

Medzinárodná vedecká konferencia Technická univerzita vo Zvolene



37. stretnutie katedier Mechaniky tekutín a Termomechaniky

Zborník príspevkov



Štúrovo, 27.–30. jún 2018

Cieľom medzinárodnej vedeckej konferencie **"37. stretnutie katedier Mechaniky tekutín a Termomechaniky**" je prezentácia dosiahnutých výsledkov vo vede a výskume v oblasti mechaniky tekutín a termomechaniky na jednotlivých katedrách a ústavoch vysokých škôl a univerzít v Českej republike a na Slovensku.

Medzinárodný vedecký výbor:

- doc. Ing. Josef ADAMEC, CSc., ČVUT Praha prof. Ing. Mária ČARNOGURSKÁ, CSc., TU v Košiciach doc. Ing. Václav DVOŘÁK, Ph.D., TU v Liberci prof. Ing, Ladislav DZURENDA, PhD., TU v Zvolene prof. Ing. Jozef JANDAČKA, PhD., ŽU v Žiline prof. Ing. František KAVIČKA, CSc., VUT Brno doc. Ing. Branislav KNIŽAT, CSc., STU Bratislava prof. RNDr. Milada KOZOUBKOVÁ, CSc., VŠB-TU Ostrava prof. RNDr. Milan MALCHO, PhD., ŽU v Žiline prof. Ing. Milan PAVELEK, CSc., VUT Brno prof. Ing. Jaromír PŘÍHODA, CSc., UT AV ČR Praha prof. Ing. Miroslav PŘÍHODA, CSc., VŠB-TU Ostrava doc. Ing. František ŘIDZOŇ, PhD., STU Bratislava doc. Ing. Josef SOUKUP, CSc., UJEP Ústí nad Labem Ing. Blanka SKOČILASOVÁ, Ph.D. UJEP Ústí nad Labem Ing. Jan SKOČILAS, Ph.D., ČVUT Praha Dr. Ing. Jaroslav SYNAC, ZČU v Plzni doc. Ing. Jaroslav ŠTIGLER, Ph.D., VUT Brno prof. Ing. Václav URUBA, CSc., AV ČR Praha prof. Ing. František URBAN, CSc., STU Bratislava
- doc. Ing. Ivan VITÁZEK, CSc., SPU v Nitre.

Recenzenti príspevkov:

- prof. Ing. Mária ČARNOGURSKÁ, CSc., TU v Košiciach
- prof. RNDr. Milan MALCHO, PhD., ŽU v Žiline
- prof. Ing. Miroslav PŘÍHODA, CSc., VŠB-TU Ostrava
- prof. Ing. František URBAN, CSc., STU Bratislava
- doc. Ing. Josef SOUKUP, CSc., UJEP Ústí nad Labem
- doc. Ing Marián BOJKO, Ph.D., VŠB-TU Ostrava
- doc. Ing. Tomáš BRESTOVIČ, PhD. TU v Košiciach
- doc. Ing. Michal MASARYK, CSc., STU Bratislava
- doc. Ing. Ivan VITÁZEK, CSc., SPU v Nitre.

Organizačný výbor konferencie:

prof. Ing. Ladislav DZURENDA, PhD. Ing. Adrián BANSKI, PhD. Ing. Richard KMINIAK, PhD. Silvia NEMCOVÁ

Editori:

prof. Ing. Ladislav DZURENDA, PhD. Ing. Adrián BANSKI, PhD.

Grafická úprava: Silvia NEMCOVÁ Rozsah: 241 strán Vydanie: I. – 2018 Vydavateľ: © Technická univerzita vo Zvolene

Za obsah príspevkov zodpovedajú autori a recenzenti. Rukopis neprešiel jazykovou úpravou. Všetky práva vyhradené. Nijaká časť textu ani ilustrácie nemôžu byť použité na ďalšie šírenie akoukoľvek formou bez predchádzajúceho súhlasu autorov, alebo vydavateľa.

ISBN: 978-80-228-3061-4

Obsah

	Str.
Marian Bojko – Milada Kozubková – Lumír Hružík Metodika aplikace optimalizačního nástroje Adjoint Solver při proudění zpětnou klapkou	5
<i>Tomáš Brestovič – Marián Lazár – Natália Jasminská – Romana Dobáková</i> The use of the peltier modules for the thermal management of a metal hydride tank	13
Jakub Devera – Shkurte Kastrati - Radomír Kalinay – Tomáš Hyhlík Mixed convection heat and mass transfer in horizontal channel heated from below: radiation influence	17
<i>Daniel Duda – Václav Uruba</i> PIV of air flow over a step and discussion of fluctuation decompositions	25
Ladislav Dzurenda – Adrián Banski – Ján Šustek Vplyv vlhkosti agátového reziva na spotrebu tepla a tepelný príkon autoklavu v procese modifikácie farby dreva	29
<i>Michal Holubčík – Jozef Jandačka – Nikola Kantová</i> Vplyv geometrických parametrov dreva na produkciu tuhých znečisťujúcich látok v krbovej vložke	35
<i>Tomáš Hyhlík</i> Determination of natural draft wet-cooling tower loss coefficient	41
Petr Jančík – Tomáš Hyhlík A comparison of two ways of modelling free-slip boundary condition in the SPH method	47
Nikola Kantová – Jozef Jandačka – Michal Holubčík – Alexander Čaja Znižovanie úletu tuhých znečisť ujúcich látok v závislosti od polohy prepážok v spalinovom trakte	55
František Kavička – Josef Štětina – Jaroslav Katolický – Tomáš Mauder – Lubomír Klimeš The model of temperature field of ductile-cast-iron roller	59
Jan Kůrečka – Vladimír Habán Experimental and acoustic modal analysis of the submerged steel plate in water	67
<i>Richard Lenhard – Milan Malcho – Katarína Kaduchová</i> Chladenie rúr po indukčnom ohreve	71
Milan Malcho – Katarína Kaduchová – Ján Siažik Možnosti akumulácie energie	77
Michal Masaryk – Peter Mlynár Solar air-conditioning by ejector cooling	87
Blanka Skočilasová – František Klimenda – Josef Soukup – Petr Jirava Regulační stanice páry	93
Blanka Skočilasová – Alena Petrenko – Milan Žmindák – Josef Soukup Problematika lití pístů do kokil	99

obrábacom centre	
<i>Richard Kminiak</i> Podiel prachovej frakcie v odsávaných trieskach z procesu frézovania dubového dreva na CNC	145
Martin Vrábel – Sylva Drábková – Milada Kozubková – Pavel Dobeš Možnosti využitia čerpadiel v systémoch pre mimoriadne situácie	137
František Világi – Branisla Knížat – František Urban – František Ridzoň Behaviour of a natural circulation helium loop in a steady state	129
Dominik Šedivý – Simona Fialová – Darina Jašíková Flow of Newtonian and non-Newtonian fluid through pipe with flexible wall	123
<i>Jaroslav Synáč</i> Poslední nízkotlakové stupně parních turbín s transsonickým a supersonickým proudem páry	113
Josef Soukup – František Klimenda – Blanka Skočilasová – Petr Jirava Rozšíření teplárenského odběru elektrárny	107

firma ECM ECO Monitoring

Jaroslav Janalík Čerpací systémy s dávkovačema rekuperace tlaku s vysokou učinnosti

Václav Uruba O Reynoldsově čísle – fyzikální interpretace





Metodika aplikace optimalizačního nástroje Adjoint Solver při proudění zpětnou klapkou

BOJKO Marian, KOZUBKOVÁ Milada, HRUŽÍK Lumír

Zkoumání charakteristik zpětných klapek lze pomocí experimentálních a matematických metod. V případech, které jsou obtížně teoreticky řešitelné, nebo dokonce zatím neřešitelné, je možno získat charakteristiky pomocí experimentu případně numerickým modelováním. Navíc optimalizační metodou lze upravovat konstrukční návrhy za účelem zlepšení parametrů. V tomto příspěvku je definována metodika aplikace optimalizační metody na zpětnou klapku. Vyhodnocení metody Adjoint Solver je na základě snížení odporu.

Klíčová slova: numerické modelování, odpor zpětné klapky, Adjoint Solver

Úvod

K optimalizaci hydraulických komponentů a systému je možné použít dvě metody. Klasickou metodou je metoda experimentální. V hydraulických laboratořích se zkoumají různé modely součástí a zařízení za účelem poznání jejich základních vlastností, ověření navrhovaných domněnek, případně úprav odvozených teoretických rovnic na rovnice, které se blíže přibližují skutečnosti apod. Příklady experimentálních měření jsou obsahem příspěvku [1], [2], [3]. V některých případech, jenž jsou jen velmi obtížně teoreticky řešitelné, nebo dokonce zatím neřešitelné, je možno získat potřebné hodnoty pouze pomocí experimentu. Ovšem ne všechny jevy jdou vypozorovat prostřednictvím modelů. Zde nachází uplatnění matematicko-fyzikální modelování, při kterém pomocí matematických modelů založených na aplikaci fyzikálních zákonů a jevů lze dospět k potřebným výsledkům. Tyto matematické modely spočívají v definici rovnic popisující dané děje, které je nutné řešit prostřednictvím numerických metod. K řešení se používají výpočetní softwary typu Fluent, CFX apod.

V rámci funkce těchto softwarů lze provádět simulace, což umožňuje v krátkém časovém intervalu vyhodnotit různé proměnné, optimalizovat konstrukci prvku tak, aby vyhovoval dané aplikaci apod. Předpokladem ovšem zůstává kontrola dosažených výsledků experimentální metodou. Optimalizace parametrů a tvarů výrobků a zařízení je již nedílnou součástí návrhového procesu. Dosáhnout zlepšení tvaru výrobku, aniž by se muselo vyrábět množství prototypů, lze vytvořením množství variant a provedením simulací pro různé podmínky. To znamená úsporu času a financí za současného dosáhnutí kvalitativního zlepšení.

2. Konstrukce zpětných klapek

Zpětné klapky jsou armatury sloužící k řízení průtoku pracovního média v jednom směru a zamezení průtoku média ve směru druhém. Zpětné klapky se používají tam, kde je nežádoucí zpětné proudění. Tedy jako ochrana čerpadel, ventilátorů apod. Lze je montovat do potrubí vodorovných, svislých a v některých případech i šikmých. Směr proudění u svislých musí být vždy nahoru. Pracovním médiem může být voda (mořská, pitná), pára, ropa, vzduch, plyny atd.

[4]. Využívají se především v chemickém průmyslu, energetice, vodárenství, plynárenství apod. Jsou důležitým prvkem v jaderných elektrárnách, ropovodech, plynovodech a parovodech. Konstrukce zpětných klapek se skládá z tělesa, talíře, hřídele (případně čepů), víka a těsnění. Fungování klapek je samočinné, neboť k otevírání/zavírání klapky dochází vlivem samotné váhy talíře a působením silových účinků proudící tekutiny na tento talíř. Ve chvíli, kdy jsou dynamické účinky média na talíř v rovnováze s gravitací talíře (případně také pákou), dochází k úplnému otevření. Jsou-li ale tyto silové účinky malé, dojde k přivření klapky nebo k jejímu úplnému zavření. V případě, že se v potrubí se zpětnou klapkou objeví proudění v opačném směru, které je větší, dochází k zavření klapky. Za normálního provozu jsou klapky plně otevřené s požadavkem na co nejmenší průtokový odpor [4], [5]. Dílčí polohy klapky jsou znázorněn na Obr. 1.



Obr. 1: Schematické zobrazení klapky v uzavřené a plně otevřené poloze [6]

Základní charakteristikou klapky je závislost tlakového spádu Δp , na průtoku Q. Tato charakteristika se skládá z dílčích charakteristik, které jsou naměřeny pro různé úhly pootevření talíře klapky β (**Obr. 2**). Ztrátový součinitel ζ je přímo závislý na úhlu otevření talíře β (**Obr. 2**), přičemž platí, že při plném otevření talíře je ztrátový součinitel nejmenší.



Obr. 2: Δ*p*-*Q* charakteristika zpětné klapky a zobrazení závislosti ztrátového součinitele na úhlu otevření talíře klapky [7]

3. Charakteristika optimalizace s gradientovou metodou

Existuje mnoho optimalizačních metod, jejichž vhodnost pro každý případ je definována časovou náročností úlohy a efektivností při manipulaci mnoha konstrukčních proměnných. Gradientová metoda je nejznámější metodou, která je schopna pracovat s velkým množstvím konstrukčních

proměnných. Tato metoda je řešena prostřednictvím výpočetních schémat jako je schéma konečných diferencí a adjungovaná metoda. Na rozdíl od schématu konečných diferencí je adjungovaná metoda méně časově náročná při odvozování gradientu nákladové funkce, především kvůli nutnosti provést výpočet pouze jedenkrát, přičemž je nezávislá na konstrukčních proměnných.

Adjunovaná metoda umožňuje řešit úlohy dvěma přístupy - kontinuálním a diskrétním. Oba přístupy jsou odlišné, ale slouží pro výpočet stejné citlivosti dat. U kontinuálního přístupu jsou adjungované rovnice pro výpočet analyticky odvozeny z diferenciálních stavových rovnic, které jsou posléze diskretizovány. Při diskrétním přístupu jsou diferenciální stavové rovnice diskretizovány a až poté se počítají adjungované rovnice. V obou případech jsou výsledkem diskrétní adjungované rovnice. Problematika této úlohy je řešena pomocí diskrétního přístupu, na jehož principu pracuje ANSYS Fluent, potažmo jeho optimalizační nástroj Adjoint Solver. [8], [9]. Pokud se změní nějaký parametr definující daný problém, pak může dojít ke změně výsledku výpočtu. Míra změny výsledku závisí na citlivosti proudění vůči změněnému parametru. Derivace výsledku podle změněného parametru kvantifikuje citlivost prvního řádu. Stanovení těchto derivací je definicí citlivostní analýzy.

Citlivost tekutinového systému stanoveného prostřednictvím Adjoint Solveru uspokojí potřeby v optimalizaci tvaru na bázi gradientu. Tím je tento řešitel jedinečným a silným inženýrským nástrojem pro navrhování optimalizace tvaru. Způsob výpočtu připomíná výpočet standardního proudění v mnoha ohledech. Je definována metoda řešení a monitorování residuálů, poté provedena inicializace řešitele, který následně prochází posloupností iterací ke konvergenci. Významným rozdílem je, že se volí pozorování skalární hodnoty před zahájením výpočtu. Jakmile adjungované řešení zkonverguje, je k dispozici derivace sledované proměnné vzhledem k pozici každého bodu na povrchu geometrie a lze nalézt citlivost sledované proměnné pro konkrétní nastavení okrajové podmínky. Je tedy k dispozici velké množství derivovaných dat, které mohou být použity ke konstrukčním úpravám systému. Tyto úpravy mohou být velmi efektivní (neboť citlivostní soubor poskytuje mapu povrchu geometrie) pokud se aplikují na oblasti s vysokou citlivostí, protože malé změny budou mít velký vliv na "výkonnost" systému [8]. Na Obr. 3 je zobrazena metodologie řešení při použití modulu Adjoint Solver. [8] 9]



Obr. 3: Metodologie řešení Adjoint Solver [9]

K dispozici je několik proměnných sloužících jako základ pro specifikaci kvantity, která je cílem výpočtu. Základní sledované proměnné jsou:

- síla: aerodynamická síla v určeném směru na jedné nebo více stěnách
- moment síly: aerodynamický moment o určitém centru a ose momentu

- swirl (vír): moment hmotnostního průtoku vzhledem k ose definované bodem a směrem
- tlakový spád mezi vstupem (případně skupinou vstupů) a výstupem (případně skupinou výstupů)
- pevná hodnota: jednoduchá pevná hodnota může být specifikována a použita v soustavě sledovaných proměnných
- povrchový integrál: různé povrchové integrály mohou být konstruovány pro určité pole proměnných v souboru ploch vybraných uživatelem

3. Kritéria použití Adjoint solveru

Adjungovaný řešitel je metoda, která má určité omezení a je realizována na následujícím základě:

- Stav proudění je definován pro trvale nestlačitelné jednofázové proudění, které je buď laminární, nebo turbulentní ležící v inerciální vztažné soustavě.
- Základní proudění je nutno řešit pro takové okrajové podmínky, aby úloha dobře a rychle konvergovala (tj. aby nebyla silně turbulentní, aby nevznikaly vírové cesty z důvodu obtékání překážek, aby byl v zájmové oblasti dostatečný tlakový spád), protože pak bude dobře konvergovat adjungovaný řešitel.
- Pro turbulentní proudění je použit předpoklad zmrazené turbulence, ve kterém se vliv změn stavu turbulence nebude brát v úvahu při výpočtu citlivosti.
- U turbulentního proudění jsou standardní stěnové funkce použity na všech stěnách.
- Adjungovaný řešitel využívá metod, které jsou ve výchozím nastavení prvního řádu přesnosti v prostoru.
- Okrajové podmínky jsou pouze následujícího typu: stěna, vstupní rychlost, výstupní tlak, symetrie, rotační a translační periodické podmínky.

Je důležité si uvědomit, že tyto omezení se nevztahují na standardní výpočet proudění, ale pouze na Adjoint Solver. Když je Adjoint Solver inicializován nebo jsou vyhodnoceny sledované proměnné, pak ještě předtím, než se provede samotný výpočet, se provádí množství kontrol za účelem stanovení vhodnosti stávajícího nastavení řešení pro analýzu adjungovaným řešitelem. V případě, že je při kontrole nalezena nepodporovaná konfigurace řešení, je v některých případech možné výpočet provést, avšak kvalita dat adjungovaného řešení bude horší v důsledku nesouladu. Může nastat také případ, kdy je nastavení neslučitelné s výpočtem a je nutné provést změny v konfiguraci [10].

4. Charakteristika matematického modelu

Cílem práce je optimalizace konstrukce zpětné klapky za účelem snížení ztrátového součinitele za pomocí adjungovaného řešitele v softwaru ANSYS Fluent - Adjoint Solver. V první fázi je definován matematický model základního proudění zpětnou klapkou. Následně je aplikován optimalizační nástroj Adjoint Solver.

Obecná charakteristika trojrozměrného matematického modelu [11] pro základní proudění klapkou:

- Obecné 3D jednofázové proudění vody s konstantními fyzikálními vlastnostmi
- Turbulentní k- ε standardní model se standardní stěnovou funkcí
- Izotermní proudění

• Nestlačitelné a časově ustálené proudění vody

Nejdříve byly vytvořeny 3D modely klapky pro maximální otevření a sklopení klapky o 25° včetně výpočetní sítě s následným definováním matematického modelu k výpočtu základního proudění. 3D modely byly získány úpravou zdrojových modelů zpětné klapky. Ukázka zdrojového modelu pro maximální otevření klapky je patrná z **Obr. 4**. Na vstupu a výstupu z armatury bylo dodatečně vytvořené potrubí z důvodu ustálení proudění. Vstupní délka byla 2,5m a výstupní délka potrubí 8m.



Obr. 4: Zdrojová geometrie zpětné klapky [12]

Následně byl aplikován základní matematický model. Vstupní okrajová podmínka byla definována jako "velocity inlet" s definovanou rychlosti $u=5m.s^{-1}$. Výstupní tlaková podmínka s nulovou hodnotou přetlaku. Zbylé stěny modelu byly definovány jako pevné stěny typu "wall". Na Obr. 5 a Obr. 6 jsou znázorněny základní proudové veličiny (u, p) pomocí vyplněných kontur. Z vyhodnoceného rychlostního pole jsou patrné místa ve kterých dochází ke zpětnému proudění. Zejména je to prostor za talířem klapky, kde je předpokládána největší citlivost tlakového spádu na geometrii, viz Obr. 5.





Obr. 6: Kontury absolutního tlaku *p* [Pa]

5. Aplikace optimalizační metody, vyhodnocení ztrátového součinitele

Jak již bylo uvedeno, cílem této práce je optimalizace konstrukce zpětné klapky za účelem snížení ztrátového součinitele za pomocí adjungovaného řešitele v softwaru ANSYS Fluent - Adjoint Solver. Sledovanou proměnnou optimalizačního nástroje Adjoint Solver byl definován tlakový spád mezi vstupem a výstupem. S ohledem na citlivost adjungovaného řešení v případě proudění v okolí klapky, kde se vyskytují oblastí se zpětným prouděním, nebylo dosaženo konvergentní řešení. Proto byla geometrie modifikována tím způsobem, že z modelu byla odstraněná samotná klapka, viz Obr. 7.



Obr. 7: Upravená geometrie bez talíře klapky

Nejdříve byl proveden výpočet základního proudového pole a následně několik optimalizačních kroků, viz Obr. 8. Kromě toho jsou na Obr. 8 označené oblasti, kde docházelo k deformaci.



Obr. 8: Porovnání původního a upraveného tvaru po jednotlivých optimalizačních krocích

Ztrátový součinitel je vyhodnocen dle rovnice 1. Hodnoty totálního tlaku na vstupu a výstupu a dynamického tlaku na výstupu jsou vyhodnoceny jako střední hodnoty pomocí plošných integrálů.

$$\zeta = \frac{p_{TOT-vstup} - p_{TOT-vstup}}{p_{DYN-vsstup}} \tag{1}$$

Ztrátový součinitel byl vyhodnocen pro varianty geometrie s talířem klapky, bez talíře klapky a pro tři optimalizační kroky geometrie bez talíře klapky. Příslušné hodnoty totálního tlaku na vstupu, výstupu, dynamického tlaku na výstupu a ztrátových součinitelů jsou uvedené v Tab. 1.

S talířem klapky							
	Otověoní	Dootovřený	ý Bez talíře klapky	Optimalizace			
	Olevieny	Poolevreny		Krok 1	Krok 2	Krok 3	
p _{TOT-vstup}	23743,30	74362,34	22107,66	20385,33	20294,49	20186,21	
p _{TOT-výstup}	12547,33	12554,79	12628,49	12603,00	12601,49	12595,92	[Pa]
$p_{DYN-vystup}$	12546,29	12552,56	12628,16	12602,60	12600,45	12595,52	
ζ	0,8924	4,9239	0,7506	0,6175	0,6105	0,6026	[1]

Tab. 1: Vyhodnocení ztrátových součinitelů

Dále v Tab. 2 je zaznamenán procentuální rozdíl ztrátových součinitelů mezi geometrií bez talíře klapky a optimalizovanými geometriemi pro jednotlivé optimalizační kroky.

Tab. 2: Procentuální rozdíl ztrátových součinitelů

	Bez talíře klapky	Krok 1	Krok 2	Krok 3	
ζ	0,7506	0,6175	0,6105	0,6026	[1]
Rozdíl	-	17,73	18,66	19,72	[%]

7. Závěr

Teoretická část práce byla především zaměřena na teorii optimalizace s využitím gradientové metody. Byl vysvětlen princip fungování adjungovaného řešitele, metodologie a kritéria použití. Dále je definován matematický model proudění jednofázové tekutiny. V praktické části byl nejdříve popsán postup tvorby geometrie a sítě, s následným definováním matematického modelu určeného pro standardní výpočet proudění ve zpětné klapce. Dále se přikročilo k aplikaci Adjoint Solveru. Vlivem zpětného proudění a víření v klapce však nebylo možné provést adjungovaný výpočet a optimalizovat geometrii. Řešením se ukázalo odstranění talíře klapky (jehož geometrie je považována za neměnnou a do optimalizace nevstupuje) a výrazné snížení počtu buněk výpočetní sítě. Jednalo se o naprosto nutný ústupek, bez něhož by nebylo možné úlohu dále řešit. Následně byly vyhodnoceny tlakové spády a ztrátové součinitele pro jednotlivé optimalizačním kroku, kdy se dosáhlo snížení ztrátového součinitele až o 19,7%. Adjoint Solver je stále ještě nový nástroj, který vyžaduje další vývoj. Protože není schopen pracovat se zpětným a vířivým prouděním, je vhodný pouze pro jednoduché geometrie. Přes všechny nevýhody se ale jedná o silný inženýrský nástroj pro navrhování optimalizace tvaru.

Literatura

 Tabrizi, A.S., Asadi, M., XIE, G., Lorenzini, G., Biserni, C. Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2014, Vol. 23, No. 1, pp. 27–38.

- [2] ZHANG, S. C., ZHANG, Y. L. FANG, Z. M. Numerical simulation and analysis of ball valve three-dimensional flow based on CFD. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. 2012, pp. 1-5.
- [3] AZAD, A., BARANWAL, D., ARYA, R., DIWAKAR, N. Flow Analysis of Butterfly Valve Using CFD. International. *Journal Of Modern Engineering Research*. 2014, vol. 4, Iss. 6. pp. 50-56.
- [4] MIKULA, Julius a kol.. *Potrubí a armatury*. Praha: STNL Nakladatelství technické literatury, 1969, pp. 440.
- [5] ARMATURY GROUP. *Zpětné armatury*. 2015. Dostupné z: http://www.armaturygroup.cz/soubory/Produktove%20katalogy%20CZ%20EN/klapkyzpetne_dle-en_cz_final_mensi.pdf
- [6] REEF AQUARIUM. 2017. Dostupné z: <u>http://www.reefaquarium.com/2013/aquarium-plumbing-valves/</u>
- [7] JABLONSKÁ, J., KOZUBKOVÁ, M. Flow characteristics of control valve for different strokes. EPJ Web of Conferences, 2016, vol. 114, pp. 5.
- [8] ANSYS FLUENT Manual. ANSYS FLUENT Adjoint Solver. Version 16.2. ANSYS, Inc., 2013. pp. 86.
- [9] TZANAKIS, Athanasios. Duct optimization using CFD software 'ANSYS Fluent Adjoint Solver'. Göteborg, Švédsko, 2014. Diplomová práce. Chalmers University of Technology in Göteborg. pp. 42.
- [10] ANSYS FLUENT Manual. ANSYS FLUENT Advanced Add-On Modules Version 16.2. ANSYS, Inc., 2015. pp. 474.
- [11] KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin: FLUENT, CFX [online]. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, pp. 153.
- [12] ŠOLTYS, David. Optimization of Flow Passage of the Check Valve L10: diploma thesis, VŠB Technical University of Ostrava, 2017, pp. 64.

Poděkování

Práce byla finančně podpořena v rámci projektů SP2018/157 (Modelování a experimentální ověření dynamických jevů v tekutinových a vakuových systémech) a Evropským fondem pro regionální rozvoj (ERDF) v rámci projektu Centrum výzkumu pokročilých mechatronických systémů, registrační číslo projektu CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_019/0000867, realizovaného v rámci Operačního programu Výzkum, vývoj a vzdělávání.

doc. Ing. Ph.D Bojko Marian, VŠB-TU Ostrava, Katedra Hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17 listopadu 15, Ostrava-Poruba, 708 33, ČR, 597 324 385, <u>marian.bojko@vsb.cz</u> prof. RNDr. CSc. Kozubková Milada, VŠB-TU Ostrava, Katedra Hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17 listopadu 15, Ostrava-Poruba, 708 33, ČR, 597 323 342, <u>milada.kozubkova@vsb.cz</u>

doc. Dr. Ing. Hružík Lumír, VŠB-TU Ostrava, Katedra Hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17 listopadu 15, Ostrava-Poruba, 708 33, ČR, 597 324 384, <u>lumir.hruzik@vsb.cz</u>





THE USE OF THE PELTIER MODULES FOR THE THERMAL MANAGEMENT OF A METAL HYDRIDE TANK

BRESTOVIČ Tomáš, LÁZÁR Marián, JASMINSKÁ Natália, DOBÁKOVÁ Romana

The present article deals with a possibility of using metal hydride materials for the hydrogen compression and points out the necessity for the interim hydrogen storage when changing the temperature of a pair of tanks containing the $La_{0.85}Ce_{0.15}Ni_5$ alloy in a tandem arrangement. For the purpose of the required heating and cooling, the tank is equipped with a pair of the Peltier modules with water cooling. The analysis of the measured operational parameters facilitated obtaining the thermal, output, and kinetic parameters of the thermal field balancing necessary for the operation of a hydrogen compressor.

Keywords: hydrogen, Peltier module, metal hydride

Introduction

The efforts to establish the application of hydrogen technologies in the energetics require extensive research in the field of hydrogen production, storage, and combustion. The application of high-pressure and cryogenic hydrogen storage methods is associated with the considerable consumption of the energy required to increase the pressure or reduce the temperature. The efforts aimed at the elimination of such drawback with the concurrent gas pressure reduction lead to the application of the absorption storage method. With this method, the gas is stored in the internal structure of an appropriate metal alloy [1,2,3,4,5,6]. The gas absorption is accompanied with the heat release and the gas desorption, by contrast, is characterised with the heat absorption [7,8,9]. A fundamental property of intermetallic metal hydride alloys is a large pressure gradient dependent on the temperature [10,11]. Such property may be used when designing a compressor that uses particularly the metal hydride (MH) materials for the hydrogen compression. A prototype of the designed compressor contains two tandem-arranged tanks, MH1 and MH2 (Fig. 1), containing the La_{0,85}Ce_{0,15}Ni₅ alloy, in which the hydrogen absorption and desorption alternate.



Fig. 1: Scheme of a hydrogen compressor using the MH tanks

The heat is transported between the tanks by a heat pump which is used, in addition to covering the demand for the heat required for the absorption and the desorption, also to change the temperature of the tanks.

The tank in which the absorption takes place must be heated in order to increase the temperature; this will also increase the gas pressure. By contrast, the tank from which hydrogen was desorbed must be cooled down to reduce the pressure. While changing the temperature of the MH tanks, it is not possible to add or remove hydrogen. To ensure the continuous compressor operation, it is necessary to remove hydrogen from the inlet even while changing the temperature of the MH1 and MH2 tanks. For this purpose, the compressor is supplemented with the MH3 tank containing the same alloy as the MH1 and MH2 tandem pair. The purpose of the MH3 tank is the interim hydrogen absorption at the time when the tandem pair is not able to remove hydrogen from the inlet into the compressor. The hydrogen desorption from the MH3 is possible after its pressure is increased above the absorption pressure of one of the tandem tanks - the one in which absorption takes place. It is thus required to ensure the thermal management of the interim MH3 tank to promptly respond to the required pressure changes by adjusting the tank's mean temperature.

2. Proposed thermal management of the MH tank

The MH tank of the HBond 500 type containing the La_{0.85}Ce_{0.15}Ni₅ alloy, weighing 3.125 kg, was used for the interim tank. The total tank weight is 6.6 kg.



Fig. 2: Model of the MH3 tank with the thermal management and temperature sensors

An aluminium heat exchanger was placed on the tank surface while the thermal conductive paste was spread over the contact surface to reduce the thermal contact resistance. The heat transfer from the heat exchanger surface is facilitated by two Peltier modules of the TEC1-12708 type. The Peltier modules (PM) facilitate tank heating as well as cooling, depending on the polarity of the supply voltage on the terminals. The PM cooling capacity is determined by the characteristics provided by the manufacturer; it depends on the supply current and the temperature gradient between the PM hot and cold sides. On the opposite side of the PM the "Silent Loop 360 mm" water cooling is installed to ensure supplying the heat input from the surrounding environment into the PM when the tank is heated; when the MH tank is cooled down, it dissipates heat into the surrounding environment. The thermal field measurements were carried out using the DS18B20 1-wire electronic temperature sensors with the range from -55 to +125 °C and with the measurement accuracy of ± 0.5 °C. The scanning and the data recording were carried out using the Raspberry pi computer with the Raspbian operating system. In total, 8 temperature sensors were placed on the tank surface along its periphery, 2 sensors were placed on the aluminium heat exchangers near the Peltier modules, 2 sensors were scanning the mean temperature on the heattransfer surface of the water coolers, and 1 sensor was scanning the ambient temperature. Prior to

the measurement, the MH tank was insulated using the synthetic foam rubber with the thickness of 10 mm with the elimination of the radiative heat flux.

3. Measurement of the MH tank's operating parameters

The heating and cooling measurements were carried out to identify the development of temperatures on the MH tank surface at the average electric power input into a single PM of 72 W. Fig. 2 presents the curves of temperatures on the PM's hot and cold sides. The figure clearly shows that the temperature gradient between the PM's ceramic plates gradually increases with time; this results in a decrease in the thermal output with time from the maximum value of 155 W down to 86 W (Fig. 3).



Fig. 2: Curves of the temperatures on the cold and hot sides of the Peltier module during the heating

Fig. 3: Curves of the heat rates and the electric power of the PM, showing the *COP* during the heating

Fig. 3 presents also the descending curve of the electrical input power; this facilitates identification of not only the heating power but also the *COP* of heating. During the heating, the *COP* has favourable values ranging between 1.4 and 1.8. The measurements of the thermal field on the MH tank surface facilitate monitoring of heating delays along the tank's axis on the top and bottom sides, as compared to the average surface temperature (Fig. 4). The graph represents the total average surface temperature of the tank and the average temperature on its cylindrical surface. The measured temperature changes may be used to identify the delay in the heating of the end parts of the MH material as approximately 900 seconds due to the low thermal conductivity of the alloy. The temperature changes during the tank cooling are shown in Fig. 5.



Fig. 4: Comparison of the average surface temperatures and the temperatures along the tank axis during the heating

Fig. 5: Comparison of the average surface temperatures and the temperatures along the tank axis during the cooling

The cooling using the PM facilitates reduction of the MH tank temperature below the ambient temperature while maintaining the sufficient cooling kinetics.

The delay between the mean temperature of the MH tank and the surface temperature along the tank axis is a little longer during the cooling, approximately 950 seconds. It is caused by the lower cooling capacity, with the corresponding lower $COP_{cooling}$ with the mean value of 0.6. With regard to the fact that the interim tank will be used in the compressor only for a limited period of time while the tandem-arranged main MH tanks will be switching, such value is acceptable. Moreover, it is compensated with a higher *COP* value while the tank is heated. The measurements of the operating parameters for the heating and for the cooling, carried out using the PM, indicate that the cooling capacity represents on average only a half of the heating power; this corresponds to approximately a double time required for cooling down the MH tank at a comparable temperature interval.

Conclusion

The use of the Peltier modules for the thermal management of the metal hydride tanks represents an efficient method facilitating heating the alloy with a rather high average *COP* of 1.6 as well as cooling down the alloy to the temperature more than 20 °C below the ambient temperature; this facilitates achieving the low relative hydrogen pressure. However, during the cooling, the *COP* is substantially reduced and the value of 0.96 has not been exceeded throughout the measurement and the average COP value was 0.6.

The delay required to balance the thermal field on the tank surface ranges between 850 and 900 seconds. However, in the real operation of the interim hydrogen storage in the tandem MH compressor it is not necessary to respect the required time intervals to balance the thermal field. As the heating and the cooling are carried out through the cylindrical surface of the MH tank, hydrogen absorption and desorption will take place mostly in the alloy that is very near the external cylindrical surface.

Acknowledgments

This paper was written with the financial support of the granting agency APPV within the project solution No. APVV-15-0202, of the granting agency VEGA within the project solution No. 1/0752/16 and of the granting agency KEGA within the project solution No. 005TUKE-4/2016.

References

- [1] A. Sarkar, R. Benerjee, International journal of hydrogen energy, (2005)
- [2] S. Bouaricha, J. Huot, D. Guay, R. Schulz, Hydrogen Energy 27, 9 (2002)
- [3] W. Grochala, P. Edwards, Chem Rev 104, (2004)
- [4] H. Imamura, K. Masanrik, M. Kosuhara, H. Katsumoto et. all, J Alloys Compds (2005)
- [5] A. Kapjor, T. Gressak, J. Huzvar, AIP Conference Proceedings (2014)
- [6] M. Vantuch, J. Huzvar, A. Kapjor, EPJ Web of Conferences 67 (2014)
- [7] G. Popeneciu, V. Almasan, I. Coldea, D. Lupu et all, Journal of Physics 182, (2009)
- [8] P. Mlynár, M. Masaryk, BME Budapest (2012)
- [9] K. Ferstl, M. Masaryk, Prenos tepla (Heat transfer) (2011)M. V. Lototskyy, V. A. Yartys, B. G. Bollet, Boweman R. C, International journal of hydrogen energy, (2014)
- [10] N. Jasminská, T. Brestovič, Ľ. Bednárová, M. Lázár, R. Dobáková, International Journal of Engineering Research and Science 3, 9 (2017)
- [11] Ľ. Bednárová, N. Jasminská, T. Brestovič, M. Lázár, R. Dobáková, International Research Journal of Advanced Engineering and Science **2**, 4 (2017)





MIXED CONVECTION HEAT AND MASS TRANSFER IN HORIZONTAL CHANNEL HEATED FROM BELOW: RADIATION INFLUENCE

DEVERA Jakub, KASTRATI Shkurte, KALINAY Radomír, HYHLÍK Tomáš

This paper present first results of numerical and experimental study of mixed convection in the horizontal channel with hot fluid film at bottom surface. Based on comparison with experimental data is numerically estimated the radiation influence on thermal field in the channel. The results of comparison show that the radiation has significant effect on the fluid temperature even during normal temperature flows ($\Delta T = 35^{\circ}C$).

Keywords: heat transfer, mixed convection, radiation, numerical simulation, CFD, experiment

Introduction

In nature and many engineering applications such as heat exchangers, chemical vapor deposition reactors, food processing or atmospheric flows is observed combination of forced and natural convection, mixed convection, of simultaneous heat and mass transfer. In this work is examined mixed convection flow in horizontal channel with hot water film at bottom wall. Bottom hot water film induces buoyancy driven secondary transverse flow, which alters the velocity field and temperature field. Only few papers combine both experimental measurement and numerical simulations. Talukdar et al. [8] used heat and mass transfer analogy and compared CFD analysis of Nusselt and Sherwood number with experiment of laminar flow over water pan. In previous work of Kastrati et al. [5] was compared numerical model, where the water film is treated as Dirichlet boundary condition, and the results of evaporation rate were compared with experimental data from ref. [2]. The numerical model [5] is based on work of Petronio and Sosnowski [7]. Recently they expanded their model and included also radiative heat transfer [1]. Combined convective (mainly natural convection) and radiative heat transfer and can be found several papers related to this problem from past two years [4, 6, 9]. Combined convective and radiative heat transfer is studied in this paper and effect of radiation is discussed based on comparison with experimentally measured thermal fields (the measurement was in detailed described in ref. [3], where was studied the effect of mass transfer (evaporation) on thermal field due to enhancing the moist air flow by hot water vapour). This study aims to low-temperature applications where the surface (water film in this case) has temperature in range 45-60°C.

2. Description of the problem

The experiments are performed in low speed wind tunnel, where at the bottom of the test section is placed heated water film, therefore the mass and heat transfer occurs at the bottom of the test section. The test apparatus allows to control the temperature of the film and also to set desired mass flow rate. It is shown schematically in fig. 1. At the inlet section of the test rig is a nozzle, which straightens the flow. Experiments were performed in 300mm x 300mm square horizontal test section. The test section is 1000mm long and the top and side walls are made from 8mm thick

plexiglass and insulated by 25mm mirelon plates. At the bottom of the test section is water tank containing heated water for maintaining stable conditions. An aluminium plate, equipped with 18 temperature sensors (digital thermometers Dallas Ds18b20) to monitor plate's temperature and its uniformity, is dipped in the tank. The temperature gradient in the water film is neglected, the film is therefore assumed to be at the plate temperature. The air mass flow rate through the test section is measured by orifice plate. Differential pressure transducer Setra 265 with range ± 125 Pa is used for measuring the orifice pressure difference. The mass flow rate is evaluated according to standard CSN EN ISO 5176-2. Specific humidity is measured by psychrometers, each one consists of two sheathed RTD probes (PT1000) - wet and dry thermometer. The wet thermometer is wrapped by a moisten sock (by distilled water). Two psychrometers are put in outlet pipe for measurement of the outlet specific humidity. Psychrometer measuring inlet specific humidity is located above the entrance of the nozzle.



Fig. 1: Schematic of the experimental apparatus

2.1 Measurement of temperature field

The test facility was designed for measurement convective mass transfer from water film and evaluate mass transfer coefficient and evaporation rate [2]. Further temperature field measurements were conducted in streamwise central vertical plane [3]. Local fluid temperature was measured by means of K-type thermocouples. The data are gathered by Matlab. As hardware, NI cDAQ-9174 chassis with four NI 9211 modules which include cold junction compensation, is used. A horizontal traverser unit was prepared to be able to capture whole test section area (which is 1000mm long). The measurement area also included 300mm in front of the water film and 100mm behind to cover entrance end outflow effects. In total 15 horizontal positions were traversed to obtain one single thermal field (horizontal distance between positions is 100mm). Vertical distance between probes is 31mm, the bottom thermocouple is at height of 10mm (see fig. 2). Data from each position are during the processing time-averaged and then interpolated on the measurement grid. Due to the traversing, only averaged temperature field is obtained, any instantaneous behaviour is not captured.



Fig. 2: Traverser unit with attached thermocouples

3. Numerical modelling

Based on described geometry of the experimental set-up, CFD simulations are performed. The gas phase is governed by the incompressible Navier–Stokes equations with Boussinesq approximation to account for buoyancy effects [7] with following assumptions: The flow in the channel is considered as steady. Viscous dissipation and compressibility effects in the energy equation are neglected. The water film is assumed to be thin so it is possible to treat it as a Dirichlet boundary condition.

3.1 Governing equations

Continuity

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

Momentum

$$\frac{\partial(u_{i}u_{j})}{\partial x_{j}} = -\frac{1}{\rho_{0}}\frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \nu \frac{\partial^{2}u_{i}}{\partial x_{j}\partial x_{j}} - \begin{cases} x, z \text{ direction: } 0 \\ y \text{ direction } : \frac{\rho}{\rho_{0}}g \end{cases}$$
(2)

Energy

$$u_j \frac{\partial (u_j T_a)}{\partial x_j} = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x_j \partial x_j}$$
(3)

Concentration

$$\frac{\partial(u_j\omega_a)}{\partial x_i} = \alpha_\omega \frac{\partial^2 \omega_a}{\partial x_i \partial x_i} \tag{4}$$

The term $\frac{\rho}{\rho_0}$ is calculated using Boussinesq approximation

$$\frac{\rho}{\rho_0} = 1 - \beta_T (T - T_0) - \beta_w (\omega - \omega_0), \tag{5}$$

u is the fluid velocity, *p* is pressure, *T* is temperature, ρ is space variable density in the fluid flow, ω is water vapour concentration. The turbulence modelling is based on the constant value of turbulent Prandtl number and turbulent Schmidt number. The zero subscript denotes the inlet value of the corresponding variable. The vapour concentration is defined as:

$$\omega = \frac{m_v}{m_v + m_a},\tag{6}$$

in which m_v and m_a are the vapour and air masses, respectively. Temperature and vapour concentration in the fluid medium are both modelled as active scalars. They are diffused and transported by air according to the advection-diffusion equations.

3.2 Air-fluid film interface definition

At air-fluid film interface is assumed a thin saturated layer of moist air above the fluid film, in which moist air and a liquid film are in thermodynamic equilibrium. The interfacial concentration of water vapour can be evaluated as follows [4]

$$\omega_{\nu} = \frac{M_{\nu}}{M_{a}} \frac{p_{\nu}''(T_{w})\varphi}{\left[p_{atm} - \left(1 - \frac{M_{\nu}}{M_{a}}\right)p_{\nu}''(T_{w})\right]},$$
(7)

where $M_a = 28.97 \ g/mol$ and $M_v = 18.02 \ g/mol$ are the values of molar mass of air and water vapour respectively; p_{atm} and p''_v are the vapour atmospheric pressure at actual and at saturation

condition, respectively; φ is relative humidity which equals unity at the water-air interface; T_{ref} is the temperature at the air-water film interface.

3.3. Solution procedure

Simulations are carried out using the commercial CFD code Star-CCM+ using Rhie-and-Chow type pressure-velocity coupling combined with a SIMPLE type algorithm. Simulations were conducted as three dimensional. The continuum is assumed as non-reacting. The flow is modelled as turbulent using Realisable k- ε Two-Layer turbulence model with Buoyancy Driven Two-Layer Type model correlating the turbulence parameters (turbulent kinetic energy k and turbulent dissipation rate ε) for flows where buoyancy forces dominate.

The simulations were run in two variants: with and without radiation to test the how the radiative heat transfer affects the thermal field above the fluid film of relatively low temperatures. The film temperature was during the measurements in range (45° C; 60° C). It is assumed that moist air is not saturated and it do not participate in radiative heat transfer, therefore radiation Surface-to-Surface model is used. Radiation properties of surfaces are considered same for all wavelengths, the Gray Thermal Radiation model is used.

3.4. Boundary conditions

The boundary conditions described are in table. 1.Even though the test rig is insulated, heat losses through the walls are still considered and based on the experimental data, heat transfer coefficient is set on the walls to close the boundary conditions to the experimental measurement, since the conditions affects the thermal field in the simulation.

Name of the boundary	Boundary condition
Inlet	Mass flow inlet
Walls	Non-adiabatic wall (heat transfer coefficient)
Fluid film	Wall of static temperature and species sources
Outlet	Pressure outlet

 Table. 1: Boundary conditions

The water film area in the CFD code STAR-CCM+ is defined as a Dirichlet boundary condition via eq. 7. The water vapour mass fraction is used to define a species source on the area of the fluid film, the water vapour mass flux is evaluated according to STAR-CCM+ field function Boundary Species Flux.

4. Evaluating dimensionless numbers

To identify the regime of the flow, it is necessary to evaluate dimensionless criteria from the inlet and boundary conditions, the Reynolds number is calculated according to

$$Re = \frac{u D_h}{v},\tag{8}$$

where u is the mean velocity in the test section based on the mass flow rate, v is kinematic viscosity evaluated based on inlet conditions, D_h is hydraulic diameter. Grashof number is calculated as

Mixed convection heat and mass transfer in horizontal channel heated from below: radiation influence

$$Gr = \frac{g \,\Delta T \,\beta \,D_h^3}{\nu^2},\tag{9}$$

here $\Delta T = T_w - T_0$ and β is the coefficient of thermal expansion, calculated as

$$\beta = \left(\frac{T_0 + T_W}{2}\right)^{-1}.\tag{10}$$

Richardson number (ratio of buoyancy and inertia forces) is calculated as follows

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2},\tag{11}$$

(10)

5. Results and discussion

In this section are presented results of measurement and simulation for conditions: $\Delta T = T_w - T_0 = 35^{\circ}C$. The value of Reynolds number is 2050, Grashof number $1.3 \cdot 10^8$ and Richardson number is 31. All temperature fields were normalized according

$$T^{+} = \frac{T - T_0}{T_w - T_0}.$$
 (12)

The thermal fields from numerical simulation are interpolated on the same grid as in experiment (15x10 points).

5.1. Experimentally measured thermal field

In the thermal field obtained by experimental measurement (fig. 3) is visible a thermal boundary layer at horizontal coordinate $x/L_{film} = 0$ (the start of the fluid film) to approximately $x/L_{film} = 0.5$. Behind that region, the thermal boundary layer disappears due to buoyancy forces. Since Ri > 1, buoyancy forces prevail over inertia forces and the natural convection is dominant and induces secondary flow. The interaction of forced and buoyancy induced secondary flow causes hot region below the top desk of the test section. From fig. 3 is visible that to hot region continuous toward the inlet of the nozzle. This is consequence of flow reversal along the top surface.

5.2. Effect of radiative heat transfer

Similar thermal fields are obtained also from numerical simulation with solver settings discussed above. In the case of no radiative heat transfer (fig. 4), the thermal field has similar character (effect of buoyancy forces is visible), however the fluid is significantly colder, but the flow reversal along the top surface is still visible. When Surface to surface radiation model is included in the simulation (fig. 5), the fluid temperature is predicted more accurately. Main differences between the experiment and simulation (with radiation) is in the thermal boundary layer and below the top surface. The simulated thermal boundary layer is almost invisible from $x/L_{film} = 0$ to $x/L_{film} = 0.3$. Above the fluid film $(\frac{y}{D_h} \approx \langle 0; 0, 2 \rangle)$ is in the experiment is saturated moist air (fog air), which is participating in the radiative transfer and therefore, the fluid is hotter in the measurement. Opposite situation is in the top region, where the simulation predicts hotter fluid than the measurement. This discrepancy can be caused due to incorrect setting of emissivity of the fluid film but also it can be the property of the model, tendency to overestimate radiative heat transfer effect is reported in ref. [1]. From the macroscopic view, the radiation model enhances the transverse flow and enhanced the convective heat transfer from the downstream fluid and enhance transverse flow.



Fig. 3: Contours of normalized temperature (eq. 12), central vertical streamwise plane, experimental measurement



Fig. 4: Contours of normalized temperature (eq. 12), central vertical streamwise plane, simulation without radiation



Fig. 5: Contours of normalized temperature (eq. 12), central vertical streamwise plane, simulation including Surface to surface radiation model

Conclusion

In this study is presented a numerical investigation of radiation heat transfer during low temperature ($\Delta T = T_w - T_0 = 35^{\circ}C$) mixed convection horizontal channel flow. The study is based on comparison of numerical results with experimental measurement. The numerical simulations were realized in two variants: at first without radiation and secondly was included radiation Surface to surface model. The fluid's temperature is colder in simulations without radiative heat transfer. More accurate prediction is achieved in the simulation with Surface to surface radiation model, even though the model tends to overestimate the radiation heat transfer

and the fluid below the top surface reaches higher temperature than in the experiment. But the match between simulation and experiment is very good. In the future is planned to make sensitivity analysis of the surface radiation properties (emissivity, reflectivity) to see the impact on thermal field.

Literature

- CINTOLESI, C.; NILSSON, H.; PETRONIO, A.; ARMENIO, V. Numerical simulation of conjugate heat transfer and surface radiative heat transfer using the P₁ thermal radiation model: Parametric study in benchmark cases. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 107, (2017).
- [2] DEVERA, J. Experimental investigation of evaporation from horizontal water films. Studentská tvůrčí činnost: sborník 2017. V Praze: Fakulta strojní ČVUT, 2017.
- [3] DEVERA, J.; HYHLÍK, T. The effect of mixed convection on the thermal field of horizontal channel flow. Experimental Fluid Mechanics 2017.
- [4] KARATAS, H; DERBENTLI, T. Natural convection in rectangular cavities with one active vertical wall. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 105, (2017).
- [5] KASTRATI, S.; HYHLÍK, T.; KALINAY, R.: Modelling of Evaporation from Thin Horizontal Liquid Film. Topical Problems of Fluid Mechanics 2018. Prague, 2018.
- [6] KOGAWA, T.; OKAJIMA, J.; SAKURAI, A.; KOMIYA, A.; MARUYAMA, S. Influence of radiation effect on turbulent natural convection in cubic cavity at normal temperature atmospheric gas. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 104, (2017).
- [7] SOSNOWSKI, P.; PETRONIO, A.; ARMENIO, V. Numerical model for thin film with evaporation and condensation on solid surfaces in systems with conjugated heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 66, (2013).
- [8] TALUKDAR, P.; ISKRA, C. R.; SIMONSON, C. J. Combined heat and mass transfer for laminar flow of moist air in a 3D rectangular duct: CFD simulation and validation with experimental data. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 51, (2008).
- [9] YUJIA, S.; XIAOBING, Z.; HOWELL, J. R. Combined natural convection and non-gray radiation heat transfer in a horizontal annulus. Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, vol. 206, (2018).

Acknowledgment

This work was supported by the Grant Agency of the Czech Technical University in Prague, grant No. SGS18/124/OHK2/2T/12.

Ing. DEVERA Jakub, CTU in Prague, Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics, FME, Technická 4, 166 07 Praha 6, Jakub.Devera@fs.cvut.cz

Ing. KASTRATI Shkurte, CTU in Prague, Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics, FME, Technická 4, 166 07 Praha 6, Shkurte.Kastrati@fs.cvut.cz

Ing. KALINAY Radomír, CTU in Prague, Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics, FME, Technická 4, 166 07 Praha 6, Radomir.Kalinay@fs.cvut.cz

Doc. Ing. HYHLÍK Tomáš, Ph.D., CTU in Prague, Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics, FME, Technická 4, 166 07 Praha 6, Tomas.Hyhlik@fs.cvut.cz





PIV OF AIR FLOW OVER A STEP AND DISCUSSION OF FLUCTUATION DECOMPOSITIONS

DUDA Daniel, URUBA Václav

The experimental method of PIV (Particle image velocimetry) is used to study the air flow over a forward facing step creating shear layer between the outer flow and the recirculation bubble. This layer decays into vortices, which are highlighted by using Reynolds (temporal) decomposition or Agrawal (spatial) decomposition. The later can be tuned to different-sized structures, and, additionally, their energies roughly follow the Kolmogorov -5/3 law.

Keywords: PIV, fluctuating component, Agrawal decomposition, Energy spectrum

Introduction

The well-studied case of a flow over a forward-facing step is used as an example case for discuss the decomposition to a fluctuating velocity field. The fluctuating component is often ignored in both, experimental and numerical studies, but it contains the key component of turbulence – vortices and other coherent structures [1].

The approach to describing turbulence via individual coherent structures seems to be important especially in the light of recent discoveries in superfluid helium, which is a quantum liquid driven microscopically by totally different laws, but displaying the same macroscopic behavior as the classical fluids [2]. And, what are common for both, are the vortices.

2. Experimental setup

The geometry of the step and the studied fields of view (FoV) are depicted in Fig. 1. FoV is located above a positive step of height H = 35 mm situated perpendicularly to the axis of the wind tunnel of square cross-section 125×125 mm. The air velocity U = 7.5 m/s, which corresponds to Reynolds number $Re = U \cdot H/v = 1.8 \cdot 10^4$.



Fig. 1: Sketch of the obstacle (gray) and field of view (light green) positioning. The size of field of view is 43.1×43.1 mm for the case I and 20.5×20.5 mm for the case II.

The measurement method *Particle Image Velocimetry* (PIV) with double pulse timing [3] is used in air and with oil droplets. The size of the *Interrogation Area* (IA) in current study is 0.67 mm for the FoV I, and it is 0.32 mm for the smaller studied FoV II. The corresponding time between two consecutive frames is 50 or 25 μ s respectively. The PIV method averages the velocity under the scale of 1 IA, therefore, taking into account the noise and errors, the size of the smallest trustworthy structures is about 2 IA.

3. Mean velocity field

The average over 100 samples of the velocity is shown in Fig. 2. Together with the standard deviation sd(v), $sd^2(v) = \langle v^2 \rangle - \langle v \rangle^2$, where v is the velocity vector and $\langle \cdot \rangle$ means the time averaging. We can see that the plane of maximum fluctuations lies above the plane of zero velocity, which, in the mean flow field, separates the recirculation bubble. In individual realizations, the velocity is definitely not zero there; it is just the effect of averaging, as we can judge from one example shown in Fig. 3.

The smaller field of view (referred as FoV II) is chosen in order to show the "wild" part of the flow field with already developed turbulent shear layer. Its size is the minimum possible with the current lens, because, due to symmetry, we prefer to keep the studied plane in the middle of the wind tunnel.



Fig. 2: Average velocity field for both cases. The color corresponds to the standard deviation of local velocity vector calculated from the set of 100 realizations. The black square in the left figure shows the relative position of the second figure. The dashed line in left Fig. highlights the position of zero velocity separating the *recirculation bubble*.

4. Fluctuating velocity fields

The *time-fluctuating component* \mathbf{v} ' is obtained by the so-called *Reynolds decomposition*, which shows only that, what is different from the mean:

$$\mathbf{v}'(\mathbf{x},t) = \mathbf{v}(\mathbf{x},t) - \langle \mathbf{v}(\mathbf{x}) \rangle_T$$
(1)

The *Reynolds decomposition* assumes that the local advection velocity, which deforms the image of the vortex in the instantaneous velocity field \mathbf{v} , is equal to the local time-averaged velocity [4]. See the example in the left panel of Fig. 3.

On the other hand, the *spatial-fluctuating component* v_{Pas} , also referred as the *Agrawal decomposition*, is calculated with using single instantaneous velocity field v as the convolution with the band-pass filter [5]:

$$\mathbf{v}_{\text{Pas}}\left(\mathbf{x},t\right) = \mathbf{v}\left(\mathbf{x},t\right) * P\left(\mathbf{x}\right) = \int \mathbf{v}\left(\mathbf{x}-\mathbf{y},t\right) P\left(\mathbf{y}\right) d\mathbf{y}$$
(2)

where *P* is the band-pass filter defined as a difference of two Gaussians *G* with widths σ_H and σ_L $P(\mathbf{x}) = G[\sigma_L](|\mathbf{x}|) - G[\sigma_H](|\mathbf{x}|) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{1}{\sigma_L} e^{\mathbf{x}^2/2\sigma_L^2} - \frac{1}{\sigma_H} e^{\mathbf{x}^2/2\sigma_H^2} \right).$

The main assumption of the *Agrawal decomposition* is that the local advection velocity is equal to the mean velocity of the surroundings of size σ_H , which is determined by structures larger than σ_H . See one example in the right panel of Fig. 3.



Fig. 3: Left: an example of the instantaneous Reynolds-decomposed velocity field (1) smoothed with Gaussian of width $\sigma = 1$ IA = 0.32 mm. Right: the Agrawal decomposition (2) of the same realization with using $\sigma_H = 1.3$ mm and $\sigma_L = 0.32$ mm. Color corresponds to q_{or} defined in the text.

While the *Reynolds decomposition* subtracts also the structures, which repeat – e.g. the shear layer, the *Agrawal decomposition* removes the extensive uniformly moving masses of fluid, which are a type of *coherent structures* as well, and which carry significant part of energy of fluctuations. For example, individual σ_H -sized vortices are better visible by using the *Agrawal decomposition*, while the oscillations of entire shear layer can be studied in the temporal fluctuating velocity fields.

Important vortices are observable by using both approaches, which is depicted if Fig. 3 by the *oriented squareroot of Q* plotted in Fig. 3 and defined as $q_{or} = (Q^+)^{1/2} \cdot \text{sign}\omega$, where ω is the vorticity and Q^+ is the positive part of *Q*-invariant of the local velocity gradient tensor, $Q = (\omega^2 - s^2)/2$ where *s* is the shear.

5. Energy spectrum

The *Agrawal decomposition* typically describes less energy of the flow field, but it offers more manipulation space by selecting the scale of interest. The energy content of different scales of spatially fluctuating velocity field follows the famous *Kolmogorov law* for homogenous isotropic turbulence although this case is turbulence in decaying shear layer, see Fig. 4. The range of scales is limited from one side by the size of one IA, from the other by the appropriate fraction of the size of FoV. This quite strong limitation causes that only a short part of cascade is visible. The drop at higher *k* is probably caused artificially by the 1 IA smoothing, which is different for two discussed FoVs and hence cannot be identified with the dissipative scale.



Fig. 4: The energy content of the *Agrawal decomposed* velocity fields plotted as a function of the wavenumber $k = \sigma_{H}^{-1}$. The σ_{L} is kept constant 1 IA, i.e. 0.67 mm in FoV I and 0.32 mm in FoV II. Right panels show two examples of marked velocity fields at the same space and time location.

Conclusion

We compared two possible decompositions to fluctuating velocity component. The first one is the standard temporal decomposition referred as *Reynolds decomposition*, the second is a less used spatial *Agrawal decomposition* based on subtracting local large-scale structures, which allows us to focus to a specific-sized structures. This approach seems to be a key to decompose the velocity field into a set of individual vortices, which are overlapped hiding each other. Surprisingly, just the energies of different-width *Agrawal decompositions* without any vortex identification can follow the *Kolmogorov spectrum* of vortex cascade.

Literature

- [1] URUBA, V., HLADÍK, O., JONÁŠ, P., *Dynamics of secondary vortices in turbulent channel flow*, Journal of Physics: Conference Series **318**, 2011
- [2] LA MANTIA, M., ŠVANČARA, P., DUDA, D., SKRBEK, L., Small-scale universality of particle dynamics in quantum turbulence, Phys. Rev. B 94, 2016
- [3] KOPECKÝ, V. *Metody laserové anemometrie v experimentální mechanice tekutin*, Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2001
- [4] ADRIAN, R. J., CHRISTENSEN, K. T., LIU, Z. C.: Analysis and interpretation of instantaneous turbulent velocity fields, Experiments in Fluids **29**, 2000
- [5] AGRAWAL, A., PRASAD, A.: *Properties of vortices in the self-similar turbulent jet,* Experiments in Fluids **33**, 2002

Acknowledgment

This work was supported by the project SGS-2016-045 (Increase of efficiency, reliability and a lifespan of power machines and devices 4).

RNDr. DUDA Daniel, University of West Bohemia, Univerzitní 22, Plzeň, dudad@kke.zcu.cz





VPLYV VLHKOSTI AGÁTOVÉHO REZIVA NA SPOTREBU TEPLA A TEPELNÝ PRÍKON AUTOKLAVU V PROCESE MODIFIKÁCIE FARBY DREVA

DZURENDA Ladislav, BANSKI Adrián, ŠUSTEK Ján

Abstract. V príspevku je analyzovaný vplyv vlhkosti agátového reziva h = 32 mm na spotrebu tepla v procesoch farebnej modifikácie agátového dreva sýtou vodnou parou s teplotou $t = 137 \pm 2,5$ °C po dobu $\tau = 7,5$ hod v autokláve APDZ 240. Zvýšenie vlhkosti 1 m³ agátového dreva o $\Delta w = 10 \%$ v interval w = 40 - 100 % sa premieta v zvýšení spotreby tepla v procese modifikácie farby dreva o $\Delta Q_{m3} =$ 43MJ.m⁻³. Z analýzy závislosti spotreby tepla v priebehu technologického procesu plynie, že 99 – 99.5% tepla sa do autoklávu privádza na počiatku technologického procesu počas ohrevu autoklávu a agátového dreva na technologickú teplotu.

Keywords: agát biely, rezivo, termická úprava, teplo, sýta vodná para,

Úvod

Drevo umiestnené do prostredia horúcej vody, sýtej vodnej pary či nasýteného vlhkého vzduchu sa nahrieva a mení svoje fyzikálne, mechanické a chemické vlastnosti. Uvedené skutočnosti sa využívajú v drevárskych technológiách varenia a parenia dreva vo výrobe dýh a preglejok, ohýbaného nábytku, či lisovaného dreva.

Termická úprava dreva – parenie reziva sa uskutočňuje v pariacich komorách, alebo v pariacich zvonoch prostredníctvom nasýteného vlhkého vzduchu pri atmosférickom tlaku a teplotách t = $80 \div 95$ °C pre $\tau = 14 \div 48$ hodín [1-2], alebo prostredníctvom sýtej pary v tlakových autoklávoch pri teplotách t = $105 \div 135$ °C pre $\tau = 6 \div 18$ hodín [3-7].

Procesy termickej úpravy dreva parením dreva sýtou vodnou parou sú okrem cielených fyzikálno-mechanických a chemických zmien dreva sú sprevádzané aj zmenou farby. Kým, v minulosti sa farebné zmeny stmavnutia v technologickom procese parenia dreva využívali na odstránenie nežiaducich farebných rozdielov medzi svetlou beľou a tmavým jadrom, či odstránenie nežiaducich farebných škvŕn vzniknutých zaparením, zahnednutím či zaplesnením, tak v ostatnom čase je problematike cielenej zmeny farby dreva jednotlivých drevín venovaná zvýšená pozornosť [8 - 11]. Termická modifikácia dreva za účelom zmeny farby sa vykonávaná pri vlhkosti w $\geq 40\%$. Zvýšená vlhkosť dreva sa nepremieta len vo vzraste hmotnosti dreva, ale aj vo zvýšenej potrebe tepla na realizáciu technologického procesu a produkcií kondenzátu [7, 12, 13].

Cieľom danej práce je analyzovanie vplyvu vlhkosti nad medzou hygroskopicity agátového reziva hrúbky h = 32 mm na spotrebu tepla v procese modifikácie farby dreva vodnou parou s teplotou t = $137 \pm 2,5$ °C po dobu $\tau = 7,5$ hod v autokláve APDZ 240.

Výpočet spotreby tepla a tepelného príkonu autoklávu v procese modifikácie farby reziva

Pohľad na autoklavu s rezivom a vyznačením jednotlivých spotrieb tepla pre realizáciu technologického procesu farebnej modifikácie reziva je na obr. 1. Režim pre farebnú modifikáciu reziva sýtou vodnou parou v tlakovom autokláve je zobrazuje obr. 2. Zdrojom tepla pre realizáciu procesu farebnej modifikácie dreva je kondenzačné teplo sýtej vodnej pary. Jednou z alternatív stanovenia spotreby tepla je bilancia spotrieb tepla technologického procesu [2, 6, 11, 14]:

$$Q_{ha} = Q_{hw} + Q_{hf} + Q_{hil} + Q_{he} + Q_{hfv} + Q_{hcw}$$
 [kJ] (1)



Obr. 1. Rez tlakovým autoklávom

Obr 2. Režim pre farebnú modifikáciu agátového reziva h = 32 mm sýtou vodnou parou

Jednotlivé spotreby tepla v technologickom procese popisujú rovnice:

 Q_{hw} - teplo potrebné na ohrev farebne modifikovaného dreva pri vlhkosti w > 30%:

$$Q_{\rm hw} = V_{\rm D} \left[\rho_{\rm R} \left(1 + \frac{w}{100} \right) \right] \frac{c_{\rm D}}{10^3} (t_4 - t_D), \qquad [\rm kJ]$$
⁽²⁾

Qhf - Teplo potrebné na ohrev konštrukčného materiálu avtokláva:

$$Q_{hf} = m_{\rm A} c_{\rm A} [t_4 - t_A], \qquad [kJ]$$

Qhil - Teplo potrebné na ohrev izolácie avtokláva:

$$Q_{hil} = m_1 c_1 \left(\frac{(t_1 + t_2)}{2} - t_{Ai} \right),$$
 [kJ] (4)

Qhe - Tepelná strata z povrchu tepelnej izolácie tlakového autokláva do atmosféry:

$$Q_{\rm he} = 3.6 \cdot \alpha_{\rm k} \left[\pi (D + 2 \cdot h_i) L + \pi (D + 2 \cdot h_i)^2 \right] (t_2 - t_0) (\tau_{\rm C} - \tau_1), \qquad [\rm kJ]$$
(5)

Q_{hfv}- Tepelná strata tlakového autokláva odvedenou sýtou vodnou parou nachádzajúcou sa v nezaplnenom pracovnom priestore autokláva pri jeho vyprázdňovaní.

$$Q_{\rm hfv} = \left[\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L - V_{\rm D}\right] \cdot \frac{h''}{v''}, \qquad [kJ]$$

Q_{hcw} - Tepelná strata tlakového avtokláva odvedeným kondenzátu na konci technologického procesu:

$$Q_{\rm hcw} = m_{\rm K} \left(h' - h_{\rm H2O} \right) = \frac{Q_{\rm hw} + Q_{\rm hf} + Q_{\rm hil} + Q_{\rm he}}{r} \left(h' - h_{\rm H2O} \right) [\rm kJ]$$
(7)

Špecifickú spotrebu tepla na farebnú modifikáciu 1 m³ dreva uvádza rovnica:

$$Q_{m^{3}} = \frac{Q_{hw} + Q_{hf} + Q_{hil} + Q_{he} + Q_{hfv} + Q_{hcw}}{10^{3} \cdot V_{D}}$$
[MJ.m⁻³] (8)

Proces farebnej modifikácie dreva je typickým diskontinuálnym procesom vyznačujúcim sa s nerovnomernou spotrebou tepla. Z analýzy spotrieb tepla technologického procesu plynie, že najväčšia spotreba tepla je na začiatku technologického procesu v čase $\tau_0 \approx 1,5$ hod, kedy teplo kondenzujúcej vodnej pary je využívané na ohrev modifikovaného dreva a ohrev autoklávu. Následne je teplo kondenzujúcej sýtej pary využívané na krytie tepelných strát autoklávu. V druhej fáze technologického procesu τ_2 sa sýta para do autoklávu neprivádza, tepelné straty autoklávu sú pokryté teplom z izochorického ochladzovania sýtej pary nachádzajúcej sa v autoklávu počas ohrevu modifikovaného dreva a autoklávu τ_0 a I. fázy technologického procesu τ_1 popisujú rovnice:

$$Q_{\tau_0} = \frac{Q_{hw} + Q_{hf} + Q_{hfv} + Q_{hcw}}{3600 \cdot \tau_0}$$
 [kW] (9)

$$Q_{\tau_I} = \frac{Q_{he}}{3600 \cdot \tau_I} \tag{10}$$

Výsledky a diskusia

Závislosť spotreby tepla na vlhkosti dreva nad medzou hygroskopicity v intervale hodnôt w = 40 - 100 % v proces farebnej modifikácie agátového reziva hrúbky h = 32 mm sýtou vodnou parou v tlakovom autokláve APDZ 240 uvádza obr. 3.



Obr. 3. Závislosti spotreby tepla na vlhkosti agátového reziva h = 32 mm v technologickom procese farebnej modifikácie.

Na obr. 4 je prezentovaná závislosť tepelného príkonu autoklávu APDZ 240 naplnenom objemom $V_D = 16 \text{ m}^3$ agátového reziva h = 32 mm v priebehu technologického procesu farebnej modifikácie drevnej hmoty pre vlhkosti agátového reziva w = 40 % až w = 100 %.



Obr. 4. Závislosť tepelného príkonu autoklávu APDZ 240 v priebehu technologického procesu farebnej modifikácie $V_D = 16 \text{ m}^3$ agátového reziva h = 32 mm.

Zvýšený podiel voľnej vody nachádzajúcej sa v lúmenoch agátového dreva nad hodnotou vlhkosti $w \ge 40 \%$ sa premieta vo zvyšovaní spotreby tepla vo forme sýtej vodnej pary na realizáciu technologického procesu. Vzrast vlhkosti 1 m³ agátového reziva nad medzou hygroskopicity o $\Delta w = 10 \%$ zvyšuje hmotnosti agátového dreva o hmotnosť $\Delta m = 60$ kg. Uvedená skutočnosť sa premieta vo zvýšení priemernej spotreby tepla v procese termickej modifikácie farby agátového dreva o $\Delta Q_{m3} = 43$ MJ.m⁻³. Ak z technologického aspektu je požadovaná vlhkosť farebne modifikovaného dreva w $\approx 40 \%$, tak z tepelného hľadiska zvýšená vlhkosť nad uvedenou hodnotou je stratou a neefektívnou spotrebou tepla na realizáciu technologického procesu.

Druhou negatívnou skutočnosťou vyššej vlhkosti agátového reziva nad odporúčanou technologickou vlhkosťou w = 40 % je 1,6 násobné zvýšenie spotreby tepla v prípade modifikácie farby agátového reziva s vlhkosťou w = 100 %.

Analýza závislosti tepelného príkonu v priebehu technologického procesu uvádza, že spotreba tepla je nerovnomerná. Na počiatku technologického procesu v čase $\tau_0 \approx 1,5$ hod, je spotrebované 99 – 99,5 % z celkovej spotreby tepla spotrebovaného na realizáciu technologického procesu. Uvedené konštatovanie sa negatívne premieta i na prevádzke tepelného zdroja – formou krátkodobého enormného zvýšeného tepelného výkonu.

Zvýšená spotreba tepla vo forme sýtej pary na realizáciu technologického procesu farebnej modifikácie agátového reziva vyššej vlhkosti má okrem uvedených negatívnych skutočností i pozitívnu stránku, ktorou je zníženie koncentrácie hydrolýznych produktov v kondenzáte v prípade jeho úpravy (čistenia) na čističke odpadových vôd pred jeho vypúšťaním do recipientu.

Záver

V príspevku sú prezentované výsledky analýz vplyvu vlhkosti agátového reziva h = 32 mm na spotrebu tepla v procesoch farebnej modifikácie drevnej hmoty sýtou vodnou parou o teplote t = $137 \pm 2,5$ °C po dobu $\tau = 7,5$ hod. Vzrastom vlhkosti agátového dreva nad medzou hygroskopicity o $\Delta w = 10$ % sa zvyšuje spotreba tepla v procese modifikácie farby dreva o $\Delta Q_{m3} = 43$ MJ.m³. Z analýzy závislosti spotreby sýtej pary na priebehu technologického procesu plynie, že až 99-99,5% z celkovej spotreby tepla sa spotrebováva na počiatku technologického procesu v trvaní $\tau_0 \approx 1,5$ hod.

Symboly:

- D priemer tlakového autoklávu bez izolácie, m;
- L dĺžka valcovej časti tlakového autoklávu, m;
- V_D objem farebne modifikovaného dreva v tlakovom autokláve, m³;
- Q_{hf} teplo potrebné na ohrev konštrukčného materiálu autoklávu;
- Q_{hw} teplo potrebné na ohrev farebného modifikovaného dreva, kJ;
- Q_{hil} teplo potrebné na ohrev izolácie autoklávu, kJ;
- Q_{hcw} teplo extrahované kondenzátom z tlakového autoklávu, kJ;
- Q_{hfv} teplo extrahované nasýtenou parou po otvorení autoklávu, kJ;
- Q_{hc} teplo potrebné na pokrytie tepelných strát z povrchu tlakového autoklávu, kJ;
- $c_{\rm A}$ stredná hodnota špecifickej tepelnej kapacity materiálu tlakového autoklávu. telo, kJ.kg⁻¹.K⁻¹;
- c_1 stredná hodnota špecifickej tepelnej kapacity izolačného materiálu kJ.kg⁻¹.K⁻¹;
- h_1 hrúbka izolačnej vrstvy telesa tlakových autokláv, m;
- h' entalpia nasýtenej vody (kondenzátu) na konci technologického procesu, kJ.kg⁻¹;
- *h*" entalpia nasýtenej pary v autokláve na konci technologického procesu,kJ.kg⁻¹;
- $h_{\rm H2O}$ entalpia vody používanej na výrobu nasýtenej pary; kJ.kg⁻¹;
- $m_{\rm A}$ hmotnosť telesa tlakového autoklávu, kg;
- m₁ hmotnosť izolačného materiálu, kg;
- m_k hmotnosť vriacej vody kondenzované nasýtené výpary počas technologického procesu, kg;
- r kondenzačné teplo nasýtených pár použité v procese farebnej homogenizácie; kJ.kg⁻¹;
- *t*_A teplota materiálu telesa tlakového autoklávu na začiatku technologického procesu, ° C;
- *t*_{Ai} teplota izolácie autoklávu pred ohrevom, °C;
- $t_{\rm D}$ teplota dreva na začiatku farebnej homogenizácie, °C;
- t_1 teplota telesa autoklávu počas technologického procesu, °C;
- t_2 teplota na vonkajšom povrchu izolácie autoklávu počas technologického procesu, °C;
- *t*₄ teplota nasýtenej pary a telesa autoklávu na konci technologického procesu, °C;
- v" špecifický objem nasýtenej pary v autokláve na konci technologického procesu m³.kg⁻¹;
- *w* absolútna vlhkosť farebného modifikovaného dreva, %;
- α_k koeficient prestupu tepla povrchu autoklávu, W.m².K⁻¹
- λ_i koeficient tepelnej vodivosti izolačného materiálu tlakového autoklávu; W.m⁻¹.K⁻¹;
- ρ_R redukovaná hustota dreva, kg.m⁻³;
- τ_0 čas ohrevu, h;
- τ_1 čas 1 fazy technologického procesu, h.

Literatúra

- [1] TREBULA, P.: Sušenie a hydrotermická úprava dreva. [Drying and hydrothermal treatment of wood]. Zvolen: Vydavateľstvo TU Zvolen, 1996. 255 p.
- [2] DZURENDA, L., DELIISKI, N.: Tepelné procesy v technológiách spracovania dreva. [Heat processes in technologies of wood processing]. Zvolen: Vydavateľstvo TU Zvolen, 2010. 273 p.
- [3] NIKOLOV, S., RAJCHEV, A., DELIISKI, N.: Proparvane na drvesinata. [Wood steaming]. Sofia: Zemizdat, 1980. 222 p.
- [4] DELIISKI, N., DZURENDA, L.: Modelirovaniye termicheskikh protsessov v tekhnologiyakh termicheskoy obrabotki drevesiny. [Modeling of thermal processes in technologies of thermal processing of wood]. Vydavateľstvo TU Zvolen, 2010. 224 p.
- [5] DZURENDA, L.: Sfarbenie bukového dreva v procese termickej úpravy sýtou vodnou parou. [Modification of the colour of beech sapwood by thermal treatment to a pale brown-pink colour shade]. In: Acta facultatis xylologiae Zvolen, (2014), 56 (1):13 22.

- [6] DELIISKI, N., DZURENDA, L., ANGELSKI, D., TUMBARKOVA, N.: An approach for computation of regimes for autoclave steaming of prisms for veneer production with a limited power of the heat generator. In: Acta Facultatis Xylologiae Zvolen. (2018), 60(1):101-112, doi: 10.17423/afx.2018.60.1.11
- [7] DZURENDA, L.: The Shades of Color of Quercus robur L. Wood Obtained through the Processes of Thermal Treatment with Saturated Water Vapor. BioResouces, (2018), 13(1): 1525 – 1533, doi: 10.1063/biores 13.1.1525-1533.
- [8] TOLVAJ, L., NEMETH, R., VARGA, D., MOLNAR, S.: Colour homogenisation of beech wood by steam treatment. In: Drewno. (2009), 52(181): 5-17.
- [9] DZURENDA, L.: Modification of wood colour of Fagus sylvatica L. to a brown-pink shade caused by thermal treatment, Wood Research, (2013), 58(3), 475-482.
- [10] BARCIK, Š.: GAŠPARÍK, M., RAZUMOV, E. Y.: Effect of thermal modification on the colour changes of oak wood. Wood Research. (2015), 60(3): 385-396.
- [11] DZURENDA, L.: Colour Modification of Robinia pseudoacacia L. during the Processes of Heat treatment with Saturated Water Steam. In: Acta Facultatis Xylologiae Zvolen. (2018). 60(1):61-70, (2018) doi: 10.17423/afx.2018.60.1.07
- [12] BANSKI, A: Vplyv vlhkosti dubového dreva na spotrebu tepla v procese farebnej homogenizácie sýtou vodnou parou. [The influence of moisture content oak timber on the consumption of heat in the process of colour homogenisation]. In: Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva, (2016), 10(1): 235–239. ISSN 2453-904X.
- [13] DZURENDA, L.: The Effect of Saturated Steam Vapor Temperature on Heat Consumption in the Process of Color Modification of Acacia Wood. In: AIP Conf. Proc. 1889, 020006-1– 020006-5; (2017), doi: 10.1063/1.5004340
- [14] DZURENDA, L.: Numeric Model of the Normative Consumption of Heat for the Colour Homogenisation of Wood in Pressure Autoclaves. In: AIP Conf. Proc. 1745, 020008-1– 020008-7; (2016), doi: 10.1063/1.4953702

Pod'akovanie:

Táto práca bola vypracovaná v rámci riešenia grantového projektu: VEGA–SR No:1/0563/1, ako výsledok práce autorov za výraznej pomoci agentúry VEGA–SR.

prof. Ing. Ladislav Dzurenda, PhD., Technická univerzita vo Zvolene, T.G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, dzurenda@tuzvo.sk

Ing. Adrián Banski, PhD., Technická univerzita vo Zvolene, T.G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, banski@tuzvo.sk

Ing. Ján Šustek, PhD. Technická univerzita vo Zvolene, T.G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, sustek@tuzvo.sk

VPLYV GEOMETRICKÝCH PARAMETROV DREVA NA PRODUKCIU TUHÝCH ZNEČISŤUJÚCICH LÁTOK V KRBOVEJ VLOŽKE

HOLUBČÍK Michal, JANDAČKA Jozef, KANTOVÁ Nikola

Proces spal'ovania biomasy ovplyvňuje viacero aspektov, ako napr. vlastnosti paliva, množstvo a prerozdelenie spalovacieho vzduchu a iné. Jedným z týchto aspektov je geometrický tvar, resp. tvaru dávky paliva. V práci sa riešil vplyv geometrického tvaru dávky paliva v malom lokálnom zdroji tepla. Ako experimentálny zdroj tepla bola použitá krbová vložka s menovitým tepelným výkonom 13 kW. Experiment pozostával v spaľovacích skúškach 4 rôznych alternatív dávky paliva, pričom sa stanovoval tepelný výkon a účinnosť krbovej vložky, obsah kyslíka a oxidu uhličitého v spalinách, produkcia plynných emisií oxidu uhoľnatého, oxidov dusíka, organických plynných uhľovodíkov a produkcia tuhých znečisťujúcich látok. V prvom prípade bola dávka umiestnená do spaľovacej komory ako 1 kus dreva, v druhom prípade ako 2 kusy dreva, v treťom prípade ako 3 kusy dreva a v štvrtom prípade ako 4 kusy dreva, pričom všetky dávky paliva mali približne rovnakú hmotnosť, pričom ostatné parametre boli rovnaké. Výsledky poukázali na fakt, že najvyšší tepelný výkon a účinnosť sa dosiahla pri spaľovaní dávky paliva vo forme 1 kusu. Najnižšia produkcia emisií bola zaznamenaná pri spaľovaní dávky paliva vo forme 1, resp. 2 kusov. Z dosiahnutých výsledkov vyplýva, že geometrický tvar dávky paliva má významný vplyv na výkonové a emisné parametre zdroja tepla.

ÚVOD

Jednou z najbežnejších foriem získavania tepelnej energie z biomasy je jej priame spaľovanie. Existuje možnosť spaľovať drevo vo forme guľatiny, kusového dreva, drevnej štiepky, brikiet a peliet. V súčasnosti sa však čoraz častejšie využívajú aj iné formy biomasy, napr. slamy obilnín a olejnatých semien, energetických rastlín v rôznych formách, ako sú brikety a pelety [4]. Tieto palivá pozostávajú z horľaviny a balastu (popola a vody). Horľavinu tvorí tá časť paliva, ktorej oxidáciou sa uvoľňuje teplo, t.j. chemicky viazaná energia v palive. Jedná časť horľaviny sa skladá z prvkov uhlíka (C), vodíka (H) a prípadne síry (S). Sú to tzv. aktívne látky horľaviny, pri oxidácií ktorých vzniká teplo [1]. Druhú časť horľaviny predstavujú tzv. pasívne látky, ktoré nedodávajú teplo, ale sú viazané na organickú hmotu. Pasívnymi látkami horľaviny sú kyslík (O₂) a dusík (N₂), ktoré pri chemickej reakcií neuvoľňujú teplo, resp. pre ich priebeh je nevyhnutné dodanie tepla. Horľavina sa ďalej delí na neprchavú a prchavú zložku [2]. Biomasa všeobecne obsahuje veľké množstvo prchavej horľaviny. Bežne sa pohybuje okolo 75 %. Najviac jej

obsahuje drevo, a to spôsobuje, že drevo nehorí v kúrenisku, ale v priestore medzi kúreniskom a komínom. Často sa hovorí o tzv. dlhom plameni dreva a biopalív [3].

Spaľovanie paliva z biomasy ako zdroja obnoviteľnej energie automaticky neposkytuje najlepšie možné využitie svojho energetického obsahu s nízkymi emisiami [5]. Spaľovanie biomasy so zlým nastavením podmienok spaľovania môže byť neefektívne a s vysokou produkciou emisií.

Efektívne využívanie biomasy prostredníctvom výroby s nízkymi emisiami si vyžaduje použitie vysoko kvalitných technológií a ich správnu prevádzku [6]. Spaľovanie biomasy v zdroji tepla je ovplyvnené niekoľkými aspektmi, napr. typ a vlastnosti paliva, množstvo a prerozdelenie spaľovacieho vzduchu, spôsob spaľovania, návrh a regulácia spaľovacieho zariadenia atď. [7]. Všetky tieto aspekty ovplyvňujú výkonové a emisné parametre zdroja tepla. Emisie sú znečisťujúce látky vznikajúce z spaľovania biomasy rozptýleného vo vzduchu. Základnými emisiami sú oxid uhoľnatý (CO), oxidy dusíka (NOx), nespálené produkty známe ako organické plynné uhľovodíky (OGC) a tuhé znečisťujúce látky (TZL) [8 a 9]. Na zachovanie environmentálnej vhodnosti biomasy štáty vydávajú opatrenia vo forme limitov emisií, ktoré je potrebné rešpektovať [10].

Článok pojednáva o vplyve jedného z aspektov, konkrétne geometrického tvaru, resp. tvaru dávky paliva na výkonové a emisné parametre malého lokálneho zdroja tepla – krbovej vložky.

POUŽITÉ MATERIÁLY

Ako palivo bolo použité bukové drevo rôznych geometrických tvarov, resp. počte kusov (Obr. 1):

- vzorka 1 vzduchosuché bukové drevo s relatívnou vlhkosťou 7,58 % uskladnené vo vykurovanom priestore v interiéri v jednom kuse dreva,
- vzorka 2 vzduchosuché bukové drevo s relatívnou vlhkosťou 7,58 % uskladnené vo vykurovanom priestore v interiéri v dvoch kusoch dreva,
- vzorka 3 vzduchosuché bukové drevo s relatívnou vlhkosťou 7,58 % uskladnené vo vykurovanom priestore v interiéri v troch kusoch dreva,
- vzorka 4 vzduchosuché bukové drevo s relatívnou vlhkosťou 7,58 % uskladnené vo vykurovanom priestore v interiéri v štyroch kusoch dreva,

Dĺžka jednotlivých meraní bola závislá od dohorenia naloženej dávky paliva. Pre účely porovnania výsledkov bolo vybraných 61 minút od priloženia paliva. Veľkosť dávky paliva bola zvolená na 3500 ± 50 g, pričom bola rovnaká počas všetkých skúšok. Palivo bolo vložené do spaľovacej komory vo forme naštiepaných približne rovnakých kusov dreva dĺžky približne 35 cm za rovnakých podmienok – rovnaká počiatočná základná vrstva, resp. pahreba, rovnaká počiatočná komínová teplota (180 °C) a rovnaké umiestnenie v spaľovacej komore.

Obr. 1 Testované vzorky palív

METODIKA EXPERIMENTOV

Experimentálne merania na určenie vplyvu geometrického tvaru dávky paliva boli uskutočnené na lokálnom zdroji tepla – krbovej vložke s menovitým tepelným výkonom 13 kW
v súlade s normou STN EN 13 229 "Spotrebiče na tuhé palivá na vykurovanie obytných priestorov. Požiadavky a skúšobné metódy."

Každá vzorka bola spaľovaná trikrát za sebou a nižšie uvedené výsledky sú aritmetickým priemerom týchto meraní. Spaľovanie každej vzorky prebiehalo za rovnakých podmienok – rovnaké nastavenie prívodu a prerozdelenia spaľovacieho vzduchu, rovnaký komínový ťah (12 ± 2 Pa), približne rovnaká teplota (21 ± 2 °C) a relatívna vlhkosť (40 ± 2 %) okolitého vzduchu.

Tepelný výkon a účinnosť krbovej vložky bola určená výpočtom nepriamou metódou v súlade s normou STN EN 13 229. Meranie plynných emisií, konkrétne oxidu uhoľnatého (CO), oxidov dusíka (NOX), organických plynných uhľovodíkov (OGC), oxidu uhličitého (CO₂) a kyslíka (O₂) boli merané pomocou analyzátora emisií s NDIR fotometrickým senzorom. Hodnoty produkcie emisií boli prepočítané na normované podmienky (0 °C, 101325 Pa a 13 % obsah kyslíka v spalinách). Produkcia tuhých znečisťujúcich látok bola stanovená gravimetrickou metódou v súlade s normou STN ISO 9096 za podmienky dodržania izokinetického odberu spalín. Komínová teplota a teplota okolia bola stanovená pomocou termočlánku typu K (NiCr-Ni). Konštantný komínový ťah bol zabezpečený ventilátorom pre odvod spalín, ktorého otáčky boli regulované frekvenčným meničom.

VÝSLEDKY EXPERIMENTOV

V Tab. 1 sú uvedené priemerné hodnoty meraných parametrov počas experimentov. Priemerný tepelný výkon krbových vložiek bol najvyšší pri spaľovaní vzorky, kde sa spaľoval 1 kus dreva. Približne o 1 kW nižší priemerný tepelný výkon sa dosiahol pri spaľovaní vzorky 2. Následne pri spaľovaní vzorky 3 a 4 bol priemerný tepelný výkon výrazne nižší, konkrétne 6,8 kW a 7,1 kW. Účinnosť spaľovania korešpondovala s tepelným výkonom, pričom najvyššia dosiahnutá bola počas spaľovania vzorky 1. Koncentrácia kyslíka v spalinách bola vysoká vzhľadom na veľkosť spaľovacej komory, nakoľko palivo horelo len v malom objeme. Tomu zodpovedá aj koncentrácia oxidu uhličitého. Najnižšia priemerná produkcia oxidu uhoľnatého bola zaznamenaná pri rozdelení dávky paliva na 2 kusy, pričom podobné výsledky sa zaznamenali aj pri spaľovaní 1 kusu dreva. Koncentrácia oxidov dusíka zodpovedala intenzite spaľovania, resp. teplotám v spaľovacej komore, pričom najnižšia priemerná koncentrácia bola zaznamenaná pri spaľovaní vzorky 4. Priemerná koncentrácia organických plynných uhľovodíkov sa pohybovala v rozsahu 34,2 – 52,6 mg.m⁻³, pričom najnižšia bola zaznamenaná počas spaľovania 2 kusov dreva.

Parameter	Jednotka	Vzorka 1 (1 kus)	Vzorka 2 (2 kusy)	Vzorka 3 (3 kusy)	Vzorka 4 (4 kusy)
Tepelný výkon	[kW]	10.5	9.5	6.8	7.1
Účinnosť	[%]	65.3	58.5	44.1	43.1
Koncentrácia O ₂	[%]	16.6	17.0	17.2	17.4
Koncentrácia CO ₂	[%]	4.4	4.0	3.7	3.6
Koncentrácia CO	$[mg.m^{-3}]$	2622.3	2569.7	3967.3	3330.8
Koncentrácia NO _X	$[mg.m^{-3}]$	78.2	86.3	61.8	45.2
Koncentrácia OGC	$[mg.m^{-3}]$	34.3	34.2	52.6	43.5

"TAB. 1," Výsledky experimentov – tepelný výkon, účinnosť, koncentrácia O2,	CO ₂ , CO,
NOv a OGC počas spaľovania rôznych vzoriek paliva	

Na obr. 2 je znázornená priemerná koncentrácia tuhých znečisťujúcich látok (TZL) v spalinách pri spaľovaní jednotlivých vzoriek. Najnižšia produkcia TZL bola zaznamenaná počas spaľovania vzorky 1 a vzorky 2 a najvyššia pri spaľovaní vzorky 3. Vo všetkých prípadoch častice do veľkosti 2,5 µm tvorili približne 80 % všetkých produkovaných tuhých častíc.



Obr. 2 Priemerná koncentrácia tuhých znečisťujúcich látok v spalinách pri spaľovaní jednotlivých vzoriek

ZÁVER

Tvar dávky paliva pomerne významne ovplyvňuje výkonové a emisné parametre lokálneho zdroja tepla. Zo získaných výsledkov vyplýva, že v danej krbovej vložke je vhodnejšie spaľovať dávku paliva vo forme jedného resp. dvoch kusov, kedy je priemerný tepelný výkon, účinnosť spaľovania najvyššia a produkcia emisií najnižšia. V prípade rozdrobenia dávky kusového dreva na 3 a viac kusov dochádza k prudkému zapáleniu a vyháraniu paliva v úvodnej fáze, čo vedie k vyššiemu tepelnému výkonu približne v prvej polovici doby spaľovania, ale nízkemu tepelnému výkonu a účinnosti v druhej polovici doby spaľovania, čo má za následok aj na vyššej koncentrácii oxidu uhoľnatého a organických plynných uhľovodíkov. Výsledky produkcie tuhých znečisťujúcich látok taktiež na výhodnosť spaľovania dávky paliva vo forme jedného, resp. dvoch kusov dreva.

POĎAKOVANIE

Tento príspevok bol vytvorený v rámci projektu KEGA 046ŽU-4/2016 "Nekonvenčné systémy využitia obnoviteľných zdrojov energie", KEGA 033ŽU-4/2018 "Zdroje tepla a znečisťovanie životného prostredia" a APVV 15-790 "Optimalizácia spaľovania biomasy s nízkou teplotou taviteľnosti popola".

REFERENCIE

- N. Deliiski, L. Dzurenda and V. Brezin, *Calculation of the heat energy needed for melting of the ice in wood materials for veneer production*, Acta Facultatis Xylologiae Zvolen Vol. 55 No. 2/2013, p. 21–32.
- [2] L. Soos, M. Kolejak and F.Urban, *Biomass Renewable Energy Source* (in Slovak), Vert: Bratislava, 2012.
- [3] J. Huzvar and A.Kapjor, *Micro-cogeneration incl. the Conversion of Chemical Energy of Biomass to Electric Energy and the Low Potential Heat*, Proc. of AIP Conference, vol. 1337, 2011, p. 40-42.

- [4] A. Čaja, P. Nemec and M. Malcho, *Dependence of electric strength on the ambient temperature*, AIP Proceedings, Vol. 1608 (2014), p. 12-15., 2014
- [5] L. Dzurenda, A. Banski and M. Dzurenda, Energetic properties of green wood chips from Salix Viminalis grown on plantations, Scientia Agriculturae Bohemica, vol. 2014, iss. 1, 2014, p. 44-49
- [6] M. Čarnogurská, M. Lázár, M. Puškár, M. Lázárová, Ľ. Širillová and J. Václav, Measurement and evaluation of properties of MSW fly ash treated by plasma, Measurement. Vol. 62 (2015), p. 155-161.
- [7] J. Chabadová, Š. Papučík and R. Nosek, *Particle emissions from biomass combustion*, AIP Proceedings, Vol. 1608 (2014), p. 67-70., 2014
- [8] M. Lázár, T. Brestovič and E. Schvarzbacherová, *Designing low gas flow meters based on the calometric principle of flow rate measuring*, The Holistic Approach to Environment. Vol. 1, no. 4 (2011), p. 153-162
- [9] O. Roeva, T. Slavov and S. Fidanova, *Population-based vs. single point search metaheuristics for a pid controller tuning*, Handbook of Research on Novel Soft Computing Intelligent Algorithms: Theory and Practical Applications, vol. 1-2, p. 200-230, 2013
- [10] L. Lukáč, S. Kuna, J. Kizek and M. Repášová, Design of methodology for wood chips moisture estimation determined for gasification, EPJ Web of Conferences, vol. 67, Article number 02069, 2014

Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, michal.holubcik@fstroj.uniza.sk





DETERMINATION OF NATURAL DRAFT WET-COOLING TOWER LOSS COEFFICIENT

HYHLÍK Tomáš

Based on the characteristics of the natural draft wet-cooling tower represented by Merkel number dependence on gas to liquid ratio and known parameters of flowing water is determined tower loss coefficient. The simple algebraic draft equation has been used. The density above the fill zone is predicted both by the assumption of saturated air above the fill zone and by using energy equation, where the change in water mass flow rate is taken into account. Results are compared with the more general quasi-one-dimensional model based on the system of four partial differential equations describing moist air flow. The system of equations for moist air flow is coupled with two ordinary differential equations describing heat and mass transfer in the fill zone.

Keywords: Merkel Model, Wet-Cooling Tower, Draft Equation

Introduction

The prediction of heat and mass transfer in cooling towers can be done using classical Merkel model [1], which is widely used by the cooling tower industry. The natural draft can be calculated using an algebraic draft equation, see eg. [1, 2]. Merkel model is based on non-dimensional Merkel number [1, 3]

$$Me = \int_0^A \frac{\alpha_m}{\dot{m}_w} dA = \int_{t_{wo}}^{t_{wi}} \frac{c_{pw} dt_w}{(h_{1+x}'(t_w) - h_{1+x})},\tag{1}$$

where α_m is mass transfer coefficient, \dot{m}_w is water mass flow rate, dA is infinitesimal contact area, t_{wo} is outlet water temperature, t_{wi} is inlet water temperature, $h''_{1+x}(t_w)$ is saturated moist air enthalpy at water temperature and h_{1+x} is most air enthalpy which can be calculated using simplified energy equation [3]

$$\frac{dh_{1+x}}{dA} = c_{pw} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \frac{dt_w}{dA}.$$
(2)

One of simplest forms of draft equation [2] is

$$\frac{v^2}{2}\zeta\rho_{ave} = 2gH(\rho_i - \rho_o),\tag{3}$$

where v is the velocity of air, ζ is tower loss coefficient, g is gravity acceleration, H is an effective height of the cooling tower, ρ_i is inlet density, ρ_o is density above the fill zone and averaged density based on reference [1] is



Fig. 1 Distribution temperature t and adiabatic saturation temperature t_{wb} in the natural draft cooling tower

$$\rho_{ave} = \frac{2}{\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}}.$$
(4)

Known value of moist air enthalpy and assumption of saturated moist air allows determination of the outflow parameters of moist air from the Merkel model or it is possible to use the equation of energy, where a change in water mass flow rate is taken into account [4]

$$\dot{m}_a dh_{1+x} = \dot{m}_w dh_w - h_w \dot{m}_a dx,\tag{5}$$

where dx is specific humidity change.

Test case

Characteristic of natural draft wet-cooling tower [5] is

$$Me = 2.2 \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w}\right)^{1.1}.$$
(6)

Rotational hyperboloid shaped cooling tower with cross section [5]

$$A(z) = \frac{\pi}{4} (0.006977z^2 - 1.2764z + 131.61)^2$$
(7)

is selected. The water inlet mass flow rate is $\dot{m}_w = 17099.5 kgs^{-1}$ Inlet water temperature is $t_{wi} = 34.9^{\circ}C$. Outlet water temperature based on the reference [5] is $t_{wo} = 20^{\circ}C$. Air inlet temperature is $15.7^{\circ}C$ and adiabatic saturation temperature is $11.84^{\circ}C$. The atmospheric pressure is 98100Pa Tower is 150m high with fill zone placed at height 12.5m. Based on prescribed parameters is possible to use equations (1-7) a by simple bisection algorithm can find velocity in the fill zone, which is $1.466ms^{-1}$. Predicted Merkel number is Me = 2.33. Dry air mass flow rate is $18036.5kgs^{-1}$. Based on equation (3) is possible to determine tower loss coefficient which is $\varsigma = 66.93$ if moist air is assumed to be saturated above the fill zone. Tower loss coefficient is $\varsigma = 68.55$ if equation (5) is taken into account.



Fig. 2 Pressure distribution in the natural draft cooling tower

Quasi-one-dimensional model

This section partly describes a more general model of flow, heat and mass transfer in natural draft wet-cooling tower based on reference [6]. The system of governing equations describing the flow of the homogeneous mixture of dry air and water vapour in the case of quasi one dimensional flow [6] is

$$\frac{\partial(WA)}{\partial t} + \frac{\partial(FA)}{\partial z} = Q,$$
(8)

where W is the vector of conservative variables and F is the vector of fluxes [6]

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v \\ \rho w_{v} \\ \rho e \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v^{2} + p \\ \rho v w_{v} \\ v(\rho e + p) \end{bmatrix}.$$
(9)

The vector of sources [6] is

$$Q = \begin{bmatrix} A(z)\sigma_{v}(z) \\ p\frac{dA}{dz} - A(z)\left(\rho g + \frac{d\zeta}{dz}\rho\frac{v^{2}}{2}\right) \\ A(z)\sigma_{v}(z) \\ A(z)\left(\sigma_{qmodel}(z) + \rho gv\right) \end{bmatrix}.$$
(9)

The first equation is overall continuity equation, the second equation is momentum equation, the third equation is water vapour continuity equation and the last equation is equation of energy. Parameters of water in the fill zone are based on the ordinary differential equations for change in water mass flow rate [6]



Fig. 3 Distribution of specific humidity x and specific humidity of saturated moist air x'' in the natural draft cooling tower

$$\frac{d\dot{m}_w}{dz} = Me/h_{fill}\,\dot{m}_w(x''(t_w) - x) \tag{10}$$

and water temperature change [6]

$$\frac{dt_w}{dz} = \frac{Me/h_{fill}}{c_w} \left[Lefc_p(t_w - t_a) + (x''(t_w) - x)l(t_w) \right].$$
(11)

Source terms in the fill zone are calculated as [6]

$$\sigma_{v} = \frac{Me/h_{fill}}{A}(z)\dot{m}_{w}(x''(t_{w}) - x)$$
(12)

and

$$\sigma_{qmodel} = \sigma_{qs} + 273.15c_{pv}\sigma_{v},\tag{13}$$

where

$$\sigma_{qs} = Lef \frac{Me/h_{fill}}{A(z)} \dot{m}_w c_p(t_w - t_a) + \sigma_v[l(t_w) - l(t_a)].$$
(14)

Results

Results of numerical computation based on equations (8-14) are shown in figures 1-4. The numerical computation is taking into account Merkel number and loss coefficient predicted by the simplified model of the flow, heat and mass transfer. The value of used Merkel number is Me = 2.33 and loss coefficient is $\varsigma = 66.93$. The water inlet mass flow rate is $\dot{m}_w = 17099.5 kgs^{-1}$ Inlet water temperature is $t_{wi} = 34.9^{\circ}C$. Air inlet temperature is $15.7^{\circ}C$ and adiabatic saturation temperature is $11.84^{\circ}C$. The model predicts the value of dry air mass flow rate of $17070.7 kgs^{-1}$ and the temperature of cooled water $t_{wo} = 19.2^{\circ}C$.



Fig. 4 Velocity distribution in the natural draft cooling tower

The distribution of moist air temperature and adiabatic saturation temperature in figure 1 indicates that moist air above the fill zone is saturated or supersaturated. There is an unphysical peak in temperature distribution in the fill zone. The pressure distribution in figure 2 documents pressure decrease inside cooling tower, where biggest slope in the fill zone is connected with tower loss coefficient. There is a comparison of specific humidity and saturated specific humidity at moist air temperature in figure 3. It is possible to observe that the moist air above fill zone is supersaturated. Velocity distribution in figure 4 reflects the shape of the cooling tower, but an increase in velocity in the fill zone can be observed. This increase in connected with the humidity decrease.

Conclusion

The article presents simple approach of natural draft wet-cooling tower loss coefficient prediction based on the characteristic of the fill zone and measured water temperature decrease. It has been shown that loss coefficient is dependent on the evaluation of moist air humidity above the fill zone. Predicted loss coefficient and Merkel number have been used in the more general model of the flow, heat and mass transfer of natural draft wet-cooling tower. It is seen that more general model predicts lover dry air mass flow rate and also lower outlet water temperature. It looks that the more general draft equation should be used to predict cooling tower loss coefficient. Another test data should be used to identify the source of imperfections in the cooling tower model.

Literature

- [1] KRÖGER, D. G. *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*, Penn Well Corporation, Tulsa, 2004
- [2] WANG, W., et al. Coupling Model and Solving Approach for Performance Evaluation of Natural Draft Counter-Flow Wet Cooling Towers, *Thermal Science*, Vol. 20, No 1, 2016, pp. 291-301

- [3] HYHLÍK, T. Calculation of Merkel Number in the Merkel's Model of Counterflow Wet Cooling Cower Fill. *Conference Topical Problems of Fluid Mechanics 2013*, 29-32, Prague, 2013
- [4] HYHLÍK, T. Moist Air State above Counterflow Wet-Cooling Tower Fill based on Merkel, Generalised Merkel and Klimanek & Bialecky Models, AIP Conference Proceedings., 2017
- [5] ZUNIGA-GONZÁLEZ, Modelling Heat and Mass Transfer in Cooling Towers with Natural Convection, Ph.D. thesis, Czech Technical University in Prague, 2005
- [6] HYHLÍK, T. Quasi One-Dimensional Model of Natural Draft Wet-Cooling Tower Flow Heat and Mass Transfer, *EPJ Web of Conferences*, Volume: 92, 02027, 2015

Acknowledgement

This work has been supported by *Technology Agency of the Czech Republic* under the project *Advanced Technologies for Heat and Electricity Production – TE01020036.*

doc. Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D., Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Fluid Dynamics and Thermodynamics, Technická 4, Praha 6, tomas.hyhlik@fs.cvut.cz





27.-30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

A COMPARISON OF TWO WAYS OF MODELLING FREE-SLIP BOUNDARY CONDITION IN THE SPH METHOD

JANČÍK Petr, HYHLÍK Tomáš

In this paper, two ways of modelling free-slip boundary conditions in the smoothed particle hydrodynamics method are presented and compared. The comparison is performed on a two-dimensional dam break problem. Similarities and differences in the results are discussed, as well as advantages and disadvantages of the presented approaches. The results of the simulations are also compared with experimental data available in the literature.

Keywords: SPH, free-slip boundary condition, dam break

Introduction

The smoothed particle hydrodynamics (SPH) method is a mesh-free particle method, which is suitable for CFD simulations. In traditional CFD methods, which usually originate from the Eulerian description of continuum and employ computational mesh for spatial discretization, imposing a wall boundary condition is relatively straightforward. In contrast with that, applying a wall boundary condition in particle methods might be cumbersome. Different methods can also lead to different results.

A number of possible approaches have been proposed, and they can be divided into three groups. Probably the simplest way is to place a layer of repulsive particles directly on the boundary [9], [10]. Another way is to create a mirror image of the fluid particles; these so-called ghost particles prevent the fluid particles from penetrating the boundary [4]. This approach may be complicated for complex boundaries because it requires the knowledge of surface normal in the every point of the surface. It is also possible to form a wall using dummy particles; these particles remain fixed in space and variables, e.g., density, pressure, or velocity, are transferred from fluid particles [1], [6]. A combination of repulsive and dummy approach has been proposed as well [5].

In this work, two different methods of modelling free-slip boundary condition were used. The first uses repulsive particles [9], and the other is dummy particle method, modified [1]. A dam break problem was solved using these methods and results are thoroughly discussed.

2. Method

It is suitable to have the continuity and momentum equations in the Lagrangian form:

$$\frac{\mathrm{D}\varrho}{\mathrm{D}t} = -\varrho \nabla \cdot \boldsymbol{\nu} \,, \tag{1}$$

$$\frac{\mathsf{D}\boldsymbol{v}}{\mathsf{D}\boldsymbol{t}} = -\frac{1}{\varrho}\nabla\boldsymbol{p} + \boldsymbol{f} \,. \tag{2}$$

Variables ρ , p, v, and f denote density, pressure, velocity, and force field intensity respectively. Fluid is modelled compressible and inviscid. The spatial derivatives in these equations are approximated using SPH techniques, which transforms the equations into ordinary differential equations. There are more options how to carry out this transformation. In this work, the governing equations are in the form:

$$\frac{\mathrm{D}\varrho_i}{\mathrm{D}t} = \varrho_i \sum_j m_j (\boldsymbol{v}_i - \boldsymbol{v}_j) \cdot \nabla W_{ij}, \qquad (3)$$

$$\frac{\mathrm{D}\boldsymbol{v}_i}{\mathrm{D}t} = -\sum_j m_j \left(\frac{p_i}{\varrho_i^2} + \frac{p_j}{\varrho_j^2} + \Pi_{ij} \right) \nabla W_{ij} + \boldsymbol{f}_i \,. \tag{4}$$

Indices *i* and *j* serve for particle identification. Variable *m* denotes mass, W_{ij} is so-called smoothing function, and Π_{ij} stands for artificial viscosity. It is necessary to implement artificial viscosity term for a solution to be numerically stable. For more information about the method, see for example [4].

The ordinary differential equations (3) and (4) can be solved using an explicit integration scheme; in this work, the leap-frog algorithm was employed [4]. Explicit integration schemes are conditionally stable. The Courant-Friedrichs-Levi condition

$$\Delta t = 0.25 \min_{i} \left(\frac{h_i}{c_i}\right) \tag{5}$$

was utilized to estimate the maximal allowed time step length. The parameter h is so-called smoothing length, which determines the domain of influence of each particle, and c is the speed of sound.

Since a flow is considered to be compressible, an equation of state is needed. The Tait equation

$$p = \frac{c^2 \varrho_0}{\gamma} \left[\left(\frac{\varrho}{\varrho_0} \right)^{\gamma} - 1 \right] + p_0 \tag{6}$$

is often utilized to approximate non-compressible liquids as weakly compressible. The numerical speed of sound *c* is chosen approximately ten times higher than the maximal expected flow velocity occurring in the problem, and the parameter γ is taken 7 for liquids [9]. This choice keeps variation in density sufficiently low while a time step length in an explicit numerical scheme can be relatively large.

3. Boundary conditions

The first used way of enforcing wall boundary conditions is the repulsive particle method proposed in [9]. This method is hereinafter called the repulsive particle method. The other method is a modification of the dummy particle method proposed in [1]. This method is hereinafter called the dummy particle method.

In the repulsive particle method, walls are formed by a single layer of particles. These particles do not take part in the summations in equations (3) and (4); they only generate a repulsive force field around themselves, which prevents the fluid particles from wall penetration. The repulsive force field is in the Lennard-Jones potential form

$$\vec{f}_{i} = \begin{cases} D\left[\left(\frac{|\boldsymbol{x}_{ij}|}{r_{0}}\right)^{p_{1}} - \left(\frac{|\boldsymbol{x}_{ij}|}{r_{0}}\right)^{p_{2}}\right] \frac{\boldsymbol{x}_{ij}}{|\boldsymbol{x}_{ij}|^{2}}, & \text{if } |\boldsymbol{x}_{ij}| < r_{0}; \\ \boldsymbol{0}, & \text{otherwise.} \end{cases}$$
(7)

Parameter *D* determines magnitude of the generated force field, the cut-off distance r_0 is the same as the initial spacing of the fluid particles, and the exponents have to meet the condition $p_1 > p_2$. The distance between wall particles is half the fluid particle spacing.

In the repulsive particle method, the fluid particles that are close to the wall are not surrounded by neighbouring particles uniformly from all sides. This particle deficiency causes that field variables, e. g., pressure, are not evaluated correctly in the vicinity of a wall.

Three layers of particles form a wall in the dummy particle method. These particles are taken into account while evaluating equations in (3) and (4). Dummy particle pressure is evaluated using formula

$$p_{w} = \frac{\sum_{f} p_{f} W_{wf} + \sum_{f} f_{f} \cdot \boldsymbol{x}_{wf} \varrho_{f} W_{wf}}{\sum_{f} W_{wf}},$$
(8)

where indices w and f denote wall and fluid particles respectively. Dummy particle density is calculated from the inverse form of the equation of state (6). One difference from the originally suggested method is that dummy particle velocities are always zero. The other distinction is in the artificial viscosity. In the original method, the artificial viscosity is omitted in the interaction between fluid and wall particles. In the herein presented problem, artificial viscosity is kept active for all particles, although it is set ten times weaker for fluid-wall interaction.

In this method, the particles close to a wall are uniformly surrounded by neighbouring particles, fluid or dummy. Thus the field variables should be evaluated correctly.

A number of particles needed for a wall representation is an important parameter since the total number of particles present in a simulation affects the computational performance. In two dimensions, the number of particles needed to model a wall is lower for the repulsive particle method (approximately 2:3). However, this ratio turns in favour of the dummy particle method in three dimensions (approximately 3:4).

4. Dam break problem

The described methods were used to simulate a dam break problem in two dimensions. The dam break is a free surface flow problem; it is frequently used for validations of CFD programs. The initial configuration of the particular case is in Fig. 1. The highlighted particles are the particles which reach above the original column height throughout the simulation. The particle tracking is performed easily thanks to Lagrangian nature of the method.

All numerical parameters, e.g., time step, artificial viscosity, or numerical speed of sound, are set identically in both cases.

In the second case, the highlighted particle domain in the second case is larger overall, and more highlighted particles appear closer to the bottom of the column. This is a consequence of the fact that the dummy particle method is closer to a true free-slip condition.

In the initial phase of the simulation, the surge front moved towards the right wall (Fig. 2). In the repulsive particle case, it is clearly visible that some of the particles adjacent to the left wall were disrupted. This disruption was caused by the imperfection of the boundary condition; the

resultant repulsive force is not exactly perpendicular to the wall, and the particles stick to it. In the dummy particle case, some particles clung to the left wall, but no disruption occurred.



Fig. 1: The initial configuration of the dam break problem. The highlighted particles are the particles which reach above the original column height throughout the simulation. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.



Fig. 2: The initial phase of the dam break problem. Time t = 0.5 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

Also, the propagation of the surge front was monitored. Both cases are evaluated and compared with some experimental data from literature in Fig.3.



Fig. 3: Dimensionless surge front position as a function of dimensionless time. Martin 1952 [7], Koshizuka 1996 [3], Hu 2010 [2].

The data are displayed in dimensionless parameters because scales of the experiments were different. The dimensionless parameters are defined:

$$X = \frac{\xi}{\xi_0}, \qquad T = t \sqrt{\frac{2g}{\xi_0}}.$$
(9)

The variable ξ denotes the surge front position, ξ_0 stands for the initial column width, and g is the gravitational field magnitude.

The surge front in the repulsive particle method lagged slightly behind the one in the dummy particle method. It is caused by stronger tangential forces acting on the bottom liquid layer in comparison with the dummy particle method. Both simulations are in a good agreement with the presented experimental data.

After the surge front impacts the right wall, a vertical jet was formed (Fig. 4). Small groups of particles separated from the main body and were ejected high above the vertical walls; most of them fell back into the tank later. The jet was stronger in the dummy particle case, and the separated particles reached greater height.



Fig. 4: The vertical jet and detached particles. Time t = 1.1 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

When the jet lost its momentum, a rolling wave emerged in both cases (Fig. 5). The rolling waves differ in their shape and size slightly. It is noticeable that the liquid layer on the bottom of the tank is thinner in the dummy particle case; that leaves more liquid to form the rolling wave.



Fig. 5: The rolling wave. Time t = 1.85 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

The rolling wave impacted the liquid surface. The fluid rebounded and created horizontal jets (Fig. 6 and Fig. 7). It is noticeable that in the dummy particle method the jet is larger and it reaches further towards the left wall. The hollow near the right wall was caused by the collapsing vertical jet.



Fig. 6: The rolling wave after impact – early phase. Time t = 2.1 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.



Fig. 7: The rolling wave after impact – later phase. Time t = 2.4 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

The moving fluid body impacted the left wall in both cases (Fig. 8). However, the outcome is not as similar as it was in the previous phases of the simulation. In the dummy particle case, the overall fluid momentum was greater, and the impact was strongly affected by the horizontal jet. As a result, a noticeable vortex emerged in the bottom left corner of the tank, as well as a tongue-like structure above the surface near the left wall.



Fig. 8: The situation after the left wall impact – early phase. Time t = 3.1 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

A simple gravity wave formed in the repulsive particle case, while slightly more complicated phenomena appeared in the other one, as the tongue-like structure fell back into the tank (Fig.9). Finally, the violent fluid motion was dampened in both cases.



Fig. 9: The situation after the left wall impact – later phase. Time t = 3.5 s. Left: the repulsive particle method; right: the dummy particle method.

Conclusion

In this work, a comparison between two ways of enforcing free-slip boundary condition in the SPH method was conducted. A two-dimensional dam break problem was used for this purpose.

Both methods lead to similar results, especially in the beginning of the simulation. However, even in the initial phase, it is clear that the dummy particle method represents a free-slip condition more precisely. Moreover, no particle disruption occurred near the left wall as the liquid descended by it. Another advantage of the dummy particle method is that it can be easily modified to a no-slip boundary condition for viscous flow.

Due to less dissipation in the dummy particle method, the rolling wave kept more momentum and the impact on the left wall happened to be more intensive and even qualitatively different from the one occurring when employing the repulsive particle method.

Both methods seem robust and can represent geometrically complex boundaries. However, for example pressure, which is a key variable for evaluation of forces acting on walls, is determined incorrectly in the repulsive particle method due to particle deficiency. The dummy particle method yields better results from this point of view. However, the pressure field is still quite noisy; it is a usual issue in weakly compressible approach of modelling incompressible fluids. The noise could be reduced by employing an artificial diffusive term [8]. The ability to assess forces acting on the walls correctly would lead to new computational program applications.

Literature

- ADAMI, S.; HU, X. Y.; ADAMS, N. A. A generalized wall boundary condition for smoothed particle hydrodynamics. Journal of Computational Physics, vol. 231 no. 21, pp. 7057-7075, 2012
- [2] HU, C.; SUEYOSHI, M. Numerical simulation and experiment on dam break problem. Journal of Marine Science and Application, vol. 9 no. 2, pp. 109-114, 2010
- [3] KOSHIZUKA, S.; OKA, Y. Moving-Particle Semi-Implicit Method for Fragmentation of Incompressible Fluid. Nuclear Science and Engineering, vol. 123 no. 3, pp. 421-434, 1996
- [4] LIU, G. R.; LIU, M. B. Smoothed Particle Hydrodynamics A Meshfree Particle Method, World Scientific, New Jersey, 2003. ISBN: 9789812564405
- [5] LIU, M. B.; SHAO, J. R.; CHANG, J. Z. On the treatment of solid boundary in smoothed particle hydrodynamics. Science China Technological Sciences, vol. 55 no. 1, pp. 244-254, 2012

- [6] MARRONE, S. et al. δ-SPH model for simulating violent impact flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 200 no. 13, pp. 1526-1542, 2011
- [7] MARTIN, J. C. et al. Part IV. An experimental study of the collapse of liquid columns on a rigid horizontal plane. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, vol. 244 no. 882, pp. 312-324, 1952
- [8] MOLTENI, D.; COLAGROSSI, A. A simple procedure to improve the pressure evaluation in hydrodynamic context using the SPH. Computer Physics Communications, vol. 180, no. 6, pp. 861-872, 2009
- [9] MONAGHAN, J. J. Simulating Free Surface Flows with SPH. Journal of Computational Physics, vol. 110 no. 2, pp. 399-406, 1994
- [10] MONAGHAN, J. J.; KAJTAR, J. B. SPH particle boundary forces for arbitrary boundaries. Computer Physics Communications, vol. 180 no. 10, pp. 1811-1820, 2009

Acknowledgment

This work was supported by the Grant Agency of the Czech Technical University in Prague, grant No. SGS18/124/OHK2/2T/12.

Ing., JANČÍK Petr, Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Mechanics and Thermodynamics, Technická 4, 166 07 Praha 6 - Dejvice, +420 224 352 579, petr.jancik@fs.cvut.cz

doc. Ing., Ph.D., HYHLÍK Tomáš, Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Mechanics and Thermodynamics, Technická 4, 166 07 Praha 6 - Dejvice, +420 224 352 583, tomas.hyhlik@fs.cvut.cz





ZNIŽOVANIE ÚLETU TUHÝCH ZNEČISŤUJÚCICH LÁTOK V ZÁVISLOSTI OD POLOHY PREPÁŽOK V SPALINOVOM TRAKTE

KANTOVÁ Nikola, JANDAČKA Jozef, HOLUBČÍK Michal, ČAJA Alexander

Tuhým znečisťujúcim látkam je potrebné venovať pozornosť hlavne kvôli ich negatívnym účinkom na ľudské zdravie. Do ovzdušia sa dostávajú v podobe častíc pevného a kvapalného materiálu z rôznych mobilných, ako aj stacionárnych zdrojov, medzi ktoré patrí aj spaľovanie. Množstvo vyprodukovaných tuhých znečisťujúcich látok závisí od viacerých faktorov. Príspevok sa zaoberá možnosťami znižovania úletu tuhých znečisťujúcich látok. Na zachytávanie týchto častíc boli navrhnuté prepážky do spalinového traktu krbovej vložky a následne pomocou CFD simulácií sa pozorovalo ich prúdenie v závislosti od polohy prepážok.

ÚVOD

Tuhé znečisťujúce látky (TZL) v ovzduší predstavujú zmes látok pozostávajúcu z uhlíka, prachu a aerosólov. Do ovzdušia sa dostávajú z rôznych zdrojov, ktoré je možné rozdeliť do troch základných kategórií, a to stacionárne, mobilné a zdroje znečistenia vnútorného ovzdušia. Medzi stacionárne zdroje patria aj spaľovne a lokálne kúreniská. Okrem uvedených antropogénnych zdrojov, sa na znečisťovaní ovzdušia podieľajú aj prirodzené zdroje [1].

Tuhé znečisťujúce látky predstavujú významnú zložku znečistenia atmosféry, ktorá sa podieľa na škodlivom pôsobení na ľudské zdravie. S veľkosťou častíc a ich zložením súvisia i účinky častíc na ľudské zdravie a možné riziká. Čím sú častice menšie, tým sú pre živý organizmus nebezpečnejšie. Najjemnejšie frakcie TZL sú považované za príčinu najväčšieho poškodzovania ľudského zdravia. Častice tejto frakcie sa usadzujú v pľúcach a blokujú reprodukciu buniek. Tým môžu vznikať vhodné podmienky pre rozvoj vírusových a bakteriálnych respiračných infekcií, ako aj postupný prechod akútnych zápalových zmien do chronickej fázy za vzniku chronickej bronchitídy [1, 2].

Znižovanie množstva TZL v ovzduší možno docieliť primárne alebo sekundárne použitím odlučovačov. Príspevok sa zaoberá primárnym opatrením pomocou prepážok na zachytávanie týchto častíc. Prepážky sú umiestnené v spalinovom trakte krbovej vložky, pričom sú pozorované a porovnané tri rôzne varianty ich polohy v programe Ansys pomocou CFD simulácií prúdenia TZL prepážkami. V súčasnosti má CFD modelovanie široké využitie kvôli detailných informáciám o správaní sa danej tekutiny, rýchlosti a zníženým nákladom, vývoju technológií, skúmaniu a odstraňovaniu príčin nežiadúceho chovania procesov a pod. [3].

MATEMATICKÁ SIMULÁCIA

Za účelom pozorovania prúdenia TZL bol zostrojený 3D model s dĺžkou každej hrany 400 mm predstavujúci spalinový trakt krbovej vložky. Na zachytávanie TZL slúžili prepážky v počte

kusov 3 a v 3 rôznych variantoch, čo je možné vidieť na Obrázku 1. V prvom variante sa prepážky realizovali kolmo voči zvislej rovine, následne v druhom variante boli prepážky pootočené o uhol -20° od horizontálnej roviny a v poslednom variante boli prepážky taktiež pootočené o uhol $\pm 20^{\circ}$ od horizontálnej roviny, pričom vzájomne sú rovnobežné.



OBRÁZOK 1. 3D modely spalinového traktu s prepážkami (a) Variant č. 1, (b) Variant č. 2, (c) Variant č. 3

Na obrázku 2 sú znázornené siete jednotlivých variantov. V prvom variante mala sieť 194787 elementov, v druhom variante 255921 elementov a v poslednom treťom variante 171848 elementov. Sieť bola prevažne kvadratická, vo všetkých prípadoch bol Aspect Ratio menší ako 10.



OBRÁZOK 2. Siete 3D modelov (a) Variant č. 1, (b) Variant č. 2, (c) Variant č. 3

Prúdenie TZL v spalinách predstavuje dvojfázové prúdenie. Navier - Stokesove rovnice za predpokladu nestlačiteľnosti tekutiny popisujú prúdenie vzduchu v simulácii. Prúdenie TZL bolo realizované pomocou Lagrangian referenčného rámcu, ktorý predpovedá trajektóriu častíc diskrétnej fázy integráciou rovnováhy sily na časticu [4, 5]. Tieto častice sa do programu Ansys vkladajú ako prachové častice sadze s uvažovaným guľatým priemerom. Ich priemer však nie je rovnaký, a preto sa použil Rosin - Rammlerov model rozdelenia veľkosti častíc. Bol uvažovaný vplyv turbulencie na častice.

Simulácia prebehla s uvažovaním ustáleného prúdenia v čase, gravitačného pôsobenia s použitím modelu k-ɛ realizable s funkciou steny a bez vplyvu teploty. Pre výpočet hmotnostného toku na vstupe do spalinového traktu boli použité stechiometrické výpočty. Hmotnostný tok na vstupe modelu sa stanovil na 0,0168 kg. s⁻¹. Po nastaveniach výpočtu prebehla hybridná inicializácia a výpočet skonvergoval.

VÝSLEDKY SIMULÁCIE

Na základe výpočtu počtu častíc a výpočtu hmotnostného toku v programe Ansys sú spracované výsledky účinku prepážok do Tabuľky 1.

Variant č	Podľa počtu častíc	Podľa hmotnostného toku		
variant c.	% zachytených	% zachytených		
1	52	17		
2	35	11		
3	55	19		

TABUĽKA 1. Výsledky účinku prepážok

Výsledky simulácie sú spracované do Obrázku 3, kde je znázornené rozloženie rýchlostí v jednotlivých variantoch v rozmedzí od 0 m.s⁻¹ do 5 m.s⁻¹. Najnižšie rýchlosti sa dosahovali vo variante č. 3. Najväčšia dosiahnutá rýchlosť bola v druhom variante, kde nadobudla maximálnu hodnotu 3,9 m.s⁻¹ po prechode prvou prepážkou. V zúžených miestach dochádza k nárastu rýchlosti TZL, preto sa týmto miestam treba vyhnúť pri ich realizácii.



OBRÁZOK 3. (a) Rozloženie rýchlostí vo Variante č. 1 , (b) Rozloženie rýchlostí vo Variante č. 2, (c) Rozloženie rýchlostí vo Variante č. 3

Z výsledkov vyplýva, že najúčinnejší variant usporiadanie prepážok je variant č. 3. Avšak aj napriek tomuto usporiadaniu prepážok, veľká časť menších častíc unikne v spalinách. V prípade väčších častíc je väčšia polovica zachytená už prvou prepážkou.

ZÁVER

Príspevok sa zaoberá tuhými znečisťujúcimi látkami v oblasti ich znižovania pomocou prepážok umiestnených v spalinovom trakte krbovej vložky, pričom boli skúmané tri rôzne varianty ich polohy. Znižovaniu TZL je potrebné sa venovať najmä kvôli ich negatívnemu účinku na ľudské zdravie. Na pozorovanie prúdenia TZL prepážkami bol použitý program Ansys. Najúčinnejší variant ich polohy bol v prípade ich pootočenia o uhol ±20°od horizontálnej roviny, pričom sú vzájomne rovnobežné. Väčšina väčších častíc bola zachytená prepážkami, avšak veľká časť menších častíc unikla v spalinách.

POĎAKOVANIE

Tento príspevok bol podporený v rámci projektu KEGA 033ŽU-4/2018 "Zdroje tepla a znečisťovanie životného prostredia" a KEGA 046ŽU-4/2016 "Nekonvenčné systémy využitia obnoviteľných zdrojov energie".

LITERATÚRA

- [1] J. Jandačka, Š. Papučík, R. Nosek, M. Holubčík, A. Kapjor, "Environmentálne a energetické aspekty spaľovania biomasy" ISBN 978-80-89401-40-6 (2011)
- [2] L. Dzurenda, J. Jandačka, "Energetické využitie dendromasy" ISBN 978-80-228-2082-0 (2010)
- [3] J. Hájek, "Modelování s využitím CFD" (2008)
- [4] Fluent User' guide, "22.2.1 Equations of Motion for Particles" [online]
- [5] D. W. Green, R.H. Perry, "Perry's chemical engineers" ISBN 978-0-07-142294-9 (2007)

Katedra energetickej techniky, Strojnícka fakulta ŽU v Žiline, Veľký diel, 010 26 Žilina, tel.: +421 41 / 513 2858, nikola.kantova@fstroj.uniza.sk, jozef.jandacka@fstroj.uniza.sk, michal.holubcik@fstroj.uniza.sk, alexander.caja@fstroj.uniza.sk





THE MODEL OF TEMPERATURE FIELD OF DUCTILE-CAST-IRON ROLLER

KAVIČKA František, ŠTĚTINA Josef, KATOLICKÝ Jaroslav, MAUDER Tomáš, KLIMEŠ Lubomír

The solidification and cooling of ductile-cast-iron roller is a very complicated problem of heat and mass transfer with a phase and structural changes. An original application of ANSYS simulated the forming of the temperature field of the entire system. Experimental research and temperature measurement must be conducted simultaneously with numerical calculation in order to make the model more accurate and to verify it.

Klíčová slova: solidification, numerical model, measurement

1. Introduction

Steel and ductile cast-iron rollers, between which train rails (with a hardness of 300 HB) are rolled, are cast into cylindrical iron moulds. Each producer uses their own production technology that must meet the increasingly more demanding requirements concerning length of operational life on the railway – i.e. greater hardness. This means that it is necessary to cast rollers with significantly improved utility properties, mainly high wear-resistance and optimal mechanical and structural properties. It is therefore necessary to find and ensure optimal relationships between the matrix structure and the resultant values of the mechanical properties of the rollers in order to maximize the length of life. The requirements introduced here cannot be met without perfect knowledge of the course of solidification, cooling and heat treatment of the cast rollers as well as the kinetics of the temperature field of the casting and mould [1].

The solidification and cooling of these rollers – partly inside a sand mould and partly inside an iron mould – is a very complicated problem of heat and mass transfer with a phase and structural change. The investigation into the temperature field, which can be described by the 3D Fourier equation, is not possible without the engagement of a numerical model of the temperature field of the entire system – comprising the casting, the mould and ambient [2]. An original application of ANSYS simulated the forming of the temperature field of the entire system. The introduced 3D model of the temperature field is based on the numerical finite-element method. Experimental research and temperature measurement must be conducted simultaneously with numerical calculation in order to make the model more accurate and to verify it [3].

2. The assignment and preparation of the investigation

The assignment focused on investigating the transient 3D temperature field of a system comprising a casting, the mould and ambient, using a numerical model [1-3]. The dimensions of the cylindrical casting and of the iron mould are given in Fig. 1, the diameter of the actual roller is 1180 mm and height 2100 mm. This figure illustrates the entire set-up comprising two parts of the sand mould for the upper and lower spindle ends and the iron mould. The working surface of the iron mould is covered with a separating layer – hereafter "separator" (which is a

special lubricant applied in various thicknesses to the inside walls of the iron mould and kilnhardened at 180 °C prior to casting). The initial temperature of the mould was 20 °C. The pouring temperature of the melt was 1336 °C. The casting was performed from underneath with tangential in-flow. The total time of casting of the ductile cast-iron was 175 seconds.

Since this is a case of rotational symmetry, it was sufficient to investigate the temperature field of one half of the axial section. The coefficients of heat transfer by radiation and convection in all planes bordering the system into the ambient were defined. Ideal physical contact was presumed between the sand mould and the casting.



Fig. 1: The set-up of a vertically cast roller

2.1 Numerical model of the temperature field of the roller

The mathematical model for the simulation of the temperature field of the roller-mould system was created by ANSYS. The element Plane 55 was selected for the calculation. It has 4 nodes with one unknown – the temperature. The simulation of the release of the latent heats of phase or structural changes is carried out by introducing the thermodynamic enthalpy function [2,3]. The model enables the evaluation of the temperature field within the actual casting and mould at any point in time within the process of solidification and cooling using contour lines (i.e. so-called iso-lines and iso-zones) or temperature-time curves for any nodal point of the system. It is possible to use all sophisticated sub-programs of ANSYS, such as automatic mesh generation, pre-processing and post-processing. The program also considers the non-linearity of the task, i.e.:

- The dependence of the thermophysical properties of all materials entering the system, and
- The dependence of the heat-transfer coefficients (on all boundaries of the system) on the temperature of the surface of the casting and mould.

The stability and accuracy of the numerical solution, when applying the explicit method, is sensitive to the size of element of the mesh and the time step. Fig. 2 shows the network for the

original casting, riser and mould. The initial time step was 10^{-3} s, the minimum step in the following course of the calculation was selected as 10^{-6} s and the maximum step was 120 s [1,4].



Fig. 2: The mesh for the numerical model of the temperature field

A series of experimental temperature measurements was conducted for the verification of the model and the closer determining of the boundary conditions of the numerical solution of the temperature field. Results from experimental measurements were used for verification of the model and correction of the boundary conditions of the numerical solution of the temperature field. The calculation of the temperature field dealt mainly with the effect of the separator between the casting and the iron mould on the solidification of the roller.

2.2 The results of the simulation of the temperature field in dependence on the separator thickness

The thickness of the separator [1] – for individual simulations of solidification and cooling of the roller – was gradually 0, 5, 10 and 15 mm. The point where the melt solidifies last is the centre – 2100 mm from the base of the iron mould. The centre of the body of the roller is on the axis at a distance of 1050 mm from the same base. Table 1 contains the solidification times of the entire roller (including its centre), which are calculated from the simulation.

Figs. 3 to 6 illustrate the temperature field along the longitudinal axis of the system for all four thicknesses after 7.845 h, i.e. at the time when the centre of the roller solidifies with a separator of a mean thickness of 10 mm (Table 1). The area where the maximum temperature occurs is in the riser after 7.845 hours (see the red area) for the no-separator and 5 mm-separator variants (Figs. 3 and 4). The variants with the 10 mm and 15 mm separators seem to demonstrate directed solidification around the geometric and heat axis (Figs. 5 and 6).

Separator	Solidification time					
thickness	Centre o	of roller	Entire roller			
(mm)	hours	seconds	hours	seconds		
15	8.187	29473	8.783	31618		
10	7.845	28242	8.124	29246		
5	7.030	25310	7.531	27111		
0	6.510	23437	6.554	23593		

Tab. 1: Solidification times for various separator thicknesses





Fig. 3:. The temperature field along the longitudinal section (without the separator)

Fig. 4: The temperature field along the longitudinal section (with a 5 mm separator)



Fig. 5: The temperature field along the longitudinal section (with a 10 mm separator)

Fig. 6: The temperature field along the longitudinal section (with a 15 mm separator)

It is possible to observe an enlargement of the above-mentioned red area along the vertical axis with an increasing thickness of separator. Fig. 7 shows the dependence of the total solidification time of the centre of the roller and entire roller on the separator thickness. The relationship between the separator thickness and the solidification time can be described in relatively great

detail by the linear function – as the reliability coefficient values in Fig. 7 indicate for both straight lines. The separator has proven to be a good insulator. The solidification time of the roller inside the mould with a 15 mm separator increases by up to 26% compared to that without the separator.

2.3 Experimental measurement of the temperatures inside the iron mould and on the surface of the roller

The distribution of temperatures along the height of the iron mould and roller was measured in three horizontal planes, 100 mm (section I), 1000 mm (section II) and 1950 mm (section III) from the bottom edge of the iron mould (Fig. 1). Figs. 8 and 9 show a more detailed diagram of the positioning of the hot junction of the thermocouple.



Fig. 7: The influence of the separator thickness on the total solidification time

The temperatures of the iron mould were taken beneath the inner surface (at depths of 5 and 10 mm) and outer surface (at a depth of 5 mm). The sensors for measuring the temperature of the roller took the temperatures at a depth of 5 mm beneath the surface in the same horizontal planes as the temperatures of the iron mould. The temperature was measured in a total number of 14 points where 3 were on the surface of the roller, 7 on the inner surface of the iron mould and 4 points on the outer surface of the iron mould. The temperatures were interconnected using the compensation leads of the 12-bit GRANT 1250 and 1203 measurement stations with 87 and 46 KB of memory respectively.

3. Calculated versus measured temperatures

Section III (Figs. 1, 8 and 9 – detail A and D), where thermocouples recorded the temperatures the longest – specifically point 9 (the inner surface of the iron mould) and point 13 (the outer surface of the iron mould) – had been selected for the comparison of the temperatures from the numerical simulation with the experimentally obtained temperatures from inside the iron mould. The results of this comparison are illustrated in Figs. 10 and 11. The interruption of the measurement of the temperatures after 85 hours was caused by the changing of the measurement equipment and, furthermore, the thermocouple in point 13 did not resume work.

The maximum values of the linear density of the heat flow were found to be in section II – based on the temperatures t_5 and t_6 . On average, they are 100 kW.m⁻¹ higher than those of section III and section I. The intensity of the heat transfer influenced the formation of the pouring structure monitored on the samples taken from sections I and III (see part 3 of this article). The boundary conditions obtained experimentally were successively used to verify the mathematical model.



Fig. 8: Layout of measurement points

Fig. 9: Positions of the thermocouples



Fig. 10: Calculated versus measured temperatures (point 9)

Figs. 10 and 11 confirm a very close similarity of the calculated and measured temperatures of the iron mould. It appears that the absolute values and histories of experimental and calculated temperatures in the points of the cylindrical casting and iron mould, which had been selected for comparison, are very similar. The determined relationship between the solidification time (of the entire casting or its geometrical centre) and the thickness of the separator applies. The simulation of the temperature field of the roller and the mould (using ANSYS) can therefore be considered successful.



Fig. 11: Calculated versus measured temperatures (point 13)

The results of the mathematical model indicate that the distribution of temperatures and the course of solidification in the vertical direction is quite uneven, which affects the internal quality of the casting. While the body of the roller is solidified along the entire height, the temperatures are still high in the lower spindle and could be the cause of shrinkage porosity in the point where the spindle enters the roller. That is why the lower spindle should solidify in a mould with a higher heat accumulation, i.e. in a mould made of CT-CrMg or in an iron mould. Sooner topping-up of the upper spindle should ensure replenishing of the mould with melt into the body of the roller in order to achieve increased quality [5].

4. Conclusion

The quality of the working rollers used for rolling rails of different profiles is determined by the chemical and structural composition of the material of the rollers and the production technology. It is necessary to cast rollers with significantly improved utility properties, mainly high wear-resistance and optimal mechanical and structural properties. It is therefore necessary to find and ensure optimal relationships between the matrix structure and the resultant values of the mechanical properties of the rollers in order to maximize the length of life. The requirements introduced here cannot be ensured without perfect knowledge of the course of solidification, cooling and heat treatment of the cast rollers as well as the kinetics of the temperature field of the casting and mould.

In the experimental part of the investigation, an original methodology for the measurement of the distribution of temperatures and heat flows in the roller-mould system had been developed and verified in the operation. In the design of the original procedure, there were a number of problems connected with the great size of the roller and mould, uneven dilatation of the solidifying roller and mould, the installation and insulation of the thermocouples, the wiring of the thermocouple system – from the measurement points of the thermocouples to the central computer, etc.

The findings regarding the kinetics of the temperature field of the roller and mould, obtained from experimental research, were used for determining the boundary conditions and for the verification of the numerical simulation program. The calculation of the temperature field focused on the analysis of the effect of the mould separator on the course of solidification of the roller. The results of the mathematical modelling indicate that the distribution of temperatures and the solidification in the vertical direction is significantly uneven – this has an effect on the internal quality of the casting.

The kinetics of the solidification has a measurable and non-negligible influence on the chemical and structural heterogeneity of the investigated type of cast-iron. Tying on to the results of the model of the temperature field of the cast rollers, an original methodology was developed for the measurement of chemical microheterogeneity.

Literatura

- MOLÍNEK, J. et al. Optimization of technological parameters of the gravity-cast rolls for rolling rails. Final research report of the project GACR 106/04/1334, Ostrava, Czech Republic, 2004
- [2] DOBROVSKÁ, J. et al. Two numerical models for optimization of the foundry technology of the ceramics EUCOR. Proceedings and CD ROM of the ASME Heat Transfer Fluids Egineering Summer Conference, Charlotte, North Carolina, USA, pp. 30-36, 2004.
- [3] KAVIČKA, F. et al. A numerical model of the crystallization of pure aluminium. Fluid Structure Interaction and Moving Boundary Problems, WITpress Southampton, Great Bretain, pp. 619-629, 2005.
- [4] KAVICKA, F. et al. Numerical optimization of the method of cooling of a massive casting of ductile cast-iron. Book of the 13th Int. Heat Transfer Conf., Sydney, Australia, August, p.27, 2006.
- [5] WINKLER, Z.; STRÁNSKÝ, K. Microheterogeneity of the composition ductile cast-iron samples alloyed with Mn, Cu, Ni and Mo. Research report, VTÚO Brno, 2005.

Acknowledgements

This research was supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by the Ministry of Education, Youth and Sports of the Czech Republic under the "National Sustainability Programme I".

Prof. Ing. František Kavička, CSc., Prof. Ing. Josef Štětina, PhD., Doc. Ing. Jaroslav Katolický, PhD., Ing. Tomáš Mauder, PhD., Ing. Lubomír Klimeš, PhD.

Brno University of Technology, Energy Institute, Brno, Technická 2, 616 69, Czech Republic, 541143267, <u>kavicka@fme.vutbr.cz</u>





EXPERIMENTAL AND ACOUSTIC MODAL ANALYSIS OF THE SUBMERGED STEEL PLATE IN WATER

KŮREČKA Jan, HABÁN Vladimír

The immersed body has different natural frequencies compared to body in vacuum or air. This is one of added effects of fluid on submerged solid. In this work this is studied on steel plate both experimentally and in simulation. Comparison between these methods is given and ability of ANSYS Acoustic to predict frequency change with reasonable accuracy is presented. Frequency change as well as change of order of mode types correlates with experimental measurement. Difference in measurement for submerged and partially submerged body is discussed.

Keywords: Eigen frequency, immersed body, acoustic simulation

Introduction

Eigen frequency of immersed body is different from eigen frequency of that body in air or in vacuum. This has been object of interest in previous experimental and computational focused studies and for turbine runners this natural frequency change is about 20% for first mode shape [1], [2]. Prediction of natural frequency is important for a non-failure operating lifecycle of hydraulic machines.

Similar study to this paper but combined with analytical approach instead of finite element analysis simulation, was performed[3]. In this study first six mode shapes and their frequency is evaluated in experiment and simulation. Damping properties were not subject of this contribution.

2. Experimental setup

In experimental modal analysis the response of body to impulse is recorder and from this time dependence the dominant frequencies are obtained with Fourier transform. Experimental setup consisted from steel plate (length, width, thickness, 550, 80, 6 mm) hanged lengthwise on a rope fixed in upper corners and two accelerometers attached by screw mounting in 10 mm distance from two longer sides. Position of sensors was chosen with intention to be able spot different mode shapes from phase difference of response in these two points. Installation positions of acceleration sensors is depicted on Fig 1.



Fig. 1: Screw mount positions of acceleration sensors

The steel plate was excited with a hit of a hammer and this was repeated in several locations so all of the mode shapes in frequency interval between zero and 2 kHz were measured. On Fig. 2

shapes of first six modes are depicted. The order is for measurement of submerged steel plate and in case of steel plate surrounded by air the second torsion mode shape is in the fifth place. That is because the frequency change caused by water and air external medium is not constant for every mode. For immersed body measurement, cylindrical container was used. Size of this container was a bit smaller compared to size of box of surrounding media in simulation.



Fig. 2: First six mode shapes (3rd and 6th are torsion modes)

3. Computational simulation

Acoustic modal analysis simulation was performed using finite element method in ANSYS Mechanical with Acoustics extension. Geometry was similar to experimental measurement but without minor details like omission of the chamfer of plate edges and holes for rope ends and screw mounts. Parameters for water were density 1000 kg·m⁻³, speed of sound 1500 m·s⁻¹ and parameters of structural part were Young's modulus 214 GPa and Poisson's ratio 0,3.

After set of simulations geometry of surrounding media and required mesh density was settled. Size of surrounding media for simulation of submerged body was chosen as a box with each side 800 mm long. Number of quadratic elements required to obtain acceptable results was 50 000 HEX20 elements.

FSI interface was defined between solid and fluid part. On outer faces of box ANSYS Acoustic default condition of rigid wall was kept. Radiation boundary is sometimes used in other studies concerning modal analysis of submerged body. In this case such boundary acting as infinite space did not cause any substantial change, so the default boundary condition was used in further simulations.

4. Initial result comparison

On Fig. 2 natural frequencies of steel plate are apparent as well as comparison of these frequencies for two different surrounding media.



Fig. 3: Measured frequency spectrum of plate in different conditions

These results are compared to simulation in Table 1. (the order of frequencies in water is modified so the corresponding modes are compared to each other) and ratios of experiment to simulation and water to air frequency change are evaluated. Mode shapes in experiment were identified by a phase difference between acceleration sensors. For bending modes, the phase is zero and torsional modes have phase difference in sensor response equal to π (pi).

There are noticeable differences between experiment and simulation, possible causes are material properties of steel differ between real material used and parameters used in simulation. To address this issue and to achieve better results, slight modification of Young's modulus in simulation was performed. This was supposed to compensate for unknown exact value of material properties. Young's modulus was altered so the modal analysis of not immersed steel plate was as accurate as possible.

Frequency [Hz]					Ratio [-]				
	air water		exp.	sim.	air	water			
Mode	exp.	sim.	exp.	sim.	water/air	water/air	exp./sim.	exp./sim	
1	105,9	106,53	79,00	72,83	0,7459	0,6836	0,9940	1,0847	
2	292,8	294,22	216,20	204,16	0,7383	0,6938	0,9951	1,0589	
3	435,2	431,98	361,80	345,79	0,8313	0,8004	1,0074	1,0463	
4	575,3	578,04	425,75	408,65	0,7400	0,7069	0,9952	1,0418	
5	883,5	876,52	734,00	703,25	0,8070	0,8023	1,0079	1,0437	
6	952,6	957,30	713,00	690,18	0,7705	0,7209	0,9950	1,0330	

Table 1. Natural frequencies and ratios of measured and simulated values (change of order in bold)

5. Results after experiment and simulation modification

Due to differences in experimental and computational results, steps were taken to obtain better correlation between them. In previous measurements accelerometers without waterproof cabling were used and so called submerged steel plate was sticking up about 5 cm over free surface. To investigate whether it is not a source of error waterproof sensor was used in another set of experimental measurement.

Table 2. N	Vatural frequent	uencies and	ratios o	f measured	and	simulated	values	change	of order	in bold)

Frequency [Hz]					Ratio [-]				
	air water			exp.	sim.	air	water		
Mode	exp.	sim.	exp.	sim.	water/air	water/air	exp./sim.	exp./sim	
1	105,9	106,53	74,11	72,83	0,6998	0,6836	0,9940	1,0175	
2	292,8	294,22	208,00	204,16	0,7103	0,6938	0,9951	1,0188	
3	435,2	431,98	353,95	345,79	0,8133	0,8004	1,0074	1,0236	
4	575,3	578,04	416,30	408,65	0,7236	0,7069	0,9952	1,0187	
5	883,5	876,52	720,40	703,25	0,7952	0,8023	1,0079	1,0243	
6	952,6	957,30	702,60	690,18	0,7562	0,7209	0,9950	1,0179	

In Table 2. are results of different approach to experimental measurement. It made few percentage point difference between experiment and simulation. For first six modes investigated the ratio shows about 2 percent higher frequency for experiment, which is up to six percentage points down from previous method.

Conclusion

In this work experimental and computational modal analysis were performed on a steel plate first hanged in air and then submerged in water. Data from both methods show similar trends for different media and also change of order of modes – in water the fifth mode shape is torsional and in air the corresponding mode is sixth. Another point to note is trend of frequency change for different modes, torsional modes are less influenced by a change of surrounding media. Ratios of experimental to simulation data show few percentage differences which are caused by simplifications used in simulation and small differences between material properties.

Aim of this work was comparison of acoustic simulation to experimental modal analysis and their relative accuracy. Methods applied will be used in future as a basis for more complex geometries and problems. One of points to note is use of waterproof acceleration sensor and so measurement of fully submerged body compared to partially immersed steel plate. This way better correlation between measurement and simulation was obtained. Future points of study could be correlation between measured and simulated damping properties of investigated object.

Literature

- RODRIGUEZ, C.G., E. EGUSQUIZA, X. ESCALER, Q.W. LIANG a F. AVELLAN.: Experimental investigation of added mass effects on a Francis turbine runner in still water. Journal of Fluids and Structures. 2006, 22(5), 699-712. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2006.04.001. ISSN 08899746.
- [2] FEILHAUER, M., SALAJKA, V.: Vibration of the new turbine runner of the pumpedstorage hydro power plant at Dlouhé Stráně. Engineering Mechanics, Volume 21, number 6, 2014, Association for Engineering Mechanics, print ISSN 1802-1484, on-line ISSN 1805-4633.
- [3] HADDARA, M.R. a S. CAO. A study of the dynamic response of submerged rectangular flat plates. Marine Structures. 1996, 9(10), 913-933. DOI: 10.1016/0951-8339(96)00006-8. ISSN 09518339.

Acknowledgment

The work was performed with support of TA ČR project TE02000232 Special Rotary Machines Engineering Centre.

Ing. KŮREČKA Jan, Brno University of Technology, Victor Kaplan Department of fluid engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Technická 2, 616 69 Brno, 133644@vutbr.cz doc. Ing. HABÁN Vladimír Ph.D., Brno University of Technology, Victor Kaplan Department of fluid engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Technická 2, 616 69 Brno, haban@fme.vutbr.cz





27.-30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

CHLADENIE RÚR PO INDUKČNOM OHREVE

LENHARD Richard, MALCHO Milan, KADUCHOVÁ Katarína

V príspevku je ukázané použitie niekoľkých programov v prostredí Ansys Workbench riešiacich indukčný ohrev a chladenie. V prostredí Ansys Workbench sa prepojili programy pre elektromagnetizmus Maxwell a program Fluent pre prúdenie. V programe Maxwell bola vykonaná simulácia indukčného ohrevu, pri ktorom boli získané výsledky o rozložení elektromagnetického poľa v ohrievanej rúre a tie boli prenesené do programu Fluent, v ktorom sa vykonala simulácia chladenia pomocou prúdenia chladiacich tekutín. Chladenie sa realizovalo pomocou tlakového vzduchu a chladiacej vody.

Kľúčová slova: numerická simulácia, ohrev, indukčný ohrev

Úvod

Indukčný ohrev je jednou z variantov tepelného ohrevu, ktorého princípy sa využívajú najmä v priemyselných aplikáciách, akými sú napr. tavenie, tvárnenie, kalenie, žíhanie materiálov, ale aj v domácnostiach v podobe indukčných varičov a varných platní. Princíp indukčného ohrevu rúry z feromagnetickej oceli je taktiež dokumentovaný na Obr. 1.



Obr. 1: Princíp indukčného ohrevu steny oceľovej rúry [3]

Indukčný ohrev využíva princíp pôsobenia elektromagnetického poľa popísaného Maxwellovými rovnicami na feromagnetický materiál. Elektricky vodivý predmet sa pri indukčnom ohreve vkladá do striedavého elektromagnetického poľa indukčnej cievky, ktorou prechádza striedavý prúd. V dôsledku elektromagnetickej indukcie sa v ohrievanom predmete indukujú vírivé prúdy, ktoré majú opačnú orientáciu ako prúd v indukčnej cievke. K ohrevu dochádza vplyvom odporových a hysteréznych strát, pričom podiel elektrickej a magnetickej zložky závisí od elektrických a magnetických vlastností ohrievaného materiálu.

Teplo je generované priamo vo vnútri materiálu, pričom ohrievaný predmet a induktor nie sú v žiadnom mechanickom kontakte.

Zdrojom elektromagnetického žiarenia je každý vodič, ktorým prechádza striedavý elektrický prúd. Pri indukčných ohrevoch sa vodič vzhľadom k ohrievanému predmetu spravidla upravuje do vhodného tvaru, aby sa zabezpečila dostatočná účinnosť prenosu energie zo žiariča do ohrievaného predmetu a požadované parametre ohrevu (hĺbka a rozsah ohriatej vrstvy, teplota, ...) [3].

Indukčný ohrev je teda principiálne založený na troch základných fyzikálnych javoch a to na elektro-magnetickej indukcii, skin efekte a prenose tepla.

V dôsledku skin efektu dochádza k vytláčaniu prúdu do povrchových oblastí vodiča. Indukovaný prúd teda tečie len malou povrchovou časťou celkovej prierezovej plochy ohrievaného predmetu. Prúdová hustota smerom od povrchu vodiča exponenciálne klesá. Vzdialenosť od povrchu vodiča, pozdĺž ktorej prúdová hustota exponenciálne poklesne na hodnotu 1/e = 0,368 hustoty prúdu na povrchu vodiča, sa označuje ako hĺbka vniku. V tejto vrstve sa koncentruje približne 63 % indukovaného prúdu a 87 % generovaného tepla. Hĺbka vniku závisí od elektrických a magnetických vlastností materiálu a tiež od frekvencie prúdu v indukčnej cievke podľa vzťahu [1].

$$\delta = \sqrt{\frac{\rho_{el}}{\pi \,\mu_o \,\mu_r \,f}},\tag{1}$$

kde, ρ_{el} – špecifický elektrický odpor (Ω .m), μ_0 – permeabilita vákua (H/m), μ_r – relatívna permeabilita prostredia (-), *f* je frekvencia prúdu (Hz).

Zo vzťahu (1) vyplýva, že hĺbka vniku okrem iného závisí na frekvencii. Vzhľadom na skutočnosť, že elektrický odpor a najmä permeabilita sa výrazne menia s teplotou, závisí hĺbka vniku taktiež od teploty. Pri nízkych teplotách sú vodivé materiály silne feromagnetické, hĺbka vniku je malá, v dôsledku čoho dochádza k rýchlemu ohrevu povrchu telesa. Po prekročení Curieho teploty však relatívna permeabilita poklesne na hodnotu $\mu_r = 1$ a zároveň sa zvýši hodnota špecifického elektrického odporu, čím hĺbka vniku vzrastie. Hĺbka vniku rastie taktiež s rastúcou intenzitou magnetického poľa.

V našom prípade sa simuloval indukčný ohrev hrubostennej rúry priemeru 1 000 mm a jej chladenie po vykonaní jej ohrevu, vzduchom a vodou.

1. Modelovanie indukčného ohrevu

Jednou z metód optimalizácie indukčného ohrevu je aj modelovanie elektro-tepelných dejov pri rôznych aplikáciách. Pre tieto účely slúži simulačný program Maxwell. Vzhľadom na to, že ohrev steny rúry je osovo symetrický problém, bol v programe Maxwell z preddefinovaného modelu vytvorený zjednodušený 2D model (Obr. 2). Jedná sa o model indukčného ohrevu s definovanými elektrickými parametrami hrubostennej rúry s geometrickými parametrami podľa Obr. 3.


Obr. 2: Situovanie ohrevu a chladenia rúry



Obr. 3: Hranice modelu

V programe Maxwell boli zadefinované materiálové požiadavky pre jednotlivé domény nasledovne:

- pre okolitý priestor bol navolený materiál vzduch,
- pre doménu prezentujúcu rúru sa zvolil materiál oceľ,
- pre doménu prezentujúcu cievku bol zvolený materiál meď.

Voľba modelu a okrajové podmienky

V programe Maxwell 2D bol zvolený model Cartesian, X,Y s nastavením Eddy Current. Bola pridelená okrajová podmienka Balloon pre hranice okolitého priestoru a priradený matrix parameter pre časť modelu ktorý reprezentuje cievku a bude počítať impedanciu. Pre excitáciu bola nastavená počiatočná veľkosť prúdu v cievke 9 kA. V nastavení analýzy sa počítalo s maximálne 15 prepočtami s 1 % chybovosťou. V riešiči sa nastavila veľkosť frekvencie na 400 Hz a 0,0001 pre nelineárne rezíduá. Tvorba siete bola ponechaná automatická ta postačovala na tieto simulácie.

Výsledok simulácie v Maxwell



Obr. 4: Výsledok rozloženia intenzity magnetického poľa v stene rúry

Takto získané výsledky zo simulácie boli prepojene s riešičom Fluent.

2. Nastavenie programu Fluent

Vytvorený model v programe Maxwell bol transformovaný do design modeleru, kde bol model doplnený o geometriu, ktorá je potrebná pri riešení chladenia rúr po indukčnom ohreve. Domodelovaný bol priestor pre chladiaci vzduch a pozícia induktora. Samozrejme priestor chladiacej vody nebolo nutné modelovať, nakoľko plocha, na ktorú reálne dopadá chladiaca voda, je pozdĺž chladiacej časti nahradená závislosťou súčiniteľa prestupu na teplote steny, resp. na vzdialenosti od miesta ohrevu (Obr. 5).



Obr. 5: Závislosť súčiniteľ a prestupu tepla a teploty povrchu rúry na vzdialenosti od ohrevu

V programe Fluent boli nastavené požadované okrajové podmienky pre jednotlivé domény, ako je vstupná rýchlosť chladiaceho vzduchu po indukčnom ohreve čo bolo 223 m/s a teplota vzduchu bola 20 °C, zároveň bol na stenu na ktorú dopadá chladiaca voda pridelený SPT - súčiniteľ prestupu tepla (Obr. 5). Po nastavení okrajových podmienok bolo nutné prideliť získané rozloženie elektromagnetického poľa z programu Maxwell konkrétnej doméne a to pomocou funkcie EM mapping, ktorou po vybratí konkrétnej zóny sa priradilo požadované elektromagnetické pole. Takto pripravený model bol spustený ako časovo závislí model najprv len s rovnicou energie a radiáciu čo poslúžilo na získanie výsledného rozloženia teplotného poľa po indukčnom ohreve, ktoré sa mohlo následne začať chladiť. Po každej ďalšej dopočítanej zmene bol pridelený nový SPT (Obr. 5). Výsledné rozloženia teplotného poľa po indukčnom ohreve je možne vidieť na Obr. 6 a Obr. 7 výsledok po ustálení teplôt s chladením. Výsledky rozloženia teplotného poľa po chladení a po poslednom prepočte elektromagnetického poľa.



Obr. 6: Výsledky rozloženia teplotného poľa po indukčnom ohreve



Obr. 7: Výsledky rozloženia teplotného poľa po poslednom nastavení chladenia

Záver

Numerická simulácia zmeny teplotného poľa v stene rúry po indukčnom ohreve rúry, miernej deformácii a chladení radiáciou a ostrekom vody ukázala, že tento fyzikálny, resp. technologický proces je možné numericky modelovať. To umožní navrhnúť aj také spôsoby znižovania teploty steny po indukčnom ohreve, ktoré zabezpečia zachovanie mechanických parametrov materiálu rúry aj po vykonaní potrebných technologických indukčných ohrevoch.

Literatúra

- [1] HOLM, T.; OLSSON, P.; TROELL, E. Steel and its Heat Treatment a handbook, Mölndal: Swerea IVF, 2011, ISBN 987-91-86401-11-5. Dostupné na internete: http://www.allforpo.wer.cz/clanek/aplikacni-omezeni-zaropevne-oceli-p92/
- [2] HRADÍLEK, Z.; LÁZNIČKOVÁ, U.; KRÁL, V. Elektrotepelná technika. ČVUT Praha, 2011.
- [3] RUDNEV, V. Handbook of induction heating. New York: Marcel Dekker, c2003, xi, 777 p. ISBN 08-247-0848-2.
- [4] User's guide Maxwell 3D, ANSOFT CORPORATION, 225 West Station Square Dr. Suite 200, Pittsburgh, PA 15219-1119.

Pod'akovanie

APVV-15-0778 Limity radiačného a konvekčného chladenia cez fázové zmeny pracovnej látky v slučkovom termosifóne. KEGA 063ŽU-4/2018 Ukladanie uhľovodíkových plynov do hydrátových štruktúr ako alternatívny spôsob akumulácie energie. VEGA 1/0738/18 Optimalizácia energetických vstupov pre rýchle generovanie hydrátov zemného plynu a biometánu na akumuláciu vysokopotenciálnej primárnej energie.

Ing. PhD. LENHARD Richard, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 / 513 2866, richard.lenhard@fstroj.uniza.sk

prof. RNDr. PhD. MALCHO Milan, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 / 513 2850, milan.malcho@fstroj.uniza.sk

Ing. PhD. KADUCHOVÁ Katarína, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 / 513 2857, katarina.kaduchova@fstroj.uniza.sk





27.–30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

MOŽNOSTI AKUMULÁCIE ENERGIE

MALCHO Milan, KADUCHOVÁ Katarína, SIAŽIK Ján

V príspevku sú uvedené možné spôsoby využitia akumulácie energie ako aj jednotlivé technológie umožňujúce akumuláciu energie. Príspevok sa zaoberá popisom hydrátov zemného plynu, ktoré tvoria zaujímavú funkciu v oblasti uskladnenia energie, ako aj konštrukčným návrhom vysokotlakového experimentálneho zariadenia na výrobu a rozklad hydrátov plynu.

Kľúčové slová: akumulácia, technológie, hydráty

Úvod

V minulosti boli zdroje umožňujúce akumuláciu energie inštalované predovšetkým za účelom využitia kolísania dopytu po energiách. Aktuálne zvýšený dôraz na dekarbonizáciu energetického sektora poukazuje na využitie týchto zdrojov pre zvyšovanie účinnosti energetických procesov (napríklad využitie odpadového tepla prostredníctvom tepelnej akumulácie) a pre podporenie rozvoja elektrární využívajúcich obnoviteľné zdroje energie (OZE) s kolísavou výrobou - fotovoltaických a veterných elektrární. V ostatnom čase hlavne v súvislosti s väčším využívaním OZE sa otázka akumulácie rôznych druhov energie stáva viac a viac aktuálnou pre zabezpečenie stabilných a bezpečných dodávok. Dokonca Medzinárodná energetická agentúra (International Energy Agency - IEA) vypracovala v roku 2014 Technologický plán pre oblasť akumulácie energie (Technology Roadmap: Energy Storage) hľadajúci odpovede na otázku, akú úlohu bude hrať akumulácia energie pri prebiehajúcej premene energetických sústav. Technológia pre akumuláciu energie absorbuje energiu, uloží ju a po určitej dobe zaistí jej spätnú dodávku do sústavy alebo priamo konečnému spotrebiteľovi. Tento proces tak umožňuje prekonať časové alebo geografické rozdiely medzi výrobou a spotrebou, a to ako vo veľkom, tak v malom meradle. Využitie pokrýva širokú oblasť energetických systémov od centralizovaných sústav až po autonómne oblasti a objekty.

1. Využitie akumulácie energie

Akumulácia energie je využívaná naprieč celým energetickým sektorom -v elektrizačnej sústave, v sústavách centrálneho zásobovania teplom a chladom, v rozptýlených a autonómnych (off-grid) aplikáciách.

Akumuláciu môžeme podľa princípu rozdeliť na tri časti: akumuláciu chemickú, akumuláciu fyzikálnu a akumuláciu elektrickú. Do chemickej akumulácie sa riadia rôzne batérie, akumulátory alebo palivový článok. Kde je elektrická energia uložená v podobe chemických reakcií, ktoré prebiehajú na kladnej a zápornej elektróde. Do skupiny fyzikálnej akumulácie patria prečerpávacie elektrárne, kde sa využíva energia vody na výrobu elektriny. Patrí sem aj akumulácia energie v podobe stlačeného vzduchu, nevýhodou tohto spôsobu je, že asi o tretinu energie sa príde vďaka tepelným stratám spôsobeným chladením stlačeného plynu. Existujú však už štúdie a projekty, ktoré sa snažia túto technológiu vylepšiť a teplo stlačeného plynu uskladniť. Teplo by potom bolo využité na ohrev vzduchu pre turbínu. U plynových

turbín sa až dve tretiny energie využijú pre pohon kompresora, preto sa stlačí vzduch dopredu do rôznych tlakových nádob, alebo do podzemnej kaverny, aby potom v čase špičky bola využitá plynová turbína na maximálnu účinnosť výroby elektrickej energie – už sa nestrácajú dve tretiny energie pre pohon kompresora. Do tejto skupiny patria tiež zotrvačníky, kde je elektrina uložená v podobe kinetickej energie rotujúceho rotora. Akumulácia elektrická nastáva u superkondenzátorov, kde je elektrická energia uskladnená v podobe náboja. Alebo u supravodivých indukčných akumulátorov, kde sa cievka podchladí na veľmi nízku teplotu tak, aby vznikol supravodič. U supravodivého materiálu nie je takmer žiadny odpor a elektróny môžu cievkou prechádzať stále dookola veľmi dlho [1].

Kategórie použitia akumulácie energie

• *Sezónne uskladnenie* – využitie schopnosti uskladniť energiu na dni, týždne alebo mesiace pre účely kompenzácie prerušovaných dodávok energie alebo kvôli premenlivej dodávke a spotrebe daného druhu energie z dlhodobého hľadiska (napríklad uskladnenie tepla v lete jeho následné použitie v zime za pomoci podzemného uskladnenia tepelnej energie).

• *Obchodovanie s uskladnenou energiou* – uskladnenie lacnej energie v období nízkeho dopytu a jej následný predaj za vyššiu cenu v období zvýšeného dopytu spravidla na dennej báze.

• *Regulácia frekvencie* – automatické vyrovnávanie bilancie výroby a spotreby elektriny za účelom udržania frekvencie v určenom pásme.

• *Regulácia napätia* – absorpcie alebo injekcie jalového výkonu z / do prenosovej a distribučnej sústavy za účelom udržania požadovanej veľkosti napätia.

• *Štart z tmy* – pri zlyhaní všetkých podporných mechanizmov, po ktorom spravidla nasleduje tzv. Blackout (rozpad elektrizačnej sústavy), zabezpečuje schopnosť štartu z tmy, schopnosť nabehnutia bloku, dosiahnutia daného napätia a možnosť pripojenia k sieti bez podpory externého zdroja.

• *Odľahčenie prenosovej a distribučnej sústavy / odloženie investícií do infraštruktúry* – využitie časového a / alebo geografického presunu výroby alebo spotreby za účelom odľahčenia prenosovej a distribučnej sústavy alebo za účelom odloženia potreby veľkých investícií do infraštruktúry.

• *Presun spotreby a zníženie špičkového zaťaženia* – zmena doby, kedy je vykonávaná určitá aktivita (napr. vykurovanie alebo ohrev vody).

• *Spotreba nepripojená k sústave (off-grid)* – spotrebitelia nepripojení k sústave často využívajú fosílne a intermitentné obnoviteľné zdroje na získavanie tepelnej a elektrickej energie. Akumulácia energie zaisťuje možnosť ekonomickej a nepretržitej dodávky energie.

• *Integrácia intermitentných zdrojov energie* – použitie energetickej akumulácie na zmenu a optimalizáciu výkonu intermitentných zdrojov (napr. slnko, vietor), na potláčanie náhlych a tiež sezónnych zmien výkonu, na riadenie bilancie výroby a spotreby energie.

• *Využitie odpadového tepla* – využitie technológií umožňujúcich akumuláciu energie pre časové a geografické oddelenie tepelnej výroby (napr. kogeneračnej elektrárne, kondenzačné elektrárne) a spotreby (napríklad v sústavách centrálneho zásobovania teplom).

• *Kombinovaná výroba elektriny a tepla* – uskladnenie elektrickej a tepelnej energie za účelom preklenutia rozdielu medzi dobou výroby a dobou spotreby elektriny a tepla.

2. Umiestnenie akumulácie energie

Rozvoj v oblasti skladovania energie je očakávaný vo všetkých oblastiach energetickej sústavy – výroba, prenos a distribúcia, spotreba. Optimálne umiestnenie konkrétnej technológie závisí od služieb, ktoré bude daná technológia poskytovať. Hypotetický rozvoj jednotlivých technológií je zobrazený na Obr. 1.



Obr. 1: Hypotetický rozvoj jednotlivých technológií [2]

3. Technológie akumulácie energie

V pláne rozvoja technológií umožňujúcich akumuláciu energie sú rozlišované dva druhy technológií akumulácie v závislosti od druhu výstupnej energie – elektriny a tepla. V súčasnosti sa jednotlivé technológie nachádzajú v rôznych štádiách vývoja, od raných fáz vývoja a po technológie zavedené. Na Obr. 2 sú zobrazené kľúčové technológie pri zohľadnení výšky investičných nákladov a technologického riziká a súčasne aktuálnej fázy rozvoja technológie.



Obr. 2: Technológie akumulácie energie [2]

 Prečerpávacie vodné elektrárne (PSH / PVE) – využívajú uloženie elektrickej energie v čase malej spotreby vo forme potenciálnej energie vody pre využitie v čase špičkovej spotreby. Voda je čerpaná zo spodnej nádrže do hornej nádrže, pričom dochádza k spotrebe elektrickej energie. Následne je v čase špičky voda vpustená do prívodných potrubí a poháňaním turbíny, ktorá je hriadeľom spojená s generátorom, sa generuje elektrický výkon.

• *Podzemné uskladnenie tepelnej energie (UTES)* – čerpadlom poháňaný systém ukladania ohriatej alebo vychladenej vody do podzemného zásobníka pre neskoršie použitie. Zásobníky môžu byť umelo vytvorené alebo prírodné.

Akumulácia do stlačeného vzduchu (CAES) – využitie elektrickej energie v čase nízkej spotreby na stlačenie vzduchu a následnému uloženiu v podzemných kavernách alebo zásobníkoch. Stlačený vzduch je v špičke využívaný pri spaľovaní v plynovej turbíne pri výrobe elektriny (Obr. 3).



Obr. 3: Schéma CAES systému 1 – kompresor, 2 – motor / generátor, 3 – plynová turbína, 4 – jaskyňa

 Akumulácia tepelnej energie v jame (Pit Storage System) – využitie hlbokej jamy vyplnené väčšinou zmesou vody a zeminy a zakryté vrstvou izolačných materiálov. Voda je vháňaná / čerpaná do / z jamy pri poskytovaní vykurovania alebo chladenia.

 Akumulácia v roztavených soliach (Molten Salt) – používané soli majú pevné skupenstvo pri normálnych teplotách a atmosférickom tlaku. Po zahriatí (napríklad v solárnej elektrárni s centrálnou vežou) je roztavená soľ využitá na produkciu vodnej pary, ktorá poháňa turbínu pri výrobe elektriny, alebo je uskladnená v kvapalnom skupenstve pre neskoršie využitie.

• *Batérie* – pri nabíjaní vyvolá prechádzajúci prúd vratné chemické zmeny, ktoré sa prejavia rozdielnym potenciálom na elektródach. Tento rozdiel potenciálov (napätie) možno v režime vybíjania využiť na čerpanie elektrickej energie z batérie (napríklad lítium-ion, lítium-polymér, sodík-síra, olovo-kyslého).

• *Termochemické uskladnenie (Termochemical Storage)* – vratné chemické reakcie, pri ktorých je energia absorbovaná a uvoľňovaná pri rozbití alebo znovu vytvorení molekulárnych väzieb.

Akumulácia vo vodíka (Hydrogen) – využitie vodíka, získaného napríklad elektrolýzou, ako nositeľa energie. Elektrina je premenená, uložená a následne využitá v požadovanej forme – napríklad elektrina, teplo, kvapalné palivo.

Zotrvačníky (Flywheels) – mechanické zariadenia otáčajúce sa vysokou rýchlosťou, v ktorých je v nich ukladaná elektrická energia vo forme rotačné (kinetickej) energie. Uložená energia je neskôr spätne využitá pri spomalení zotrvačníka. Proces výroby elektriny je charakterizovaný vysokým výkonom a krátkou dobou trvania.

• *Superkapacitorov (Supercapacitors)* – elektrina je akumulovaná v elektrostatickom poli medzi dvoma elektródami. Táto technológia umožňuje rýchle ukladanie a vypustenie elektrickej energie.

• *Supravodivé cievky (SMES)* – uskladnenie elektrickej energie v magnetickom poli, ktoré je vytvorené prechodom jednosmerného prúdu supravodivou cievkou. Supravodivosť je

dosiahnutá silným schladením vodiča na teplotu, kedy materiál vykazuje takmer nulový odpor, čo umožňuje dlhodobý priechod prúdu pri takmer nulových stratách energie.

• *Akumulácia do pevného média* – uloženie energie pre neskoršie použitie v oblasti zásobovania teplom a chladom. V mnohých krajinách obsahujú elektrické ohrievače pevne médium (napr. betón alebo tehly) na účely riadenia spotreby elektriny.

• *Akumulácia v ľade (Ice Storage)* – uskladnenie vo forme latentného tepla, pri ktorom materiál mení svoje skupenstvo a na základe týchto zmien ukladá alebo uvoľňuje energiu.

• *Nádrže s teplou alebo studenou vodou* – sú využívané na uspokojenie potreby tepla a chladu. Bežný príklad použitia sú izolované nádrže s horúcou vodou v domových inštaláciách ako súčasť kotla [2].

V nasledujúcej tabuľke (Tab. 1) sú uvedené niektoré základné charakteristiky opísaných technológií akumulácie energie [2].

Technológia	Umiestnenie	Výstupná energia	Účinnosť (%)	Investičné náklady (USD/kW)	Hlavný účel využitia
PVE	Výroba	Elektrická	50 - 85	500 - 4 600	Dlhodobé / denné uskladnenie
UTES	Výroba	Tepelná	50 - 90	3 400 - 4 500	Dlhodobé uskladnenie
CAES	Výroba	Elektrická	27 - 70	500 - 1 500	Dlhodobé / denné uskladnenie
Akumulácia v izolovanej jame	Výroba	Tepelná	50 - 90	100 - 300	Aplikácia v rozmedzí stredných teplôt (10 – 250 °C)
Roztavené soli	Výroba	Tepelná	40 - 93	400 - 7 400	Vysokoteplotné aplikácie (> 250 °C)
Batérie	Výroba, Spotreba	Elektrická	75 – 95	300 - 3 500	Autonómne systémy (off- grid), krátkodobé uskladnenie
Termochemické	Výroba, Spotreba	Tepelná	80 - 99	1 000 – 3 000	Aplikácie v nízkych, stredných i vysokých teplotách
Vodík	Výroba, Spotreba	Elektrická, Tepelná	22 - 50	500 - 750	Dlhodobé uskladnenie
Zotrvačníky	Prenos a distribúcia	Elektrická	90 - 95	130 - 500	Krátkodobé uskladnenie
Superkapacitory	Prenos a distribúcia	Elektrická	90 - 95	130 - 515	Krátkodobé uskladnenie
SMES	Prenos a distribúcia	Elektrická	90 - 95	130 - 515	Krátkodobé uskladnenie
Do pevného média	Spotreba	Tepelná	50 - 90	500 - 3 000	Aplikácie v oblasti stredných teplôt
Do ľadu	Spotreba	Tepelná	75 – 90	6 000 – 15 000	Aplikácie v oblasti nízkych teplôt

Tab. 1 Základné charakteristiky opísaných technológií akumulácie energie [2]

4. Aktuálne inštalovaný výkon

Hoci existujú dáta, ktoré kvantifikujú globálnu akumuláciu energie, pokusy o detailné vyčíslenie celkového inštalovaného výkonu v oblasti akumulácie energie sa stretávajú s problémami typu nedostatku dostupných dát, konfliktu definícií vzťahujúcich sa na akumuláciu energie a ďalšie. Dáta, ktoré sú dohľadateľné a je možné ich použiť ako východiskový bod, je celkový svetový inštalovaný výkon v akumulácii elektrickej energie. Tá ukazuje, že najmenej 140 GW inštalovaného výkonu je súčasťou elektrických sietí. Majoritnou využívanou technológiou sú PVE (99 %). Zvyšné jedno percento zastávajú batérie, CAES, zotrvačníky a akumulácie vo vodíka. Graficky sú tieto dáta spracované v Obr. 4. (Hodnoty uvedené v MW) [2].



Obr. 4: Súčasná celosvetovo inštalovaná sieťová kapacita pripojená k sieti (MW) [2]

Vízia pre rozvoj do roku 2050

V štúdii sú predstavené 3 scenáre možného rozvoja v oblasti akumulácie elektrickej energie do roku 2050:

1. Scenár 2 °C (2DS) – predpoklad výšky nákladov technológií umožňujúcich denné akumuláciu na úrovni dnešného najlacnejšieho zdroja – PVE.

2. Scenár prielom (Breakthrough) – predpoklad výrazného zníženia nákladov týchto technológií a následný významný rozvoj akumulácie energie.

3. Scenár elektromobilita (EV) – presúvanie špičkového zaťaženia pomocou stratégií v oblasti nabíjania elektrických automobilov a tým zníženie potreby inštalácie zdrojov umožňujúcich akumuláciu energie v rozsahu 6 až 8 hodín.

V nasledujúcom Obr. 5 je zobrazené porovnanie súčasnej a plánovanej hodnoty inštalovaného výkonu zdrojov umožňujúcich dennú akumuláciu pre Čínu, Indiu, Európsku úniu a USA podľa jednotlivých scenárov [2].





Problém nasadenia účinného akumulačného systému je v niekoľkých oblastiach. Ak sa budeme baviť o dlhodobom akumulačným systému, ktorý bude "vedieť" uskladniť stovky kW až jednotky GW po dobu minimálne hodín, tak jediné systémy sú prečerpávacie vodné elektrárne, prípadne technológie využitia stlačeného vzduchu. Oba tieto systémy majú špecifické požiadavky. Ide o horné a dolné nádrže, resp. vyťažené ale pritom nepriepustné podzemné priestory a nemalé finančné nároky. Ak sa budeme baviť o strednodobom, či krátkodobom akumulačnom systéme prichádzajú na rad všetky ostatné systémy, vrátane už spomínaných akumulátorov. Tu je problém jednak v životnosti a samozrejme opäť v cene. Každopádne nasadenie akéhokoľvek akumulačného systému prinesie so sebou zvýšenie ceny zdroja elektrickej energie ako celku. Ako už bolo publikované, dodatočné náklady v najlepšom prípade potom zodpovedajú navýšenie asi o 0,09 € na 1 kWh.

5. Akumulácia energie do hydrátov

Jeden zo spôsoboch ako akumulovať energiu je akumulovať ju do hydrátov.

Hydráty patria do skupiny zlúčenín známych pod názvom klatráty (z latinského slova clatratus, zamrežovaný). Klatráty sú nestechiometrické, tzn., nemajú presne dané chemické zloženie. Množstvo zachytených molekúl metánu závisí na tvare kryštalickej mriežky. Metán nie je chemicky viazaný, ale len "uväznený" v kryštalickej mriežke vody. Známymi klatrátmi sú fullerény (sférické molekuly) usporiadané do päťuholníkov alebo šesťuholníkov, ktoré predstavujú tretiu prvkovú modifikáciu uhlíka, (vedľa diamantu a grafitu) a ktorých základom je molekula C60 tvorená 60 atómami uhlíka. Tvar fullerénov je podobný tvaru futbalovej lopte. Do fullerénov je možné dostať cudzí atóm alebo atómy, čím sa zmenia ich vlastnosti. Hydrát zemného plynu je klatrát tvorený molekulami vody, pričom v dutine je uväznená molekula niektorého z uhľovodíkov zemného plynu. Prevláda metán CH4, vyskytuje sa tam aj etán C2H6, propán C3H8 a bután C4H10. Všeobecne pri hydrátoch je "hostiteľom" kryštalická mriežka molekúl vody a "hosťom" najčastejšie niektorá z malých molekúl (menších ako 0,6 nm) oxidu uhličitého, dusíka a niektorých z uhľovodíkových plynov. "Hostia" sú obklopení molekulami vody, čo im znemožňuje pohybovať sa alebo im to pohyb značne redukuje. Prítomnosť "hosťujúcich" molekúl v dostatočne vysokej koncentrácií v kvapaline alebo plyne obklopujúcich hydrát je kritická vzhľadom k tvorbe a zotrvaniu hydrátov. Na Obr. 6 sa nachádza ukážka horiacej vzorky hydrátu metánu. V plynovodoch je však prítomnosť hydrátov zemného plynu nežiadúca. Hydráty zemného plynu predstavujú v potrubnej sieti riziko a je snahou ich výskyt eliminovať, pretože tvoria prekážky v prúdení plynu plynovodom.



Obr. 6: Horiaca vzorka metánu hydrátu ľadu

Popis akumulácie do klatrátov vody

Hydráty zemného plynu tvoria vodný ľad, obsahujúci značné množstvo metánu viazaného vo forme klatrátov – v dutinách kryštalickej mriežky. Meter kubický pevného hydrátu obsahuje v priemere asi 164 m³ metánu v plynnej forme. Perspektívnou možnosťou je akumulovať štandardný zemný plyn do formy umelo vytvorených hydrátov, kde by bol skladovaný a v prípadoch potreby pokrytia energetických špičiek by mohol byť uvoľnený. Skladovať plyn v takejto forme je možné pri relatívne vysokých teplotách (0 °C a vyšších) a nízkych tlakoch (cca od 9 MPa vyššie) v porovnaní s inými technológiami skladovania plynných uhľovodíkov ako napr. CNG, ktoré vyžaduje vyššie tlaky alebo LNG, kde sú vyžadované nízke teploty. Je navrhované vysokotlakové experimentálne zariadenie na výrobu a rozklad hydrátov plynu, v ktorom by sa udržiavali potrebné stavové veličiny pre určenie vhodných parametrov na kumulovanie plynu do štruktúr hydrátu s projektovaným tlakom do 25 MPa. Na základe realizovaného zariadenia, by bolo možné určovať mernú spotrebu energie na tvorbu hydrátov.

Experimentálne zariadenie

Na Obr. 7 je popísané vysokotlakové experimentálne zariadenie na výrobu a rozklad hydrátov plynu, ktoré bolo navrhnuté, a v ktorom by sa udržiavali potrebné stavové veličiny pre určenie vhodných parametrov na kumulovanie plynu do štruktúr hydrátu s projektovaným tlakom 25 MPa. Na vysokotlakových nádobách sú osadené zafírové priezory, pre možnosť pozorovania zmien vo vnútri nádob a tvorby hydrátu. Skladá sa zo sústavy chladenia, prívodu vody a zemného plynu, regulačných a uzatváracích častí. Na Obr. 8 je znázornené experimentálne zariadenie umiestnené v laboratórnych podmienkach.



Obr. 7: Schéma experimentálneho zariadenia



Obr. 8: Experimentálne zariadenie

Na Obr. 9 je možno vidieť vytvorený hydrát vo vysokotlakovej nádobe, nasnímaný cez zafírové priezory.



Perspektívnym riešením je akumulácia štandardného zemného plynu do formy umelo vytvorených hydrátov, kde by bol skladovaný a v prípadoch potreby pokrytia energetických špičiek by mohol byť uvoľnený. Uskladnenie plynu vo forme hydrátov je možné pri relatívne vysokých teplotách a nízkych tlakoch v porovnaní s inými technológiami skladovania plynných uhľovodíkov. Vyššie uvedené experimentálne zariadenie sa momentálne nachádza v štádiu vylepšovania a ďalšou víziou tohto experimentu by mohlo byť stanovenie podmienok výroby hydrátov pri najmenších energetických vstupov.

Literatúra

- [1] DVOŘÁK, P.; BAČA, P.; PLÉHA, D. Akumulace elektřiny. 2011. Dostupné z: http://oze.tzb-info.cz/
- [2] IEA Technology Roadmap: Energy Storage, 2014. Dostupné z: https://www.iea.or g/publications/freepublication/TechnologyRoadmapEnergys torage.pdf/
- [3] SIAŽIK, J.; MALCHO, M. Prediction of losses. Accumulation of primary energy into natural gas hydrates – Procedia Engineering, pp. 782-787, 2017, ISSN 1877-7058.
- [4] SIAŽIK, J.; MALCHO, M.; BANOVČAN, R. Design a continuous production of natural gas hydrates – Energetické procesy, pp. 126-130, 2017, ISBN 978-80-553-2883-6.
- [5] DEMIRBAS, A. Methane hydrates as potential energy resource Energy Conversion and Managmnent, pp. 1547-1561, 2010, ISSN 0196-8904.

Pod'akovanie

Táto práca bola vytvorená s podporou projektu APVV-15-0778 "Limity radiačného a konvekčného chladenia cez fázové zmeny pracovnej látky v slučkovom termosifóne" a projektu VEGA 1/0738/18 "Optimalizácia energetických vstupov pre rýchle generovanie hydrátov zemného plynu a biometánu na akumuláciu vysokopotenciálnej primárnej energie".

Ing. SIAŽIK Ján, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 513 2866, jan.siazik@fstroj.uniza.sk

prof. RNDr. PhD. MALCHO Milan, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 513 2850, milan.malcho@fstroj.uniza.sk

Ing. PhD. KADUCHOVÁ Katarína, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra energetickej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, +421 41 513 2857, katarina.kaduchova@fstroj.uniza.sk



37. STRETNUTIE KATEDIER MECHANIKY TEKUTÍN A TERMOMECHANIKY Technická univerzita vo Zvolene 27.–30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika



SOLAR AIR-CONDITION BY EJECTOR COOLING

MASARYK Michal, MLYNÁR Peter

Keywords: solar air-conditioning, ejector cooling, Fresnel solar collectors

1. Introduction

The presented contribution is focused on a new system of solar air-conditioning of larger buildings – typically – production halls, large administrative buildings, business centers etc. **The powering energy** in this system is **solar heat** (in fact solar radiation), **the useful output is** cool for air-conditioning purpose (in fact cold water). An output can be also the solar heat itself. The article deals with fundamentals of design as well as with crucial calculations on a development of such system. This system can provide an important part of air-conditioning cold demand (or even the whole cold demand) during summer solar radiation period.

2. Fundamentals

Pre Air-conditioning of indoor rooms in modern buildings is recently "a must" function - without massive air-condition are most of the buildings obviously dysfunctional. Air-conditioning systems in larger buildings belong to major electric power consuming equipment with cooling performance from few hundreds kW to few MW in hot summer months. These amounts of energy causes a high load for electric power grid and also – a high financial load for building users.

Therefore, it makes sense to utilize solar radiation for direct production of cold for airconditioning purposes.

2.1. One of the methods to reach the aim - ejector cooling

Heat instead of electric power is used as powering energy in two kinds of cooling machines – in well known (but complicated and expensive) absorption cooling machines and in ejector (jet) cooling systems combined with Fresnel solar panels.

Ejector cooling machines are simple, reliable and cheap systems – without expensive mechanical parts as compressors are. They are an excellent alternative for production of air-conditioning cold – if there is relatively enough space for installation and plenty of heat (even a low temperature heat). Such a suitable places are usually roofs of buildings. Ejector cooling in combination with Fresnel solar collectors is a cheap and effective method how to concentrate a solar radiation (without expensive concentric parabolas) and to transform this radiation directly into cold. Amount of this cold can be big enough to cover the whole cold demand of an air-conditioning system in building.

2.2. Equipment and its solar geometry

The equipment consists of two main parts :

- Fresnel solar collectors source of heat
- Ejector cooling system it makes cold from heat

The presented system is not complicated :

The basic component of Fresnel solar collectors are reflexive planar metal plates placed horizontally – they can rotate around their longer horizontal axe. (see the Figure 1) A control of their rotation is relatively simple as well (just axis rotation according sun position). The thermal absorber is a "glass" pipe.

Ejector cooling equipment consists predominantly of three common plate heat exchangers. The only demanding component is ejector itself (nozzle), but even this component is possible to make on common machine tools like lathe or miller (we have know-how concerning the nozzle dimensions).

As it is known, the key component in such systems is a nozzle. In the nozzle, there is made sub-pressure at side suction by Venturi effect. By this way, we can make pressure difference (which is needed in every cooling machine) by nozzle and not by compressor. The needed "powering" main flow of working fluid through the nozzle is boosted by heating it in generator and moving it by small liquid pump.



Figure 1: Fresnel solar collector. The thermoabsorber is a glass pipe placed in a reflective V-shield above



Figure 2: Schema of ejector cooling system. The powering energy is heat from Solar radiation or other source

2.3. Calculations

The most fundamental parts in the research is a calculation and design of the nozzle, solar geometry and control of Fresnel mirrors. Choosing the right refrigerant in circuits is another important task in our research.

2.3.1 Solar geometry of Fresnel collectors

Exact calculation of position of Fresnel mirrors is a key parameter at their design. The problem here is obvious – the position of sun and thus angles of reflective mirrors is constantly changing during the day and during the year period, so it must be always re-calculated in mirror positioning control system.

The well known solar system parameters as Earth declination δ , time parameters, sun elevation h and sun azimuth *a* are outgoing parameters even for Fresnel mirror positioning calculation.

First of all, there is needed to determine the angle between solar vector and its projection to lateral level θ_i

$$\theta_i = \arcsin(\sin \alpha \tan(90^\circ - h))$$

, then the angle between zenith axe and sun vector projected to longitudinal level θ_{II}

$$\theta_{II} = \arctan(\cos \alpha \tan(90^\circ - h))$$

as well as then the angle between zenith axe and sun vector projected to lateral level θ_{II}

 $\theta_{\perp} = \arctan(\sin \alpha \tan(90^\circ - h))$



Figure 3 : Focal distance f_i

Another needed calculated parameter is a distance of mirrors center from center axe of Fresnel solar collector (see the Figure 3 above, specifically for every mirror)

$$x_{1} = \frac{s}{2} + \frac{w}{2}$$
$$x_{2} = x_{1} + s + w$$
$$M$$
$$x_{i} = x_{i-1} + s + w$$

where s is the gap between mirror rows and w is the width of mirror



Figure 5: Angles needed for calculation of mirrors positioning

Thus, so called focal distance f_i (Figure 4) then is :

$$f_i = \sqrt{x_i^2 + v^2}$$

An important angle is also Φ_i , which is the angle between reflected sunbeam and vertical axe of Fresnel collector. This angle is constant for every mirror

$$\phi_i = \arctan\left(\frac{x_i}{v}\right)$$

The angle ψ is angular deflection of so called primary mirror. It depends on time (see Figure 5). The angle $\psi_{P,i}$ is an expression for mirrors on right side of Fresnel:

$$\psi_{P,i} = \frac{-\phi_i - \theta_{\perp,i}}{2}$$

The same for mirrors on left side :

$$\psi_{L,i} = \frac{\phi_i - \theta_{\perp,i}}{2}$$

2.3.2 Thermal gains and cooling outputs

Thermal gain of Fresnels was calculated by common radiation heat transfer equations in dependency of sun position and time. The reflected solar radiation from mirrors is absorbed by absorber which is a dark metal pipe inside of covering glas pipe. This "pipe inside of pipe" absorber is placed under reflexive V shield. The energy balance of the absorber is :

Where Q_{zisk} is real thermal gain of absorber, Q_{abs} is theoretical thermal gain by calculated by Stefan-Boltzman equation and Q_{straty} is thermal loss of absorber. The S is absorber surface, ε is emisivity and δ is Stefan Boltzman constant.

Quantitavely, in ideal weather conditions in mid August, 1 m² of polished stainless mirror is able to provide approximately 10 kW of thermal output at temperature 250°C given to liquid inside of absorber pipe. Such thermal performance is usable e.g. either for heating in industrial

applications, for preparation of hot water as powering energy for ejector cooling or even for absorption cooling or air-conditioning.

In presented application i.e. in ejector cooling, we can reach appr. COP = 0,4. Thus 4 kW of cooling output is possible to reach in A/C ejector cooling unit (evaporation temperature 3°C) from $1m^2$ of collector flat. Concerning working fluids, water or isobutane R600 is in game, recently a new eco refrigerant R1234ze is widely discussed for this type of cooling machines. Hydrocarbon refrigerants needs much lower powering temperatures (from 65°C only), but they are flammable and expensive. Water is cheap and it has zero environmental impact.

3. Conclusion

Ejector cooling in combination with Fresnel collector presents an interesting chance how to make cool for air-conditioning purposes directly from sun or from other waste heat sources. This system could be suitable especially for buildings with large flat roofs. A solar geometry for Fresnels and calculation of nozzles are probably the most demanding parts of the equipment design.

Literature

PETRÁŠ, D. a kol: Vykurovanie veľkopriestorových a hal.objektov, Bratislava, Jaga, 2007
 STRAKOVÁ, Z.: The Creation of Indoor Climate in Industry Operation. In *Modern Environmental Science and Engineering*. ISSN 2333-2581, 2015, vol. 1, issue 2, p. 104-110.
 FERSTL. K, MASARYK M:, Prenos tepla, Vydavateľstvo STU, 2011, ISBN 978-80-227-3534-6

[4] ČARNOGURSKÁ, Mária - PŘÍHODA, Miroslav - BRESTOVIČ, Tomáš - MOLÍNEK, Jiří - PYSZKO, René: Determination of permeability and inertial resistance coefficient of filter inserts used in the cleaning of natural gas. In: Journal of Mechanical Science and Technology. Vol. 26, no. 1(2012), p. 103-111. - ISSN 1738-494X

Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Mechanical Engineering, michal.masaryk@stuba.sk

Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Mechanical Engineering, peter.mlynar@stuba.sk





REGULAČNÍ STANICE PÁRY

SKOČILASOVÁ Blanka, KLIMENDA František, SOUKUP Josef, JIRAVA Petr

The article deals with the design of a new reduction station for backup heating of the hot water heaters of the hot water heating network of the Ledvice power plant. Back-up heating of heating water heaters is being developed in connection with the expansion of heat demand by 1.5 MWt. The source of heat will be the existing fluid block and the new supercritical block with a granulation boiler that burns brown coal. Described is a new reduction station for a steam reduction steam reduction station for heating a hot-water circuit.

Klíčová slova: kogenerace, regulační stanice, tepelná síť, regulační ventil

Úvod

Jak je uvedeno v [1], je nezbytnou podmínkou pro rozvoj lidstva dostatek energie. Růst potřeby elektrické energie a tepla ve světě vede ovšem k negativním vlivům na životní prostředí. Jednou z cest pro omezení těchto vlivů je i zefektivnění zdrojů vyrábějících elektrickou energii a teplo. Vysoce efektivní je využívání odpadního tepla z klasických tepelných elektráren jak k technologickým účelům, tak i k vytápění. Takové spojení vede ke zvýšení účinnosti tepelného zdroje, odstranění nebo snížení počtu lokálních zdrojů tepla a ve svém důsledku i ke snížení emisí.

Jednou z cest zefektivnění provozu elektrárny Ledvice je, mimo realizace nadkritického bloku, i rozšíření odběru tepla z tohoto zdroje. V současné době jsou v elektrárně provozovány 2 zdroje tepla - fluidní kotel s turbínou 110 MW a nadkritický granulační kotel s výkonem 660 MW (turbína 600 MW), tento blok umožňuje odběr páry ve výši 227 t.h⁻¹ pro teplárenské účely. Oba zdroje umožňují i teplárenský provoz, tzn., že je možné z nich odebírat páru k technologickým a topným účelům. Mimo to je v elektrárně provozován záložní plynový zdroj s kotlem o parním výkonu 160 t.h⁻¹. Elektrárna Ledvice je zdrojem tepla pro oblast Bílina a Teplice, současné dodávky jsou asi 1 000 TJ (tepelný výkon 150 MW), elektrárna však může dodávat více tepla - asi 380 MW, chemická úpravna vody však v současné době umožňuje dodávky jen ve výši 270 MW. V souvislosti s rozšířením odběru tepla pro obec Ledvice o 1,5 MW_t které bude odebíráno ze stávající místní horkovodní tepelné sítě 130/80 °C z její využitelné rezervy.

2. Návrh řešení

Elektrárna pracuje v kogeneračním režimu, což je z energetického hlediska výhodné. Nově instalovaný nadkritický blok výrazně přispěl k významnému snížení úletu škodlivin z elektrárny (provozovány jsou jen nadkritický blok a blok s fluidním kotlem). Elektrárna je dnes nejmodernější uhelnou elektrárnou ve střední Evropě.

Dodávky tepla je výhodnější realizovat v horké vodě [1, 2]. Elektrárna má realizován systém na výrobu horké vody do topné horkovodní sítě 130/80 °C, pro vlastní potřebu a externí odběratele. Ohřev vody zajišťují 2 ohříváky topné vody připojené na odběr z bloku fluidního kotle o celkovém výkonu 15 MWt.

Schéma technologie ohřevu horké vody pro topnou horkovodní síť z bloku fluidního kotle je na obr. 1.

Vzhledem k tomu, že je nutné řešit zvýšení výkonu ohřevu horké vody je v systému ohřevu umístěn další ohřívák o výkonu 17 MWt. Zdrojem páry o parametrech 600/610 °C/28 MPa je nový nadkritický blok spalující hnědé uhlí. Parní turbína je čtyřtělesová o výkonu 660 MW s přihřívákem za VT dílem. Odběr páry pro redukční stanici (RS) umožní zásobování ze stávajícího parního tepelného napáječe 1,2 ÷ 2,0 MPa/250 °C a bude zásobovat sběrnu cizí páry o tlaku 0,6 MPa. Tato RS bude v trvale v teplé záloze a bude provozována pouze při současné odstávce obou bloků - nadkritického i fluidního a při poruchách blokových redukčních stanic, sloužících pro zásobování sběrny cizí páry. Žádaná hodnota tlaku bude nastavená vždy o něco níže, než na příslušných blokových redukčních stanicích (předběžně o cca 0,2 MPa).



Obr. 1: Schéma odběru páry pro ohřev horké vody z fluidního bloku

 t_1 - teplota páry na výstupu z kotle (535 °C), t_w - teplota chladicí vody na vstupu (20 °C), t_{pp} teplota přehřáté páry na vstupu do turbíny (530 °C), Q_k - množství odebrané páry (223 t.h⁻¹), *OTV Q* - množství páry z odběru ST dílu, *POV Q* - množství páry z výstupu ST dílu, *CP Q* - množství páry z výstupu VT dílu

Pro novou redukční stanici (která bude sloužit jako záskoková - viz výše) byla navržena nová, automatická regulace tlaku páry. Nový systém umožní, v případě výpadku obou bloků a odběru páry z cizího zdroje (plynový kotel), rychlé a spolehlivé najetí obou bloků a tím obnovení činnosti základních ohříváků zásobovaných párou z odběrů turbín. Tato redukční stanice bude pracovat v plně automatizovaném provozním režimu a bude regulována od tlaku páry ve sběrně cizí páry.

Nová redukční stanice bude instalována v objektu v mezistrojovně na podlaží + 21,5 m nadkritického bloku, vedle redukční stanice cizí páry (RS CP) – schéma stanice (sběrny) je na obr. 2.

Sběrna slouží pro dodávku teplárenské páry ostatních bloků pro zásobování parou objektů napojených na dodávku páry z ELE. Z hlavního parovodu je záskoková RS napojena přes přívodní parovod \emptyset 323,9×7,1 do třířadé redukční stanice. Maximální průtok páry přes tuto RS je 60 t.h⁻¹. Dvě ze tří řad slouží jako regulační s max. průtokem 2×40 % výkonu RS. Ve třetí větvi je clona, která zajistí 20 % výkonu RS.



Obr. 2: Celková sestava záskokové RS a RS CP 0,6MPa - schéma

Redukční stanice je tvořena jednosedlovými regulačními ventily stavebnicové konstrukce. Tlakově odlehčený, vícestupňový škrticí systém je řešen pro eliminaci vysokých tlakových spádů na ventilu, s vysokou odolností proti opotřebení vlivem proudění a účinkům expandující páry a s nízkou hlučností. Chladicí voda je vstřikována do výstupní páry speciální tryskou s proměnným průtokem až za hlavním škrticím systémem. Ventily jsou ovládány přímými táhlovými servopohony, připojení je uzpůsobeno pro použití tuzemských i zahraničních pohonů.

Pro regulaci byl navržen nový redukční ventil. Návrh a výpočet regulačního ventilu byl proveden analyticky a ověřen ve výpočtovém programu "Ventily" (autor LDM spol. s r. o.).

3. Výpočet redukčního ventilu

Praktický výpočet se provádí s přihlédnutím ke stavu regulačního okruhu a pracovních podmínek látky. Regulační ventil musí být navržen tak, aby byl schopen regulovat maximální průtok při daných provozních podmínkách. Přitom je nutné kontrolovat, jestli nejmenší regulovaný průtok je ještě regulovatelný.

Z důvodu možné minusové tolerance 10% hodnoty K_{ν} proti $K_{\nu s}$ a požadavku na možnost regulace v oblasti maximálního průtoku (snižování i zvyšování průtoku) výrobce doporučuje volit hodnotu $K_{\nu s}$ regulačního ventilu větší než maximální provozní hodnotu K_{ν}

 $K_{VS} = (1, 2 \div 1, 3) K_v$

kde K_v – průtokový součinitel za jednotkových podmínek průtoku (stanovení je závislé na velikosti tlakové ztráty ve vztahu k tlaku přehřáté páry na vstupu), K_{VS} jmenovitý průtokový součinitel armatury.

V navrženém regulačním ventilu bude nadkritický tlakový spád. Byla navržena třístupňová redukce tlaku. Poloha vložek redukčního ventilu při jedno-, dvou- a třístupňové redukci tlaku je schematicky naznačena na obr. 3.







Jednostupňová redukce tlaku

Dvoustupňová redukce tlaku

Třístupňová redukce tlaku

Obr. 3: Sed	lla ventilových	n vložek - schéma
-------------	-----------------	-------------------

 Výpočet regulačního vení 	ilu				
'oda Sytá a mokrá pára Pře	hřátá pára <mark>Jiná ka</mark> p	alina Plyn			
Vstupní data					
opírovat	[stav 1]	🔽 [stav 2]	🔽 [stav 3]	abs. přetl.	
ožit Tlak na vstupu p	1,7	1,7	1,2	MPa 🔹	
Tlak na výstupu p2 🔻	10.9	0.7	0.7	MPa 🔹	
Průtok Q	40	40	20	t/h 🔻	
T l-t- t	250	250	250		
i epiota t	. 200	200	200		
	<204,5 C 1000 1	.> <204,51010001	.> <188,14 L 11		Martin
Kontrola vstupních dat	Vstupní data jsou	v pořádku a výpočet byl p	oveden.		Vypocet
Charakteristika : Cv [US galon/min] : DN a rychlost	Lineární 19	 Zvol. Kvs [m ³ /h] : 25	Změnit 0 🖌	Tlak sytých par p _s	3,976204 [MPa]
Průměr po	trubí na vstupu (mm)	: 200 💌 c (m.	/s]: 47,03 [stav 2] Max. doporuč.[m/s] : 81,1	7
Průměr pot	ubí na výstupu [mm]	: 300 💌 c (m.	/s]: 51,39 [stav 2	2] Max. doporuč.[m/s] : 81,9	1
				Ко	ntrola rychlosti - det
Kontrola rychlosti : R	ychlost proudění vyh	ovuje ve vstupním i výstup	ním potrubí.		
Kontrola tlak. spádu : 🛛	blast kritického tlako	vého spádu!			
					1
12 . I	17				the second se

Obr. 4: Vstupní okno pro zadání hodnot výpočtu redukčního ventilu

Pro výpočet ventilu při různých provozních režimech a jednotlivých charakteristikách byl použit výpočtový program "VENTILY" od LDM, spol. s r.o. Program slouží ke kompletnímu návrhu armatury od výpočtu součinitele K_v až po určení konkrétního typu armatur včetně pohonu. Vstupní okno programu je na obr. 4.

Ukazatel	Označení	Jednotka	Provozní stav		
			Stav 1	Stav 2	Stav 3
Teplota páry na vstupu	t_1	°C	250	250	250
Průtok	Q	t.h ⁻¹	40	40	40
Měrný objem vstup	v_1	m ³ kg ⁻¹	0,132967	0,132967	0,132967
Měrný objem výstup	v_2	m ³ kg ⁻¹	0,251894	0,251894	0,251894
Tlak vstup	p_1	MPa	1,7	1,7	1,2
Tlak výstup	p_2	MPa	0,9	0,7	0,7
Provozní průt. součinitel	K_{v}	$m^{3}.h^{-1}$	224,781	224,781	162,616
Zvolený průt. součinitel	K_{VS}	m ³ .h ⁻¹	250	250	250
Charakteristika ventilu				lineární	
Průměr potrubí vstup	d_1	mm		200	
Průměr potrubí výstup	d_2	mm	300		
Teoret. tlak. spád 100%	Δp	MPa		0,47	
Rychlost proudění vstup	c_1	m.s ⁻¹		47,03	
Rychlost proudění výstup	<i>C</i> ₂	m.s ⁻¹		51,39	

Tab. 1 Výstupní hodnoty výpočtu redukčního ventilu

Na obr. 5 je řez navrženým redukčním ventilem. Jedná se o ventil s litinovým tělesem, který bude připojen k automatizované regulační soustavě elektrárny.



Obr. 5: Řez redukčním ventilem – schéma L – délka ventilu, H – zdvih ventilu, D – připojovací průměr, t – tloušťka stěny ventilu.

Závěr

V práci je popsána úprava parního hospodářství a ohříváků vody v elektrárně Ledvice, které mají za cíl zvýšení odběru tepla v horké vodě. Tyto úpravy si vyžádaly realizaci nové redukční stanici

páry odebírané z turbín elektrárny. Elektrárna pracuje v kogeneračním režimu což zvyšuje celkovou účinnost elektrárny. V rámci úprav byl rovněž do rozvodu implementován nový redukční ventil, který byl spočítán pomocí SW firmy LDM.

Byla navržena třístupňová regulace tlaku páry, která omezí nebo zcela odstraní kavitaci. Regulační poměr byl stanoven tak, že nejmenší regulovatelný průtok je vždy větší než 0.

Literatura

- [1] KADRNOŽKA, J.: Teplárny a elektrárny, SNTL, Praha, 1984.
- [2] JIRAVA, P.: Odběr tepla pro zásobování města Ledvice. DP, FVTM UJEP Ústí n. L., 2012.
- [3] MAREŠ, R., KOKEISL, M., KOCOUREK, K.: Tabulky termofyzikálních vlastností vody a vodní páry, I. díl termodynamické vlastnosti vody a páry. ZČU, Plzeň, 1992.
- [4] AMBROŽ, J. a kol.: Parní turbíny II, SNTL, Praha, 1956
- [5] ČEZ a.s., dostupné z *http://www.cez.cz.*
- [6] LDM, spol s r. o. http://www.ldm.cz/index.ph

Poděkování

Článek vznikl s podporou grantu UJEP-SGS-2017-48-003-3.

Ing. SKOČILASOVÁ Blanka, Ph.D., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 533, <u>blanka.skocilasova@ujep.cz</u> Ing. KLIMENDA František, Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 561, <u>frantisek.klimenda@ujep.cz</u> Doc. Ing. SOUKUP Josef, CSc., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 539, josef.soukup@ujep.cz Ing. JIRAVA Petr, ČEZ, a. s. Elektrárna Ledvice - Bílina





PROBLEMATIKA LITÍ PÍSTŮ DO KOKIL

SKOČILASOVÁ Blanka, PETRENKO Alena, ŽMINDÁK Milan, SOUKUP Josef

The article deals with the casting of the pistons of combustion engines into the molds and their cooling in view of the acceleration of the casting cycle. Form and core molds made of steel are cooled by water. This results in uneven cooling, especially the core, which is thermally nonuniformly loaded due to non-uniform cooling. As a result, there are high voltages in the core that cause it to crack and thus reduce its life span.

Klíčová slova: hliníková slitina, píst, jádro, kokila

Úvod

Při odlévání pístů spalovacích motorů a kompresorů z hliníkových slitin se používají kovové formy (kokily) s kovovými jádry. Formy včetně jader jsou zhotoveny z uhlíkové nástrojové oceli, jádro je povrchově upraveno. K lití se používají gravitační licí stroje, v některých případech se využívá i některá z metod tlakového lití. Snaha o zefektivnění výroby vede k urychlení procesu chladnutí tak, že jak forma, tak i jádro se chladí, nejčastěji vodou.

U odlitků pístů se klade velký důraz na jeho materiálové vlastnosti, které jsou zásadním způsobem ovlivňovány při jeho chladnutí, je tedy nutné celý proces krystalizace řídit. Krystalizace, respektive její rychlost, je dána mnoha faktory, zejména rychlostí chladnutí odlitku což závisí na odvodu tepla z formy a jádra – jedná se o komplikovaný problém nestacionárního prostorového sdílení tepla. Sestavená forma (kokila) pro odlévání pístu s vloženým jádrem je na obr. 1. Vlastní jádro je třídílné.





Obr. 1: Otevřená kokila s vloženými jádry v licím stroji [1]

Obr. 2: Ocelové jádro kokily [1]

Během tuhnutí odlitku dochází ke vzniku nestejnorodostí, které jsou nejčastější příčinou vad a nedostatků odlitků pístů. Jak již bylo uvedeno, odlévání pístů do kokil s kovovými jádry sebou nese některá specifika, vyplývající jednak ze samotného procesu, jednak ze skutečnosti, že celý proces je nutné urychlit – využívá se chlazení. Přitom dochází k nestejnému ochlazování jak

odlitku, tak i formy a jádra. Vlivem nestacionárního ohřívání jádra a jeho chlazení vodou vzniká vlivem rozdílu teplot v jádře napětí, které způsobuje jeho praskání.

2. Proces lití

Vlastní lití probíhá na automatizovaných licích gravitačních strojích (licí robot). Na každém stroji jsou umístěny 2 ocelové dvoudílné kokily (lití 2 pístů současně) chlazené vodou – viz obr. 1. Při lití je hliníková slitina očkována drátem TiB5 vloženém do proudu kovu ve vtokovém otvoru do kokily. Teplota slitiny při v udržovací peci je 775 - 785 °C, do licího stroje je přiváděna gravitačně. V kokile je vloženo ocelové jádro (obr. 2), které je po vložení do kokily nahřáto plamenem. Jádro je masivní ocelový výkovek, který je povrchově nitridován. Chlazení jádra vodou bylo provedeno dodatečně navrtáním otvoru na spodní straně, při odlévání je do otvoru vstřikována voda. Kokila je před zahájením lití ohřátá na min. 160 °C (max. teplota není předepsána) nalitím slitiny do kokily (2 nalití), v průběhu lití je forma (kokila) chlazena a plášť je udržován na teplotě kolem 200 °C, k separaci odlitku dochází při teplotě 220 °C.

Celý licí cyklus pístu trvá 85 s, vlastní doba plnění formy je 2,5 – 4,5 s. K otevření dna formy dojde po 60 s, pláště kokily po 62 s od zahájení lití. Kokila včetně jádra jsou při lití chlazeny vodou a vzduchem. Chladnutí pístu po vyjmutí z formy probíhá volně na vzduchu mimo licí stroj. Normální životnost kokil i jader je asi 100 až 120 tis. odlitků. V současné době je vlivem nerovnoměrného ohřevu a chladnutí jádra jeho životnost oproti technologické specifikaci podstatně zkrácena (asi na 5 - 15 tis. odlitků), dochází k tvorbě povrchových trhlin jednak ve střední části jádra, kde se předlévá otvor pro pístní čep, jednak ve vrcholové partii jádra. Jak je výše uvedeno, jádro se před zahájením lití ohřívá plamenem plynového hořáku, ohřev je vzhledem k různé tloušť ce materiálu jádra nerovnoměrný. Při lití dochází k dalšímu nerovnoměrnému ohřevu, během lití se jádro chladí vstřikováním studené vody dovnitř jádra vyvrtaným otvorem. Po otevření formy při vyjímání pístu se jádro dostatečně nedochladí vzduchem a jeho teplota se během lití zvyšuje. Během přestávek v lití se teplota udržuje pomocí plynových hořáků. V důsledku výše uvedeného dochází k příliš vysokým teplotním změnám.

Při řešení tohoto problému bylo v první fázi provedeno měření teploty forem, včetně jader před zahájením lití a při otevření forem během lití a vyjímání odlitků. Měření bylo provedeno termokamerou Flir P620, rozlišení 640x480, teplotní rozsah termokamery -40° až +2000° C se softwarem TermaCAM Reporter 8.3 Profesional a TermaCam Researche Professional 2.9. Vlhkost prostředí během měření byla kolem 30%, hodnocena byla změna teploty na čase.



Na obr. 3 a 4 je ukázka termogramů jader, vyhodnocení je v tab. 1.

Obr. 3: Termogram jader po ohřátí plynovými hořáky - licí stroj 1



Obr. 4: Termogram jader po prvním nalití a vyjmutí odlitků – licí stroj 1

Ukazatal	Jednotka	Jádro Ar1	Jádro Ar2	Jádro Ar1	Jádro Ar2
Ukazatei		Po ohřevu	ı hořákem	Po prvním nalití taveniny	
Čas	hod.	10:41:33		10:43:24	
Maximální teplota	°C	461,1	404,4	231,4	225,0
Minimální teplota	°C	405,5	367,2	148,8	175,0
Střední teplota	°C	433,0	384,1	187,2	197,3

Tab. 1 Teplota jader

Z termografie jader (obr. 3) po ohřevu plynovým hořákem (provádí se ručně, vliv obsluhy) plyne, že ohřev je značně nerovnoměrný, přední jádro (v tab. 1 označeno Ar1) je vyšší teplota než u jádra Ar2 (vzadu). Průměrná teplota se liší o více než 49 °C. Vzhledem k hmotnosti jader lze usuzovat, že jádra nejsou po ohřevu uvnitř dostatečně prohřáta. Obdobná situace je u jader i po nalití kovu do kokily a vyjmutí odlitku, zde je vyšší teplota jádra 2 (Ar2) asi o 10 °C. Z toho lze usuzovat, že i vstřikování vody do jader není zcela bez problémů (rozdílně vedené otvory, rozdílná množství, apod.). Z průběhu teplot jader po prvním nalití je zřejmý rychlý pokles teplot, která při dalším lití opět roste, na konci licího cyklu se teplota jader pohybovala u Ar1 na 306,5 °C, u jádra Ar2 na 302,8 °C. Po konci licího cyklu (asi 74 min.) následuje 2 min. dochlazování při otevřené formě, kdy teplota klesla na 248,0 °C a 245,4 °C (tj. asi o 20 %), teploty po otevření mohou být ovlivněny i polohou licího stroje ve výrobní hale. Poté následuje další cyklus s ohřevem jader na počátku. Obdobné výsledky vykazuje i licí stroj 2

3. Řešení

Pro sledování procesu odlévání a chladnutí bylo využito především zjednodušujících řešení, která vycházejí z analytických metod. Tyto metody jsou zaměřeny především na stanovení doby tuhnutí, korekce získaných výsledků jsou založeny na provozních zkušenostech a výsledcích experimentů. Analytické metody řeší obvykle jednorozměrné teplotní pole v soustavě forma – odlitek. Podle Chvorinova [1] je doba tuhnutí

$$\tau = f(K, M) \qquad [s^{-1}] \tag{1}$$

kde τ - doba tuhnutí, K- konstanta závislá na tepelných vlastnostech odlévaného materiálu (kovu) a formy, M - relativní tloušťka (modul) odlitku. Tyto metody obecně přijímají platnost parabolického zákona tuhnutí

$$\xi = k\tau \frac{1}{2} \qquad [m] \qquad (2)$$

kde ξ - tloušťka kovu, *k* – konstanta tuhnutí, τ - doba tuhnutí. Parabolický zákon pro tuhnutí platí jen v těch částech odlitku, kde dochází k výraznému jednorozměrnému odvodu tepla z roviny tuhnutí [2].

Obecně je nutné pro ztuhnutí odvést z odlitku teplo

$$dQ = q.S.d\tau \qquad [J] \tag{3}$$

kde dQ – odvedené teplo, q – tepelný tok, τ - čas.

Neumannovo řešení termokinetiky tuhnutí předpokládá, že při ochlazování odlitku dochází k vedení tepla pouze ve směru osy x. V čase $\tau = 0$ je teplotní pole popsáno

pro $x = 0 \implies t_p = 0$ pro $x > 0 \implies t_0 = t_{liti} 0$

kde $t_0 = t_{liti} > 0$ °C, $t_p = 0$ °C je teplota povrchové roviny po poklesu teploty.

Schwarz rozšířil Neumannovo řešení i na jednorozměrnou analýzu teplotního pole ve formě, v níž odlitek tuhne [3]. Schwarzova rovnice byla dále upravována a zpřesňována, zejména Chvorinovem [1], který zavedl tloušťkový ekvivalent Re

$$R_e = k_{CH} \sqrt{\tau_C} \qquad [-] \qquad (4)$$

kde k_{CH} – Chvorinova konstanta tuhnutí, τ_C – čas úplného ztuhnutí. Tato úprava umožňuje aplikovat Schwarzovu rovnici pro desku na jakýkoliv tvar odlitku.

Pro řešení tuhnutí odlitků a analýzu napětí v jádru kokily při lití pístů se používá celá řada numerických a simulačních metod nestacionárního vedení tepla. V našem případě jsme použili ANSYS Polyflow.

Pro výpočet v programu ANSYS Polyflow jsme použili materiálové vlastnosti z databáze ProCast, pro jádro - ocel H13, pro taveninu AlSi₁₇Cu₃.

4. Výsledky a diskuse

Cílem práce bylo stanovit tepelné a zejména mechanické namáhání jádra kokily při lití pístů a provést prostorovou analýzu napětí v jádře. Řešení bylo provedeno v programu ANSYS Polyflow. Geometrie formy a jádra byla zjednodušena z důvodů snížení počtu prvků sítě a minimalizaci chyb při výpočtu.

Předpokládali se velké deformace vlivem velkých tepelných spádů, proto byla použita adaptivní síť. V ostrých rozích formy byla velikost elementů zmenšena a zvýšil se jejich počet (jemnější síť). Řešení bylo provedeno 2-mi metodami. První metoda vycházela z výsledků simulace teploty jádra a sloužila k pochopení principu interakci proudící taveniny s formou. Druhá metoda vycházela ze zadání teploty na celém povrchu jádra, který přichází do styku s taveninou. Teplota taveniny byla zadaná jako konstantní. Jádro je symetrické ke středové rovině (obr. 2), z toho důvodu byla analýza napětí provedena pro polovinu jádra.

Na obr. 5 je schematicky znázorněna střední část jádra s chladicím otvorem a vyznačenými body stanovení napětí, na obr. 6 je rozložené 3-dílné jádro pístu





Obr. 5: Schéma střední části jádra pístu pro stanovení napětí (6 vodorovných rovin)

Obr. 6: Třídílné jádro pístu

Na dalších obrázcích jsou uvedeny některé výsledky napětí střední části jádra pístu. Napětí jsou vyvolána rozdílným teplotami.

Výpočet v program ANSYS Polyflow potvrdil předpoklad, že i přes chlazení jádra dochází k největšímu ohřevu jádra v místech jeho nejdelšího kontaktu s taveninou a to i přes intenzivní chlazení jádra vodou. Rozložení teploty povrchu jádra po 2 sekundách je značně nerovnoměrné a

tyto rozdíly teplot jsou příčinou vnitřních pnutí v ocelovém jádru (druhá metoda vykazuje v prvním přiblížení vyšší hodnoty napětí, není to však významné).



Obr. 7: Napětí střední části jádra v jednotlivých řezech na začátku lití



Obr. 8: Napětí střední části jádra v jednotlivých řezech po skončení lití



Obr. 9: Napětí střední části jádra v jednotlivých řezech před otevřením formy

Výše uvedené výsledky jsou dále upřesňovány. Na základě tepelného namáhání bylo stanoveno napětí, včetně rychlosti jeho změny. Na základě změn teploty v jednotlivých částech jádra byly stanoveny "kritické body".

Je zřejmé, že dělené jádro snižuje výsledné mechanické napětí, v místě dělení jsou přerušeny silové toky. Proto byly stanoveny teploty i pro jádro pětidílné. Bylo porovnáno tepelné zatížení, respektive rozdělení teplot třídílného a pětidílného jádra (obr. 10)



Tool temperatures: 3 quer vs. 5 MS



Uvedené porovnání teplot tří- a pětidílného jádra ukazuje, že rozložení je rovnoměrnější u pětidílného jádra, rozdíl maximální a minimální teploty je podstatně menší (121 °C u pětidílného jádra oproti 163 °C u třídílného jádra), to se projeví i snížením mechanického namáhání jádra.

Závěr

Článek přináší informace z řešení problematiky praskání ocelových jader při odlévání pístů z hliníkové slitiny do kokily. Lití je gravitační a probíhá při teplotách kolem 770 °C na automatizovaném licím stroji. Z provedených výpočtů vyplynulo, že i přes intenzivní chlazení jádra i kokily vodou dochází k jeho největšímu ohřevu v místech, kde je nejdelší styk s taveninou (pomalé tuhnutí). Rozložení teploty po 2 s po nalití taveniny je značně nerovnoměrné a tyto rozdíly v teplotě jsou příčinou vysokých vnitřních pnutí v ocelovém jádru (obr. 8). Na základě tepelného namáhání byla stanovena napětí v jednotlivých částech jádra a tzv. "kritické body", v nichž může docházet k porušení celistvosti jádra.

V prvním přiblížení byla provedena i simulace lití při dělení jádra na pět dílů. Bylo provedeno porovnání rozložení teplot u třídílného a pětidílného jádra z něhož vyplynulo, že pětidílné jádro vykazuje homogennější rozložení teploty. Dá se tedy očekávat i menší mechanické namáhání.

Tato skutečnost naznačuje i směr dalšího výzkumu. Jednak bude posouzen a optimalizován postup při ohřevu jádra před litím, jednak i možnost rozdělení jádra na více dílů a tím zajistit snížení tepelných deformací a tedy i napětí.

Literatura

- [1] PETRENO, A.: Optimalizace vedení tepla v licí formě s ohledem na strukturu odlitku. Disertační práce (rukopis), FSI UJEP v Ústí n. L., 2018.
- [2] CHVORINOV, N.: Krystalizace a nestejnorodosti oceli. ČSAV, Praha, 1954
- [3] KAVIČKA, F.: Termokinetika tuhnutí, ochlazování a ohřevu. Vydavatelství VUT Brno, 1993, ISBN 80-214-0531-7.
- [4] SCHWARZ, C.: Die rechnerische Behandlung der Abkühlungs und Erstarrusvorgänge bei Flüssigem Metall. Archiv für das Eisenhüttenwegesen, 1931
- [5] KUTELADZE, S.: Příručka sdílení tepla. SNTL Praha, 1962..
- [6] VEJNIK, A.: Ochlažděnie otlivky. Nauka i technika, Minsk, 1969.

Poděkování

Článek vznikl s podporou grantu UJEP-SGS-2017-48-003-3.

dr. h. c. prof. Ing. ŽMINDÁK Milan, CSc., Žilinská univerzita v Žilině, Strojnická fakulta, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, milan.zmindak@fstroj.uniza.sk

Ing. SKOČILASOVÁ Blanka, Ph.D., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 533, <u>blanka.skocilasova@ujep.cz</u> Ing. PETRENKO Alena, Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, <u>petrenko.ala@gmail.com</u>

Doc. Ing. SOUKUP Josef, CSc., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 539, josef.soukup@ujep.cz





ROZŠÍŘENÍ TEPLÁRENSKÉHO ODBĚRU ELEKTRÁRNY

SOUKUP Josef, KLIMENDA František, SKOČILASOVÁ Blanka, JIRAVA Petr

The article deals with the issue of extending the heat production from the Ledvice power plant. This extension will allow the shutting down of existing obsolete gas boilers and is conditional upon the construction of a central steam / hot water transfer station and the construction of a new local hot-water network with pressure-independent connection of consumers through the hot water / hot water supply stations. This solution will optimize the operation of the fluid power block. The article deals with the concept and basic calculation of the new solution.

Klíčová slova: kogenerace, odpadní teplo, pára, výměník tepla, vytápění

Úvod

Elektrárna Ledvice byla postavena v letech 1966-1969 s 5-ti elektrárenskými bloky. Vyznačovala se tím, že zde byl instalován první 200 MW blok v Československu (výrobce Škoda Plzeň). Mimo to zde byly realizovány 4 bloky 110 MW, celkový výkon byl 640 MW. Elektrárna od počátku spalovala hnědé uhlí o výhřevnosti 11 - 13 MJ.kg⁻¹ [1].

Elektrárna byla v průběhu let rekonstruována, blok 200 MW a 1×110 MW byly odstaveny v polovině devadesátých let, další dva bloky 110 MW byly vybaveny odsířením a u jednoho 110 MW bloku byl koncem devadesátých let původní granulační kotel nahrazen kotlem s fluidním spalováním. U tohoto kotle byla v r. 2007 vyměněna turbína o výkonu 110 MW za novou o stejném výkonu, která byla optimalizována pro teplárenských provoz. Kotel bude po navržených úpravách provozován v kogeneračním režimu, tím dojde ke zvýšení účinnosti kotle a jeho optimalizaci.

V souvislosti s výstavbou nového nadkritického bloku o výkonu 660 MW_{el} (parametry kotle 1677,5 t.h⁻¹ přehřáté páry o teplotě 600 °C, tlak 27,204 MPa) byly další dva staré bloky 110 MW odstaveny, třetí blok s fluidním kotlem o výkonu 110 MW_{el} je i nadále v provozu. Po uvedení nového nadkritického bloku do provozu je nyní elektrárna Ledvice nejmodernější klasickou elektrárnou ve střední Evropě [1]. Vzhledem k tomu, že elektrárna slouží i k vytápění přilehlé oblasti je její součástí i záložní plynový zdroj o parním výkonu 160 t.h⁻¹.

V současné době je Elektrárna Ledvice základním energetickým zdrojem pro vytápění v oblasti měst Teplice a Bílina, fluidní kotel pracuje v kogeneračním režimu [2]. Celková roční dodávka tepla odběratelům je asi 1 000 TJ, při maximálním tepelném výkonu 150 MW. Instalovaný výkon umožňuje dodávat odběratelům 380 MW tepla. Zvýšení odběru tepla nad stávajících 150 MW umožní zvýšit efektivitu zdroje. Návrh koncepce zvýšení odběru tepla a základní výpočet je předmětem tohoto článku.

Dodávky tepla pro město Bílina, které leží v těsné blízkosti elektrárny, kryjí jen část spotřeby města, ve městě je dalších 9 plynových kotelen. Tyto kotelny budou zrušeny nebo převedeny do studené zálohy, teplo pro město bude dodáváno z ELE.

2. Stávající systém zásobování města

Centralizované zásobování města je v současné době zajištěno parním systémem, který je tvořen parovodem, vycházejícím z rozdělovače v elektrárně Ledvice nadzemním dálkovým tepelným napáječem DN 400 do rozváděcího uzlu, kondenzátní vratné potrubí je DN 150.

Na území města provozuje ČEZ Teplárenská a.s. dva, relativně velké samostatné systémy CZT, představované plynovými výtopnami označenými PP1 a PP2. Teplovodní výtopna PP1 byla na počátku 90-tých let rekonstruována z olejové na plynovou, síť je provozována s parametry vody 90/70 °C, tlak 0,4 MPa, je v ní instalováno 5 kotlů, celkový výkon 8,68 MW. Teplovodní výtopna PP2 byla rovněž rekonstruována z olejové na plynovou, celkový výkon 6,52 MW, parametry vody a tlaku jsou stejné. Obě kotelny je nutné do r. 2020 rekonstruovat, nebo nahradit odběrem tepla z centrálního zdroje. Mimo tyto zdroje jsou na území města provozovány i další plynové kotelny cizích provozovatelů (nepatří ČEZ) o celkovém výkonu 1 750 kW.



Obr. 1 Schéma tepelného napáječe města Bílina

Vytápěcí soustava města je tvořena vícestupňovým tepelným systémem, kde základní teplonosnou látkou je pára, systém je vybaven vracením kondenzátu. Na trase napáječe je k parovodu připojen významný průmyslový odběratel páry pro technologické i topné účely. V rozváděcím uzlu se primární tepelný napáječ dělí do dvou větví.

Větev Bílina - západ, přechází přes řeku Bílinu a podchází významnou komunikaci I/13 vede teplo do sídlišť na trase. K této větvi jsou připojeni další přímí odběratelé s vlastním předávacími stanicemi. Vytápění sídliště je zajištěno z parní výměníkové stanice teplovodním systémem se sekundární tepelnou sítí. Problémem zde je skutečnost, že para z parního systému ELE musela být redukována na parametry původní uhelné výtopny, byly tedy v minulosti na parovodu redukční stanice pro připojení do stávajícího systému. Jednotlivé sídlištní tepelné oblasti jsou napájeny z větve redukované páry přímo, nebo přes vlastní parní výměníkové stanice (např. škola) nebo přes výměníkové stanice pára – teplá voda se sekundární tepelnou sítí.
Druhá větev Bílina - město je vedena z rozváděcího uzlu jižním směrem nadzemním vedením podél řeky k nádraží ,CD a dále do sídliště U nového nádraží. Sídliště jsou zde napojena přes výměníkovou stanici pára/teplá voda teplovodní tepelnou sítí.



Obr. 2 Schéma stávající tepelné sítě města Bílina

- Legenda: - výměníková stanice
 - 🗅 💿 napojené objekty
 - redukční stanice

Návrh na rozšíření odběru tepla z centrálního zdroje v Bílině vychází z toho, že všechny plynové kotelny na území města budou odstaveny (s výjimkou kotelen v rodinných domech) a elektrárna Ledvice bude výhradním dodavatelem tepla.

3. Návrh řešení

Rozšíření soustavy centralizovaného zásobování teplem (SCZT) pro Bílinu byla navržena ve variantách. Po jejich vyhodnocení byla vybrána varianta, která předpokládá přepojení stávajících plynových výtopen a kotelen (2 ve vlastnictví ČEZ a. s. Teplárenská, 7 cizích). Současně s tím bude realizována nová centrální předávací stanice pára/horká voda napojená na stávající primární

parní tepelnou síť. Nově bude realizována nová horkovodní tepelná síť s tlakově nezávislým připojením jednotlivých odběratelů prostřednictvím nových odběratelských předávacích stanic horká voda/teplá voda. Jedniným zdrojem tepla pro město se tak stane elektrárna Ledvice (s výjimkou vytápění rodinných domků.

Teplo z elektrárny bude dodáváno z vysoce účinné kogenerační jednotky s fluidním kotlem. Zjednodušené schéma odběru páry je na obr. 3



Obr. 3 Schéma odběru páry pro redukčně chladicí stanici (RCHS)

Legenda: VT, ST – vysokotlaký, středotlaký přehřívák, RCHS Z, RCHS-L – redukčně chladicí stanice – zimní, letní provoz, Qw, tw – odváděné teplo a teplota v chladicí vodě (kondenzátor), G – generátor, PG – parogenerátor (kotel), POV – parní ohřívák, OTV – ohřívák topné vody, CP 0,6 MPa – sběrna cizí páry.

Nový systém se skládá z řady provozních souborů, základním prvkem je nová centrální předávací stanice pára/horká voda na níž navazuje nová horkovodní síť. K této síti budou připojeny jednotlivé předávací stanice horká/teplá voda. Celý systém bude vybaven systémem automatického řízení, včetně měření.

4. Parametry výměníků tepla a tepelné sítě

Pro dimenzování centrální předávací stanice byl zpracován odběrový diagram, který vychází z reálných potřeb s tím, že bude dostatečná rezerva pro další rozvoj města i průmyslu. Byly provedeny bilanční výpočty, stanovena teplosměnná plocha jednotlivých výměníků tepla, tj. jak centrální předávací stanice, tak i předávacích stanic horká/teplá voda. Výměníky tepla v jednotlivých objektech nebyly v této fázi řešeny.

Centrální předávací stanice

Na základě předběžných výpočtů byl stanoven tepelný výkon CPS – 12 MW_t, parametry páry (konstrukční tlak 2 200 kPa, teplota 230 °C, provozní tlak 1 300 kPa, teplota 200 °C). jmenovitý průtok páry 17 t.h⁻¹, provozní 15 t.h⁻¹). Parametry na straně topné vody jsou – konstrukční tlak 1 600 kPa, jmenovitý tepelný spád na straně horké vody 130/65 °C, provozní průtok ohřívané vody

se uvažuje 140 t.h⁻¹, jmenovitý pak 160 t.h⁻¹. Provozní přetlak na vstupu do CPS (ve vratné vodě) 400 kPa.

Uvažuje se protiproudý výměník pára-voda s dochlazovačem.





Pro daný tepelný výkon byly stanoveny následující hodnoty

- výkon kondenzačního ohříváku

$$Q_{kond} = m_p (i_p - i_{kp}) \eta_0 = 9,96 \text{ MW}$$

kde Q_{kond} – výkon kondenzačního ohříváku, i_p – entalpie páry, i_{kp} entalpie kondenzátu, η_0 – účinnost ohříváku.

- výkon dochlazovače stanovíme obdobně. Výkon je $Q_{dochl} = 2,03$ MW.

Teplota topné vody za dochlazovačem je 11 °C, teplosměnná plocha dochlazovače je 98 m², teplosměnná plocha dochlazovače kondenzátoru je 61 m², teplota kondenzátu je 80 °C.

Horkovodní síť je navržena jako dvou trubková teplota z prefabrikovaných předizolovaných dílů ukládaných přímo do země. Celkem bude položeno 3 175 m horkovodní tepelné sítě.



Obr. 4 Blokové schéma horkovodní tepelné sítě

Legenda: CPS - centrální předávací stanice, PP - plynová kotelna, CK - cizí kotelny

V jednotlivých koncových bodech horkovodní tepelné sítě budou realizovány tlakově nezávislé předávací stanice horká/teplá voda. V maximální možné míře budou využity původní zařízení kotelen (čerpadla, doplňování a úprava vody, atd.). Navrhuje se, aby jako koncové odběratelské předávací stanice horká/teplá voda byly využity deskové výměníky (malé rozměry, vysoká účinnost). Tyto výměníky byly rovněž navrženy a vypočteny jejich rozměry.

Závěr

V článku je popsáno využití kogenerační jednotky v elektrárně Ledvice ke zvýšení odběru tepla pro město Bílina. Návrh předpokládá odstavení stávajících 11 plynových kotelen a jejich nahrazení novým zdrojem, fluidním kotlem, který bude provozován v kogeneračním režimu. Bude realizována nová centrální předávací stanice pára/horká voda, nová horkovodní tepelná síť a nové předávací stanice horká/teplá voda pro koncové odběratele.

Na základě výše uvedeného byly stanoveny potřebné výkony a náklady na výstavbu a provoz. Investiční náklady se pohybují na úrovni kolem 82 mil. Kč, zvýší se odběr tepla asi o 9 GJ za rok. Při předpokládané návratnosti investice 8 let se významně se sníží náklady na 1 GJ tepla z dnešních 529,2 Kč.GJ⁻¹ na 297,5 Kě.GJ⁻¹ (bez započtení zisku). Bude-li se teplo prodávat za cenu obvyklou (500 Kč.GJ⁻¹) dojde k návratu investice za 3,5 roku.

Literatura

- [1] JIRAVA, P.: Rozšíření teplárenského odběru pro Bílinu, FVTM UJEP v Ústí n. L., 2010, Bakalářská práce.
- [2] KADRNOŽKA, J.: Teplárny a elektrárny, SNTL Praha, 1984.
- [3] MAREŠ, R, KOKEISL, M., KOCOUREK, K.: Tabulky termofyzikálních vlastností vody a vodní páry, 1. díl. termodynamické vlastnosti vody a páry, ZČU Plzeň, 1992.
- [4] AMBROŽ, J., a kol.:
- [5] NOŽIČKA, J.: Termomechanika, ČVUT Praha, 1998.
- [6] ČEZ a.s., dostupné z *http://www.cez.cz*

Poděkování

Článek vznikl s podporou grantu UJEP-SGS-2017-48-003-3.

Ing. KLIMENDA František, Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 561, frantisek.klimenda@ujep.cz

Doc. Ing. SOUKUP Josef, CSc., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 539, josef.soukup@ujep.cz

Ing. SKOČILASOVÁ Blanka, Ph.D., Univerzita J. E. Purkyně v Ústí n. L., Pasteurova 1, 400 96 Ústí n. L., Fakulta strojního inženýrství, +420 475 285 533, <u>blanka.skocilasova@ujep.cz</u> Ing. JIRAVA Petr, ČEZ, a. s. Elektrárna Ledvice - Bílina





27.-30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

POSLEDNÍ NÍZKOTLAKOVÉ STUPNĚ PARNÍCH TURBÍN S TRANSSONICKÝM A SUPERSONICKÝM PROUDEM PÁRY

SYNÁČ Jaroslav

Poslední nízkotlakové stupně jsou obtékány transsonickým nebo i supersonickým proudem mokré pracovní páry. V příspěvku jsou uvedeny hlavní druhy ztrát při průtoku lopatkovými profilovými mřížemi. V dalším se příspěvek se zabývá zvýšením výkonu modernizací průtočných částí parních turbín jaderných elektráren Dukovany a Temelín se zaměřením na poslední stupně parních turbín. Jsou uvedené celkové přínosy na výkonu parních turbín.

Klíčová slova: transsonika, supersonika, turbína

Úvod

Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Katedra energetických strojů a zařízení dlouhodobě spolupracuje na vývoji vysokotlakových stupňů s plzeňským výrobcem parních turbín Doosan Škoda Power. V posledním období se jednalo například o spolupráci při vývoji nových přetlakových vysokotlakových lopatkových turbínových stupňů. Pro oběžné lopatky posledních stupňů v nízkotlakových dílů parních turbín. Aktuálně se jedná o spolupráci v oblasti aeroelasticity - interakce lopatky a proudu pracovní látky.

V laboratořích ZČU/FST/KKE jsou instalovány stendy, například vzduchová turbína, nebo aerodynamický tunel, *Obr. 1*, který je vybavený zařízením pro snímání dat pro vyhodnocení interakce lopatky a proudu pracovní látky. Úspěšné vyřešení všech negativních vzájemných silových účinků proudu na oběžné lopatky je nutným předpokladem na zákazníky požadovaný dlouhodobý provoz posledních lopatek, tedy i parních turbín. Současně musí být profilový list oběžné lopatky navržen i pro dosažení co nejvyšší účinnosti.



Obr. 1: Aerodynamický tunel pro výzkum aeroelasticity

Na obrázku *Obr. 2* je současná kolekce oběžných lopatek pro otáčky rotoru 50 Hz. Titanová oběžná lopatka, která je na obrázku vpravo patří svojí délkou pracovního listu do skupiny ultradlouhých supersonických lopatek "ultra-long buckets". Lopatka je vyrobena z výkovku frézováním, v rotoru je upevněna přímou stromečkovou nožkou, proti dynamickým silovým účinkům je tlumena vazbou na listu (typu tie-boss) a na špičce bandáží s jedním těsnícím břitem vůči statoru.



Obr. 2: Portfolio oběžných lopatek pro 3000 otáček Doosan Škody Power

1. Volné a vázané oběžné lopatky

Společnost Doosan Škoda Power s.r.o. je vedle industriálních parních turbín také výrobcem kondenzačních parních turbín velkého výkonu pro energetiku. Vzhledem k tomu, že je exportérem i do zemí s frekvencí sítě 60 Hz, dodává turbíny pro frekvence sítě nejen 50 Hz, ale také 60 Hz. Poslední (koncové) stupně parních turbín rozhodujícím způsobem ovlivňují velikost a účinnost turbíny a samozřejmě tedy cenu parní turbíny. Na *Obr. 1.1* je patrné, že výměna oběžných lopatek o délce 840 mm za poslední lopatky 1220 mm umožnila zjednodušit konstrukční řešení. Původní řešení se 3 díly včetně dvouproudového NT dílu je nahrazeno pouze 2 díly parní turbíny s jednoproudovým kombinovaným ST a NT dílem.



Obr. 1.1: Vliv záměny poslední oběžné lopatky 840 mm za lopatku 1220 mm

Pro vysokou termodynamickou účinnost je nutné úspěšně navrhnout aerodynamiku posledního stupně, u oběžných lopatek s často omezujícími mechanickými vlivy. Mechanické vlastnosti oběžných lopatek, jejich statické a dynamické namáhání určují jejich nízkocyklovou únavu - počty najetí a dlouhodobou provozovatelnost. Dosažení požadovaných mechanických vlastností oběžných lopatek ovlivňuje celkový tvar listu lopatky a jejího závěsu. Volná oběžná lopatka posledního stupně s délkou 840 mm byla navržena jako tuhá. Protože její vlastní frekvence byly vysoké, její dynamické odladění od násobku otáčkových frekvencí nebylo obtížné. Použití tlumící vazby listu lopatky nebylo nutné. Důsledkem však byla relativně vysoká hmota a velké odstředivé síly. Z tohoto důvodu mají následně vyvíjené poslední stupně s delšími a štíhlejšími oběžnými lopatkami tlumícími vazbami.

Pokud porovnáme výhody a nevýhody volných a vázaných lopatek, pak výhody volných lopatek jsou v jejich levnější výrobě, jednodušší montáži a v naladění tuhé lopatky do bezpečného pásma

dynamických účinků násobků otáčkových frekvencí i v aplikaci pasivní ochrany listu lopatky proti účinkům eroze kapek mokré pracovní páry a neexistence vazeb generujících ztráty obtékáním listu lopatky. Výhodou vázaných lopatek je pak snížení hmoty lopatky aplikací štíhlejšího pracovního listu a tím snížení napjatostí závěsu lopatky v rotoru. Použití bandáže na špičce definuje a radiální mezeru ke statoru a možnost zatěsnění břitem. Nevýhodou je komplikovanější výroba a nutnost precizní montáže. Rovněž aplikace protierozních vrstev je obtížná vzhledem ke komplikovanému tvaru bandáže na špičce. Středové vazby, jak výčnělková "tie-boss", je na *Obr. 1.2*, nebo převlečná "nub end sleeve" jsou vždy překážkou proudu pracovní páry a generují vazební ztrátu kinetické energie. Dynamické odladění je komplikované, v porovnání s tuhými lopatka od násobě více násobků otáčkových frekvencí.



Obr. 1.1: Tlumící vazby na špičce a středu listu lopatky při montáži

2. Transsonické a supersonické oběžné lopatky

Transsonickou oběžnou lopatkou se rozumí lopatka obtékaná proudem pracovní páry se vstupní podzvukovou a nadzvukovou výstupní relativní rychlostí. Oběžná lopatka 1220 mm (48") je ještě lopatkou, kde se podařilo zachovat transsonické obtékání její špičky. Supersonická oběžná lopatky je obtékaná nadzvukovým proudem. Supersonické obtékání pracovní páry se objevuje nejvýrazněji u špičky listu lopatky. Oběžná lopatka s délkou listu 1375 mm (54") má asi 12% délky pracovního listu od špičky obtékanou supersonickým proudem.



Obr. 2.1: Supersonický průtok v profilové mříži

Náběžná hrana profilu generuje v supersonickém proudu čelní rázovou vlnu. Její část, místně příslušná k náběžné hraně, je kolmá, přestože její větve jsou šikmé. Za vstupní kolmou rázovou vlnou před náběžnou hranou profilu začíná jen malá kompresní oblast, která "obaluje" náběžnou hranu profilu. Na Obr. 2.1 je tato oblast, kde místní Machovo číslo proudu je subsonické, zobrazena zeleně. Energetický ztrátový součinitel kolmé rázové vlny v procentech je uveden pro vzduch a mokrou páru na diagramu Obr. 2.3 v závislosti na vstupním Machovu číslu.

Současné poznání o charakteru a vlivu obtékání supersonického proudu pracovní mokré páry na profily deskového typu v lopatkových strojích není ani ve světě ukončené. Multidisciplinární návrh geometrie takového profilu musí zahrnout často protichůdné požadavky. Plocha profilů je limitována, protože je určující pro objem a tedy váhu listu lopatky. I když byl u oběžné lopatky s délkou listu 1375 mm (54") použit titan s významně menší měrnou hmotou oproti oceli, jsou napjatosti nejen v závěsu lopatky ale i v listu mezní.



Obr. 2.3: Energetický ztrátový součinitel kolmé rázové vlny

Přesto, že ultra-dlouhá oběžná lopatka je navržena se dvěma tlumícími vazbami a je dynamicky odladěna do 8. harmonické otáčkové frekvence, je navíc nutné vyšetřit její namáhání flutterem. Deskové profily na špičce jsou náchylné na zhoršené obtékání vlivem změny incidence do záporných úhlů pracovní mokré páry. Generují nestacionární víry doprovázené dynamickými silovými změnami, které mezně mohou způsobit i změnu smyslu vztlaku, silového účinku v obvodovém směru. Nestacionarita. proměnlivost v čase, je charakteristickou vlastností obtékání transsonickým а supersonickým proudem. Ke ztrátě kinetické energie průchodu proudu pracovní látky kolmou rázovou vlnou na vstupu, generovanou náběžnou hranou profilu, se přidávají další ztráty.

Jedná se zejména o energeticky významnější ztráty interakcí rázovými vlnami s mezními vrstvami na profilech, *Obr. 2.4.* Negativním účinkům interagující rázové vlny lépe odolává turbulentní mezní vrstva, interakce rázové vlny s laminární mezní vrstvou jsou komplikovanější. Laminární mezní vrstva je méně adhezivní a je tedy více náchylná k odtržení mezní vrstvy od profilu listu lopatky. Odtržení mezní vrstvy bez jejího opětovného přilnutí není přípustné.



Obr. 2.4: Schéma supersonického průtoku turbínovou mříží

3. Oběžné lopatky posledních stupňů v turbínách jaderných elektráren

První jaderná elektrárna postavená na českém území, Dukovany (EDU) Obr. 3.1, byla postavena zhruba 30 km od Třebíče. První blok jaderné elektrárny začal dodávat elektrickou energii do sítě v roce 1985. Dukovanská elektrárna je dnes druhou největší elektrárnou v České republice, hned po Temelíně. V současnosti elektrárna disponuje instalovaným výkonem 2040 MW a s produkcí přesahující 14 TWh ročně pokrývá zhruba 20% z celkové spotřeby elektřiny v ČR, což odpovídá spotřebě všech českých domácností.



Obr. 3.1: Jaderná elektrárna Dukovany

V EDU pracuje celkem 8 parních turbín vyrobených v plzeňské škodovce s původním nominálním výkonem 220 MW jedné turbíny. Turbíny pracují se sytou vodní párou a jsou v uspořádání vysokotlakového a 2 dvouproudových nízkotlakových dílů, s otáčkami rotoru 3000 za minutu. Pohled do uspořádání turbín a synchronních generátorů je na obrázku *Obr. 3.2.*



Obr. 3.2: Strojovna jaderné elektrárny Dukovany

V roce 2000 byla provedena modernizace kondenzátorů a v nedávné době pak modernizace vysokotlakých a nízkotlakových dílů turbíny. Tyto modernizace provedl dodavatel původní technologie – současná plzeňská Doosan Škoda Power. U posledních nízkotlakových stupňů, kde původně pracovala oběžná lopatka s 2 tlumícími vazbami průvlečným drátem, byla nahrazena novou volnou oběžnou lopatkou s moderními transsonickými profily. Podobný způsob profilování byl použit i pro rozváděcí lopatky posledního stupně a pro předposlední stupeň. Došlo ke stabilizaci mezních vrstev na pracovních listech lopatek při interakci rázových

vln transsonického proudu pracovní mokré páry s důsledkem žádoucího snížení energetických ztrát. Protože každá turbína v EDU má 2 nízkotlakové díly se dvěma proudy páry, jedná má tedy 4 výstupní průřezy určenými délkou poslední oběžné lopatky na jejím patním průměru. Původní provedení oběžné lopatky se 2 otvory pro průvlak tlumícími dráty je na *Obr. 3.3*, volná oběžná lopatka je na *Obr. 3.4*.



Obr. 3. 3: Původní oběžná lopatka posledního stupně



Obr. 3. 4: Nová oběžná lopatka posledního stupně

V tabulce *Tab. 3.1* jsou uvedeny přínosy modernizace parních turbín EDU. Přestože došlo k navýšení tepelného výkonu reaktoru, významným přínosem byla modernizace průtočné části parní turbíny, jejího vysokotlakového a nízkotlakových dílů. Nový olopatkovaný rotor parní turbína Škoda je na obrázku *Obr. 3.5.* Poslední stupně pracují nejdelšími lopatkami a jejich účinnost je rozhodující pro účinnost celé parní turbíny.

Tab. 3.1 Zvýšení výkonu reaktoru a parních turbín v EDU

Tepelný výkon reaktoru	Původní	1375 MWt	
	Navýšený	+5 %	
		1444 MWt	
Měrná spotřeba tepla	Původní	11,150 GJ/MWh	
	Snížená	10,580 GJ/MWh	
	Zlepšení	5,1 %	
Elektrický výkon	Po modernizaci	248,6 MW	



Obr. 3.5: Nový nízkotlakový rotor při montáži ve strojovně EDU

Jaderná elektrárna Temelín (ETE) je největší českou elektrárnou, která stále budí četné diskuse. Jde o jeden z nejsložitějších a nejzajímavějších komplexů zařízení na českém území, *Obr. 3.5.* Temelín leží v jižních Čechách přibližně 25 km od Českých Budějovic a 5 km od Týna nad Vltavou. Dva výrobní bloky elektrárny s reaktory typu VVER 1000 zajišťují každoročně produkci kolem 15 TWh energie. To dělá z Temelína zdroj více než pětiny v Česku spotřebované elektřiny. Podle původního plánu měla elektrárna mít 4 výrobní bloky. V devadesátých letech bylo rozhodnuto o výstavbě pouze dvou bloků. Elektřinu začala elektrárna dodávat do sítě 21. prosince 2000. ETE je dvouokruhová jaderná elektrárna, na rozdíl od EDU je monobloková - ke každému reaktoru je přirazena jedna turbína V ETE tedy pracují 2 parní turbíny vyrobené v plzeňské škodovce s původním nominálním výkonem 1000 MW jedné turbíny. Turbíny pracují se sytou vodní párou a jsou v uspořádání dvouproudového vysokotlakového a 3 dvouproudových nízkotlakových dílů, s otáčkami rotoru 3000 za minutu.



Obr. 3.5: Jaderná elektrárna Temelín

Pohled do uspořádání turbín a synchronních generátorů je na obrázku *Obr. 3.6.* V roce 2014 byla provedena modernizace vysokotlakých a nízkotlakových dílů turbíny. Tyto modernizace provedl, podobně jako v EDU, dodavatel původní technologie – současná plzeňská Doosan Škoda Power.



Obr. 3.6: Strojovna s turbínou v ETE

U posledních nízkotlakových stupňů, kde původně pracovala volná oběžná lopatka bez tlumících vazeb, byla nahrazena nově vyvinutou lopatkou s délkou pracovního listu 1220 mm (48"). Původní oběžná lopatka posledního stupně vyvinutá pro parní turbínu Temelín o výkonu 1000 MW byla navržena podle posledních poznatků 80 let minulého století. Byla výsledkem spolupráce mnoha výzkumných a vědeckých organizací například Ústavu termomechaniky AVČR, Výzkumného ústavu v Běchovicích SVÚSS nebo Ústředního výzkumného ústavu v škoda ÚVZÚ. U když byla relativně štíhlá, volná bez tlumících vazeb, pracovala bez poruch až do modernizace nízkotlakových dílů. Jednalo se opět o tzv. transsonickou lopatku, *Obr. 3.7*, v té době s mezní délkou pracovního listu 1085 mm, odpovídající menší výstupní průřez s vysokými rychlostmi generoval poměrně velkou výstupní ztrátu. Proto bylo rozhodnuto o vývoji nové oběžné lopatky s délkou pracovního listu 1220 mm (48"), *Obr. 3.8*. Tato lopatka je tlumena 2 tlumícími vazbami, středovou výčnělkovou vazbou a bandáží na špičce pracovního listu. Radiální vůle je definována vůlí mezi těsnícím břitem bandáže a statorem.



Obr. 3. 7: Původní oběžná lopatka posledního stupně



Obr. 3. 8: Nová oběžná lopatka posledního stupně

Současně byla přepracována průtočná část nízkotlakového dílu. Původně 4 stupně v každém proudu byly nahrazeny 5 stupňovým uspořádáním s novými oběžnými i rozváděcími lopatkami.

Tím došlo k žádoucímu snížení entalpických spádu na jednotlivé stupně. Všechny oběžné lopatky byly opatřeny bandážemi na špičce a zatěsněny, *Obr. 3.9.* Náhrada delší oběžnou lopatkou posledního stupně přinesla snížení výstupní ztráty. Také tyto přínosy vedly k tomu, že v únoru roku 2016, při nízké teplotě chladící vody a odpovídajícímu nízkému tlaku v kondenzátoru, dosáhla parní turbína rekordního výkonu 1100 MW.



Obr. 3.9: Nový olopatkovaný rotor u výrobce Doosan Škoda Power

V tabulce *Tab. 3.2* jsou uvedeny přínosy modernizace parních turbín ETE. Přestože došlo k navýšení tepelného výkonu reaktoru, významným přínosem byla modernizace průtočné části parní turbíny, jejích a nízkotlakových dílů.

Tab. 3.2 Zvýšení výkonu reaktoru a parních turbín v ETE

Tepelný výkon reaktoru	Původní	3012 MWt	
	Navýšený	+4 %	
		3132 MWt	
Měrná spotřeba tepla	Původní	10,800 GJ/MWh	
	Snížená	10,440 GJ/MWh	
	Zlepšení	3,3 %	
Elektrický výkon	Po modernizaci	1080,5 MW	

Závěr

Jsou uvedeny, v tabulce *Tab. 3.3*, přínosy modernizací parních turbín jaderných elektráren Dukovany a Temelín se zaměřením na modernizaci nízkotlakových dílů. Celkový nárůst výkonu o 381 MW je významným zvýšením výrobní kapacity elektrické energie České republiky.

	Navýšení modernizací	Celkem	
Dukovany	8 x 29 MW	232 MW	
Temelín	2 x 74,5 MW	149 /MW	
Celkem		381 MW	

Tab. 3.3: Celkový přínos modernizací

Literatura

- [1] LICHTFUSS H. J., STARKEN H., Supersonic cascade flow
- [2] DVOŘÁK Rudolf, Transsonické proudění

Poděkování

V článku presentované výsledky a výstupy byly finančně podpořeny programem na podporu aplikovaného výzkumu a experimentálního vývoje EPSILON, TAČR TH2020057, Podprogram 2 Energetika a materiály. Článek vznikl na pracovišti Západočeské univerzity v Plzni, Fakulty strojní, Katedry energetických strojů a zařízení.





27.-30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

FLOW OF NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN FLUID THROUGH PIPE WITH FLEXIBLE WALL

ŠEDIVÝ Dominik, FIALOVÁ Simona, JAŠÍKOVÁ Darina

This paper solves fluid-structure interaction between flexible wall and two types of fluid. Wall was considered as aorta and was described as hyperelastic material by 5-parameters Mooney-Rivlin model. Fluids and structure were set as incompressible. First fluid was Newtonian and has dynamic viscosity of the blood. Second was non-Newtonian and its viscosity was defined with Carreau rheology model. The aim of this paper is to show a comparison between Newtonian and non-Newtonian fluid flow in pliable vessel.

Keywords: fluid-structure interaction, non-Newtonian fluid, hyperelastic material

Introduction

Cardiovascular diseases are one of lifestyle diseases and therefore cardiovascular system has to be explored. A general description of blood flow through blood vessels is not simple. Blood is heterogeneous fluid and material of blood vessels shows high elastic deformations. Many ways exist to solve this problem and one of them is numerical fluid-structure interaction (FSI), which couples computational fluid dynamic (CFD) and finite element method (FEM). This approach is young but it allows work with real parameters of cardiovascular system, which cannot be contained in experiments. [1]

Blood rheology is described as non-Newtonian fluid, however some works [2] still solve this problem with Newtonian rheology model of blood. The objective of this research is to discover differences between FSI simulation with Newtonian and non-Newtonian fluid.

2. Numerical simulations

Commercial software (ANSYS) was used for numerical calculation of FSI. Transient structural was used as solver of FEM and a fluid domain was solved by Fluent (software for CFD). Both of the software were connected with System coupling. Whole domain was simplified, because numerical solution of FSI is time consuming process. Cross-section of domain was only quarter circle (see Fig. 1). The length of fluid domain was 270 mm and its radius was equal to 10 mm. The geometry of structural domain had length 70 mm and was put 100 mm from fluid domains inlet. Inner radius was equal to fluid domain radius and its thickness was 2 mm. Symmetry boundary condition was used in fluid domain and Frictionless support boundary condition was applied on structural domain.

Meshes of fluid and structural domains were made up of hexahedral elements. Mesh of the structural domain had 4 200 quadratic elements. 3 elements were defined in radial direction, 20 elements were set in tangential direction and 70 elements were used in axial direction. Mesh of fluid domain had 25 elements in radial and 20 in tangential direction and 270 in axial direction. Fluid part was constituted by 108 000 elements. Maximal skewness of elements was 0.67 for

fluid domain and 0.03 for structural domain. Maximum aspect ratio was 6.87 for fluid domain and 1.52 for structural domain.



Fig. 1: Geometry and boundary conditions

Both solutions were calculated as transient. The size of time step was 0.005 s. Flow in tube was considered as turbulent. Therefore k-omega STT turbulent model was used. The Geometry of both domains was changing during FSI calculation and therefore dynamic mesh was applied. Boundary conditions for inlet and outlet (Fig. 2) were taken from pathological data [3].



Fig. 2: Boundary conditions for pressure inlet and pressure outlet

Both fluids and material of vessel were considered as incompressible. Fluid density for both cases was 1050 kg·m⁻³. The density of blood vessel material was equal to 1120 kg·m⁻³. The material of structural domain was defined by 5-parameters Mooney-Rivlin model (1), and its parameters were used from work [3].

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + C_{20}(\bar{I}_1 - 3)^2 + C_{11}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3) + C_{02}(\bar{I}_2 - 3)^2$$
(1)

Two types of liquid were used for modelling of blood flow. The first model described blood as Newtonian fluid, which means blood had constant viscosity. The value of dynamic viscosity for Newtonian fluid was 3.45 mPa·s. The other model was more precise and considered blood as non-Newtonian fluid. This model is called Carreau and it is described by (2). Parameters of Carreau rheology model were used from paper [4].



$$\eta = \eta_{\infty} + (\eta_0 - \eta_{\infty}) [1 + (\dot{\gamma}\lambda)^2]^{\frac{n-1}{2}}$$
(2)

Fig. 3: Comparison of Newton and Carreau rheology models

	WIATERIALS I ROLEKTIES		
Symbol	Quantity	SI units	Value
W	Strain energy potencial	Pa	
<i>C</i> ₁₀	Material constants	Ра	9267
C_{01}		Ра	3508
C_{20}		Ра	305463
C_{11}^{-1}		Ра	1183007
$C_{02}^{}$		Ра	504507
$\bar{I_1}$	First deviatoric strain invariant		
\bar{I}_2	Second deviatoric strain invariant		
η	Dynamic viscosity	Pa∙s	
Ý	Shear rate	s ⁻¹	
η_∞	Dynamic viscosity for infinity shear rate	Pa∙s	0.00345
η_0	Dynamic viscosity for zero shear rate	Pa∙s	0.056
λ	Time constant	S	3.31
n	Carreau fluid coeficient		0.375

TABLE I MATERIALS PROPERTIES

3. Results

Results showed that impact of axial non-Newtonian fluid flow through straight pipe was not as high as it could have been expected. Radial strain was almost the same as in case of Newtonian fluid flow (see Fig. 4). Maximal values of radial strain were for both cases about 11%, which corresponded with strain of artery with stenosis.



Fig. 4: Comparison of elastic equivalent strain for both fluids

These values fit great with used material model, whose parameters were gained from artery stenosis. Also other parameters, which were related with deformation (e.g. radial stress), were similar to the case with Newtonian fluid. In Fig. 5 are shown velocity profiles for both cases in two different time steps. Values of velocity profiles were taken from the middle of domain part with flexible wall (0.135 m behind the inlet). The velocity profiles were a little bit different, but not as much as it could have been expected.



Fig. 5: Axial velocity profiles

This access to solution of biomechanics showed that use of non-Newtonian fluid had an impact on wall shear stress (WSS), which is displayed in Fig. 6. The magnitude of wall shear stress was negatively connected with artery resistance. The maximum values of wall shear stress differed about 2.5%. Nevertheless the average of values of the wall shear stress varied much more. Maximal difference of average values of wall shear stress was about 5% higher for the case of non-Newtonian fluid.



Fig. 6: a) Maximum values of wall shear stress, b) average value of wall shear stress

Conclusion

Numerical solutions of fluid-structure interaction of flow through straight blood vessel were done for two different blood rheology models. Comparison of both solutions showed that an application of non-Newtonian fluid had negligible impact on radial deformations. Velocity profiles were a little bit different. The application of blood rheology model had especially an impact on wall shear stress of the flexible wall. Nevertheless, these solutions were done for turbulent flow and there could be possibility that use of non-Newtonian fluid could have bigger impact in case of laminar flow or in case of more complicated shapes of computational domains.

Literature

- QUARTERONI, A., A. VENEZIANI a C. VERGARA. Geometric multiscale modelling of the cardiovascular system, between theory and practice. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering [online]. 2016, 302, 193-252 [cit. 2018-03-26]. DOI: 10.1016/j.cma.2016.01.007. ISSN 00457825.
- [2] PAI, Raghuvir, S. M. Abdul KHADER, Anurag AYACHIT, K. A. AHMAD, M. ZUBAIR, V. R. K. RAO a S. Ganesh KAMATH. Fluid-Structure Interaction Study of Stenotic Flow in Subject Specific Carotid Bifurcation—A Case Study. Journal of Medical Imaging and Health Informatics [online]. 2016, 6(6), 1494-1499 [cit. 2018-03-26]. DOI: 10.1166/jmihi.2016.1837. ISSN 2156-7018.
- [3] TENG, Zhongzhao, Jianmin YUAN, Jiaxuan FENG, Yongxue ZHANG, Adam J. BROWN, Shuo WANG, Qingsheng LU a Jonathan H. GILLARD. The influence of

constitutive law choice used to characterise atherosclerotic tissue material properties on computing stress values in human carotid plaques. Journal of Biomechanics [online]. 2015, 48(14), 3912-3921 [cit. 2018-03-26]. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2015.09.023. ISSN 00219290.

[4] Barbara M., Peter R. JOHNSTON, Stuart CORNEY a David KILPATRICK. Non-Newtonian blood flow in human right coronary arteries: steady state simulations. Journal of Biomechanics [online]. 2004, 37(5), 709-720 [cit. 2018-03-26]. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2003.09.016. ISSN 00219290.

Acknowledgment

Grant Agency of Czech Republic, within the project GA101/17-19444S is gratefully acknowledged for support of this work.

Ing. ŠEDIVÝ Dominik, Faculty of Mechanical Engineering, BUT, Energy institute Technická 2, 616 69 Brno, Dominik.Sedivy@vutbr.cz

doc. Ing. FIALOVÁ Simona, Ph.D., Faculty of Mechanical Engineering, BUT, Energy institute Technická 2, 616 69 Brno, fialova@fme.vutbr.cz

Ing. JAŠÍKOVÁ Darina, Ph.D., Faculty of Mechatronics, Informatics and Interdisciplinary Studies, TUL, Institute of New Technologies and Applied Informatics, Studentská 2, 461 17 Liberec 1, darina.jasikova@tul.cz





BEHAVIOUR OF A NATURAL CIRCULATION HELIUM LOOP IN A STEADY STATE

VILÁGI František, KNÍŽAT Branislav, URBAN František, RIDZOŇ František

Keywords: natural circulation, helium loop, steady state, decay heat removal

1. Introduction

Nuclear energy is one of the cheapest and most efficient source of energy. At present, nuclear power plants generate about 17% of the world's electricity. However, one of the weaknesses of nuclear energy is its security, which depends on a constant electrical supply, what has proved to be insufficient in the past. Therefore, one of the goals is to minimize the dependency on the electrical supply.

Recently, passive safety features that are based only on simple natural forces are being considered. In a typical water-cooled nuclear reactor, during the reactor shutdown, the fuel cells continue to heat up and generate residual heat, which is approximately 1-2% of the previous reactor power. The role of passive safety system is to remove the decay heat produced during the shutdown. Passive safety systems have been proven as features, which could make significant contribution to simplifying and potentially improving the economy of new nuclear power plants [1]. Their most prominent advantages are:

Elimination of pumps

The character of the cooling power (the flow increases with increasing heat input) Safety (due to the absence of moving parts, the system is less prone to fail) Simplicity (the system consists of simple piping compositions, which has its manufacturing benefits)

Due to their numerous advantages, passive systems can be found in many other conventional engineering applications [1]. Some of the most used applications are solar water heaters, transformer cooling, geothermal energy extraction, combustion engine cooling, permafrost protection, and even new computer cooling applications. Research in this area is therefore very promising.

2. Loop desription

Generally, a natural circulation system (also known as thermosiphon or cooling by natural convection) consists of a heat source, a heat sink, and tubes that connect them in such a way that they form a continuous loop with a circulating fluid. In such a system, the flow starts automatically when the heat source is activated. The flow is generated due to the difference between densities in cold and hot piping branch. The fluid will continue to flow as long as the heat source and cooler are available without the help of any additional machines to generate the fluid flow [2].

As a substitution to the real helium loop designed for the decay heat removal, first an experimental model has been built to conduct an research of helium flow characteristics at various conditions. The experimental facility is located in Trnava, in the areal of company Energomont s.r.o. It consists of two main elements, the GFR (reactor substitution) and the DHR (heat sink),

along with two piping branches [3]. The basic diagram of the facility layout is on fig.1. The facility has an advanced measuring system, which can monitor parameters such pressure, pressure difference on the exchangers, helium temperatures, surface temperatures, water flow, inlet power and velocities in real time at several locations.

The measurement starts with filling the loop with helium, then after the system is pressurized, the GFR performance is slowly increased. At the same time, the pump's engine operating speed is increased, which pumps the cooling water into the DHR. Depending on the goal of the specific measurement, either the steady state or the maximum performance of the GFR is achieved. The measurement itself is executed through a measuring program that can easily track each operating parameter and conveniently adjust the performance of the GFR and DHR device. At the end of the measurement it is necessary to wait for at least 24 hours in order to let the helium cool down for subsequent storage in the pressure tanks.



Fig. 1 Basic diagram of the facility layout

3. Parameters of flow in a steady state

If a steady state is considered, the density difference between branches stays constant. As the flow cannot accelerate or decelerate all of the gained energy from the density difference must be equal to the sum of pressure losses across the loop, plus the energy required for flow. A numerical model of flow has been developed [4]. The model needs the temperature distribution across the loop as input, as well as the total operating pressure at one point.

In Fig.2 the temperature distributions during steady state are shown from four measurements. The first point is immediatelly before the heater, therefore the temperature quickly raises (inside GFR). The next temperature sensor is at the exit from the heater at 2.77m total length. The hot piping branch is considered isothermal, this assumption is not perfectly true, but the error is neglectable. The entrance point to the cooler is at 9.66m and the exit at 10.9m. The cold piping branch closes the loop at 22.136m total length.



Fig. 2 The distribution of temperatures along the loop for four selected measurements

The operating pressure during the steady state depends on many factors, such as the starting pressure, the heater and cooler thermal output, the duration from start-up to reaching the steady state. As mentioned before the pressure changes along the loop. However, during calculations of helium state properties, constant pressure has been assumed, due to very small changes along the loop.

4. Hydraulic model of flow

At steady state flow, the sum of pressure change must be zero [2], [3]. For the sake of simplicity we assume four points at which we measure the pressure (i.e., 1-2-3-4-1):

$$\sum_{i=1}^{5} (p_i - p_{i+1}) + (p_4 - p_1) = 0$$
⁽¹⁾

The relation for calculation of pressure change between two points is used several times in the method [3].

$$p_{j+1} = \sqrt{\frac{p_j^2}{e^{\alpha}} - \lambda \frac{L}{d} \frac{zRT_{mean}}{A^2} Q_m^2 \left(\frac{e^{\alpha} - 1}{\alpha e^{\alpha}}\right)}$$
(2)

$$\alpha = \frac{2g(h_{j+1} - h_j)}{zRT}$$
(3)

where p_j – pressure at the inlet to pipe; Q_m – mass flow, v – mean velocity; z – compressibility factor; h_j , h_{j+1} – height at the inlet and outlet of pipe, respectively; A – cross-sectional surface. This method serves to observe the effect of pressure loss on the mass flow during the operation. The mass flow Q_m and the pressure at the next point p_{i+1} are dependent on each other which means, that the equation (2) can be calculated only iteratively [3].

First, the pressure p_{i+1} is calculated with equation (2) from the pressure at the previous point. In order to do that, the initial value of mass flow is chosen in the order close to the predicted value. Also the starting operating pressure - $p_{1,meas}$ is needed, which is either chosen as the condition at which we want to calculate the velocity or in our case, this is the measured pressure at point 1. The equation (2) is then applied several times until the pressures at all control points are calculated. The last pressure is calculated at the starting point 1 with signature $p_{1,calc}$. The whole process can be described as follows:

$$p_{1,meas} \xrightarrow{Hot Branch} p_2 \xrightarrow{DHR} p_3 \xrightarrow{Cold Branch} p_4 \xrightarrow{GFR} p_{1,calc}$$
(4)

As this method relies on pressure losses, special attention had to be given to the local pressure losses inside the GFR and DHR elements. The evaluation of local loss coefficient is described in chapter 3.2, the main idea is to express the friction factor λ by local losses coefficient ξ . Relying on equation (1) we can write:

$$f(Q_m) = p_{1,calc} - p_{1,meas} = 0$$
(5)

Equation (5) can be iteratively calculated by the Newton method (6). As input we need to know the operating pressure and the temperature distribution along the loop. The new mass flow rate after each iteration is determined as:

$$Q_m^{j+1} = Q_m^j - \frac{f(Q_m)}{f'(Q_m)}$$
(6)

and the derivation of the function is numerically calculated by:

$$f'(Q_m) = \frac{f(Q_{m,h}) - f(Q_m)}{h}$$
(7)

Then, the pressure $p_{1,h}$ is calculated the same way as $p_{1,calc}$ only with increased mass flow by a differential value: $Q_{m,h}{}^{j} = Q_{m}{}^{j} + h$ where $h = 10^{-5}$. A new function is defined as:

$$f(Q_{m,h}) = p_{1,h} - p_{1,meas}$$
(8)

When the stop condition is reached ($Q_m^{j+1} - Q_m^j < \varepsilon$, where $\varepsilon = 10^{-5}$), it means that the true value of mass flow has been calculated and the velocity can be obtained from the continuity equation:

$$v_i = \frac{Q_m}{\rho_i A_i}$$

4.1 Pressure losses due to friction

During calculations of pressure losses caused by friction in the piping branches, an available method from the literature was used. This method is known as the McKeon relation:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.930 \log\left(\operatorname{Re}\sqrt{\lambda}\right) - 0.537 \tag{10}$$

Currently the McKeon method is considered as the most accurate, but the author emphasize that the equation (10) can be used only for fully developed flow in smooth pipes [6]. Concerning deviations, a maximum error of 1.25% is stated for low Reynolds numbers in range of $0 < \text{Re} > 310.10^3$ and 0.5% for the range of $310.10^3 < \text{Re} > 18.10^6$. Unless we count the facility start-up, the Reynolds numbers are approximately in the range of 15,000 to 37,000 for our measurements.

4.1 Pressure losses due to friction

The largest hydraulic losses in the loop occurs in the heater (GFR) and in the cooler (DHR). In order to include the local pressure losses into the equation (2), the friction factor is expressed in relation to local loss coefficient.

$$\lambda = \xi_{DHR/GFR} \frac{L}{d} \tag{11}$$

The local loss coefficient had to be calculated for both elements, which was achieved by adjusting the well-known equation for pressure losses [2]:

$$\sqrt{p_l} = \sqrt{\xi} \left(\frac{\sqrt{\rho_{io}}}{2} v_{io} \right) \tag{12}$$

As the mean velocity and density change in both elements, the local loss coefficient ξ had to be related to the averaged values of the changing parameters v_{io} and ρ_{io} [2]. The pressure loss inside the elements is a sum of three pressure losses, the loss from sudden expansion at the inlet, the loss from reduction at the outlet and finally the pressure loss from the geometry of the devices, which has been calculated by the Bell-Delaware method for each measurement. The Bell-Delaware method is considered as sufficiently accurate. Equation (12) represents a straight line with $\sqrt{\xi}$ being its slope. By data regression, it was possible to determine the local loss coefficients ξ_{DHR} and ξ_{GFR} .

5. Results

Since the experimental facility was built, many measurements has been made. For most of measurements, the duration was more than 6 hours. During this time a stready-state was considered as achieved, therefore only this period is presented in the article.

Four Pitot probes measure the dynamic pressure from which the velocity is being calculated. Two at the entrance and exit of the heater and two at the entrance and exit of the cooler. During calculations, the velocity obtained from the probe at the exit from the heater is considered as the most accurate, due to higher dynamic pressure values.

Fig.3 represents a comparison of results between measurements and two calculations. Blue line is the measurement of velocity at one point on the loop, red line is the calculation with the presented numerical model. The green line represents a calculation with a currently available model. Two measurements are presented, first measurement at averaged operating pressure of 4.992MPa (left) and second at 3.423MPa (right).





The available model is based on the works of P.K.Vijayan [7]. The method is derived from conservation laws that apply for the flow of fluid through the pipeline, and from the equations for heat transfer processes. The author introduces dimensionless variables and gradually converts the equations into dimensionless shape so that the flow can be expressed by Grashof and Reynolds number. Thus, the Reynolds number can be calculated and consequently the velocity.

6. Conclusion

The article describes a functional experimental facility built in Trnava. The facility serves for a continuous research of helium flow in a natural circulation loop. The article focuses on describing a numerical model of flow. This model is described as hydraulic, because the temperature distribution along the loop is needed as input, along with the operating pressure at one of the control points. The numerical model relies on the calculations of pressure losses along the loop. The largest pressure losses occur in the heater (GFR) and in the cooler (DHR). Therefore, their estimation was crucial. These pressure losses were calculated by the well-known Bell-Delaware method and compared with one of the pressure loss measurement. The measurement was in conformity with the calculation. The duration of two presented measurements were more than 22000 seconds, however only the part considered as steady state flow is presented. The Reynolds numbers during measurements were approximately in the range of 15,000 to 37,000 which is considered as turbulent regime of flow. The results of the calculations with numerical model is also presented in the article, it turns out that a one-dimensional model can describe the flow in such a facility with sufficient accuracy. The second calculation with the available numerical model is also presented, the author of this model introduces dimensionless variables and gradually converts the fundamental equations into dimensionless shape so that the flow can be expressed by Grashof and Reynolds number. Both of the models show very good results with mean deviations of 4.45% to 6.31% for the first model and 7.53% to 14.94% for the second model during the presented measurements at considered steady state. The deviations may be caused due to the assumption of achieving the steady state during measurements, what may not be correct. Another reason could be that the one-dimensional model calculates the flow only to the z-axis which is along the pipe length and completelly ignores any flows and swirls to the x and y-axis, in the cross-sectional area of pipe. The model also does not consider the backflows that almost certainly occur when helium enters the DHR. Concerning the backflow problem, CFD simulations are planned to examine the flow behaviour specifically at the inlet of DHR. Currently unsatisfatory is the requirement of temperature distribution as input, therefore the numerical model is planned to be enchanced with heat transfer equations and upgraded into an thermodynamic model. The accuracy of the enhanced model is expected to be worse due to deviations in temperature calculations.

Acknowledgement



This contribution was created on the basis of the project "Research centre ALLEGRO" (ITMS project code: 26220220198), supported by Operational Programme Research and Development funded by the European Regional Development Fund.

Literatúra

- [1] VIJAYAN, P.K., NAYAK, A.K.: *Natural circulation systems: Advantages and challenges 1*, Bhabha Atomic Research Centre India, 2005.
- [2] MISALE, M.: *Overview on single-phase natural circulation loops*, University of Genoa Italy, 2014.
- [3] URBAN, F., ÉLESZTOS, P., PÁLENČÁR, R., EMMER, Š., JELEMENSKÝ, K., KNÍŽAT, B.: *Research report for research center Allegro*, STU Faculty of mechanical engineering in Bratislava, 2016.
- [4] VILÁGI, F.: *Analysis of flow in natural circulation helium loop*, STU Faculty of mechanical engineering in Bratislava, 2018.
- [5] URBAN, F., ÉLESZTOS, P., PÁLENČÁR, R., EMMER, Š., JELEMENSKÝ, K., KNÍŽAT, B.: *Research report for research center Allegro*, STU Faculty of mechanical engineering in Bratislava, 2016.
- [6] McKEON, B. J., ZARAGOLA, M. V., SMITHS, A. J.: A new friction factor relationship for fully developed pipe flow, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, 2005.
- [7] VIJAYAN, P.K., SWAPNALEE, B.T.: A generalized flow equation for single phase natural circulation loops obeying multiple friction laws, Bhabha Atomic Research Centre India, 2011.

Institute of Energy Machinery, Faculty of mechanical engineering, STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava 1, frantisek.vilagi@stuba.sk

Institute of Energy Machinery, Faculty of mechanical engineering, STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava 1, branislav.knizat@stuba.sk

Institute of Energy Machinery, Faculty of mechanical engineering, STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava 1, frantisek.ridzon@stuba.sk

Institute of Energy Machinery, Faculty of mechanical engineering, STU, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava 1, frantisek.urban@stuba.sk





27.–30. jún 2018, Štúrovo, Slovenská republika

MOŽNOSTI VYUŽITIA ČERPADIEL V SYSTÉMOCH PRE MIMORIADNE SITUÁCIE

VRÁBEL Martin, DRÁBKOVÁ Sylva, KOZUBKOVÁ Milada, DOBEŠ Pavel

The paper deals with the possibilities of high capacity pumping systems. It is based on numerical modelling in hydrodynamic pump with the output for mathematics software. Design of pumping circuits with using different types of drivers for booster pumps are presented (hydraulic, hydrodynamic, electrical driver). Their mutual interaction to ensure the effective operating pumping work is analysed.

Kľúčové slová: systém pre mimoriadne situácie, podávacie čerpadlo, čerpadlová turbína

Úvod

V hasičských záchranných zboroch a brigádach je možné pozorovať využitie čerpacej techniky pri katastrofách rôzneho rozsahu a veľkosti. Využívajú sa predovšetkým podávacie čerpadlá so spaľovacím agregátom a integrované čerpacie systémy v cisternových automobilových striekačkách. Existujú ale aj špeciálne záchranné systémy určené na extrémne podmienky. K takýmto zariadeniam možno zaradiť vysokokapacitné moduly čerpania pre mimoriadne situácie. Vyznačujú sa schopnosťou čerpania veľkého objemu kvapaliny pri prekonaní spravidla vyššej sacej výšky a dopravovanej vzdialenosti.

Článok analyzuje doterajšie zariadenia, ktoré sa používajú na mimoriadne situácie v dôsledku povodní alebo požiarov. Momentálne sa na trhu vyskytuje veľmi obmedzená ponuka zariadení pre mimoriadne situácie. V hasičských záchranných zboroch sa uplatnil najmä systém založený na hydrostatickom obvode, kde sa čerpanie kvapaliny uskutočňuje za pomoci hydraulického generátora a motora. Naskytuje sa aj možnosť riešenia čerpacieho systému založeného na spoločnej práci viacerých čerpadiel za účelom zvládnutia extrémnych podmienok [1]. Pri využití viacerých čerpacích jednotiek v systéme je nutné počítať s ich vzájomnou interakciou a s následnou optimalizáciou celého čerpacieho systému. Pre takúto optimalizáciu je potrebné poznať charakteristiky jednotlivých hydraulických strojov, ktoré je možné získať meraním, poprípade ich predikovať s využitím numerického modelovania. Na posúdenie hydraulických vlastností podávacieho čerpadla pre vysokokapacitný čerpací modul bol využitý práve prístup numerického modelovania.

2. CFD analýza v priestore navrhovaného čerpadla

Model čerpadla, v ktorom prebehla simulácia prúdenia kvapaliny zahŕňal sacie potrubie, obežné koleso, špirálu a časť potrubia umiestneného za špirálou. Výpočtová sieť vstupného sacieho potrubia a špirály bola neštruktúrovaného typu a obsahovala štvorstenové elementy. Obežné koleso bolo opatrené štruktúrovanou sieťou so šesť stenovými elementami. Oblasti v blízkosti stien lopatiek obežného kolesa, stien diskov, sacej rúry alebo špirály boli v dôsledku výrazných zmien fyzikálnych veličín opatrené jemnejšou sieťou. Naopak v miestach, kde nedochádza k týmto gradientom fyzikálnych veličín bolo možné použiť hrubšiu sieť. [2]



Obr. 1 Výpočtová sieť sacieho potrubia, obežného kolesa a špirály

Výpočtová sieť celého modelu obsahovala približne 4 000 000 elementov. Úloha bola riešená ako časovo nezávislá s podmienkou hmotnostného prietoku na výstupe a celkového tlaku na vstupe. Bol uplatnený model s rotujúcim obežným kolesom a stacionárnou časťou špirály s príslušným rozhraním.

Numerická simulácia vychádzala z turbulentného matematického modelu založeného na princípe časového stredovania základných bilančných rovníc. Tento matematický model popisuje lokálny stav turbulencie vírovou turbulentnou viskozitou pomocou Boussinesquovej hypotézy. V CFD simulácií bol uplatnený dvojrovnicový model k- ω SST, ktorý využíva výhody k- ε a k- ω modelu. Rozhranie medzi sacím potrubím a obežným kolesom rovnako ako medzi obežným kolesom a špirálou bol nastavený ako Transient Rotor-Stator. Časový krok sa zvolil tak, aby jednej hodnote prislúchalo otočenie rotora o 2,25°. Obežné koleso odstredivého čerpadla má 4 lopatky. Pootočenie lopatky o 90° bolo rozdelené na 40 častí. Jednej otáčke teda prislúcha rozdelenie na 160 častí.



Obr. 2 Model čerpadla a jeho okrajové podmienky v CFD simulácií

Optimálny režim bol predpokladaný pri prietoku 250 l.s⁻¹. Výpočet bol realizovaný s krokom 0,1 násobku optimálneho prietoku pri hodnote otáčok 1850 min⁻¹. Cieľom CFD analýzy bolo zistenie výkonových charakteristík odstredivého čerpadla, a to závislosť dopravovanej výšky, príkonu a účinnosti pri zadanom prietoku. Tieto charakteristiky sa ďalej použili na návrh hydraulického obvodu a obvodu so zapojením viacerých čerpadiel.



Obr. 3 Výkonové charakteristiky čerpadla

3. Hydrostatický pohon odstredivého hydrodynamického čerpadla

Návrh hydrostatického pohonu pre hydrodynamické odstredivé čerpadlo si vyžaduje kompletný návrh hydraulického obvodu s jednotlivými prvkami. Na obrázku 3 je zobrazená schéma otvoreného hydraulického obvodu, kde sa kvapalina po vykonaní práce vracia naspäť do nádrže. Regulačný hydrogenerátor tlačí kvapalinu do hydraulického okruhu, ktorú v tlakovej vetve na základe polohy rozvádzača je možné priviesť na sériu hydraulických motorov určených na rozvin hadíc. Hydrostatický pohon bol navrhnutý na základe výsledkov z numerickej simulácie odstredivého čerpadla. Výpočet sa realizoval pomocou VBA procedúry s jednoduchým grafickým rozhraním a voliteľnou databázou prvkov. Grafické užívateľské rozhranie bolo rozdelené na výpočet hydraulického motora, voľbu spaľovacieho agregátu, výpočet hydraulického čerpadla a návrh vedenia systému.



Obr. 4 Schéma obvodu s hydrostaticky poháňaným odstredivým čerpadlom



Obr. 5 Navrhované prvky - hydraulické čerpadlo, hydraulický motor, spaľovací agregát

4. Hydrodynamický pohon odstredivého hydrodynamického čerpadla

Hydrodynamický pohon predstavuje ďalšiu možnosť z pohonov pre potreby rozbehu hydrodynamického čerpadla. V zásade sa jedná o čerpadlo, ktoré pracuje v turbínovom režime prevádzky. Táto prevádzka sa vyznačuje tým, že kvapalina prúdi opačným smerom ako v čerpadle pri normálnom režime. Úplne charakteristiky hydrodynamického stroja ukazujú závislosť medzi parametrami Q,Y,n,P,M. V danej problematike je možné sa stretnúť s nasledovným diagramom, ktorý znázorňuje prevádzkové oblasti odstredivého čerpadla.[3]



Obr. 6 Úplne charakteristiky a prevádzkové režimy odstredivého čerpadla

Alternatívou k obvodu s hydrostaticky poháňaným čerpadlom je využitie hydrodynamicky riadenej podávacej jednotky za účelom zlepšenia nasávacej schopnosti hlavného silového čerpadla. Táto alternatíva ale vyžaduje prítomnosť podávacieho elektrického čerpadla na počiatočný rozbeh systému. Navrhovaný systém je zobrazený na schéme 7.



Obr. 7 Systém pre mimoriadne situácie s využitím hydrodynamicky riadenej jednotky

Systém pozostáva z troch čerpacích jednotiek. Pomocná elektrická a hydrodynamická podávacia jednotka (HDP a EP) umožňujú optimálnu prácu silového čerpadla (SČ). Celý obvod je možné simulovať na základe matematického softvéru a sledovať potrebné parametre tlaku a prietoku. Na výstupe zo silového čerpadla sa časť kvapaliny odoberá v rozvádzači kvapaliny (R) za účelom pohonu čerpadlovej turbíny. Nastavenie systému závisí od polohy pomocných podávacích jednotiek vzhľadom k osi silového agregátu, od otáčok všetkých točivých strojov a od nastavenia rozvádzača kvapaliny.



Obr. 8 Sacia sieť silového čerpacieho systému



Obr. 9 Výtlačná sieť silového čerpacieho systému

5. Záver

Článok poukazuje na aktuálne možnosti použitia čerpacej techniky v systémoch pre mimoriadne situácie. Boli vytvorené dva typy obvodov s podávacími čerpacími jednotkami poháňané hydraulickým motorom, elektromotorom a čerpadlovou turbínou. Každý z týchto pohonov má svoje výhody aj nevýhody. Pri hydrodynamicky riadenom čerpadle je problém brať do úvahy v matematickom modeli jednotnú hydraulickú väzbu. K ďalšiemu skúmaniu systému bude nutné vyriešiť tento problém. Pre jednoduchší návrh bol vytvorený VBA výpočet na návrh prvkov hydraulického obvodu.

Modelované čerpadlo má zvládnuť vytlačiť približne 250 l/s objemového prietoku kvapaliny do výšky 25-30m. Pomocné elektromotorom poháňané čerpadlo má slúžiť na prvotný rozbeh silového agregátu, pričom časť kvapaliny sa vedie pomocou vratnej vetvy na rozbeh čerpadla v turbínovej prevádzke. Prevádzkový režim má zabezpečiť súbežnú prácu oboch podávacích čerpadiel.

Literatúra

- [1] DOBEŠ P., VRÁBEL M., ŠOUKAL J., DRÁBKOVÁ S., KOZUBKOVÁ M.: Suction Network Modelling Via Matlab SimHydraulics and Matlab Simulink. In: SGEM GREEN 2017, Hofburg, Vienna
- [2] BLEJCHAŘ T.: Turbulence, modelování proudění CFX. Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, 2012, 263s.
- [3] MELICHAR J., BLÁHA J.: *Problematika soudobé čerpací techniky*. ČVUT Praha, 2007, ISBN 978-80-01-03719-5
- [4] BLÁHA, J., BRADA, K.: *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [5] PIVOŇKA J. a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL Praha, 1987, 624s.

- [6] ZAVADIL L.:*CFD analýza proudění v čerpadle*. Technický protokol, SIGMA CHV Lutín, 2016
- [7] KOZUBKOVÁ M.: Simulace a modelování hydraulických systémů. Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava, 2009, 263s.
- [8] PAVLOK B.: Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídicí prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydrostatických obvodů. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 2008. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6

Pod'akovanie

Práca prezentovaná v tomto článku bola podporená z grantu SGS "Modeling and Experimental Verification of Dynamic Phenomena in Fluid and Vacuum Systems" SP2018/157.

Vďaka patrí rovnako spoločnosti Centrum hydraulického výzkumu spol. s r.o., Jana Sigmunga 79, 783 49 Lutín za umožnenie zapojiť sa do projektu PAHDE podporeného Ministerstvom vnútra ČR.

Ing. VRÁBEL Martin, VŠB-TU Ostrava, katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba 708 33, +420 597 324 268, martin.vrabel.st@vsb.cz doc. Ing. DRÁBKOVÁ Sylva, Ph.D., VŠB-TU Ostrava, katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba 708 33, +420 597 324 386, sylva.drabkova@vsb.cz

prof. RNDr. KOZUBKOVÁ Milada, CSc., VŠB-TU Ostrava, katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 17. listopadu 15/2172, Ostrava – Poruba 708 33, +420 597 323 342, milada.kozubkova@vsb.cz

Ing. DOBEŠ Pavel, Ph.D., VŠB-TU Ostrava, Lumírova 13, Ostrava, +420 597 322 827, pavel.dobes@vsb.cz




Podiel prachovej frakcie v odsávaných trieskach z procesu frézovania dubového dreva na CNC obrábacom centre

KMINIAK Richard

Príspevok pojednáva o tvorbe triesok v procese frézovania dubových prírezov na CNC obrábacom centre a štruktúrou zrnitosti odsávanej triesky. Sú v ňom prezentované výsledky experimentu v ktorom bol simulovaný proces frézovania dubových prírezov stopkovou frézou s jednou vymeniteľnou žiletkou pri štandardných podmienkach: posuvnej rýchlosti vf = 3 m.min⁻¹ a úbere e = 3 mm.

Z granulometrickej analýzy odsávaných triesok plynie, že viac ako 65 % vytvorenej triesky je hrubá frakcia tvorená plochými trieskami s rozmermi nad 2 mm. Frakcie triesok v intervale zrnitosti $0,5 \div 2$ mm sú vláknité triesky tj. trieska je výrazne predĺžená v jednom smere. Prachové frakcie pod 500 µm tvorili izometrické zrná t.j. triesky majúce vo všetkých troch smeroch približne rovnaké rozmery. Inhalovateľné prachové častice pod 100 µm tvoria v priemere 1,39 % tejto triesky. Triesky pod 32 µm neboli namerané a tak možno konštatovať že nie sú tvorené ani respirabilné prachové častice s rozmermi pod > 10 µm. Z rozboru zrnitosti triesok vyplýva že, látkové filtre s medzou odlúčivosti textílií $MO \ge 10$ µm postačujú pre odlúčenie triesky od dopravného vzduchu vo vzduchotechnických zariadeniach.

Kľúčové slova: frézovanie na CNC obrábacom stroji, prašnosť, granulometrické zloženie triesky, prachová frakcia, dýchateľné častice.

Úvod

CNC technológie sa stali neoddeliteľnou súčasťou drevospracujúceho priemyslu, či sa jedná o kusovú alebo veľkosériovú výrobu. Spektrum používaných CNC strojov je široké a medzi tie najpoužívanejšie patria CNC obrábacie centrá (*Siklienka et al.*, 2017).

Počas frézovania oddeľované triesky sa formujú do prúdu rotujúceho vzduchu. Zmes rotujúceho vzduchu a triesok má tak veľkú energiu, že jeho významná časť nie je strhnutá odsávaným vzduchom, naráža na steny odsávacieho krytu a padá do pracovného priestoru zakapotovaného CNC stroja.

Odsávaná trieska je polydisperzná sypká hmota pozostávajúca z hrubých, stredne hrubých a prachových frakcií. Drevný prach so zrnitosťou v intervale 1 ÷ 500 µm (*Hejma et al., 1981, Horák, 1996, Očkajová a Banskí, 2013 Dzurenda et al., 2010*) je hygroskopická, málo abrazívna, výbušná sypká hmota. Podiel prachových častíc závisí od vlastností spracovávanej suroviny, parametrov nástroja ako aj technicko-technologických parametrov procesu obrábania, (*Dzurenda, 2002, Kučerka, 2010, Palmqvist a Gustafsson, 1999, Kopecký a Rousek, 2006*).

Z fyziologického hľadiska a podľa konvencií v zmysle medzinárodnej harmonizácii (USA - ACGIH, EPA a Európa - ISO, CEN, BMRC) frakcie prachu pod 100 μm *Tureková (2012)* členení nasledovne:

- vdychovateľná (inhalovateľná) hmotnostná frakcia < 100 μm,
- thorakálna $5 \div 10 \,\mu\text{m}$,
- tracheobronchiálna (respirabilná hmotnostná frakcia) 2,5 ÷ 5μm,
- vysoko respirabilná hmotnostná frakcia < 2,5 μm.

Častice prachovej frakcie (> 10 µm), ako uvádza *Buchancova (2003)*, v pracovnom prostredí rýchlo nesedimentujú a v prípade nechránenia dýchacích ciest sú človekom vdychované. Zachytávajú sa v horných častiach dýchacích ciest a spolu s hlienom a činnosťou riasinkového epitelu posúvajú hore do nosohltana, odkiaľ sa môžu dostať do tráviaceho traktu alebo sa eliminovať z organizmu kašľom. Problematické sú najmä menšie častice (0 < 5 µm) – tzv. respirabilná frakcia. Prenikajú až do pľúcnych alveol, kde sú fagocytované alveolárnymi makrofágmi. Tu môžu ostať deponované a vyvolávať lokálne biologické účinky, alebo môžu preniknúť do krvi a lymfy.

Drevný prach z buka a duba, ako uvádza *Očkajová a Kučerka* (2017) je považovaný za toxický a je zaradený medzi karcinogény 1. kategórie. Prach s karcinogénnym a mutagénnym účinkom podľa NV SR č. 83/2015 Z.z., ktorým sa mení a dopĺňa NV SR č. 356/2006 Z.z. o ochrane zdravia zamestnancov pred rizikami súvisiacimi s expozíciou karcinogénnym a mutagénnym faktorom pri práci v znení NV SR č. 301/2007 Z.z. a koncentrácia toxickej zložky aerosólu nesmie prekročiť technické smerné hodnoty pre daný faktor (5 mg/m3) (NV SR č. 301/2007 Z.z.; NV SR č. 471//2011 Z.z).

Cieľom práce je stanovenie granulometrického zloženia odsávaných triesok z procesu frézovania dubových prírezov na CNC obrábacom centre v rozsahu bežne používaných kombinácii technicko-technologických parametrov a posúdenie miery odlučovania odsávaných triesok vo filtračnej technike.

Metodika

Charakteristika použitého materiálu:

V experimente boli použité nábytkárske prírezy nasledovných parametrov:

- drevina: **Dub letný** (Quercus robur),
- textúra: tangenciálne rezivo,
- rozmery: hrúbka h = 20 mm (± 0,5 mm), šírka š = 80 mm (± 0,5mm), dĺžka l = 500 mm (± 1 mm),
- vlhkosť: $w = 10\% (\pm 2\%)$.

Charakteristika použitého strojového zariadenia:

Experiment prebiehal na 5 osom CNC obrábacom centre **SCM Tech Z5** (*Obrázok 1*) dodaného firmou SCM – group, Rimini, Taliansko. Základné technicko-technologické parametre udávané výrobcom poskytuje *Tabuľka 1*. Pri experimente bola použitá jednonožová stopková fréza s typovým označením **KARNED 4451** od výrobcu Karned Tools s.r.o., Praha, Česká republika. V stopkovej fréze bol osadený reverzibilný nôž **HW 49,5/9/1,5** zo spekaného karbidu **T10MG**.



Obr. 1: CNC obrábacie centrum SCM Tech Z5

 Tab. 1: Technicko-technologické parametre CNC obrábacieho centra SCM Tech Z5

technické parametre CNC obrábacieho centra SCM tech Z5					
užitočná pracovná plocha	x= 3050mm , y= 1300mm, z=300mm				
rýchlosť v osi X	0 ÷ 70 m.min ⁻¹				
rýchlosť v osi Y	0 ÷ 40 m.min ⁻¹				
rýchlosť v osi Z	0 ÷ 15 m.min ⁻¹				
vektorová rýchlosť	0 ÷ 83 m.min ⁻¹				
parametre hlavného vretena					
elektrické vreteno s pripojením HSK F63					
rotácia osi C	640°				
rotácia osi B	320°				
otáčky	600 ÷ 24 000 ot.min ⁻¹				
wiken	11 kW pri 2415 000 ot.min-1				
vykoli	7,5kW 10 000 ot.min-1				
	D = 160 mmm				
maximálny rozmer nástroja	L = 180 mm				

Priebeh experimentu:

- Obrobok bol frézovaný stopkovou frézou KARNED 4451 pri nasledovných podmienkach: úber e = 3 mm, otáčky frézy n = 20 000 .min⁻¹. posuvná rýchlosť vf = 3 m .min⁻¹. Pre každú kombináciu parametrov bolo odfrézovaných 6 vzoriek.
- Vzorky pre granulometrickú analýzu drevného prachu boli odoberané izokineticky z odsávacieho potrubia CNC drevoobrábacieho centra v súlade s STN 9096 (83 4610): "Manuálne stanovenie hmotnostnej koncentrácie tuhých znečisťujúcich látok".
- Granulometrické zloženie triesky bolo zisťované sitovaním. Na tento účel bola použitá špeciálne súprav nad sebou zoradených sít (2 mm, 1 mm, 0,5 mm, 0,25 mm, 0,125 mm, 0,063 mm, 0,032 mm a dno) umiestnených na vibračnom stojane sitovacieho stroja Retsch AS 200c od firmy Retsh GmbH, Haan, Nemecko. Parametre sitovania boli v súlade s STN 153105 a STN ISO 3310-1, frekvencia prerušenia sitovania 20 sekúnd, amplitúda vychýlenia sít 2 mm.g⁻¹, čas sitovania $\tau = 15$ minút, návažok 50 g. Granulometrické zloženie bolo získané zvážením podielov zostávajúcich na sitách po sitovaní na elektrickej laboratórnej váhe Radwag 510/C/2 od firmy Radwag Balances and Scales, Radom, Polsko, s presnosťou váženia 0,001 g. Sitovanie bolo vykonané na troch vzorkách pre každú kombináciu parametrov

Výsledky a diskusia

V rámci experimentu boli simulované podmienky bežnej výrobnej praxe. Úber bol stanovení na 3 mm čo predstavuje bežný prídavok na konečné opracovanie nábytkárskych prírezov. A posuvná rýchlosť na 3 m.min⁻¹ čo predstavuje bežne používanú posuvnú rýchlosť pri opracovávaní rastlého dreva. Získané výsledky sú prezentované v tabuľke 2.

Rozmery oka	Označenie	Zastúpenie frakcií v suchej dubovej piline [%]				
sita [mm]	frakcie	vzorka I.	vzorka II.	vzorka III.	priemer	
2mm	hrubá	65,02	64,42	64,87	64,77	
1mm		16,09	15,83	15,93	15,95	
500µm	stredne hrubá	9,32	8,62	9,42	9,12	
250µm		4,94	4,21	4,08	4,41	
125µm		4,6	4,36	4,12	4,36	
63µm	jemná	1,24	1,03	1,12	1,13	
32µm		0,31	0,25	0,22	0,26	
> 32µm		0	0	0	0	

Tab. 2: Granulometrické zloženie triesky z procesu frézovania na CNC obrábacom centre.

Majoritný 2/3 podiel odsávaných triesok sú triesky frakcie s rozmermi nad 2 mm. Tieto triesky patria do kategórie plochých (lístkových) triesok t.j. dĺžka a šírka triesky výrazne prevyšujú jej hrúbku. Trieska má tvar zrezávanej vrstvy frézovaného dreva. Pri nižších posuvných rýchlostiach bola trieska celistvá bez zalomení. So zvyšujúcou posuvnou rýchlosťou sa intenzita zalomení zvyšovala. Triesky frakcií zrnitosti od 2 mm do 500 µm patria k tzv. vláknitým trieskam t.j. k trieskam z výrazným predĺžením v jednom smere. Frakcie pod 500 µm možno charakterizovať ako izometrické triesky t.j. triesky majúce vo všetkých troch smeroch približne rovnaké rozmery. Inhalovateľná prachová frakcia triesok s rozmermi pod 63 µm je tvorená 1,39 % podielom. Triesky s rozmermi pod 32 µm neboli namerané, z čoho vyplýva CNC obrábacie centrum neprodukuje frakcie respirabilné frakcie s rozmermi pod 10 µm.

Záver

Na základe vykonaných experimentov môžeme vyvodiť nasledovné závery:

- Majoritný ≈ 65 % podiel odsávaných triesok sú triesky frakcie s rozmermi nad 2 mm.
- Prachové častice s rozmermi pod 500 µm tvoria v priemere 10,16 % odsávanej triesky vyniknutej v procese frézovania na CNC obrábacom centre.
- Inhalovateľné prachové častice (> 100 μm) tvoria v priemere 1,39 % tejto triesky.
- Výskyt častí menších ako 32 µm a teda aj respirabilných častíc nebol preukázaný.

Na základe vykonaných granulometrických analýz možno konštatovať, že látkové filtre s medzou odlúčivosti textílií $MO \ge 10 \ \mu m$, akými je napr. FINET PES 4 plne postačuje na odlúčenie triesky od dopravného vzduchu vo vzduchotechnických filtračných zariadeniach.

Literatúra

 BUCHANCOVÁ, J. a kol. 2003: Pracovné lekárstvo a toxikológia. Martin: Osveta. 2003. ISBN 80-8063-113-1.

- [2] DZURENDA, L. 2002. Vzduchotechnická doprava a separácia dezintegrovanej drevnej hmoty. Zvolen: TU vo Zvolene, 2002. ISBN 80-228-1212-9.
- [3] DZURENDA, L., ORLOWSKI, K., GRZESKIEWICZ, M. 2010: Effect of thermel modification of oak wood on sawdust granularity. Drvna industrija, 2010, 61(2): 89–94.
- [4] HEJMA, J. a kol. (1981): Vzduchotechnika v dřevozpracovávajícím průmyslu. Praha, SNTL, 398s.
- [5] HORÁK, M. 1996: Technika ochrany ovzdušia. Bratislava, Vydavatelstvo STU Bratislava, 1996, ISBN 80-227-0830-5
- [6] KOPECKÝ, Z., ROUSEK, M. 2006: Simulation possibilities of dust emission in high-speed milling. In. 1st Jubilee Scientific Conference Manufacturing Engineering in Time of Information Society. Gdansk : Gdansk University of Technology, 2006, p. 191–196
- [7] KUČERKA, M. 2010: Vplyv technicko-technologických faktorov na tvorbu triesky pri brúsení dreva na ručnej pásovej brúske. In. Acta Universitatis Matthiae Belii, séria Technická výchova No. 10. Banská Bystrica: FPV UMB, 2010, s. 15–29.
- [8] OČKAJOVÁ, A., BANSKI, A. 2013: Granulometria drevného brúsneho prachu z úzkopásovej brúsky Acta Facultatis Xylologiae Zvolen, 55(1): 85–90. ISSN 1336-3824.
- [9] OČKAJOVÁ, A., KUČERKA, M. 2017: Granulometrická analýza častíc brúsneho dubového prachu. In Acta facultatis technicae : vedecký časopis Fakulty environ-mentálnej a výrobnej techniky. 2017, roč. 22, č. 2, s. 93-101. ISSN 1336-4472.
- [10] PALMQVIST, J., GUSTAFSSON, S.I. 1999: Emission of dust in planning and milling of wood. Holz als Roh- und Werkstoff, 1999, 57: 164–170.
- [11] SIKLIENKA, M., a kol. 2017: Delenie a obrábanie dreva. Zvolen: TU vo Zvolene, 2017. ISBN 978-80-228-2845-1.
- [12] TUREKOVÁ, I., 2012: Zdravotné riziká a bezpečnostné riziká drevných prachov (Health and Safety Risk of Wood Dust). In: Rusko, M. (ed.): Zborník z XII. Konferencie so zahraničnou účasťou, 19.-20.11. 2012, Bratislava. Žilina: Strix. Edícia ESE 12, prvé vydanie. ISBN 978-80-89281-85-5.

Poďakovanie

Tento článok vznikol s podporou projektu VEGA 1/0725/16 Predikcia kvality vytvoreného povrchu pri frézovaní rastlého dreva stopkovými žiletkovými frézami na CNC obrábacích frézach a podporou projektu VEGA 1/0485/18 Stratégie obrábania pre špecifické modely delenia aglomerovaných materiálov pri nestingovom frézovaní na CNC obrábacom centre.

Ing. Kminiak Richard, PhD., Technická univerzita vo Zvolene, T.G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, richard.kminiak@tuzvo.sk



FAMILY OF PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY (PIV) SYSTEMS:

- Micro PIV- Measurements of flow in micro channels smaller than 500 nm
- Time resolved PIV- Measure flow field evolution with high repletion rate
- Combustion PLIF PIV- Measures flow velocity and global scalar property fields such as
- temperature profile and concentration of the species in the flame
 Global Sizing Velocimetery (GSV) PIV- Simultaneous measurements of droplet size and velocity in multi-phase flows



VOLUMETRIC VELOCIMETRY SYSTEMS (V3V AND V3V FLEX)

- Measures real three components of the velocity in large scale volumes
- Fixed or flexible arrangement







LASER DOPPLER VELOCIMETRY SYSTEMS (LDV)

• 1D,2D or 3D point non-contact velocity measurements and its fluctuations up to 175 MHz



PHASE DOPPLER PARTICLE ANALYZER (PDPA)

- 1D,2D or 3D point non-contact velocity measurements and its fluctuations up to 175 MHz
- Measurements of droplet size and concentration makes it ideal for multi phase flows



Distributor Contact: Miroslav Zezula

ECM ECO Monitoring

Nevädzova 5, 82101 Bratislava Mobil: +421 903 444 235 Email: <u>miroslav.zezula@ecm.sk</u>

TSI Direct Contact:

Lucia Bustin, Ph.D. Eng. Mobile: + 421 908 932 215 e-mail: <u>lucia.bustin@tsi.com</u> TSI GmbH , Aachen, Germany www.tsi.com

Čerpací systémy s dávkovačem a rekuperace tlaku s vysokou učinnosti.

Přednáška přednesená na 37 setkání kateder Mechaniky tekutin a Termomechaniky ŠTÚROVO – ČERVEN 2018

Zpracoval: Jaroslav Janalík – VŠB TU Ostrava

Definice dávkovače

Dávkovač lze definovat jako hydraulický stroj, který má schopnost transformovat tlak jedné kapaliny na stejný případně i jiný tlak jiné kapaliny, a to jak z menšího tlaku na větší tak i naopak, při čemž objemový průtok nebo teplota obou kapalin jsou stejné nebo i rozdílné. Dávkovač je možné si také představit jako hydrostatický hydraulický stroj připomínající pístové čerpadlo s velmi malým počtem zdvihů

Transformace tlaku se uskutečňuje s vysokou celkovou účinností která dosahuje velikosti $\eta \rightarrow 1$.

Princip činnosti dávkovače



- 1. Komora je opatřena 4 armaturami
- 2. Komora je střídavě plněna a proplachována kapalinou
- 3. Střídavým plněním a proplachováním je dosaženo transformace tlaku
- 4. Dávkovač musí mít dvě čerpadla pro plnění a proplachování komory

Aplikace dávkovačů

1. Centrální klimatizace dolů

2. Odsolování mořské vody

- 3. Hydraulická doprava
- 4. Doprava kontejnerů
- 5. Jiné aplikace

Popis dávkovače



Provedení dávkovačů

- Provedení dávkovače souproudé
 - protiproudé
- Armatury dávkovače všechny řízené
 - dvě neřízené zpět.ventil
- Obtokové arm. dávkovače TKD s obtokem
 TKD bez obtoků
- Existuje 24 kombinaci TKD s obtokem, všechny varianty však nejsou reálné, důležité je zda plnící tlak je menší než tlak při proplachování komory a naopak.

Optimální délka komory TKD

S přihlédnutím na cenu potrubí a vzhledem k ceně a životnosti armatur, lze definovat optimální délku nebo objem komory.

Armatury pro TKD



ARMATURY :

A – Kulový kohut B – Válcový kohout D-G – Šoupátko H – Zpětná klapka J – Zpětný ventil K – Válcové šoupátko

Sériové řazení TKD



Protiproudé provedení TKD

Paralelní řazení TKD



Komora TKD

Komora TKD - vodorovná

- svislá

Průměr komory - stejný jako dopr. potrubí

větší jako dopr. potrubí

Způsoby plnění komory TKD



Statická průtočná charakteristika dávkovačů

Výpočet:



- A) analytické řešení
- B) s využitím hydraulických odporů
- Tvar charakteristiky závisí na:
- 1) použité armatuře
- 2) závislosti ztrátového součinitele armatury na zdvihu
- 3) časový diagram

Statická průtočná char. dávkovače – řešení pomocí R,H,D odporů





Výpočet velikosti tlakových pulzací – hydr. rázu při přestavování armatur u TKD se dá provést numerickým řešením vlnové rovnice pro dané okrajové podmínky.

Řízení armatur dávkovače

Řízení dávkovače :

- od koncových poloh armatur
- od polohy oddělovacího elementu
- od teploty kapalin

Ovládání armatur :

- hydraulický válec
- pneumatický válec
- el. servopohon

Doprava studené vody pro centrální klimatizaci dolů

Centrální klimatizace dolů

- 1. Pro doly s hloubkou 1000 m a vice je nutná klimatizace
- 2. Klimatizační jednotku velkého výkonu nelze postavit v dole – není kam odvést odpadní teplo
- 3. Výkon klimatizace 10 až 50 MW i více
- 4. Způsoby čerpání studené vody
 - a) vysokotlaký výměník
 - b) turbína
 - c) dávkovač

Centrální klimatizace dolů - VÝMĚNÍK



Teplotní rozdíl pro důlních větrů t = 15,5 oC

Účinnost cca 100%

Velká hmotnost výměníku – obtížná doprava do dolu.

Centrální klimatizace d0lů TURBÍNA a ČERPADLO



Teplotní rozdíl pro chlazení důlních větrů t = 17,5 oC

Účinnost cca 80%

Centrální klimatizace dolů - DÁVKOVAČ



Teplotní rozdíl na chladici důlních větrů t = 17,5 oCÚčinnost cca

100%.

Centrální klimatizace dolů – schéma a časový diagram dávkovače



Použité armatury: Hlavní armatury - ventil Obtok - šoupátko deskové

Centrální klimatizace dolů – dva seriově řazené dávkovače



Teplotní rozdíl na chladici důlních větrů t = 16,5 Oc

Účinost cca 100%

Centrální klimatizace dolů - TKD

Komora TKD: Vodorovná – pro doly je tato varianta výhodnější Průměr komory - obvykle větší než průměr dopravního potrubí v jámě

Centrální klimatizace dolů – FOTO dávkovače







Důlní část centrální klimatizace na Dole ČSM, závod Jih.



Trigeneration System in Dingji (China)



Centrální klimatizace dolů TKD fa SIEMAG







Centrální klimatizace dolů - TKD

Pro centrální klimatizaci dolů lze použít i suspenzi voda – led.

Výrazně se sníží průtok a průměr dopr. potrubí.

Rekuperace tlaku při odsolování mořské vody

Osmóza a reverzní osmóza


Reverzní osmóza

Poměr mezi objemem permeátu a koncentrátu se označuje jako výtěžnost a vyjadřuje se v procentech. Výtěžnost se pohybuje v rozmezí zhruba 20 - 70% (tj. 20 - 70%) objemu vstupní kapaliny získáme na výstupu jako permeát).

Teplota vstupní vody

Optimum je cca 25 °C, maximální teplota je obvykle 30 °C, pak se snižuje kvalita upravené vody. Při menší teplotě klesá i výkon zařízení, za spodní limit se považuje 5 °C, kdy produkce permeátu může klesnout až na polovinu.

Reverzní osmóza

Reverzní osmóza umožní odstranění částice tak malé jako jednotlivé ionty. Póry v membráně reverzní osmózy jsou jen o velikosti 0,0005 mikronů (bakterie jsou od 0,2 do 1 mikronu, viry jsou o velikosti 0,02 do 0,4 mikronů)

Energetická náročnost: 2 – 3 kWh/m3 Náklady : cca 0,5 US Dolar Tlak : 3 – 10 MPa

Velikost rekuperovaného výkonu:

- Tlak p = 8 Mpa
- Kapacita odsolováni Q = 1 mil m3/den = 11,575m3/s
- Rekuperovaný výon P = p.Q = 185,2 MW

Reverzní osmóza



Polopropustná menbrána









Rekuperace energie-čerpadlo a turbína

Reverzní osmóza

P

Rotační dávkovač









Tříkomorový dávkovač s vodorovnou komorou

Reverzní osmóze



Tříkomorový dávkovač s vodorovnou komorou

Reverzní osmóze



Tři dvoukomorové dávkovače - paralelní





3 dvoukomorové dávkovače řazené paralelně

Reverzní osmóza



Izrael-závod na odsolování m. vody

Dávkovače pro hydraulická dopravu

Dávkovač se svislou komorou.

Obvykle má dvě nebo tři komory.

Dopravovaný materiál suchý nebo odvodněný



Tři komory – časový diagram





Tří komorový dávkovač pro dopravu bauxitu-Komory svislé s plovákem, dvě arm. neřízené



Spolupráce plnícího čerpadla s dávkovačem



Spolupráce proplachovacího odsř. čerp. a dávkovače

Dávkování kontejnerů do potrubí





Tvary kontejnerů



TKD – vodorovná komora, gravitační plnění



TKD – vodorovná komora, mechanické plnění



TKD – svislá komora, jedno plnící zařízení



TKD – svislá komora,

každá komora samostatné plnící zařízení, počet komor 3 a více

Dávkovače pro jiné aplikace

DÁVKOVAČ pro transformaci tlaku mezi dvěma kapalinami



Možná provedení komory

DÁVKOVAČ pro transformaci tlaku mezi dvěma kapalinami



Schéma PKD pro transformaci tlaku – emulze - olej

DÁVKOVAČ pro transformaci tlaku mezi dvěma kapalinami



Dávkovač pro transformaci tlaku mezi dvěma kapalinami





za

pozornost





O REYNOLDSOVĚ ČÍSLE FYZIKÁLNÍ INTERPRETACE

Václav Uruba ÚT AVČR Praha, ZČU Plzeň









Obsah

Úvod Definice Re Síly v dynamice tekutin Difúze Fyzikální interpretace Re Re a turbulence Závěr

















Stacionární proudění ^{∂u}_i = ^{∂p}_{∂t} =
Nestlačitelná tekutina ρ = konst
Bez vnějších sil
NS rovnice
Re – má fyzikální význam ?



Úvod





DEFINICE REYNOLDSOVA ČÍSLA

28.6.2018







Definice Re








Smyslupinost Re $Re = \frac{U \cdot L}{v} = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu}$ Proudění $U \neq 0$

<image>

SMYKOVÁ OBLAST

L "vhodné"

Smykové napětí

28.6.2018



7





Reynoldsovo číslo

- Globální Re
 - Bezrozměrová rychlost pro danou úlohu
 - Podobnost
 - Nemá jednoznačný fyzikální význam
- Lokální Re
 - Charakteristika proudění v daném místě
 Fyzikální význam !!! ???







Globální Re

Pro libovolné proudění vazké tekutiny Parametr dané úlohy (o.p., p.p.)







Transformace N-S

 $\frac{Du_i}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + v \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k}$ proměnné u_i, p, x_i, t relevantní veličiny L, V, ρ, v π -teorém bezrozměrové veličiny (transformace) $X_i = \frac{x_i}{L}, \quad U_i = \frac{u_i}{V}, \quad P = \frac{p}{\rho V^2}, \quad \tau = \frac{Vt}{L^2}$ Bezrozměrový tvar N-S rice $\frac{1}{\operatorname{Re}}\frac{\partial U_i}{\partial \tau} + U_k \frac{\partial U_i}{\partial X_k} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{\operatorname{Re}}\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_k \partial X_k}$ $\operatorname{Re} = \frac{LV}{M}$







Lokální Re

Smyková oblast Mezní vrstva Volná smyková oblast Rychlost Rozdíl na hranicích Vazkost Délkový rozměr Směr proudění











Procesy řízené Re

Stabilita
Přechod do turbulence
Odtržení MV
Konvekce x Difúze
Konvekce ve vírech >>> turbulence







SÍLY V DYNAMICE TEKUTIN





Navierovy-Stokesovy rovnice



setrvačná síla = tlaková síla + třecí síla dále uvažujeme stacionární proudění

Institute of Thermomechanics



Institute of Thermomechanics









Velikost Re

• "Malé" Re Re $\approx 1 \implies L \approx \delta$ Re_L = Re_s = 1 L = 1m $v = 1,5 \cdot 10^{-5} m^2/s$



Srovnej – Beafortova stupnice síly větru: vánek 0.3-1.5 m/s **Nelké" Re** $Re >> 1 \Longrightarrow L >> \delta$

Zanedbatelná velikost MV, možno použít Eulerovy rice









Přestup tepla

• Obecně Nu = f(Re, Pr)

• Lokální Nu v laminární MV na desce $Nu_x = 0.322 \text{ Re}_x^{1/2} \text{ Pr}^{1/3} = \frac{0.322}{C} \text{ Re}_{\delta} \text{ Pr}^{1/3}$





FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA

Institute of Thermomechanics

Proudění v kanále



 $L = x \text{ nebo } \delta \text{ Lokální Re}$

Vyvinuté proudění

• $L = d = 2\delta$ Globální Re

28.6.2018



setrvačná síla = 0!!!

tlaková síla = třecí síla













Д



Difúze x Konvekce											
	alterna Molekulární transport $Sc = \frac{v}{\mathscr{D}} Pr = \frac{v}{\mathscr{D}}$										vní procesy <u>v</u> k
	$\frac{D\theta}{Dt} =$	= <i>D</i> V	$\sqrt{2^2}\theta$	$\frac{\Delta\theta}{T_m}$: <i>D</i>	$\frac{\Delta\theta}{L^2} =$	⇒ T,	$n \stackrel{:}{:} \frac{L^2}{\mathscr{D}}$	$-, V_m$:	$\frac{\mathscr{D}}{L}$	u
• Konvekce T_k : $\frac{L}{T_k}$											zdroi
(turbulentní transport ve vírech)											
$\mathcal{D} = 2 \cdot 10^{-5} m^2 / s, u = 0.1 m / s$											
<i>L</i> [m]	0.005	0.01	0.1	1	5	10		$\frac{I_m}{2}$	$\frac{L}{-}\frac{u}{-}$:	$=\frac{Lu}{m}$	$\left\lfloor \frac{Lu}{2} \right\rfloor$
T_m	1.3s	5s	8m20s	14h	350h	1400h		T_k	D L	D	$\left(\nu \right) $
I _k Re	0.05S	0.1s	1S	10s	50S	100s					
	28.6.2	018			20000	0000					21

HYDRO/TERMO





FYZIKÁLNÍ INTERPRETACE RE









Reynoldsovo číslo

Poměr délkových měřítek

 L/δ nebo (L/δ)² – laminární MV!

 Poměr časových měřítek

 T_m/T_k – molekulární/konvektivní transport







RE A TURBULENCE









Turbulence

Vazká smyková napětí zanedbatelná
 Úloha molekulární vazkosti v T:

 Vazká podvrstva u MV
 Kolmogorovovy víry









Regenerace turbulence Self-sustaining proces

quasi-stream-wise vortices y+ ~ 20 y U(x.y) Low speed streak. Smooth surface







Re a T

Lighthill: Re je poměr P/D Měrné produkce TKE $P = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} \approx \frac{U^3}{L}$

• Rychlosti disipace $D = \frac{1}{2} \nu \left(\frac{\partial u'_k}{\partial x_l} + \frac{\partial u'_l}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial u'_k}{\partial x_l} + \frac{\partial u'_l}{\partial x_k} \right) \approx \frac{\nu U^2}{L^2}$

$$\frac{P}{D} \approx \frac{U^3}{L} \frac{L^2}{vU^2} = \frac{UL}{v} = \operatorname{Re}_L$$

L velikost největších "energetických" vírů *U* jejich obvodová rychlost ("fluktuace")





















Závěr

Re určující parametr DT

- Globální
 - Není jednoznačný fyzikální význam
- Lokální
 - Stabilita laminárního proudění
 - Molekulární difúze
- Laminární proudění
 - Poměr délkových měřítek
 - Poměr časových měřítek
- Turbulentní proudění
 - Kolmogorovovy víry
 - Disipace







Poměr setrvačných a vazkých sil

NS rice



Setrvačné s.

 $u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \approx \frac{U^2}{L}$

Vazké s.

$$v \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} \approx v \frac{U}{\delta^2}$$

• Poměr S/V
$$\approx \frac{U^2}{L} \frac{\delta^2}{\nu U} = \operatorname{Re}_{\delta} \frac{\delta}{L} = \operatorname{Re}_{L} \left(\frac{\delta}{L}\right)^2 = 1 !!!$$







Poděkování

TAČR, EPSILON programme, projekt TH02020057
GAČR, projekt 17-01088S

Děkuji za pozornost

