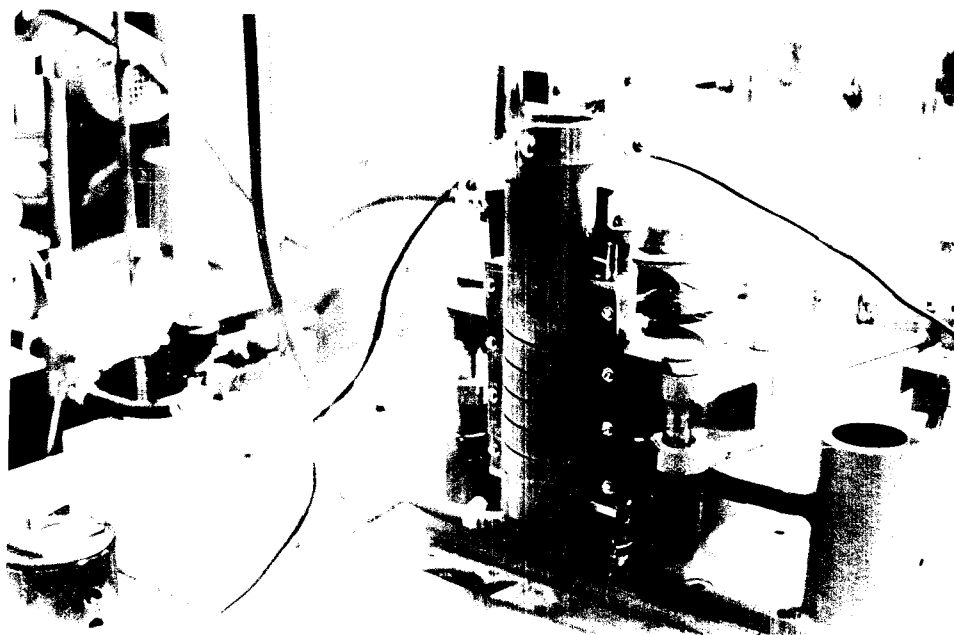
5. Vybudování experimentálního modelového pracoviště



Obr. 15 Schéma chladicího okruhu fyzikálního modelu



Obr. 16 Modelové stanoviště



Obr. 17 Experimentální forma

Schéma celého zkušebního pracoviště je na obr.15. Forma s chladičem 1 je upevněna na stojanu upraveném z držáku konečných forem stroje AL 106. Středem formy prochází topná crusilitová tyč 2. Rozvod vody 4 mezi výměníkem tepla 3 a formou sestává z Cu trubek o $\varnothing$ 12 a $\varnothing$ 8 mm, pryžových hadic o $\varnothing$ 14 a $\varnothing$ 25 mm a ventilu, který umožňuje regulaci rychlosti vody. K rozvodu vody je připojena tlaková vyrovnávací nádoba 13. Dále je v rozvodu instalováno čerpadlo 14, průtokoměr 15 a kontaktní teploměr 11. Ten ovládá prostřednictvím dvoupolohového regulátoru 12 - ventilátor 10 výměníku tepla pro udržení stálé teploty chladicí vody na vstupu do formy. Výměník tepla je typ běžně používaný k vytápění průmyslových objektů.

Termočlánky 6 typu Fe - Co jsou přivařeny výbojem. Slouží ke sledování tepelného režimu formy při zavádění změn parametrů chlazení. Termočlánky jsou vyvedeny na šestibodový zapisovač 5. Dotykovým termočláňkovým teploměrem 7 se měří teplota vody v potrubí na vstupu i výstupu postupným zasouváním čidla do zvláštní jímky.

Topná tyč je napojena na zdroj 9 s tyristorovou regulací. Příkon se nastavuje pomocí měřicího panelu 8.

Pro omezení koroze a tvoření kotelního kamene byl chladicí okruh naplněn upravenou vodou získanou v tepelnárně. Jednalo se o změkčený kondenzát s vodou upravenou prvním stupněm - demineralizací.

Bylo naměřeno: SiO_2 pod $30 \mu\text{g l}^{-1}$
vodivost $1,83 \mu\text{S.cm}^{-1}$
pH 8,7

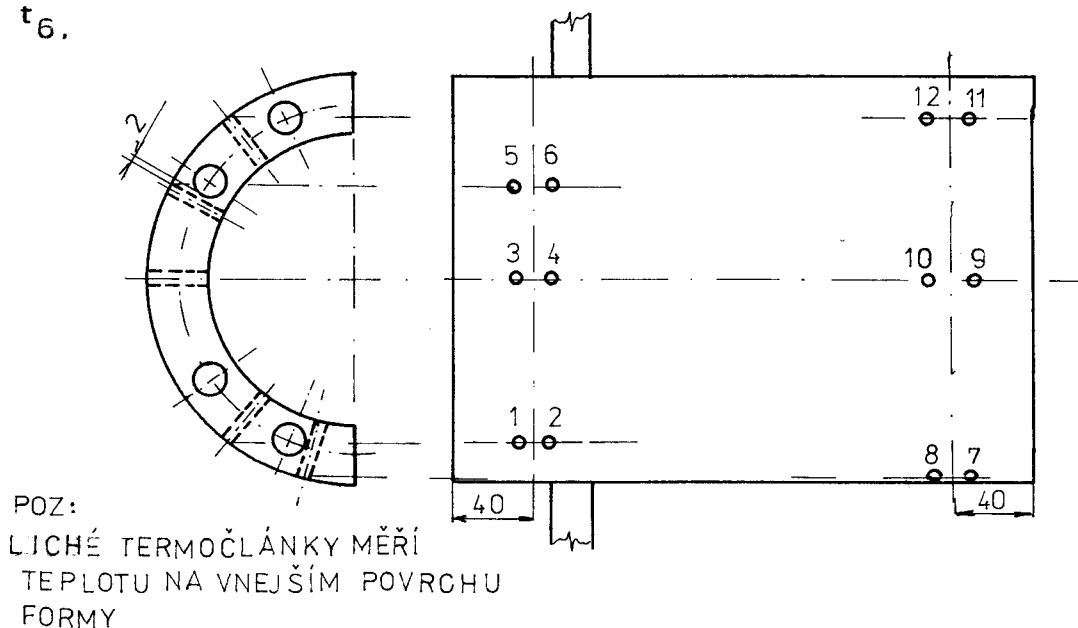
6. Experimentální vyhodnocení parametrů vodou chlazené formy

Úkolem měření na experimentálním modelu vodou chlazené formy bylo zjistit teplotní spád ve formě, teplotu na přívodu a odvodu z formy a teplotu na povrchu chladiče.

Nastavenými parametry byly:

- příkon topné tyče Q_T
- objemový průtok chladicí vody Q_w
- teplota přiváděné chladicí vody t_w

Teplota vody na přívodu a odvodu z formy t_{13} , t_{14} a na povrchu chladiče t_{CH} byla měřena dotykovým teploměrem, teplotní spád ve formě byl změřen dvanácti termočládky $t_1 - t_{12}$ umístěnými na různých místech formy (viz obr.18). Šest termočládků měřilo teplotu na vnějším povrchu formy a šest teplotu 4,5 mm pod vnitřním povrchem chladiče, kde by měla být teplota teoreticky rovna teplotě varné trubky t_6 .



Obr. 18 Místa měřených teplot

Experiment měl ověřit správnost teoretických výpočtů, které byly provedeny pomocí počítače v kap.3.2.5.

Výpočty vyšla teplota vnějšího povrchu formy $465,47^{\circ}\text{C}$ a teplota varné trubky $116,063^{\circ}\text{C}$ (viz příloha 1).

S teplotou varné trubky bylo počítáno dále v kap. 3.3.1.1., ve které se zjišťovala neoptimálnější rychlost a teplota chladicí vody, při které nastane bublinkový var.

Pokus byl proveden s hodnotami uvedenými v posledních dvou řádcích tab. 8, při příkonu topné tyče $Q_T = 6\ 000\text{W}$ a $7\ 000\text{W}$.

Pozn: V teoretických výpočtech se počítalo $Q_T = 4\ 000\text{W}$ na jednu polovinu formy, aniž se uvažovaly ztráty tepla do okolí. Při pokusu však došlo ke ztrátám tepelného toku Q_T plechovým krytem a šamotovými cihlami, které obklopovaly topnou tyč v místech, kde nebyla forma.

Výpočtem podle vztahu (1) bylo zjištěno, že při příkonu topné tyče $6\ 000\text{W}$ prochází formou tepelný tok asi $3\ 000\text{W}$ a zbytek uniká do okolí. Při příkonu $7\ 000\text{W}$ lze předpokládat, že formou procházel tepelný tok $4\ 000\text{W}$.

S ostatními hodnotami uvedenými v tabulce nemohlo být měření provedeno, protože do obvodu byl instalován průtokoměr s teplotní odolností max. 50°C .

Tab. 15

	$Q_T = 6\ 000\ \text{W}$			
	$Q_W = 3,39 \cdot 10^{-5}\ \text{m}^3\ \text{s}^{-1}$		$Q_W = 3,96 \cdot 10^{-5}\ \text{m}^3\ \text{s}^{-1}$	
	$t_W = 40\ \text{C}$		$t_W = 50\ \text{C}$	
	<i>teplota na termočl. [°C]</i>	<i>teplotní spád [°C]</i>	<i>teplota na termočl. [°C]</i>	<i>teplotní spád [°C]</i>
t_1	347	277	390	309
t_2	70		81	
t_3	390	309	405	320
t_4	81		85	
t_5	351	272	371	286
t_6	79		85	
t_7	310	229	346	257
t_8	81		89	
t_9 t_{10}	uvolněný termočlánek t_{10}			
t_{11}	294	223	305	229
t_{12}	71		76	
$t_{13} [^{\circ}\text{C}]$	41		51	
$t_{14} [^{\circ}\text{C}]$	60		72	
$t_{\text{CH}} [^{\circ}\text{C}]$	89			

Tab.16

	$Q_T = 7\ 000\ W$			
	$Q_W = 3,39 \cdot 10^{-5}\ m^3\ s^{-1}$		$Q_W = 3,96 \cdot 10^{-5}\ m^3\ s^{-1}$	
	$t_W = 40^\circ C$		$t_W = 50^\circ C$	
	<i>teplota na termočl. [°C]</i>	<i>teplotní spád [°C]</i>	<i>teplota na termočl. [°C]</i>	<i>teplotní spád [°C]</i>
t_1	437	342	471	373
t_2	95		98	
t_3	492	385	509	397
t_4	107		112	
t_5	473	364	478	369
t_6	109		109	
t_7	395	278	408	300
t_8	117		108	
t_9	uvolněný termočlánek t_{10}			
t_{10}				
t_{11}	390	283	390	291
t_{12}	107		99	
$t_{13}[^\circ C]$	40		50	
$t_{14}[^\circ C]$	60		70	
$t_{CH}[^\circ C]$	92			

Nerovnoměrný tepelný spád ve formě byl pravěpodobně způsoben ne zcela přesnou soustředností topné tyče a formy a únikem tepla po stranách formy.

Z naměřených teplot se nejvíce blíží teoretické teplota naměřená na termočláncích t_5 a t_6 v tab.16.

teoretická teplota-chladiče	- 465,77°C
varné trub-	116,063°C
teplotní spád	- 349,4°C

naměřená hodnota při $t_w = 40^\circ\text{C}$

-chladiče	- 473,0 °C
varné trub-	109,0 °C
teplotní spád	- 364,0 °C

naměřená hodnota při $t_w = 50^\circ\text{C}$

-chladiče	- 478,0 °C
-varné trub-	109,0 °C
teplotní spád	- 369,0 °C

Je to způsobeno tím, že formou procházel tepelný tok blízky teoretickému, tj. 4 000 W a termočláncí byly umístěny ve středu formy 2 mm vedle varné trubky.

Z celého měření vyplývají tyto závěry:

1. Ukázalo se, že navržený systém splňuje předpokládané parametry a pracuje na principu podchlazeného varu.
2. Izolační schopnost navržené izolační mezivrstvy byla měřením prokázána.
3. Se zvyšováním teploty chladicí vody teplota formy stoupá.
4. Změna teplotního příkonu topné tyče má značný vliv na teplotu vnitřního povrchu formy.
5. Experimentální forma má rozložení teplotního pole zanedbatelně nepravidelné po obvodu formy, po její délce jsou rozdíly větší.

7. Technicko - ekonomické zhodnocení

Spotřeba elektrické energie je v současné době nejdůležitějším parametrem pro hodnocení technické úrovně stroje a jeho pokrokovosti. Ukázalo se, že značné energetické rezervy jsou v oblasti chlazení forem ventilátorovým vzduchem.

Provedeme-li ekonomické srovnání chlazení vzduchem a vodního chlazení zjistíme:

Spotřeba chladicího vzduchu u stroje AL 118 je cca $30\,000\text{m}^3\text{h}^{-1}$, odpovídající příkon ventilátoru je 130kW; Při ceně 1 kWh 0,50 Kčs pro průmyslové podniky je pak cena chladicího vzduchu bez prostojů přibližně 570 000 Kčs za rok.

Při použití vodního chlazení vychází příkon čerpadla pro tentýž případ maximálně 3kW. Přibližně 45 kW se však spotřebuje k chlazení lahví na odstávce. Cena energie za rok je při tomto způsobu u stroje AL 118 asi 210 000 Kčs. Jestliže cena instalovaného vodního oběhu, včetně ochlazení vody je přibližně 70 000 Kčs, je tedy zřejmé, že návratnost investovaných prostředků je přibližně čtyři měsíce.

Jiným problémem je otázka ceny chladiče a úprav spojených s jeho použitím. Cena vlastní formy se prakticky nezvýší, životnost chladiče by měla být značně vyšší než formy. Z toho vyplývá, že vodní chlazení bude v tomto smyslu tím efektivnější, čím větší budou serie vyráběných obalů.

Poměrně významným faktorem, který hovoří pro praktické použití vodního chlazení, je i možnost využití odpadního tepla. Využitelný výkon představuje u jednoho stroje

přibližně 70 kW. Odpadní teplo bude s největší pravděpodobností použito k ohřevu užitkové vody. Pro uvažovaný uzavřený oběh vodního chlazení předpokládáme poměrně malé ztráty vody.

Závěrem lze říci, že při větších seriích výrobků je vodní chlazení podstatně výhodnější než chlazení vzduchem, vhodným seřizením odvodu tepla lze dosáhnout zvýšení produktivity práce, významné je i výrazné snížení hlučnosti a prašnosti okolního pracovního prostředí.

Seznam použité literatury

- 1/ Cibulka, J. :Chlazení forem strojů na výrobu obalového skla /Kandidátská disertační práce/,
Fakulta strojní VŠST Liberec, 1984
- 2/ Kalčík, J., Sýkora, K.:Technická termomechanika,
Academia Praha, 1973
- 3/ Suske, P.: Vodou chlazená forma /Diplomová práce 109/86/
Fakulta strojní VŠST Liberec, 1986
- 4/ Kračmar, Z.:Vodní chlazení forem / Strojní zpracování
skla, kap.2.2/,
Fakulta strojní VŠST Liberec, 1987
- 5/ Smrček, A.: Strojní tvarování skla, SNTL Praha,1981
- 6/ Hlavačka, V. Valchář, J ; Viktorin, Z.:
Tepelně technické pochody v systémech
plyn - tuhé částice, SNTL Praha, 1980
- 7/ Rejmont, J., Košťálek, J.: Sdílení tepla při varu kapali-
ny, Strojírenství 1977, č.2-4, Přílohy
- 8/ Kutateladze, S.S., Borišanskij, V.M.:
Příručka sdílení tepla, SNTL Praha, 1962
- 9/ Vávra, P.: Strojnické tabulky, SNTL Praha, 1983