

Vertikalaus cilindrinio kanalo šilumos atidavimo aukštyn tekančiam makropučių srautui skaitinis ir eksperimentinis tyrimas

Marius Trepulis,

Jonas Gyls,

Linas Paukštaitis

*Kauno technologijos universitetas,
K. Donelaičio g. 20,
LT-44239 Kaunas
El. paštas: marius.trepulis@ktu.edu*

Vertikalaus cilindrinio kanalo šilumos atidavimo pučių srautui procesas yra ypač sudėtingas. Kanalo vidine sienele nutekantis pučių tirpalo drenažas, pučių dujingumo skirtingumas skersai ir išilgai kanalo, pučių burbuliukų jungimasis, irimas, matmenų kitimas ir kiti vienalaikiai vykstantys procesai lemia šilumos atidavimo intensyvumą. Minėtos priežastys komplikuoja analitinių tyrimo metodų taikymą, todėl šiuo metu šilumos mainai tarp įvairių paviršių ir pučių srauto tiriami eksperimentiškai kartu taikant skaitinius tyrimo metodus.

Šiame straipsnyje atlikti skaitiniai ir eksperimentiniai tyrimai bei palyginti jų rezultatai. Vertikalaus kanalo šilumos atidavimo aukštyn tekančiam makropučių srautui proceso matematinis modelis sudarytas panaudojant ANSYS CFX programinį paketą. Eksperimentinio ruožo (kaitinamo vamzdžio) ilgis – 0,8 m, skersmuo – 0,15 m. Vidutinis juo tekančių makropučių burbuliukų skersmuo – 0,5–1,5 mm, pučių srauto greitis – 0,1–0,3 m/s (pereinamasis-turbulencinis tekėjimo režimas), tūrinis debitinis dujingumas – 0,996–0,999. Skaitinio modeliavimo ir eksperimentinio tyrimo rezultatų palyginimas rodo sukurto skaitinio modelio tinkamumą (nesutapimas – iki 10 %) skaičiuoti vertikalaus kanalo šilumos atidavimą makropučių srautui.

Raktažodžiai: pučių srautas, šilumos mainai, skaitinis modeliavimas, eksperimentinis tyrimas

ĮVADAS

Straipsnyje pagrindžiamas ašinio vietos metodo, kai pučių srauto temperatūra atskiruose kanalo skerspjūviuose (žinant įtekančio ir ištekančio srauto temperatūras) nustatoma pagal tiesinę priklausomybę, tinkamumas skaičiuojant eksperimentiškai tirtą [1] šilumos atidavimo koeficientą vertikalaus cilindrinio kanalo šilumos atidavimo makropučių srautui atveju.

Straipsnyje pateiktas skaitinio modelio ir eksperimento rezultatų palyginimas, įvertinus galimus nuokrypius. Geras rezultatų atitikimas leidžia teigti, jog skysčių dinamikos

modeliavimo (CFD) programinius paketus (pvz., ANSYS CFX) galima naudoti ne tik vienfazių sistemų, bet ir dvifazių (nagrinėtu atveju – pučių) sistemų modeliavimui, o eksperimentu gauti rezultatai yra patikimi. ANSYS CFX programinė įranga yra bendrosios paskirties skysčių dinamikos modeliavimo programa, tobulinama jau daugiau nei 20 metų ir plačiai taikoma sprendžiant sudėtingus dvifazio tekėjimo atvejus. Darbe naudotas kanalo geometrinio skaičiavimo erdvės suskirstymo tinklėlis (1 pav.), sukurtas taikant ANSYS MESHING TOOLS paketo siūlomą tinklėlio tankį, o pats pučių tekėjimas ir šilumos mainai simuliuoti naudojant ANSYS CFX 14.5 programinį paketą.

Putų srauto modeliavimas ANSYS CFX programiniu paketu

Dvifazio srauto modeliavimui paprastai naudojami du pagrindiniai metodai. Vieno jų, taip vadinamojo Eulerio-Lagranžo metodo, atveju putų burbuliukas laikomas atskiru objektu, kurio judėjimas aprašomas trajektorijos lygtimis. Taikant antrąjį Eulerio-Eulerio metodą laikoma, kad atskiros vandens ir oro fazės persipina viena su kita [2]. Kadangi naudojant Eulerio-Eulerio metodą modeliavimui reikia mažiau kompiuterio resursų, tai pastarasis metodas taikomas dažniau [3].

Toliau pateikiamos pagrindinės lygtys, naudojamos šiame darbe ir aprašančios Eulerio-Eulerio dvifazį srautą. Dujos, skystis ir putos yra laikomos atskiromis fazėmis. Naudojama masės transformacijos lygtis:

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k}{\partial t} + \nabla \alpha_k \rho_k V_k = \sum_{l=1, l \neq k}^N \Gamma_{kl}, \quad k=1, \dots, N; \quad (1)$$

čia: α_k – fazės k tūrio dalis; V_k – fazės k greitis, Γ_{kl} – tarpfaziniai masės mainai tarp fazių k ir l .

Eulerio-Eulerio skaičiavimo atveju, kai naudojamas baigtinių tūrių metodas, judesio kiekio tvermės lygtis kiekvienai fazei gali būti užrašyta taip:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \alpha_k \rho_k v_k}{\partial t} + \nabla \alpha_k \rho_k v_k v_k = -\alpha_k \nabla p + \\ + \nabla \alpha_k (\tau_k + T_k^t) + \alpha_k \rho_k f + M_{kl}, \quad k=1 \dots N; \end{aligned} \quad (2)$$

čia: f – kūno jėgos kryptis, kuri susideda iš sunkio jėgos, tarpfazinės inercijos M_{kl} ir slėgio p .

Šlyties įtempimas

$$\tau_k = \mu_{kl} [(\nabla v_k + \nabla v_k^T - (2/3) \nabla v_k D)];$$

Reinoldso įtempimas

$$T_k^t = \mu_k^t [(\nabla v_k + \nabla v_k^T - (2/3) \nabla v_k l - (2/3) \rho_k K_k D)];$$

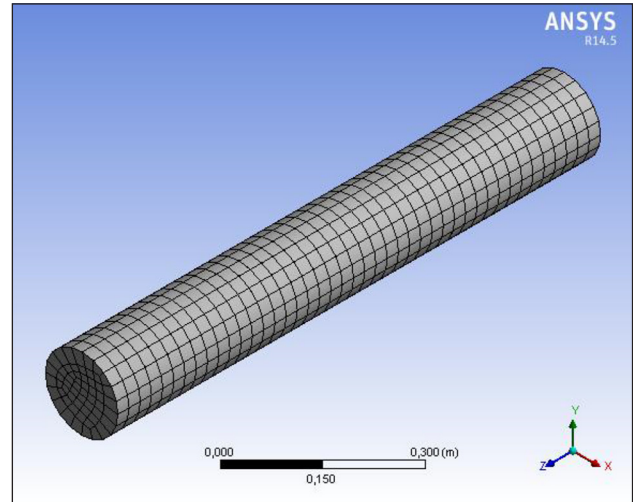
čia: l – vieneto tenzorius, dažniausiai žinomas kaip Krokerio delta ir klamos turbulencija

$$\mu_k^t = C_{\mu} \rho_k (K_k^2 / \varepsilon_k) [(\nabla v_k + \nabla v_k^T - (2/3) \nabla v_k D)];$$

čia: K – turbulencinė kinetinė energija ir ε jos eikvojimo rodiklis. Dujinei ir skystai fazei skaičiuoti naudota k - ε modelio [4] versija atveju, kai tekėjimo režimas pereinamasis-turbulencinis.

Taikant baigtinių elementų metodą dalinės diferencialinės lygtys pakeičiamos algebrinėmis lygtimis [5]. Panašiai kaip ir baigtinių skirtumų ar baigtinių tūrių metodo atveju, naudojant baigtinių elementų metodą, dydžių vertės gaunamos atskirose geometrijos tinklelio vietose. Pasinaudojant divergencijos teorema, tūrio integralai dalinėse diferencialinėse lygtyse konvertuojami į paviršiaus integralus. Kadangi įtekantis į pasirinktą tūrį srautas yra lygus gretimą tūrį paliekančiam srautui, šis metodas lai-

komas konservatyviu. Kitas baigtinių tūrių metodo privalumas, kad jį nesudėtinga taikyti nestruktūrinio geometrijos tinklelio atveju (1 pav.). Pastaruoju metu šis metodas naudojamas daugumoje programinių paketų, skirtų modeliuoti skysčių dinamiką.



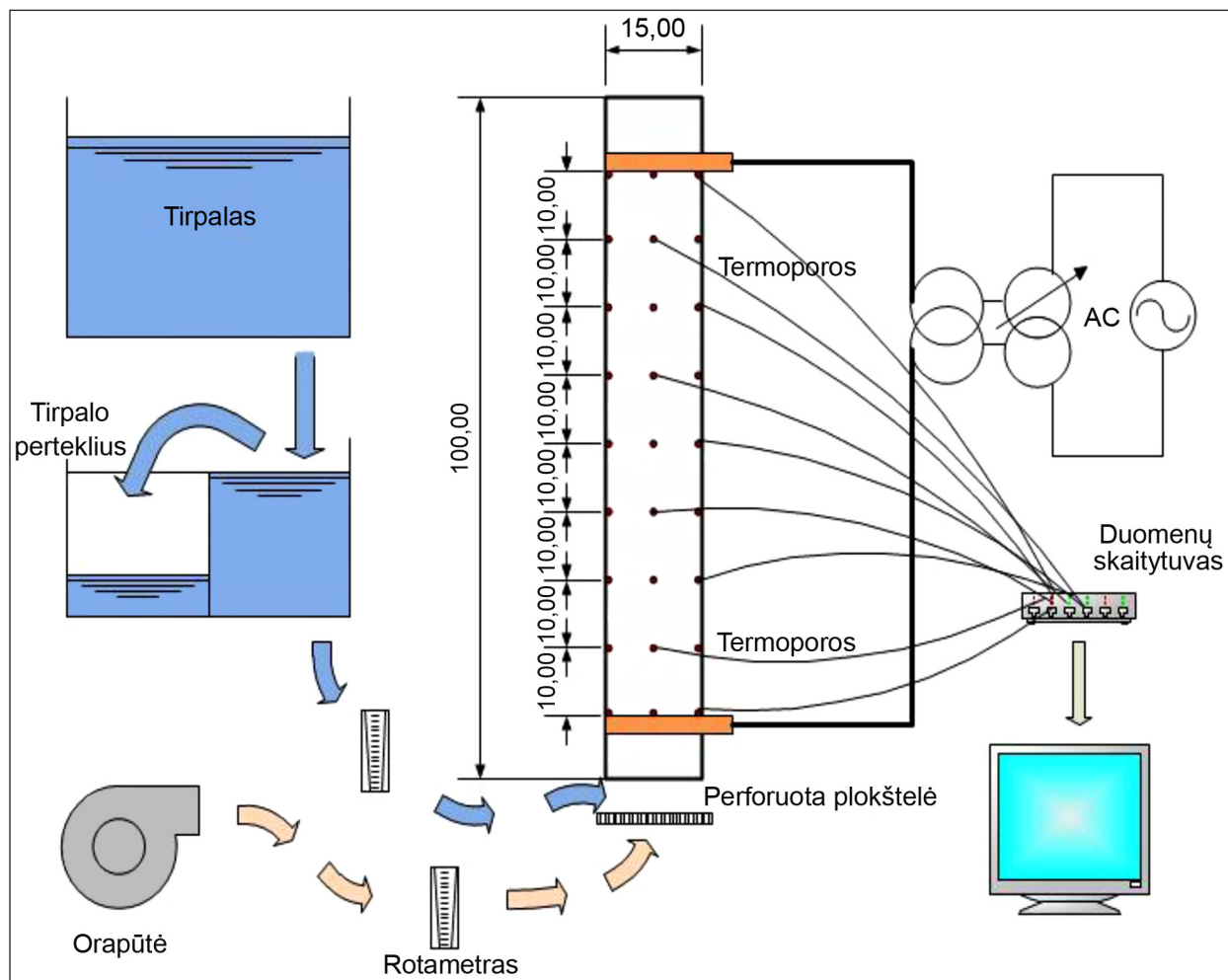
1 pav. Skaitinei analizei taikytas geometrijos tinklelis

Dvifazis srautas šiame darbe formuojamas taikant sprendinio priartėjimo būdą, o putos aprašomos kaip terpė, sudaryta iš atskirų fazių (tirpalo ir oro) mišinio. ANSYS MESHING TOOLS paketu sugeneruotas tinklelis (1 pav.) buvo suskirstytas į 2 451 elementus ir turėjo 2 992 mazgus. Pradinėse sąlygose užduodama putų srauto įėjimo temperatūra kito 14,4–18 °C intervale, o kaitinamo kanalo sienelės temperatūra kito 17,2–26,5 °C intervale. Buvo naudotos tos pačios vertės, kaip ir gautos eksperimento metu.

Eksperimentinių tyrimų įranga ir metodika

Eksperimento metu nustatytas vertikalaus cilindrinio kanalo šilumos atidavimas kanalo vidumi tekančiam makropučių srautui. Eksperimentiniu kanalu pučiant orą patikrintas įrenginys bei nustatyti jo šilumos nuostoliai. Šilumos atidavimo koeficientas α tirtas pagal kanalo aukštį bei perimetrą, priklausomai nuo putų srauto dujingumo ir greičio. Gauti rezultatai palyginti su ankstesniuose darbuose pateiktais duomenimis, gautais vertikaliai putų srautui išilgai aptekant plokščią paviršių [6], bei su rezultatais, gautais tiriant šilumos atidavimo procesą mikropuotoms tekant minikanaluose [7]. Šio eksperimentinio tyrimo rezultatai taip pat palyginti su skaitinio modeliavimo rezultatais, gautais naudojant ANSYS CFX programinį paketą.

2 pav. pavaizduoti eksperimentinio ruožo schema ir pats įrenginys. Skaičiavimo metodika labai panaši į naudotą [4] tiriant šilumos mainus minikanaluose. Minėto darbo pagrindinis skirtumas, kad šiame darbe naudotas vienas, tiesiogiai elektros srove šildomas, kanalas.



2 pav. Eksperimentinio ruožo ašiniai skerspjūviai ir eksperimentinis įrenginys

Vertikalus cilindro formos kanalas [8] pagamintas iš nerūdijančio plieno (sienelės storis – 0,5 mm), hidraulinis skersmuo – 0,15 m. Kanalo aktyvaus (elektros srovės kaitinamo) paviršiaus ilgis – 0,80 m. Jo kaitinimo galia reguliuojama valdant energijos šaltinio įtampą 0–1,5 V (ilgalaikė elektros srovė – 0–300 A, trumpalaikė – iki 1650 A). Jėgos kabelis prie kaitinamo kanalo prijungtas per prilituotus varinius žiedus (2 pav.). Siekiant sumažinti šilumos nuostolius, kanalo išorinis paviršius izoliuotas.

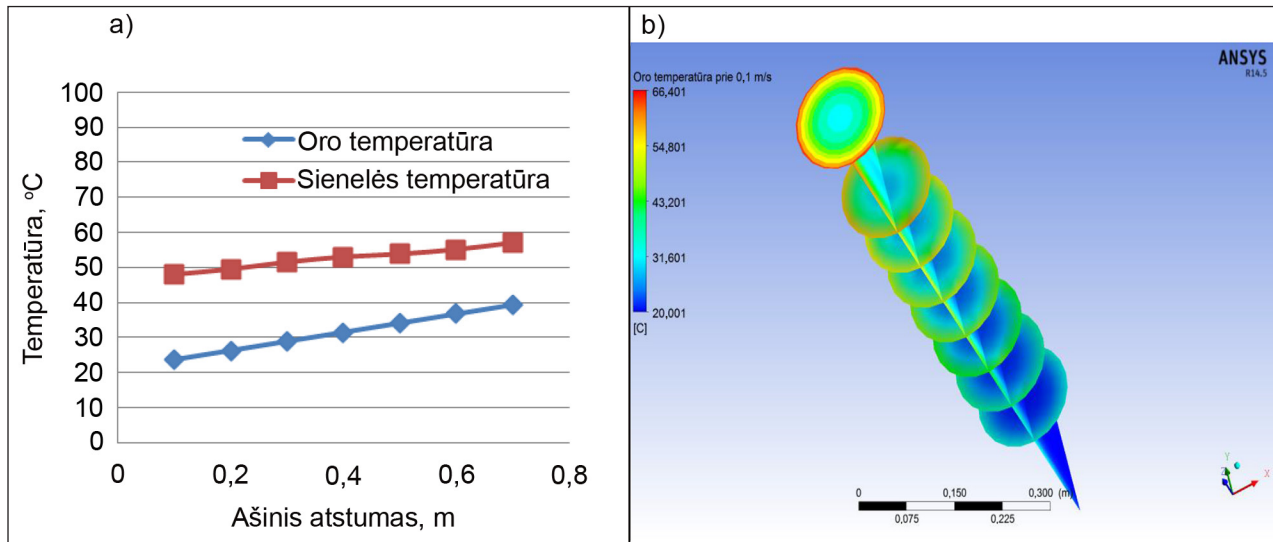
Makroputos generuojamos iš 0,5 % koncentracijos skalbimo miltelių (TIDE Absolut) tirpalo vandenyje. Putų srauto temperatūra įtekant į kanalą ir ištekant iš jo matuojama E tipo termoporomis. Siekiant išmatuoti kaitinamo cilindro sienelės temperatūrą skirtingame atstume nuo įtekėjimo, prie kanalo išorinio paviršiaus prilituotos tokios pat E tipo termoporos. Temperatūra matuota septyniuose skerspjūviuose, nutolusiuose nuo įtekėjimo skerspjūvio per 10, 20, 30, 40, 50, 60 ir 70 cm. Kiekviename skerspjūvyje pagal išorinį perimetrą pritvirtintos keturios termoporos, jų rodmenų vidurkis naudotas skaičiuojant vidutinę kanalo sienelės temperatūrą ties konkrečiu skerspjūviu. Vi-

suose eksperimentuose kiekvieno skerspjūvio termoporų rodmenys skyrėsi ne daugiau kaip $\pm 0,2$ °C.

G. R. Warriar ir kt. (2002) tyrimai [5] rodo, kad praktiškai neįmanoma tiesiogiai išmatuoti betarpiškai su sienele besiliečiančio fluido temperatūros, nes termoporos, liedsdamos kaitinamą sienelę, rodo aukštesnę temperatūrą, nei yra tikroji srauto temperatūra. Todėl tyrime fluido temperatūra apskaičiuojama naudojant energijos balanso lygtį atskiram skerspjūviui. Visų termoporų rodmenys registruojami vienos sekundės intervalu Picotech TC 08 duomenų kaupimo įrenginiu ir perduodami į kompiuterį.

TYRIMO REZULTATAI IR JŲ APTARIMAS

Gauti skaitmeninio modeliavimo rezultatai pavaizduoti 3, 4, 5 ir 6 pav. Kadangi eksperimentinio stendo tinkamumas buvo tikrintas naudojant orą, tai pirmiausiai buvo sukurtas skaitinis modelis atvejui, kai kaitinamas kanalas aušinamas jo vidumi tekančio oro srautu. Modeliavimo rezultatai pateikti 3b pav. Apskaičiuota oro temperatūra kinta ne tik išilgai, bet ir skersai kanalo. Siekiant apskaičiuoti vidutinę teorinę iš kanalo ištekancio oro temperatūrą, būtina žinoti



3 pav. Oro temperatūros kitimas išilgai kanalo: a) eksperimento metu; b) modeliuojant

šilumos nuostolius į aplinką. Nuostoliai apskaičiuojami pasinaudojus energijos balanso lygtimi:

$$q_{kanalo} = m_{oro} \times c_{p,oro} (T_{oro, ištekejimo} - T_{oro, įtekėjimo}); \quad (3)$$

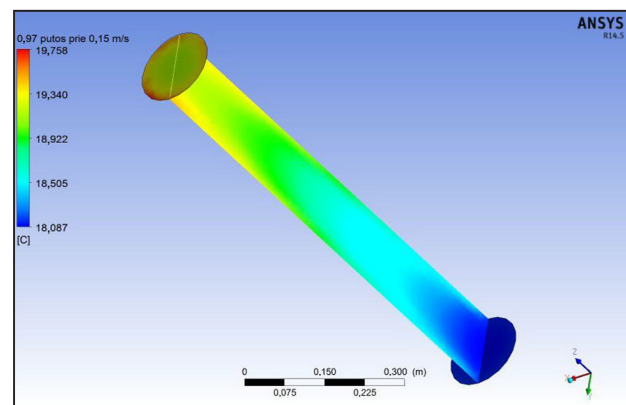
$$(q_{nuostoliai} = q_{bendra} - q_{kanalo}). \quad (4)$$

Modeliavimo (3b pav.) ir eksperimento (3a pav.) oro srauto ištekėjimo iš kanalo vidutinės temperatūros vertės skiriasi ne daugiau 3 °C (46 °C ir 43 °C), t. y. mažiau nei 7 %. Įsitikinus eksperimentinių ir skaitinio modeliavimo rezultatų patikimumu tuo atveju, kai kanalas aušinamas oru, sudarytas pučių, kurių tūrinis debitinis dujingumas 0,97, srauto temperatūros kitimo, priklausomai nuo srauto greičio, skaitinis modelis. Kadangi kanalo sienelės temperatūra kinta išilgai srauto (3a pav.), tai pradinėse modeliavimo sąlygose naudota ne sienelės temperatūra, o kanalo paviršiaus plotui tenkantis šilumos srautas.

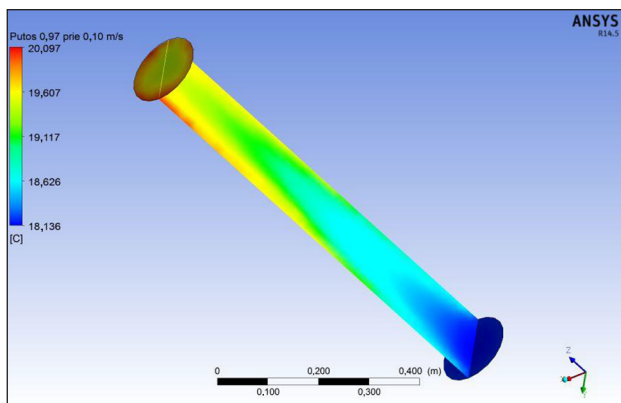
Modeliavimo rezultatai pateikti 4, 5 ir 6 pav. Grafinė medžiaga rodo, kad pučių srauto temperatūros profilis kinta išilgai kaitinamo kanalo. Be to, temperatūros kitimo profilis

priklauso nuo pučių srauto greičio. Kadangi eksperimentinio stendo ilgio ir skersmens santykis yra sąlyginai mažas (80/15 = 5,33), galima teigti, kad nusistovėjęs temperatūrinis režimas pasiekiamas tikrai eksperimentinio kanalo gale tuo atveju, kai pučių srauto greitis siekia 0,2 m/s (6 pav.).

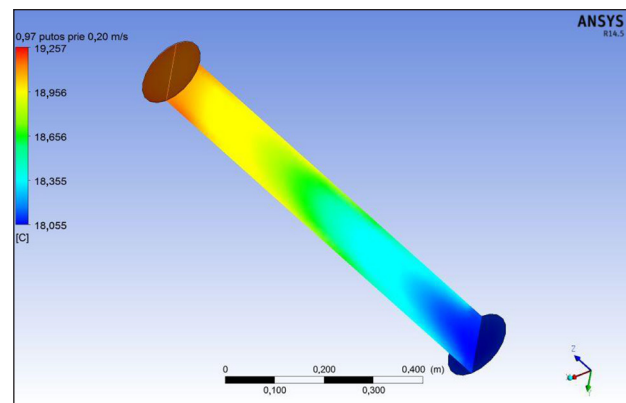
Šilumos atidavimo koeficiento ašiniuose skerspjūviuose didėjimą (7 pav.) tostant nuo pučių įtekėjimo į kanalą vietos



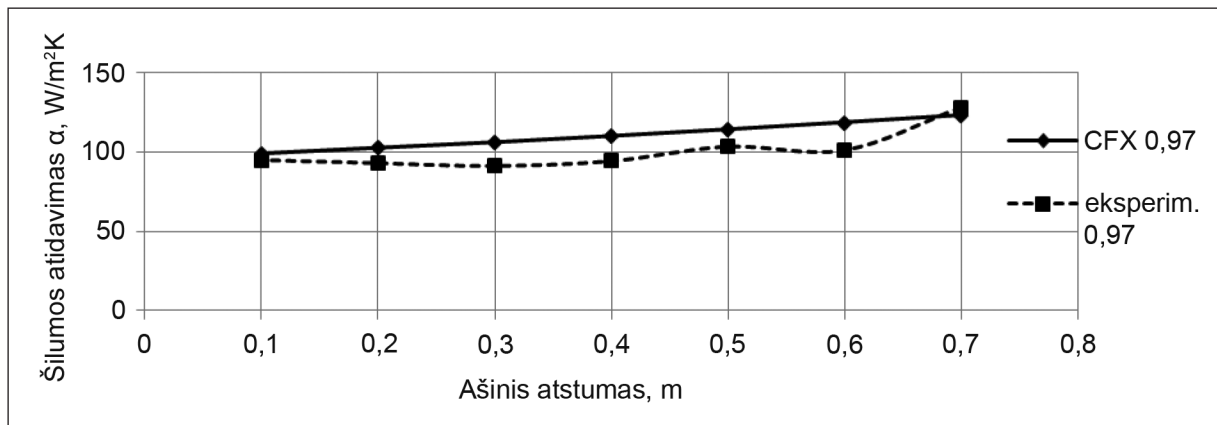
5 pav. Pučių temperatūros kitimas išilgai kanalo (pučių srauto greitis 0,15 m/s)



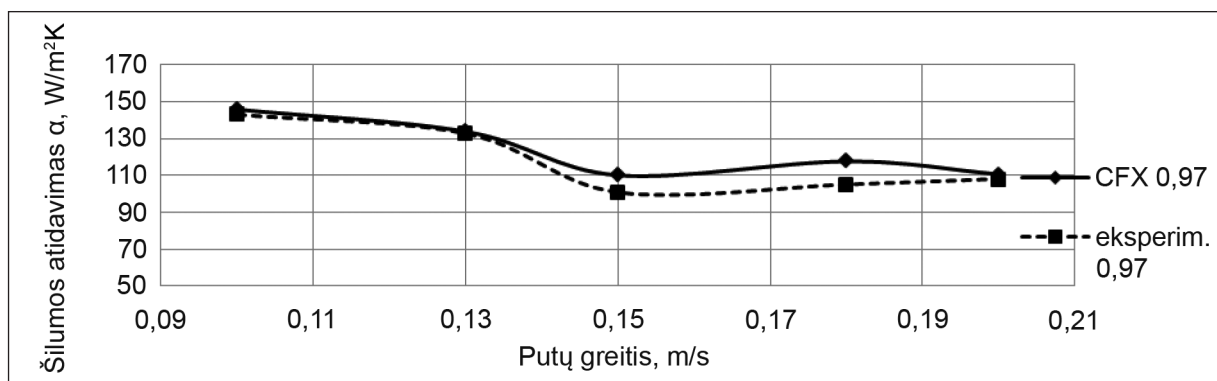
4 pav. Pučių temperatūros kitimas išilgai kanalo (pučių srauto greitis 0,10 m/s)



6 pav. Pučių temperatūros kitimas išilgai kanalo (pučių srauto greitis 0,2 m/s)



7 pav. Vidutinio 0,97 dujingumo putų šilumos atidavimo koeficiento kitimas išilgai kanalo ašiniuose skerspjūviuose esant 0,15 m/s



8 pav. Vidutinio 0,97 dujingumo putų šilumos atidavimo koeficiento priklausomybė nuo srauto greičio

galima paaiškinti tuo, kad putos, aušindamos kaitinamą paviršių ir kildamos į viršų, šyla. Tačiau tiek modelyje yra užduotas pastovus šilumos srauto tankis, tiek eksperimente jis, tikėtina, pasroviui nedaug mažėja. Taigi, labiau nei vietinis šilumos srauto tankis, mažėjantis vidutinių temperatūrų skirtumas (tarp kanalo sienelės ir putų) didina šilumos atidavimo koeficientą.

Eksperimentinių ir modeliavimo rezultatų skirtumą galima paaiškinti tuo, kad modeliuojant su pastoviu šildymo srauto tankiu priimta, jog kaitinamas cilindrinis paviršius yra vienodos nekintančios temperatūros. Realiai ši temperatūra priklauso nuo srauto greičio ir kinta išilgai putų kanalo (pvz., esant 0,15 m/s greičiui temperatūros nuokrypis atskiruose skerspjūviuose siekė 0,6 °C). Be to, modelyje nebuvo vertinamas tirpalo drenavimas iš putų. Kaip matyti iš ankstesnių darbų [9], tirpalo drenavimas iš putų didina tikrąjį putų dujingumą, todėl prastėja aušinimo sąlygos ir didėja temperatūrų skirtumas tarp sienelės ir putų. Tada sumažėja šilumos atidavimo koeficientas (eksperimentuose jis ~10 W/(m²K) mažesnis už gautą skaitiniame modelyje). Skaitiniame modelyje, įvertinus putų tirpalo drenažo procesą, modeliavimo rezultatai turėtų labiau priartėti prie eksperimentinių rezultatų.

Vidutinis putų šilumos atidavimo koeficientas apskaičiuotas iš visų ašinių skerspjūvių vidutinių α verčių (8 pav.). Esant mažiausiam putų srauto greičiui (0,1 m/s) paviršiaus vidutinio šilumos atidavimo koeficiento vertė yra didžiausia, o didinant putų srauto greitį aušinimo intensyvumas pradeda mažėti ir galiausiai nusistovi. Tokį neįprastą šilumos atidavimo intensyvumo kitimą, priklausomą nuo putų srauto greičio, galima paaiškinti tuo, jog putoms tekant vertikaliu kanalu ant vidinio sienelės paviršiaus formuojasi drenažinio tirpalo sluoksnis. Veikiamas sunkio jėgos, sluoksnyje esantis tirpalas teka žemyn ir esant mažesniai putų srauto greičiui sudaro storesnę plėvelę, kuri laidumu intensyvina šilumos mainus. Didėjant putų srauto greičiui, didėja mechaninis drenažinio tirpalo plėvelės poveikis. Keičiasi jos greičių profilis – plėvelė stabdoma, pradedama tempti priešinga kryptimi (aukštyn), plonėja [9], todėl jos įtaka šilumos mainams sumažėja.

Nors tirpalo drenavimas ir nėra įvertinamas skaitmeniniame modelyje, tačiau gaunami rezultatai labai artimi eksperimento rezultatams. Tai paaiškinama tuo, kad cilindro sienelės temperatūra skaitmeniniame modelyje naudojama tokia pati, kaip ir išmatuota eksperimente (aritmetinis vidurkis), o putų srauto temperatūros vertės

eksperimentinių tyrimų ir modeliavimo atvejais skiriasi tik 0,3 °C. Kadangi (be didėjančio dujingumo) dre-nažinio tirpalo plėvelė iš esmės turi įtakos tik kanalo sienelės temperatūrai, tai rezultatų skirtumą lemia tik eksperimentuose išmatuotos ir modeliuojant apskaičiuotos pučių temperatūros skirtumas.

IŠVADOS

Programiniu paketu ANSYS CFX 14.5 sudarytas dvifazio makropučių srauto bei vertikalaus cilindrinio kanalo vidinės sienelės šilumos atidavimo kanalu aukštyn tekančiam pučių srautui skaitinis modelis.

1. Modeliavimo metu nustatyta pučių srauto temperatūra bei šilumos atidavimo koeficiento vertės gerai atitiko eksperimentinio tyrimo rezultatus, todėl galima teigti, kad šis programinis paketas yra tinkamas modeliuoti pučių srautą bei cilindrinio paviršiaus šilumos atidavimą pučių srautui.

2. Programiniu paketu nustatyta 0,3 °C didesnė pučių srauto temperatūra, todėl gautas apie 10 % didesnis šilumos atidavimo koeficientas negu eksperimento metu. Didesnė skaitinio modelio temperatūros vertė yra modelyje neįvertinto tirpalo drenavimosi rezultatas. Į modelį įtraukus dre-nažinio tirpalo tekėjimą aprašančias sąlygas, temperatūra būtų apskaičiuojama tiksliau. Tikslesnė pučių srauto temperatūra būtų galima tik įvertinus dre-nažinio tirpalo tekėjimą aprašančias sąlygas.

3. Modeliuojant didelio dujingumo putas geriausias modeliavimo rezultatų atitikimas su eksperimentu gautas tada, kai skaitmeniniame modelyje putos aprašomos kaip niutoninis, dvifazis nehomogeninis srautas.

4. Putoms tekant kanalu jų temperatūros profilis nu-sistovi tik kanalo pabaigoje (už ~5-ių skerspjuvių) esant 0,2 m/s tekėjimo greičiui. Taip pat viršutiniuose skerspju-viuose pasiekiamos ir didžiausios šilumos atidavimo koefi-ciento vertės, nes kanalu kylančios ir šylančios putos išlaiko gerą šilumos nuvedimą nuo sienelės.

Gauta 2014 02 16
Priimta 2014 02 28

Literatūra

1. Leveque R. J. *Finite-Volume Methods for Hyperbolic Problems*. Cambridge University Press, 2002.
2. Toro E. F. *The Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics*. Springer-Verlag, 1999.
3. Kerdouss F., Bannari A., Proulx P., Bannari R., Skrga M., Labrecque Y. Two-phase mass transfer coefficient prediction in stirred vessel with a CFD model. *Computers & Chemical Engineering*. 2008. Vol. 32(8). P. 1943–1955.

4. Bhole M. R., Joshi J. B., Ramkrishna D. CFD simulation of bubble columns incorporating population balance modeling. *Chemical Engineering Science*. 2008. Vol. 63(8). P. 2267–2282.
5. Jones W. P., Launder B. E. The prediction of laminari-zation with a two-equation model of turbulence. *Inter-national Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972. No. 15. P. 301–314.
6. Warriar G. R., Dhir V. K., Momda L. A. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Sciences*. 2002. No. 26. P. 53–64.
7. Gabrielaitienė I., Gylys J., Jonynas R., Ždankus T. The Heat Transfer Mechanism in Aqueous Foam Flow in a Channel. *Proceedings of the Conference on Recent Researches in Engineering and Automatic Control, Tene-rife, 2011*.
8. Tseng H., Pilon L., Warriar G. R. Rheology and con-vective heat transfer of colloidal gas aphyons in hori-zontal mini-channels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2006. Vol. 27. P. 298–310.
9. Trepulis M. Macro foam convective heat transfer in vertical cylindrical tube. *Proceedings of the International Conference CYSENI 2013, May 29–31, Kaunas, Lithuania*. ISSN 1822-7554.
10. Gylys M. Pasvirusio plokščio paviršiaus aušinimas dvifaziu pučių srautu. *Energetika*. 2012. T. 58. Nr. 4. P. 219–230.

Marius Trepulis, Jonas Gylys, Linas Paukštaitis

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER FOR UPWARD MACROFOAM FLOW IN A VERTICAL CYLINDRICAL CHANNEL

Summary

Heat transfer process in a vertical cylindrical channel with foam flow is of great complexity. The channel internal drainage of foam solution, foam gasification redistribution across and along the chan-nel, foam bubbles binding, degradation, and variation as well as other instant processes have influence on the heat transfer intensity. These reasons complicate the application of analytical methods, and that is why usually the heat transfer between the surface and the foam flow is investigated both experimentally and using numerical methods.

Both numerical and experimental methods were presented in the work described in this article. Mathematical simulation of the process of vertical channel heat transfer for upward macrofoam flow was performed with the ANSYS CFX software package. The experimental section (heated tube) was 0.8 m in length and 0.15 m in diameter. The average bubble diameter of the macrofoam

was 0.5–1.5 mm, the foam flow rate was 0.1–0.3 m/s (transition-turbulent flow regime), the volumetric void fraction was from 0.996 to 0.999. A comparison of the results of numerical simulation and experimental investigation shows that the numerical model is appropriate (mismatch does not exceed 10%) for the heat transfer process in a vertical channel macrofoam flow to run.

Key words: two-phase foam flow, CFD simulation, heated channel, heat transfer

Марюс Трепулис, Йонас Гилис, Линас Паукштайтис

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ВЕРТИКАЛЬ- НОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КАНАЛА ВВЕРХ НАПРАВЛЕННОМУ ПОТОКУ МАКРОПЕНЫ

Резюме

Теплоотдача вертикального цилиндрического канала вверх направленному потоку макропены отличается особой сложностью. В потоке пены имеют место такие сложные процессы как дренаж жидкости, перераспределение газосодержания вдоль и поперёк канала, слияние и разрушение пенных пузырьков, изменение размеров и т. д. Все эти и многие другие процессы,

происходящие одновременно, влияют на интенсивность теплообмена. В связи с этим применение аналитических методов исследования крайне осложнено, вследствие чего, как правило, для исследования теплообмен между поверхностью и потоком пены применяются экспериментальные и численные методы.

Оба этих метода (численный и экспериментальный) были применены в этой работе. Для создания математической модели процесса теплоотдачи вертикального канала восходящему потоку макропены был использован программный пакет ANSYS CFX. Основная часть – экспериментальной установки – электрически обогреваемая труба длиной 0,8 м, диаметр 0,15 м. Средний диаметр пузырьков макропены составлял 0,5–1,5 мм, скорость пенного потока 0,1–0,3 м/сек (переходный–турбулентный режим течения), объемное газосоружение менялось от 0,996 до 0,999. Сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных исследований показывает, что численная модель вполне пригодна (разность не превышает 10 %) для расчётов процессов передачи тепла от вертикального канала потоку макропены.

Ключевые слова: пенный поток, теплоотдача, численное моделирование, экспериментальное исследование