

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

ŽILVINAS ULDINSKAS

BIOKURO JĖGAINIŲ ŽEMO POTENCIALO ŠILUMOS ATGAVIMO
TECHNOLOGIJA IR JOS ANALIZĖ

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija (T 006)

Kaunas, 2022

Disertacija rengta 2017–2021 m. Kauno technologijos universitete, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultete, Energetikos katedroje
Doktorantūros teisė Kauno technologijos universitetui suteikta kartu su Lietuvos energetikos institutu.

Mokslinis vadovas:

Prof. Vytautas DAGILIS (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T006)

Redagavo: anglų kalbos redaktorė Dovilė Blaudžiūnienė (leidykla „Technologija“),
lietuvių kalbos redaktorė Aurelija Gražina Rukšaitė (Leidykla „Technologija“).

Energetikos ir termoinžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Habil. dr. Algirdas KALIATKA (Lietuvos energetikos institutas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T 006) – **pirmininkas**,

Habil. dr. Vytautas Martinaitis (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T 006),

Dr. Nerijus PEDIŠIUS (Lietuvos energetikos institutas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T 006),

Dr. Giedrė Streckienė (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T 006),

Dr. Nerijus Striūgas (Lietuvos energetikos institutas, technologijos mokslai, energetika ir termoinžinerija, T 006).

Disertacija bus ginama viešame Energetikos ir termoinžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje 2022 m. rugpjūčio 26 d. 12 val. Kauno technologijos universiteto Kauno Technologijos Universiteto studentų miestelio bibliotekoje, M7 salėje.

Adresas: Studentų g. 48, III a, Kaunas

Tel. (370) 37 30 00 42; faks. (370) 37 32 41 44; el. paštas doktorantura@ktu.lt

Disertacija išsiųsta 2022 m. liepos 26 d.

Su disertacija galima susipažinti interneto svetainėje <http://ktu.edu>, Kauno technologijos universiteto bibliotekoje (K. Donelaičio g. 20, 44239 Kaunas) ir Lietuvos energetikos instituto bibliotekoje (Breslaujos g. 3, 44403 Kaunas).

© Ž. Uldinskas, 2022

KAUNAS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ŽILVINAS ULDINSKAS

LOW GRADE HEAT RECOVERY TECHNOLOGY AND ANALYSIS FOR A
BIOFUEL PLANT

Doctoral dissertation

Technological Sciences, Energetics and Power Engineering (T 006)

Kaunas, 2022

This doctoral dissertation was prepared at Kaunas University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Design, Department of Energy during the period of 2017–2021.

The doctoral right has been granted to Kaunas University of Technology together with Lithuanian Energy Institute.

Scientific supervisor:

Prof. Vytautas DAGILIS (Kaunas University of Technology, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering (T006)

Edited by: English language editor Dovilė Blaudžiūnienė (Publishing Office Technologija), Lithuanian language editor Aurelija Gražina Rukšaitė (Publishing House Technologija).

Dissertation Defence Board of Energetics and Power Engineering Science field:

Habil. dr. Algirdas KALIATKA (Lithuanian Energy Institute, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering, T 006) – **chairperson**;

Habil dr. Vytautas Martinaitis (Vilnius Gediminas technical university, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering, T 006)

Dr. Nerijus PEDIŠIUS (Lithuanian Energy Institute, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering, T 006)

Dr. Giedrė Streckienė (Vilnius Gediminas technical university, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering, T 006)

Dr. Nerijus Striūgas (Lithuanian Energy Institute, Technological Sciences, Energetics and Power Engineering, T 006).

The official defence of the dissertation will be held at 12 a.m. 26th of August, 2022 at the public meeting of Dissertation Defence Board of Energetics and Power Engineering Science Field in M7 hall, in the campus library at Kaunas University of Technology.

Address: Studentų str. 48, 3rd floor, Kaunas, Lithuania.
Tel. no. (+370) 37 300 042; fax. (+370) 37 324 144; e-mail doktorantura@ktu.lt

Doctoral dissertation was sent on 26th July, 2022.

The doctoral dissertation is available on the internet <http://ktu.edu>, at the library of Kaunas University of Technology (K. Donelaičio St. 20, 44239 Kaunas, Lithuania) and at the library of Lithuanian Energy Institute (Breslaujos g. 3, 44403 Kaunas).

TURINYS

1	Įvadas.....	7
2	Literatūros apžvalga	9
2.1	Kondensaciniai ekonomaizeriai.....	10
2.2	Vandens garo absorbcijos ir desorbcijos technologijos	12
2.2.1	Vienpakopiai absorbciniai šilumos transformatoriai	13
2.2.2	Daugiapakopio tipo šilumos transformatoriai	15
2.2.3	Dvipakopis šilumos transformatorius	15
2.2.4	Dvigubos absorbcijos šilumos transformatoriaus sistema	17
2.2.5	Trijų pakopų šilumos transformatoriai	18
2.3	Resorbcinės kogeneracijos technologija.....	20
2.4	Šilumos ir masės regeneracija atliekinei šilumai utilizuoti	22
2.5	Šilumos siurblio technologijos panaudojimas aušinant dūmus ir regeneruojant vandens garą	24
2.6	Šilumos siurblių sistemos panaudojimas biokuro jėgainėse.....	26
2.7	Gilesnis atliekinės šilumos panaudojimas pasitelkiant korozijai atsparesnius elementus	27
2.8	Gofrotų vamzdelių šilumokaityje analizės specifika	28
2.9	Šilumos atidavimo koeficiento gofruotam vamzdžiui iš vandens pusės aprašymas	29
2.10	Literatūrinės analizės išvados	35
2.11	Autoriaus indėlis.....	36
3	Žemo potencialo biokuro dūmų šilumos galios skaičiavimai ir analizė.....	37
3.1	Įvairios medienos drožlių cheminė formulė ir degimo reakcija ...	37
3.2	Dūmų mišinio sudėtis ir jos pasikeitimus lemiantys veiksniai	41
3.3	Įvairios medienos drožlių šiluminė vertė.....	44
3.4	Žemo potencialo šilumos skaičiavimo algoritmas.....	46
3.5	Metodikos verifikavimas	51
3.6	Išvados	53
4	Eksperimentinis stendas ir bandymai	54
4.1	Eksperimento aprašymas	54
4.2	Rezultatų aptarimas	57

4.3	Rezultatų apibendrinimas	59
4.4	Eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas su teoriniais	60
4.4.1	Papildomo kondensacinio šilumokaičio privalumai ir trūkumai	60
4.4.2	Šlapio oro entalpija	62
4.4.3	Medienos degimo dūmai ir šlapias oras: srauto šiluminės galios palyginimas	68
4.4.4	Šilumos atidavimo koeficientas iš šlapio oro pusės	70
4.4.5	Šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimas	84
4.5	Pramoninio šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientas	95
4.6	Pramoninio šilumokaičio šilumos mainų plotas	100
5	Šilumos siurblio sistemos naudingumo analizė deginant drėgną medieną	105
5.1	Šilumos tiekimo sistemos ypatumai	106
5.2	Šilumos siurblių ypatumai	108
5.3	Papildomo kondensacinio šilumokaičio dedamoji	110
5.4	Absorbcinio šilumos siurblio ekonominis įvertinimas	111
5.5	Kompresorinio ŠS ekonominis įvertinimas	116
5.5.1	Kompresoriaus kaina	116
5.5.2	Šilumos siurblio šilumokaičių kaina	117
5.5.3	Visa kompresorinio šilumos siurblio kaina ir ekonominis įvertinimas	122
5.6	AŠS ir KŠS sistemų atsiperkamumo palyginimas	123
6	Išvados	125
7	Summary	126
8	Literatūros sąrašas	139
9	Curriculum Vitae	144
10	Mokslinių straipsnių ir mokslinių konferencijų sąrašas	146

1 ĮVADAS

2015 m. beveik viso pasaulio valstybių pasirašyta Paryžiaus konvencijos sutartis dėl klimato kaitos problemų suvaldymo apibrėžia iššūkius, kylančius tolimesnei energetikos sektoriaus plėtrai. Susitarime akcentuojama siekiamybė energijos gamybai naudoti klimatui neutralius energijos šaltinius (daugiausia susidedančius iš atsinaujinančių energijos išteklių) bei minimalizuoti energijos gamybos nuostolius, siekti tvarių energijos gamybos metodų. Vienas iš ES viduje deklaruojamų atsinaujinančių energijos šaltinių yra biokuras (šviežia mediena, netinkama baldų gamybai), jo panaudojimas yra skatinamas ir nuolat vystomas ir gali pasiekti labai aukštą energijos gamybos efektyvumą.

Šiame darbe analizuojamos medienos deginimo proceso vidutinės galios jėgainės efektyvumo didinimo galimybės, išnaudojant išmetamų dūmų potencialą. Pirmasis tokios sistemos efektyvinimo žingsnis yra jau plačiai paplitęs ir aprašomas kondensacinio ekonomizerio naudojimas, kuris yra naudingas, tačiau ribojamas šilumos tiekimo tinklo kraštinių sąlygų, kadangi tik retai jėgainės dūmai (darbe įvardijami kaip žemo potencialo šilumos šaltinis) yra atvėsunami daug žemiau rasos taško prieš juos pašalinant į atmosferą. Pagrindinis šio darbo tikslas – išanalizuoti tokio žemo potencialo šilumos šaltinio energetinį potencialą, aprašyti šios šilumos atgavimo technologinius principus pasinaudojant absorbciniu ir kompresoriniu šilumos siurbliais bei pateikti šių sistemų palyginamąją ekonominę analizę, kartu atsakant į klausimą, iki kokios temperatūros atvėsinti dūmus yra racionalu.

Disertacijos tyrimo objektas yra biokuro jėgainės žemo potencialo šilumos šaltinio (dūmų) gilesnis panaudojimas, aušinant juos žemiau rasos taško, apibrėžiant technologijos šiluminį potencialą bei ekonominį efektyvumą.

Disertacinio darbo tikslas yra išanalizuoti biokuro jėgainėje potencialiai naudojamą šilumos atgavimo technologiją, papildomai aušinant dūmus už kondensacinio ekonomizerio, siūlant paprastesnį ir pigesnį kondensacinio šilumokaičio principą, kartu palyginant kompresorinio ir absorbcinio šilumos siurblių efektyvumą naujoje sistemoje.

Disertacijos ginamieji teiginiai:

1. Egzistuojančioje energijos gamybos technologijoje deginant drėgną medieną, papildomai aušinant dūmus žemiau jų rasos taško, realu atgauti iki 14 % katilo galios.
2. Papildomam dūmų aušinimui būtų galima panaudoti pigios konstrukcijos šilumokaitį (su gofruoto nerūdijančio plieno arba gofruoto PVC plastiko vamzdeliais), kurio šilumos perdavimo koeficientas būtų artimas šiuolaikinėje pramonėje naudojamiems šilumokaičiams ir siektų daugiau nei $200 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3. Papildomo šilumos atgavimo technologijoje naudojant absorbcinius ir kompresorinius šilumos siurblius, racionalu dūmus atitinkamai ataušinti iki 25°C ir 30°C.
4. Papildomo dūmų aušinimo sistemoje potencialiai naudojamų absorbcinio ir kompresorinio šilumos siurblių ekonominis naudingumas yra labai panašus esant toms pačioms darbinėms sąlygoms.

Siekiant analizuoti žemo potencialo šilumos šaltinio panaudojimą biokuro jėgainėse, darbe sprendžiami trys pagrindiniai uždaviniai:

1. Apskaičiuoti biokuro dūmų aušinimo energetinį efektą, dūmus aušinant žemiau jų rasos taško.
2. Ištirti paprastesnės ir pigesnės konstrukcijos šilumokaičio efektyvumą vykdant papildomą dūmų aušinimą.
3. Išsiaiškinti galimą kompresorinio ir absorbcinio šilumos siurblių panaudojimo racionalumą ir nuspręsti, kuris iš jų yra tinkamesnis biokuro dūmus aušinant žemiau jų rasos taško.

Disertacijos mokslinis naujumas: pateiktas literatūroje nesutinkamas aušinamų biokuro dūmų energinių parametrų skaičiavimo algoritmas, paremtas spygliuočių ir lapuočių medžių drožlių mišinio redukuota cheminės sudėties ir degimo reakcijos formule. Sukurtas biokuro žemo potencialo šilumos skaičiavimo modelis, kuris leidžia apskaičiuoti dūmų entalpijas, kai jų srauto sudėtis ir debitas kinta netiesiškai, priklausomai nuo dūmų temperatūros. Taip pat praplėstos žinios apie absorbcinių ir kompresorinių šilumos siurblių panaudojimo efektyvumą esant identiškoms pritaikomumo sąlygoms.

Darbas, autoriaus nuomone, yra vertingas ir praktiškai. Medienos drožlių degimo produktų fizinių bei šiluminių parametrų skaičiavimo metodas leidžia nustatyti racionalų dūmų atliekinės šilumos potencialą, taip pat atlikti visapusišką šio potencialo analizę. Taip pat sukurtas technologiškai paprastesnis ir galimai pigesnis kondensacinio tipo šilumokaitis prisideda prie žemo potencialo šilumos atgavimo kaštų sumažinimo, o atlikti aukščiau minėto šilumokaičio eksperimentiniai tyrimai iš principo patvirtina šilumos mainų efektyvumą praktikoje realiame temperatūrų intervale. Be to, mechaninio ir cheminio šilumos siurblio panaudojimo energetinė bei ekonominė analizė leidžia pasirinkti racionalesnį variantą, atsižvelgiant į konkrečius biokuro jėgainės savitumus.

2 LITERATŪROS APŽVALGA

Energijos gamybos procesą galima supaprastinti iki dviejų dedamųjų: kuro deginimo ir kuro degimo šilumos panaudojimo. Energijos gamybos procese deginamas kuras išskiria karštus degimo produktus, kurie šilumą perduoda vandeniui (kuris arba paprasčiausiai sušildomas, arba verčiamas garu). Šis procesas nėra idealiai efektyvus ir neapsieina be nuostolių, kuriuos galima išskirti į kelias dalis. Pirmiausia, kuras nėra iki galo sudeginamas, o susidarantys pelenai yra pašalinami karštos būsenos, prarandant dalį naudingos šilumos. Nevisiško sudegimo ir pelenų susidarymo (bei šalinimo) procesai yra nepastovūs ir sunkiai išmatuojami. Todėl šių dedamųjų įvertinimas yra paprasčiausiai reglamentuojamas EN 12953-11 standarte [1], skaičiuojant energijos gamybos efektyvumą netiesioginiu metodu. Šiek tiek lengviau apibrėžiamas dydis yra šilumą gaminančio įrenginio efektyvumas, kuris priklauso nuo įrenginių konstrukcijos ir aplinkos sąlygų. Tai yra tokia dalis šilumos, kuri prarandama per įrenginių paviršių ir paprastai siekia iki 2 % įrenginio galios [1]. Esminiai nuostoliai yra ne iki galo panaudoti karšti degimo produktai, kurie yra pašalinami į aplinką per kaminą. Šią dalį dar galima įvardinti kaip aukšto potencialo šilumą, kadangi dūmų temperatūra už katilo svyruoja 150–180°C. Nėgana to, biokuro (drėgnos medienos) degimo produktai susideda iš jutiminės šilumos (sausos ir priklausančios tik nuo aukštos dūmų temperatūros) ir slaptosios šilumos (drėgnos ir priklausančios nuo vandens garo kiekio), kuri atsiranda dėl kure esančio vandens išgarinimo.

Minėtų šilumos nuostolių mažinimas įrenginiuose gali būti sprendžiamas kontroliuojant degimo proceso kokybę, efektyviau izoliuojant įrenginių paviršius, tobulinant įrenginių konstrukciją ir panašiai. O tolesnis dūmų panaudojimas reikalauja fizikinio šilumos atgavimo proceso, kuriuo būtų vykdomas šilumos perdavimas iš karšto šaltinio (dūmų) vėsesniam šilumos nešėjui (pvz., šaltam vandeniui). Tą galima pasiekti pasinaudojant šilumos transformavimo procesais (kai žemesnio potencialo šiluma transformuojama į aukštesnio potencialo šilumą).

Su dūmais šalinama šiluma gali būti utilizuojama naudojantis pasyviais ir aktyviais šilumos perdavimo metodais. Pasyvieji metodai – tai papildomos energijos nereikalaujantys procesai, kurių metu šilumos atgavimas vykdomas tiesiogiai tarp karšto ir šalto darbo agentų, pavyzdžiui, ekonomaizeriai ir latentinės šilumos regeneratoriai (rotaciniai, įkrautų kolonų ar membraniniai). Aktyvieji metodai tai yra šilumos susigrąžinimo procesai, kurių veikimui užtikrinti yra reikalinga papildoma energija. Tokiu principu yra paremtos šilumos siurblių (kompresorinių-mechaninių, absorbcinių-cheminių, latentinės šilumos) bei įvairių absorbcinių šilumos transformatorių (vienpakopių, daugiapakopių) technologijos. Kiekviena iš šių technologijų yra glaustai apibendrinama atskirai šiame skyriuje.

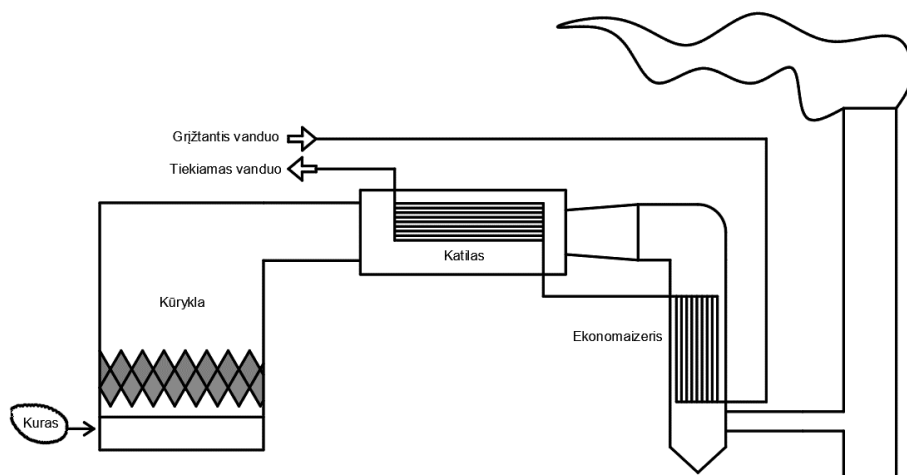
2.1 Kondensaciniai ekonomaizeriai

Kaip jau buvo paminėta, iš katilų išeinantys degimo produktai (dūmai) paprastai yra 150–180°C temperatūros ir su jais yra prarandama didelė dalis šilumos. Pavyzdžiui, 1 MW šiluminės galios katilė deginant 45 % drėgnumo medieną, gali būti prarandama iki 11 % šilumos [2]. Siekiant šią dalį sumažinti kiek įmanoma labiau, energijos gamybos procese diegiami ir naudojami papildomi įrenginiai – ekonomaizeriai, jie skiriami į sausus ir kondensacinius.

Sausi ekonomaizeriai tik šiek tiek padeda mažinti energijos nuostolius, kadangi dūmus atvėsina nedaug. O kondensaciniai (kaip byloja ir šių įrenginių pavadinimas) geba sukondensuoti dalį dūmuose esančios drėgmės ir aušinti juos labiau.

Kondensaciniai ekonomaizeriai yra įrengiami centralizuoto šilumos tiekimo tinklų pusėje, iš jų grįžtantis atšalęs termofikacinis vanduo yra naudojamas dūmams aušinti per šilumokaitį. Kondensacinio ekonomaizerio veikimo principas pagrindžiamas dūmų ir minėto termofikacinio vandens sąveika, kurios metu karštas dūmas perduoda ne tik jutiminę šilumą (priklausančią nuo savitosios šilumos), bet ir latentinę, dūmus aušinant iki jų rasos taško [2]. Tokio įrenginio efektyvumą apibrėžia aušinančio vandens temperatūra: kuo ji žemesnė, tuo labiau gali būti ataušinami dūmai.

Kondensacinis ekonomaizeris – tai gaubtinis šilumokaitis, kurio vamzdeliais žemyn teka dūmai, o tarpvamzdine ertme priešprieša teka



2.1 pav. Principinis biokuro katilinės schematinis vaizdas

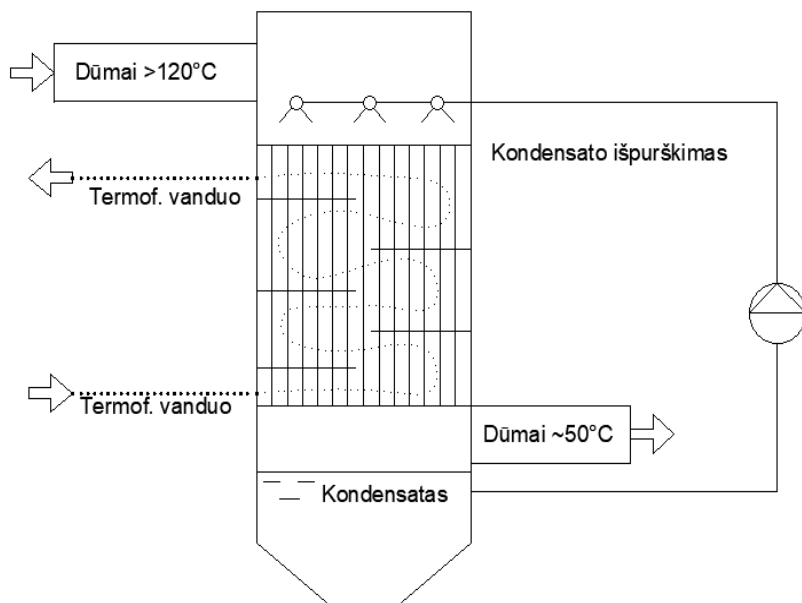
termofikacinis tinklo vanduo (2.1 ir 2.2 pav.). Viršuje į vamzdelius pilamas šiltas dūmų kondensatas, kuris apsaugo nuo vamzdelių kimšimosi pelenais. Į vamzdelius su dūmais patenka pelenų, kurie vandens garo kondensacijos pradžioje sudrėksta ir prikimba prie vidinio vamzdelių paviršiaus. Šis paviršius

čia nestabiliai drėgnas, todėl pelenai turi galimybę kibti toliau ir visiškai užkimšti vamzdelius.

Vertikalus ekonomaizeris su vamzdeliais tekančiais dūmais turi eksploatacinių ir technologinių privalumų. Dūmų srautas iš degimo kameros išneša dalį pelenų, kurie gali sutrikdyti dūmų tekėjimą. Vamzdelius yra lengviau išvalyti nei tarpvamzdinę ertmę. Be to, į vamzdelius iš viršaus tolygiai pilamas papildomas vanduo (recirkuliuojamas susidaręs kondensatas), kuris sumažina užsikimšimo tikimybę, kadangi kondensato temperatūra yra artima termofikaciniam vandeniui, todėl priešpriešinių mainų efektyvumas nukenčia nedaug. Technologinį pranašumą suteikia didelis dūmų greitis vamzdeliuose (20–30 m/s), kuris padidina vandens plėvelės greitį ir sumažina jos storį. Tai užtikrina aukštą šilumos perdavimo koeficientą, tačiau didina hidraulinį pasipriešinimą, kurį reikia įveikti papildomomis sąnaudomis.

Pagrindinis kondensacinio ekonomaizerio efektyvumą ribojantis veiksnys – griežtai fiksuotos grįžtančio termofikacinio vandens temperatūros iš centralizuoto šilumos tiekimo tinklo. Vasaros sezono metu, kai svarbiausias yra tik karšto vandens paruošimas, reikiamos tiekiamos temperatūros vanduo būna apie 70°C, o grįžtančios ~45°C, būtent grįžtančio srauto temperatūra yra naudojama kondensaciniame ekonomaizeryje, tačiau ji išmetamųjų dūmų temperatūrą gali būti ataušinti tik iki ~50°C.

Kondensacinio dūmų ekonomaizerio darbo ciklas yra paprastas, paremtas tiesioginiu šilumos mainų procesu tarp dūmų ir aušinančio agento



2.2 pav. Kondensacinio ekonomaizerio schemos vaizdas

(vandens). Sąlyginai šaltas (apie 45°C) termofikacinio vandens srautas yra tiekiamas priešpriešiais tekančiam dūmų srautui ir atšaldo bei kondensuoja karštus dūmus prieš jiems patenkant į kaminą. Minėta, jog egzistuoja ir dūmus kondensuojančio proceso intensyvinimas, recirkuliuojant kondensatą, susidarantį aušinant dūmus, ir išpurškiant jį tiesiogiai į dūmų srautą. Taip yra pasiekiamas didelis efektyvumas, o išmetami dūmai atvėsunami iki artimos aušinančio vandens įtekėjimo temperatūros. Sušildytas vandens srautas iš kondensacinio ekonomaizerio yra tiekiamas katilams, kurie tokiu atveju gali dirbti esant mažesniai temperatūrų skirtumui, taip padidinant šilumos gamybos proceso efektyvumą [1].

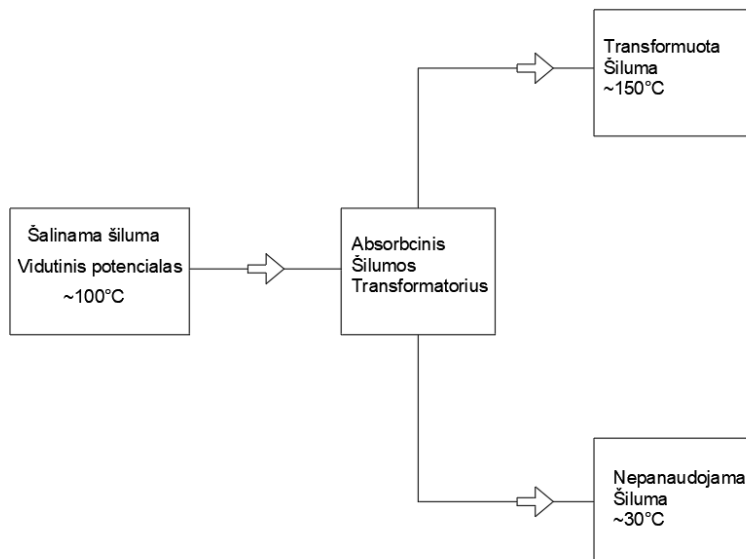
Svarbu paminėti, kad, aušinant dūmus, kondensuojasi ne tik vandens garas, bet ir dūmų sudėtyje esantys rūgštiniai junginiai. Šie žalingi komponentai (tokie, kaip siera, chloras) į dūmus patenka iš kuro. Būtent dėl šių komponentų kondensacijos formuojasi koroziška aplinka šilumokaičio viduje. Dėl šios priežasties kondensaciniai ekonomaizeriai privalo būti gaminami iš korozijai atsparių elementų (nerūdijančio plieno), siekiant tokio įrenginio ilgaamžiškumo.

Ekonomazeriai supaprastintu pavidalu yra paprasčiausi šilumokaičiai, kurių panaudojimas griežtai apribotas, ir tokios pasyvios technologijos naudojimo nepakanka šilumai visiškai atgauti. Todėl, kai kalbama apie pilnesnį šilumos nuostolių mažinimą iš dūmų, reikalingos technologijos, kurios atliekinę šilumą gebėtų transformuoti ir pateikti ją aukštesniu potencialu.

2.2 Vandens garo absorbcijos ir desorbcijos technologijos

Vandens garo absorbciniai šilumos transformatoriai yra tarsi termodinaminiai ciklai, kuriuos pasitelkiant gebama pakelti šalinamos šilumos šaltinio potencialą nenaudojant papildomos energijos ar darbo. [3] šaltinyje, kuriame apibūdinamos šilumos transformatorių sistemos bei pateikiamų absorbcinių šilumos transformatorių (**2.3 pav.**) tikslas yra „perdirbti“ žemo potencialo šilumą. Tai daroma paverčiant ją aukštesnio potencialo šilumą (paprasciau tariant, pakeliant jos temperatūrą). Šaltinyje [4] minima, kad, naudojantis šilumos transformatoriaus sistema, teoriškai įmanoma atgauti iki 50 % šilumos nuostolių (realiai šis dydis artimesnis trečdaliui), kurie kitaip būtų šalinami į aplinką.

Realizuojant paprastą šilumos transformavimo procesą, atliekinės šilumos potencialas gali būti padidinamas 50 K (**2.3 pav.**), t. y. jeigu atliekinė šiluma yra apie 100°C , transformuotos šilumos temperatūra galėtų siekti 150°C . Jeigu tokia sistema būtų naudojama su kondensaciniu ekonomaizeriu, turėtų būti panaudojamas $\sim 50^{\circ}\text{C}$ šilumos šaltinis, pakeliant jo potencialą iki $\sim 80^{\circ}\text{C}$. Bet kuriuo atveju į aplinką būtų šalinama žemo potencialo likutinė šiluma (apie 30°C), o pats procesas atliekamas su mažomis mechaninės energijos sąnaudomis [5]. Absorbciniai šilumos transformatoriai skirstomi į du tipus – vienpakopius ir daugiapakopius.



2.3 pav. Absorbcinio šilumos transformatoriaus proceso schema

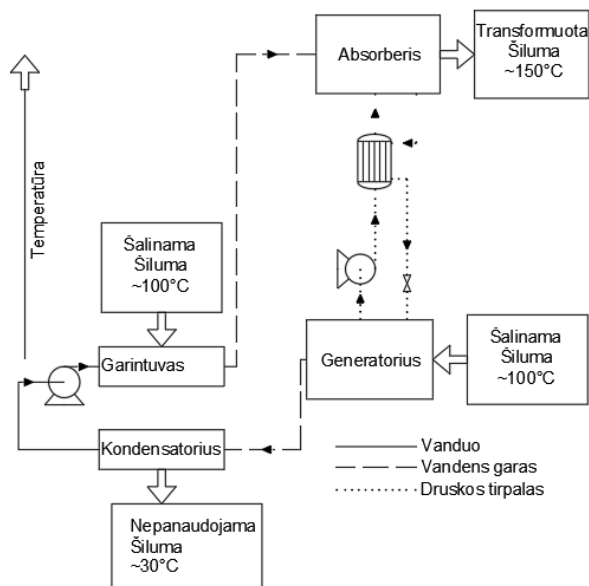
Naudojantis tokia sistema ir susigrąžinant dalį išmetamos energijos panaudojant ją, pavyzdžiui, tiekiamam į kūryklą orui šildyti, galima smarkiai padidinti energijos gamybos proceso efektyvumą [6]. Dėl minėtos priežasties tokios technologijos principas Tarptautinės energijos agentūros (IEA) buvo pastebėtas kaip viena iš ateities technologijų, lemsiančių geresnį energijos utilizavimą [7].

Nepaisant didelio šilumos utilizavimo efektyvumo, tokia sistema nėra dažnai sutinkama pramonėje, kadangi ji nėra pakankamai ištirta, jos ciklui reikalingi pavojingi fluidai (konkrečiai ličio bromido tirpalai), skatinantys koroziją, bei potencialiai dideli įrengimo kaštai, o ir tokių sistemų pasaulyje yra vos keliolika [7].

2.2.1 Vienpakopiai absorbciniai šilumos transformatoriai

Vienpakopiai šilumos transformatoriai gali padidinti šalinamo šilumos potencialą (temperatūrą) apie 50 %, t. y., turint 100°C šalinamą šilumos šaltinį, jo temperatūrą galima pakelti iki 150°C (**2.3 pav.**). Derinant kartu su ekonomiaizeriu, šios temperatūros mažesnės. Tokia konfigūracija yra paprasčiausia ir lengviausiai analizuojama tame pačiame [2] šaltinyje.

Paprastai tarient, vienpakopis šilumos transformatorius yra kaip ir paprastas absorbcinis šilumos siurblys, dirbantis atvirkščiu Karno ciklu [8]. Sistema susideda iš vieno kondensatoriaus, vieno garintuvo ir vieno generatoriaus (**2.4 pav.**).



2.4 pav. Vienpakopio šilumos transformatoriaus schema [3]

Absorberis ir garintuvas šioje technologijoje dirba esant aukštam slėgiui, o generatorius ir kondensatorius – žemesniam. Šilumos šaltinis (dūmai, šiltas vanduo, karštas oras ir pan.) yra panaudojamas generatoriuje, kur yra atskiriamas agresyvesnis tirpalo komponentas (paprastai ličio bromidas) nuo vandens, tirpalą garinant vidutinėje (siekiančioje apie 100°) temperatūroje. Tirpalo garai teka į kondensatorių ir yra sukondensuojami sumažinant jo temperatūrą ir išskiriant iš jo slaptąją garavimo šilumą naudojantis žemesnio potencialo šilumos šaltiniu (30–40°C, pasinaudojant atmosferine aplinka). Sukondensuotas tirpalas suslegiamas priešais garintuvą, kur vėl yra išgarinamas (~100°C) pasinaudojant išoriniu šilumos šaltiniu (paprastai ta pačia atliekine šiluma, kuri naudojama pirmame žingsnyje). Išgarintas vanduo tuomet yra absorbuojamas absorberioje į tirpalą, kuris cirkuliuoja tarp generatoriaus ir absorberio. Dalis išlaisvintos absorbavimo šilumos yra naudojama absorberio temperatūrai palaikyti (kuri turi būti aukštesnė nei generatoriaus ir garintuvo), o kita dalis šilumos yra nuimama kaip proceso produktas. Koncentruotas tirpalas iš absorberio yra panaudojamas įeinančiam į absorberį tirpalui pakaitinti.

Svarbus akcentas yra ir paties proceso efektyvumas, nusakomas *COP* (angl. žymimas kaip coefficient of performance) kriterijumi. Tai yra sistemoje pagamintos (naudingos Q_n) šilumos ir į procesą įdėtos energijos (elektros bei šilumos) santykis (1).

$$COP = \frac{Q_n}{Q_e + Q_g + W_s} \quad (1)$$

[2] akcentuojama, jog vidutiniškai vienpakopio absorbcinio šilumos transformatoriaus efektyvumo koeficientas (COP) yra 0,4–0,5 [9], atskirais atvejais pažymint 0,2–0,3 ribas, o tai reiškia, jog procesui suteikiamas energijos kiekis yra didesnis nei yra naudingai atgaunamas. Toks efektyvumas, palyginti su absorbciniais šilumos siurbliais (kurių COP 1,6–1,8), yra labai mažas. Todėl, nors toks transformatorius ir geba pasiekti didelį transformavimo potencialą, tačiau tai daro visiškai neefektyviai.

2.2.2 Daugiapakopio tipo šilumos transformatoriai

Vienpakopiai šilumos transformatoriai šilumos energijos potencialą pakelia iki palyginti neaukšto lygio (temperatūra gali būti pakeliama tik iki 50 K skirtumo) [3]. Sprendimas naudoti vienpakopį šilumos transformatorių yra nulemiamas technologijos pobūdžio, t. y. ten, kur reikiamas šilumos transformavimo potencialas yra nedidelis (pvz., vandens valymo technologijoje). Norint šiluminės energijos potencialą pakelti į dar aukštesnį lygį, privaloma naudoti sudėtingesnio principo šilumos transformatorius [10], tokius kaip daugiapakopiai, kurie yra dar skirstomi į dviejų ir trijų pakopų.

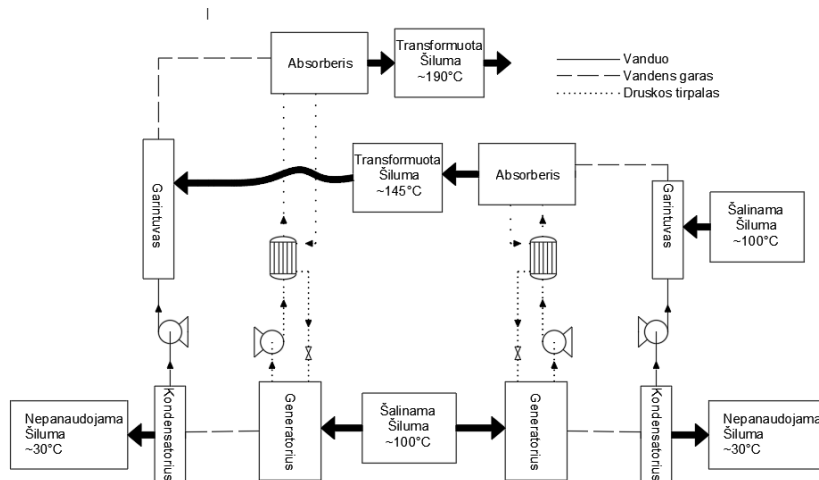
Dviejų pakopų šilumos transformatoriai geba pakelti šalinamos šilumos šaltinio temperatūrą iki 80°C. Tokioje sistemoje naudojamas arba dvigubos absorbcijos transformatorius, arba dvigubinta šilumos transformatoriaus sistema. Norint išgauti dar didesnę temperatūros šuolį, turėtų būti naudojamas trigubos absorbcijos šilumos transformatorius, tokiu atveju temperatūros skirtumas galėtų tapti ~145°C [11].

Kaip ir vienpakopiai šilumos transformatoriai, daugiapakopiai taip pat nepasiekia aukšto proceso efektyvumo. Analizėje [12] teigiama, kad tokios sistemos darbo naudingumo koeficientas – 0,36. Nėgana to, didinant atliekinės šilumos potencialą (vis labiau didinant temperatūrą), naudingai panaudojamos šilumos kiekis tampa vos 20 %, todėl tokia sistema galėtų būti racionali tik išskirtiniais atvejais. Paprastai tariant, atgaunama šiluma tampa aukštesnio potencialo, tačiau jos kiekis tampa mažesnis.

2.2.3 Dvipakopis šilumos transformatorius

[3] studijoje aprašoma ir dvigubinta šilumos transformatoriaus sistema, kuri iš principo yra dviejų šilumos transformatorių jungtinė sistema (**2.5 pav.**). Atliekinė šiluma, kuri yra apie 100°C temperatūros, yra tiekiamą į garintuvą ir generatorių pirmajam ciklui (dar vadinamam žemos temperatūros ciklu). Šiame cikle transformuojamos šilumos temperatūra padidinama iki 145°C, kaip tai buvo aprašyta vienpakopio šilumos transformatoriaus poskyryje. Ši aukšta temperatūra yra išgaunama pirmojo ciklo absorberyje. Tuomet transformuota šiluma, arba visa, arba jos dalis, yra nukreipiama į antrąjį transformatoriaus ciklą (vadinamą aukštos temperatūros ciklu) keliais būdais: pirmojo ciklo absorberis gali būti sujungtas su antrojo ciklo garintuvu ar generatoriumi arba tiek su garintuvu, tiek su generatoriumi.

Pavyzdiniame variante **2.5 pav.** yra atvaizduojama schema, kai pirmojo ciklo absorberis sujungiamas su antrojo ciklo garintuvu. Tokiu atveju antrojo ciklo garintuvas dirba esant aukštesnei temperatūrai, kuri leidžia pasiekti didesnę šalinamos šilumos temperatūrų skirtumą, todėl antrojo ciklo absorberis galėtų pasiekti net 190°C ribą. Aukštesnės temperatūros cikle veikiantis generatorius ima tą pačią šalinamą šilumą, kuri naudojama ir žemos temperatūros cikle. Jeigu žemos temperatūros cikle esantis absorberis būtų sujungtas su antrojo ciklo generatoriumi, tokiu atveju jis, o ne garintuvas dirbtų



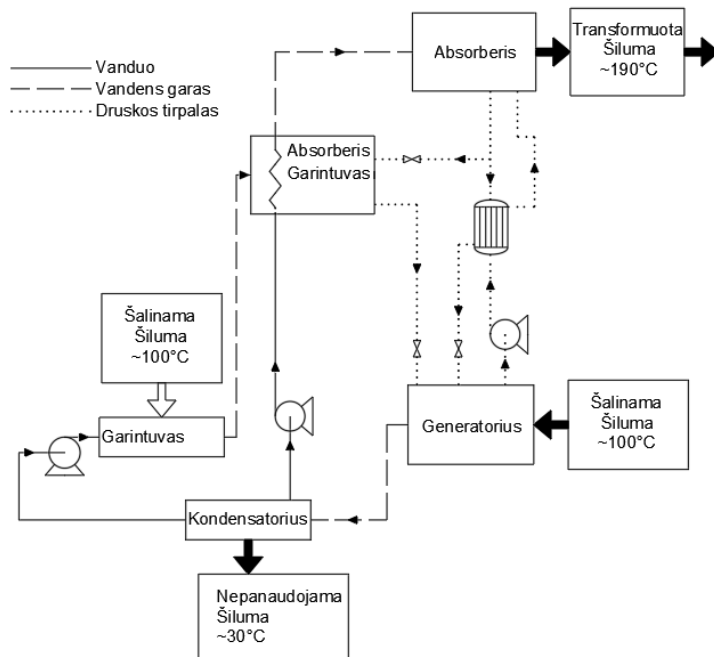
2.5 pav. Dvipakopio šilumos transformatoriaus proceso schema [2]

esant aukštesnei temperatūrai. Tas pats principas galioja ir kai pirmojo ciklo absorberis sujungiamas tiek su antrojo ciklo garintuvu, tiek su generatoriumi.

Atlikus dvigubos absorbcijos šilumos transformatoriaus sistemos analizę [5], buvo nustatytas tokios sistemos efektyvumas. Rezultatai parodė, kad šios sistemos efektyvumo rodiklis yra 0,325, tai reiškia, kad jis yra mažesnis už vienkopio transformatoriaus koeficientą (0,5) [9]. Nepaisant to, yra akcentuojama, kad vienkopės sistemos efektyvios tik esant žemų temperatūrų skirtumams, o, norint išgauti didesnę temperatūros prieaugį, privaloma naudoti dvigubintas absorbcijos sistemas. [13] buvo įrodyta, kad dviguba absorbcijos sistema gali išvystyti 15 % didesnę efektyvumą ir 9 % didesnę temperatūros prieaugį esant tam tikroms sąlygoms.

2.2.4 Dvigubos absorbcijos šilumos transformatoriaus sistema

Dvigubos absorbcijos šilumos transformatoriaus sistema yra labai panaši į anksčiau minėtą dvipakopį šilumos transformatorių, tačiau skiriasi tuo, kad pastaruoju atveju abu ciklai dalinasi bendrą generatorių ir kondensatorių [3] (2.6 pav.). Paveikslėlyje schematinis išdėstymas organizuojamas pagal temperatūrą (kuo aukštesnė darbinė komponento temperatūra, tuo aukštesnė ir jo pozicija vertikaliai). Tokio tipo technologija veikia naudojant šešis bazinius komponentus – generatorių, garintuvą, kondensatorių, absorberį-garintuvą, darbo agento šilumokaitį ir absorberį. Šilumos šaltinis yra nukreipiamas į generatorių, kur yra atskiriamas agresyvesnis tirpalo komponentas (paprastai ličio bromidas) nuo vandens, garinant tirpalą vidutinėje temperatūroje.



2.6 pav. Dvigubos absorbcijos šilumos transformatoriaus schema [2]

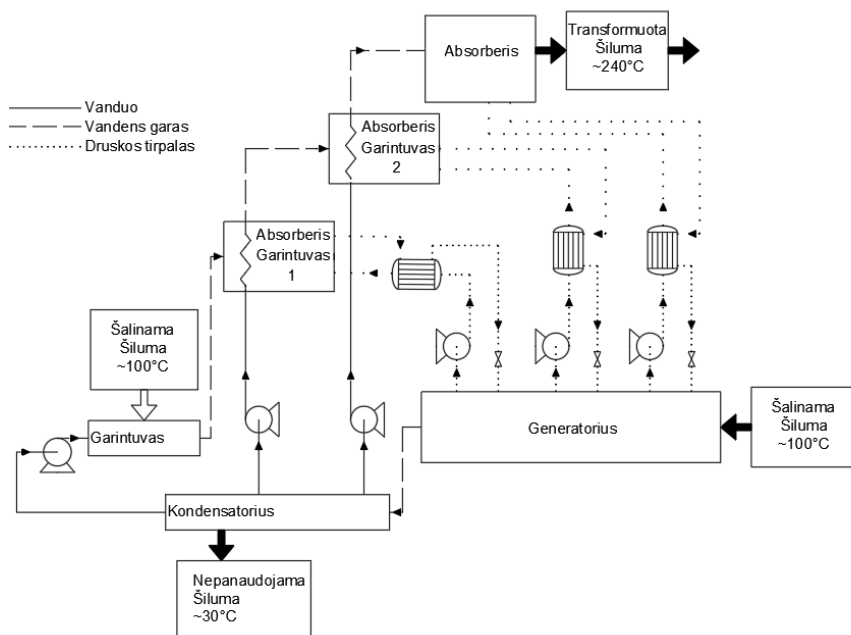
Darbo agento garai tuomet tiekiami į kondensatorių, kur yra sukondensuojami, o į aplinką išleidžiama jų slaptoji garavimo šiluma. Dalis kondensato yra suslegiama ir išgarinama, dar kartą pasinaudojant pradiniu šilumos šaltiniu, o garai įsiskverbia į absorberio-garintuvo tirpalą. Dalis išsiskyrusios šilumos šioje dalyje palaiko aukštą temperatūrą absorberio-generatoriaus viduje (aukštesnę nei prieš tai buvusio garintuvo). Absorberio-garintuvo viduje cirkuliuojantis tirpalas grąžinamas į generatorių, prieš tai sumažinus jo slėgį. Kita dalis kondensato iš kondensatoriaus yra nukreipiamas į absorberį-garintuvą aukštesniu slėgiu, ten jis išgarinamas ir nukreipiamas į aukštesnio potencialo absorberį. Šiame žingsnyje esantis tirpalo šiluminis

potencialas išlaisvinamas ir nuimamas kaip aukštos temperatūros produktas. Dalis tirpalo iš absorberio teka į absorberį-garintuvą, kur yra naudojamas tirpalo garams, susidariusiems garintuve, absorbuoti, o likusi dalis teka per šilumokaitį, kuriame koncentruotas tirpalas yra pakaitinamas prieš sumažinant jo slėgį ir grąžinant į generatorių.

Tokio tipo transformatoriaus procesų gausa lemia didelius vidinius nuostolius, ir, remiantis [14] šaltinyje atlikta eksergine analize, gaunami dideli vidiniai nuostoliai bei parametų svyravimai dėl didelio įrenginių kiekio. Nors galutinis rezultatas (šiluminės energijos potencialas) ir gaunamas didelis (iki 90 K), pasiekiamas tik 0,37 naudingumo koeficientas. Tai vėlgi leidžia teigti, jog į procesą yra įdedama daug daugiau energijos nei jos atgaunama.

2.2.5 Trijų pakopų šilumos transformatoriai

Vienos pakopos šilumos transformatoriai ir dviejų pakopų šilumos transformatoriai šilumą transformuoja atitinkamai 50°C ir 80°C laipsnių skirtumais. Nepaisant to, yra sričių, kur panaudojimui reikalinga šiluma turi būti ir 200°C, tokio reikalavimo negali išpildyti nė viena anksčiau minėta šilumos transformatoriaus sistema, todėl yra pristatoma dar kitokia – trijų pakopų sistema [15].



2.7 pav. Trijų pakopų šilumos transformatoriaus schema [2]

Trijų pakopų šilumos transformatoriaus sistema susideda iš 9 dalių: kondensatoriaus, generatoriaus, garintuvo, dviejų absorberių-garintuvų (dviem skirtingoms temperatūroms pasiekti), trijų šilumokaičių ir vieno absorberio (2.7 pav.). Šilumos šaltinis yra tiekiamas į generatorių, kur yra atskiriamas

agresyvesnis tirpalo komponentas nuo vandens, tirpalą garinant esant vidutinei temperatūrai. Darbo agento garai tuomet nukreipiami į kondensatorių, kur yra sukondensuojami, ir į aplinką išleidžiama jų slaptoji garavimo šiluma. Dalis kondensato yra suslegiama iki P_1 slėgio ir vėl išgarinama pasinaudojant tą pačią atliekinę šilumą, o garai įsiskverbia į absorberio-garintuvo 1 tirpalą. Kita dalis kondensato taip pat yra suslegiama, tačiau jau didesnio slėgio P_2 ($P_2 > P_1$), ir išgarinama, pasinaudojant šilumą, gaunama iš absorberio-garintuvo 1, o garai nukreipiami ir absorbuojami absorberijoje-garintuve 2. Trečia kondensato dalis, esant aukščiausiam slėgiui P_3 ($P_3 > P_2$), yra išgarinama absorberijoje-garintuve 2. Iš visų pakopų grįžtantis tirpalas šilumokaičiuose pašildo į generatorių tekančią tirpalą.

Trijų pakopų šilumos transformatorių studijų yra vos kelios, tačiau jų išvados yra panašios. [16] darbe autoriai apibrėžia, kad minėta sistema gali transformuoti šilumą netgi 145°C skirtumu, nors efektyvumo koeficientas (COP) tokiu atveju apibrėžiamas apie 0,2. Taip pat studijos [17] autoriai sutinka, kad šių sistemų efektyvumo koeficientas yra žemesnis nei vienpakopių ir dvipakopių šilumos transformatorių, tačiau pasiekiamas daug didesnis temperatūrų skirtumas.

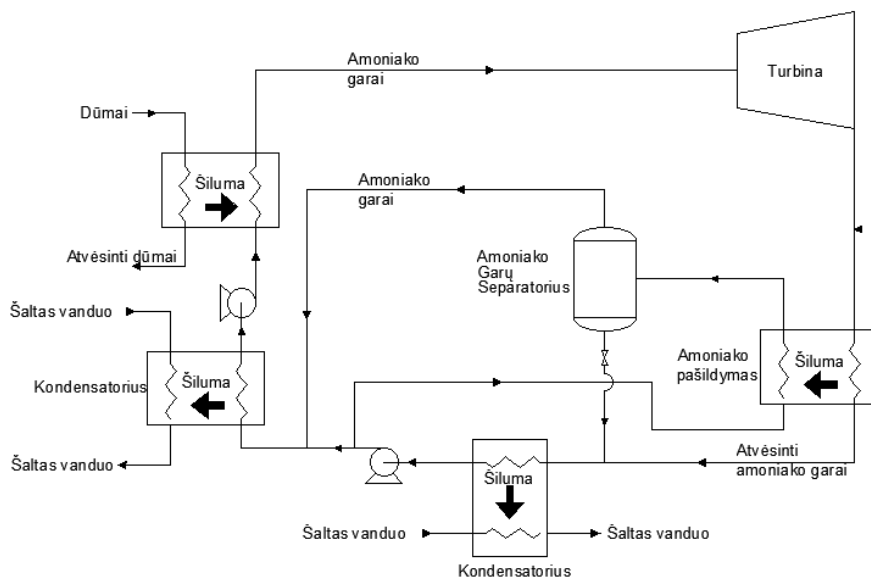
Aptariamuose tyrimuose [3] šilumos transformatoriai termodinaminio požiūriu veikia pakankamai efektyviai ir leidžia smarkiai sumažinti energijos poreikį sistemose. Tačiau absorbcinių šilumos transformatorių ekonominis potencialas vis dar nėra gerai ištirtas ir dokumentuotas. Egzistuoja daugybė vienpakopių ir dvigubos absorbcijos šilumos transformatorių sistemų tyrimų, kuriuose pateikiama išvada apie apytikriai trumpą, maždaug dvejų metų, minimų sistemų atsipirkimo laikotarpį. Nepaisant to, šie tyrimai nepateikia daugiau informacijos apie veiksnius, turinčius įtakos šiems atsipirkimo laikotarpiams, prielaidų dėl kuro kainų ar net metodų, naudojamų reikalingoms pradinėms investicijoms įvertinti. Todėl egzistuoja papildomų tyrimų poreikis, kuriuose būtų išsamiai išnagrinėta abiejų šilumos transformatorių finansinė nauda ir kiekybiškai įvertintos sąlygos, reikalingos norint sėkmingai įvertinti pradinės investicijos grąžą. Be kita ko, trigubos absorbcijos šilumos transformatorių tyrimai parodė, kad tokių transformatorių įrengimo kaina gali būti kliūtis juos diegti, todėl būtų pravartu ieškoti efektyvesnių įrangos tipų, kurie galėtų sumažinti šią problemą.

Nors teoriniai tyrimai ir teigia, kad šių sistemų panaudojimas įmanomas, realių pavyzdžių trūksta. Galima svarstyti, kad sistemų sudėtingumas, brangumas ir sąlyginai nedidelis efektyvumas gali būti esminės investuotojų pasipriešinimo priežastys. Šilumos transformatoriai iki šiol buvo traktuojami kaip teoriniai objektai, o, norint, kad šios sistemos turėtų ateitį, jas reikia išbandyti ir naudoti pramonėje. Nėra pakankamai tyrimų, kuriuose analizuojami metodai būtų naudojami spręsti problemoms, kurios šiuo metu trukdo šilumos transformatorių įgyvendinimą, pavyzdžiui, pašalintų priklausomybę nuo labai agresyvaus $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ druskos mišinio naudojimo ar sukurtų mažesnę ir kompaktiškesnę įrangą, dėl kurios sumažėtų investicijos į

tokias sistemas. Tai netinka atsakant į bendrą klausimą, ar absorbciniai šilumos transformatoriai yra tinkami, kokiomis aplinkybėmis esant jie pasiteisintų labiausiai. Taip pat neatsakoma ir į klausimą apie konkrečias situacijas ir kokias transformatorių ciklo dalis reikia koreguoti, kad jos būtų patrauklios energijos atgavimo procesams pramonėje.

2.3 Resorbcinės kogeneracijos technologija

Žemo potencialo, arba atliekinė, šiluma gali būti ne tik transformuojama į aukštesnį potencialą, bet ir tiesiogiai panaudojama generuojant elektros energiją naudojant chemisorbciją. Sistema yra paremta Renkino ciklo principu, kuris yra papildomas įvedant distiliacinę posistemę, panaudojant vandens ir amoniako mišinį ir pakeičiant įprastą kondensacijos procesą už garo turbinos. Tokia uždaro ciklo sistema (**2.8 pav.**), kurią pateikia Kalina [18], gali sėkmingai veikti naudojant atliekinę šilumą, pavyzdžiui panaudojant didelio dyzelinio variklio išmetamąsias dujas.

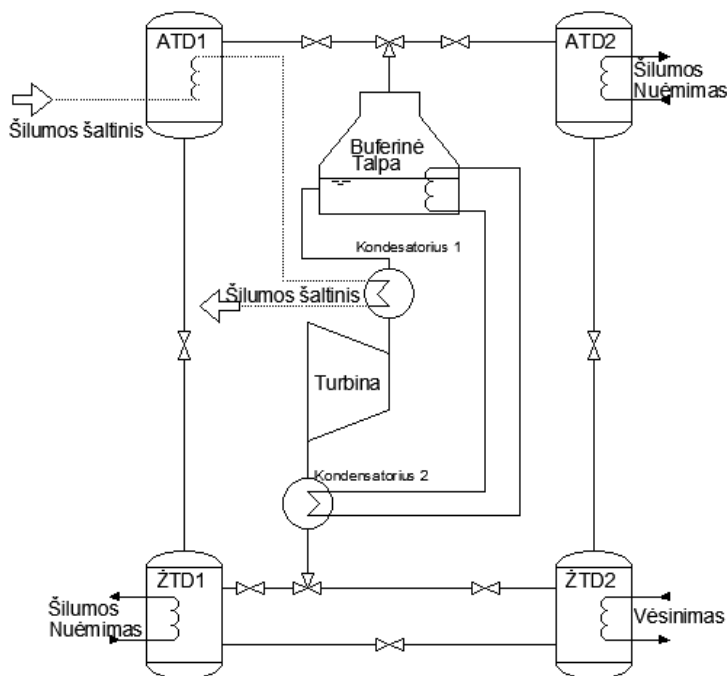


2.8 pav. Resorbcinės kogeneracijos uždaro ciklo schema [18]

Sistemos veikimo principas yra toks: pradinio momentu vandens ir amoniako mišinio slėgis pakeliamas iki vidutinio ir padalijamas į dvi dalis. Didesnė srauto dalis nukreipiama į šilumokaitį, pašildoma ir dalinai išgarinama separatoriuje. Garo srautas kitu žingsniu sumaišomas su pradine mažesnio srauto dalimi. Tuomet visas mišinys yra sukondensuojamas ir suslegiamas iki reikiamo slėgio ir visiškai išgarinamas pasinaudojant atliekine šiluma (išmetamosiomis dujomis iš dyzelinio generatoriaus). Iki galo išgarintas agentas nukreipiamas į turbiną, kur atlieka naudingą darbą prieš jam įtekant į

šilumokaitį. Jame agentas atvėsinamas, o kitoje pusėje cirkuliuojantis agentas pašildomas prieš jam patenkant į separatorių. Išdistiliuotas skystis iš separatoriaus (atskirtas nuo garo) yra droseliuojamas ir sujungiamas su dalinai sukondensuotu ištekančiu agentu iš šilumokaičio, einančiu po turbinos, ir iki galo sukondensuojamas aušinančiu vandeniu, taip ciklas yra kartojamas ir yra gaminama elektros energija.

Minėtas atliekinės šilumos panaudojimo principas gali būti išplėstas dar labiau, tai išanalizavo Lu ir kt. [19], jie pasiūlė ciklą patobulinti įtraukdami ir šaldymo potencialą (generuojant elektros energiją ir atliekant vėsinimą tuo pat metu). Cikle (**2.9 pav.**) yra naudojamos įvairios chlorido druskos, kurios gali



2.9 pav. Resorbcinės kogeneracijos sistemos schema su vėsinimu [4]

grįžtamai reaguoti su amoniaku, taip leidžiant resorbcinei kogeneracijai vykti esant įvairioms šilumos šaltinio temperatūroms. Tokia sistema turi trūkumų, kadangi be buferinės talpos negali užtikrinti stabilaus slėgio turbinai, o, esant nepastovioms cheminėms reakcijoms, būtinos dubliuotos resorbcinės kogeneracijos dalys.

Resorbcinė kogeneracinė sistema (**2.9 pav.**) susideda iš dviejų aukštatemperatūrių druskos talpų, dviejų žematemperatūrių druskos talpų, dviejų šilumokaičių, buferinės talpyklos ir vienos turbinos. Tokios sistemos paskirtis yra šildyti aukštatemperatūrę druskos talpyklą (ATD1), pasinaudojant atliekine šiluma. Talpykloje desorbuotas amoniakas nukreipiamas į buferinę talpą, kurioje agentas palaikomas soties būsenos. Iš talpos amoniakas

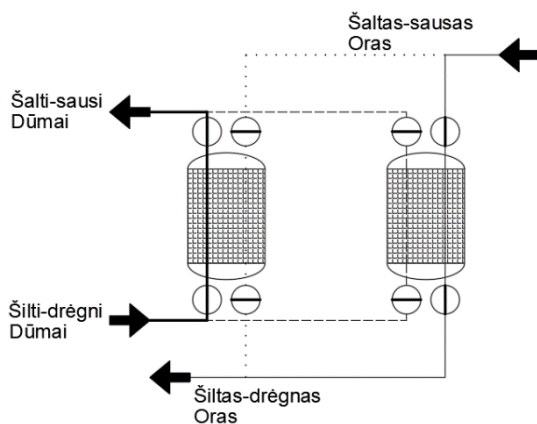
dozuojamas į turbiną, kur atlieka darbą generuojant elektros energiją. Atlikęs darbą amoniakas nukreipiamas į žematemperatūrinę druskos talpyklą (ŽDT1), kur yra absorbuojamas. Absorbcijos metu išsiskyrusi šiluma yra atiduodama aplinkai. Kitoje sistemos pusėje yra atliekamas vėsinimo procesas, (ADT2) absorbuoja amoniaką iš (ŽDT2). O šilumokaičiai 1 ir 2 yra skirti šilumai, kuri išskiriama iš ADT1 ir turbinos, susigrąžinti.

Nors ir tokios sistemos panaudojimas yra platus inkorporuojant elektros energijos gamybą, tačiau pagrindine problema išlieka nedidelis naudingumas. Priklausomai nuo atliekinės šilumos potencialo, pasak [19], tokios sistemos naudingumo koeficientas svyruoja tarp 0,4 ir 0,7. Itin mažas yra ir elektros energijos gamybos naudingumas – šilumos šaltiniui esant 200°C temperatūros, elektros gamybos efektyvumas siekia vos 8–11 %, o jei šilumos šaltinis yra 100°C, efektyvumas krenta iki 4–5 %.

2.4 Šilumos ir masės regeneracija atliekinei šilumai utilizuoti

Atliekinę šilumą galima panaudoti ir nesikliaujant sudėtingais šilumos transformacijos procesais, o paprasčiausiai naudojant tiesioginių šilumos ir masės mainų principu tarp fluidų. Tačiau toks šilumos atgavimo principas yra ribotas dėl žemo atliekinės šilumos potencialo. Paprastai, atliekinės šilumos šaltinio temperatūrai esant žemai (50–60°C), tiesioginiu būdu atgautą šilumą taip pat galima panaudoti tik ten, kur aukšta temperatūra nėra reikalinga.

Tokia sistema galėtų būti naudojama biokuro jėgainėse, kuriose jau yra įrengti kondensaciniai ekonomaizeriai. Šalinami dūmai į kaminą (apie 50°C), pasinaudojant regeneracija, galėtų pašildyti į kūryklą tiekiamą orą iš lauko.



2.10 pav. Šilumos ir masės regeneracijos sistemos schema [5]

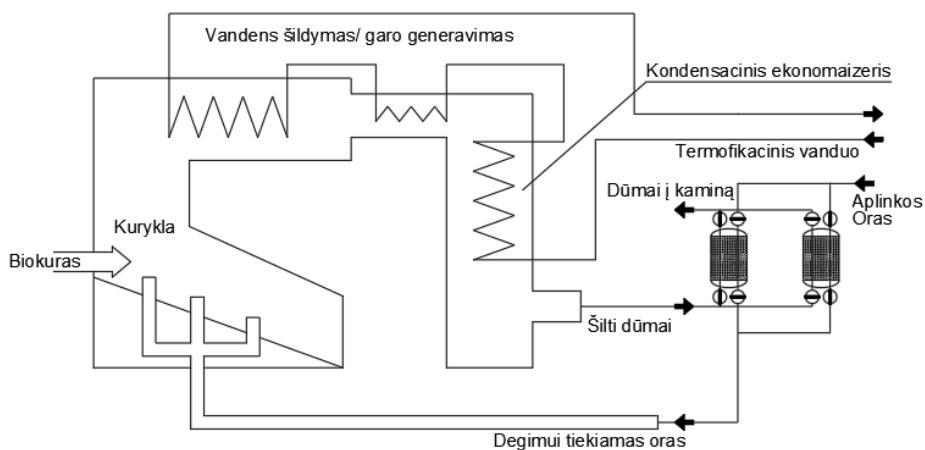
Šaltinyje [20] siūlomi regeneratoriai yra dviejų tipų: rotaciniai ir fiksuotos įkrovos (matricos). Rotacinio tipo regeneratorių paremtas priešpriešiniu fluidų judėjimu, kai besisukantis paviršius kontaktuoja su abiem fluidais vienu po kito. O įkrovų tipo regeneratoriuje vienas fluidas įkrovą sušildo, o kitas atvėsina, tą šilumą absorbuodamas. Esant žemoms dūmų

temperatūroms, dėl kondensacijos procesų medžiagos turi būti atsparios korozijai ir, bendrai tariant, tokioje sistemoje rotacinis šilumos mainų paviršius gali būti nepatikimas arba neilgaamžis, o įkrovos gali būti parenkamos laisviau, matrica gali labai padidinti šilumos mainų plotą ir nenaudoja papildomos

energijos. Principinis tokio regeneratoriaus schematinis vaizdas pateikiamas paveikslėlyje (2.10 pav.).

Organizuojant būtent tokį atliekinės šilumos susigrąžinimo principą, drėgni dūmai (prieš juos išmetant per kaminą) nukreipiami per koloną, kurioje yra keraminių dalelių įkrova (matrica). Toje kolonoje dūmai šildo matricą ir jai atiduoda drėgmę, iš jos dūmai, atvėsę ir sausi, keliauja į kaminą. Kitu žingsniu per sudrėkintą ir sušildytą matricą yra siurbiamas aplinkos oras, kuris, matricoje susirinkęs drėgmę ir sušilęs, yra nukreipiamas į degimo kamerą. Vienu metu abi kolonas atskirai apiplauna tiek dūmai, tiek oras, kurių tekėjimas po tam tikro laiko yra sukeičiamas vietomis, realizuojant proceso ciklišumą.

Vienas iš tokios sistemos privalumų yra poveikis aplinkai, kai tokioje sistemoje papildomai atidirbę dūmai yra išvalomi, dūmams kondensuojantis ant smulkių įkrovos paviršių ir ant jų nusėdant kietosioms dalelėms. Tačiau ataušinant dūmus ir juos naudojant degimui tiekiamam orui pašildyti, turėtų būti sumažinama degimo proceso temperatūra, dėl ko sumažėtų NO_x susidarymas degimo produktuose, o kartu turėtų didėti anglies monoksido (CO) kiekis. Nepaisant to, Jonsson ir Yan [21] teigia, kad drėgnas oras degimui įtakos neturi, todėl CO kiekis neturėtų didėti.



2.11 pav. Regeneracinės sistemos panaudojimo schema [5]

Schemoje (2.11 pav.) pateiktas principinis regeneracinės sistemos panaudojimo modelis biokuro jėgainėje. Įdiegtas papildomas regeneracijos elementas, kuris ne tik efektyvintų degimo proceso eigą, bet ir potencialiai padidintų kondensacinio ekonomizerio galią. Taip būtų dėl to, kad įkrovą aptekantis oro srautas ne tik būtų šildomas, bet dar ir sugertų drėgmę, išsiskyrusią iš drėgnų dūmų. Tokiu atveju papildoma drėgmė, patenkanti į degimo kamerą, būtų išgarinama ir su dūmais vėl patektų į ekonomizerį, priešingai nei paprastoje sistemoje, kai drėgni dūmai yra išmetami į aplinką. Dėl to naujoje sistemoje šiluminis potencialas būtų didesnis. Esant didesnei

atgaunamos šilumos vertei nei ekonomaizerio šiluminė talpa, lygiagrečiai reikėtų įdiegti papildomą kondensacinį ekonomaizerį.

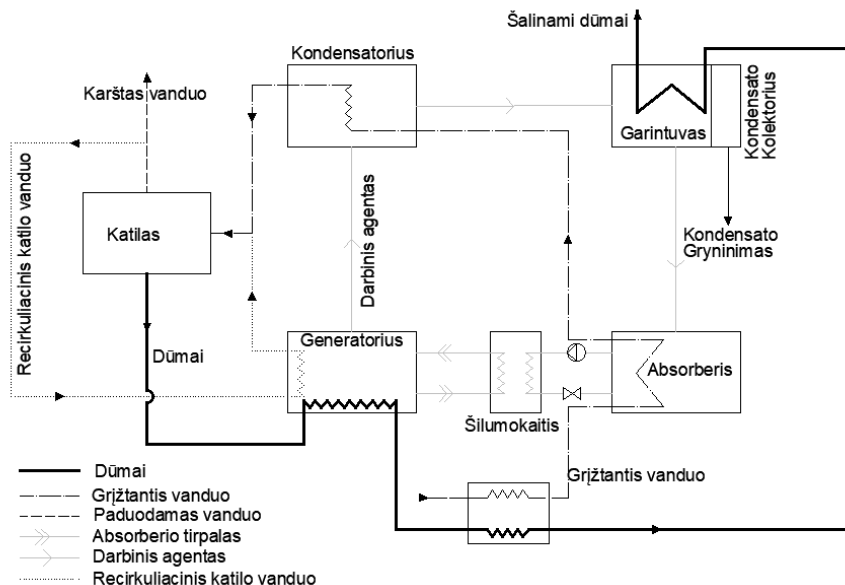
Spėjama [20], kad ekonominiu atžvilgiu regeneracinė šilumos nuostolių atgavimo sistema yra efektyvi: nurodomas technologijos atsipirkimo laikas – 4 metai, o ošia sistema modernizavus kogeneracinę jėgainę, per regeneracinės sistemos tarnavimo laiką jėgainei prognozuojamas 10,4 milijonų eurų pelnas. Nėgana to, esant konkurencingai jėgainių aplinkai (varžantis parduodant šilumos energiją vienam dideliame vartotojų tinklui), papildomai atgaunama šiluminė energija leistų sumažinti šilumos energijos savikainą ir didintų sėkmę konkurencinėje aplinkoje.

2.5 Šilumos siurblio technologijos panaudojimas aušinant dūmus ir regeneruojant vandens garą

Literatūroje dažnai sutinkamas šilumos atgavimo procesų aprašymas sistemose, naudojančiose gamtines dujas. Toks kuras, daugiausia susidedantis iš angliavandenilių ir neturintis daug kenksmingų priemaišų (sieros, kietųjų dalelių ir pan.), yra labai aukštos kokybės ir plačiai naudojamas. Nesinaudojant šilumos nuostolių su dūmais mažinimo technologijomis, į aplinką išmetami aukšto potencialo degimo produktai (140–200°C) [22]. Kartu su dūmais išmetama ir latentinė šiluma, kuri sudaro apie 10 % dujų šilumingumo, susigrąžinus šią šilumą iš dūmų, yra smarkiai pagerinamas energetinis efektyvumas.

Jianlin H. [23] teigia, kad, dūmus aušinant iki 55°C, yra susigrąžinama iki 20 % vandens garų kondensacijos metu, o jeigu dūmai būtų aušinami labiau, t. y. apytikriai iki 30°C, sukondensuojamų vandens garų dalis padidėtų iki 30 %. Tiesa, autorius nemini, kokiam oro pertekliui esant šis teiginys yra teisingas. Gamtinių dujų dūmų rasos taško temperatūra priklauso nuo oro pertekliaus koeficiento, t. y. kai oro pertekliaus koeficientas yra lygus 2, tuomet rasos taško temperatūra yra apie 48°C, o kai oro pertekliaus nėra, rasos taško temperatūra gaunama apie 60°C. Todėl galima numanyti, kad autorius vertina 1,5 oro pertekliaus koeficientą. Akcentuojama, jog dažniausiai energetinių objektų dispozicijoje termifikacinio vandens temperatūros yra aukštesnės nei reikia šalinamiems dūmams efektyviau atvėsinti [24]. Be to, net ir naudojant šilumos transformavimo įrenginius, kurie utilizuoja šilumos nuostolius, susidaręs kondensatas paprastai išleidžiamas į nuotekas. Dėl šių priežasčių tokiai sistemai yra pasiūlomas kitoks šilumos siurblio principas [22], kuris ne tik gebėtų panaudoti šalinamą atliekinę šilumą iš dūmų, bet ir išnaudotų susidarančio vandens garų kondensato potencialą.

(2.12 pav.) pateikiama absorbcinio šilumos siurblio sistemos principinė veikimo schema. Sistema susideda iš šilumą generuojančio įrenginio (katilo), termofikacinio vandens ir dūmų šilumokaičio, termocheminio kompresoriaus (generatoriaus, šilumokaičio, absorberio ir aukšto slėgio siurblio), kondensatoriaus bei garintuvo. Aukštos temperatūros degimo produktai ir katilo



2.12 pav. Šilumos siurblio panaudojimas aušinant dūmus [7]

vidinio kontūro vanduo pirmiausia patenka į generatorių (šildymo kontūre cirkuliuojantis vanduo yra generatoriaus varomoji jėga). Generatoriaus šilumokaityje darbo agento ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$ – ličio bromido ir vandens) tirpalas šildomas ir generuojami vandens garai, o tiek degimo produktų, tiek šilumos šaltinio vandens temperatūra yra sumažinama. Kitu žingsniu dūmai patenka į šilumokaitį, kur vykdomi šilumos mainai tarp dūmų ir grįžtančio termofikacinio vandens. Taip dūmai ataušinami iki žemesnės temperatūros, o grįžtantis vanduo yra pašildomas. Vėliau šiek tiek ataušinti dūmai patenka į sistemos garintuvą, kur atidavęs šilumą dūmas patenka į atmosferą. Per garintuvą cirkuliuojantis vanduo, gaunantis aušinamų dūmų šilumą, yra išgarinamas, o susidarę garai patenka į absorberį. Koncentruotas ličio bromido tirpalas absorbuoja vandens garus ir išskiria absorbcinę šilumą. Per absorberį tekantis termofikacinis vanduo yra šildomas antrą kartą, o kondensatoriuje ir trečią kartą, kur vyksta generatoriuje pagamintų garų koncentracijos procesas. Galiausiai tiek grįžtantis, tiek šilumos šaltinio cirkuliacinio kontūro vanduo yra pašildomi katile iki reikiamos temperatūros. Garintuve yra sumontuotas kolektorius, skirtas surinkti iš dūmų kondensuotam vandeniui, kuris galėtų būti panaudojamas, prieš tai jį išgryninant.

Teigiama [22], kad, panaudojant tokią sistemą ir ataušinant dūmus iki 30°C, taip giliau išnaudojant jų potencialą, pasiekiamas aukštesnis proceso efektyvumo laipsnis. Autorius remiasi keliomis prielaidomis ir skaičiavimais. Analizuojamu objektu pasirinkta 31,5 MW galios katilinė, kuri per šildymo sezoną suvartotų apie 14 mln. kubinių metrų gamtinių dujų. Atlikus skaičiavimus, tokia sistema, įdiegta į 31,5 MW galios dujinę katilinę, sutaupytų apie 1,14 mln. kubinių metrų dujų ir padidintų katilinės efektyvumą 11,8 %. Be to, autoriaus [7] priimama, kad, aušinant dūmus iki 30°C, galima išgauti 1,417 kilogramų vandens garo ir 79 % jo sukondensuoti. Tokiu atveju vandens, potencialiai sukondensuojamo ir panaudojimo sanitarinėms reikmėms, būtų 1177m³ ir į atmosferą būtų išleidžiama 227 tonų anglies dvideginio mažiau nei katilinei dirbant be šilumos nuostolių utilizavimo. Tokia sistema būtų naudinga visapusiškai, tiek mažinant energijos nuostolius, tiek išgaunant papildomą kondensatą vandens vartojimo reikmėms bei mažinant teršalų išmetimą kartu su dūmais.

2.6 Šilumos siurblių sistemos panaudojimas biokuro jėgainėse

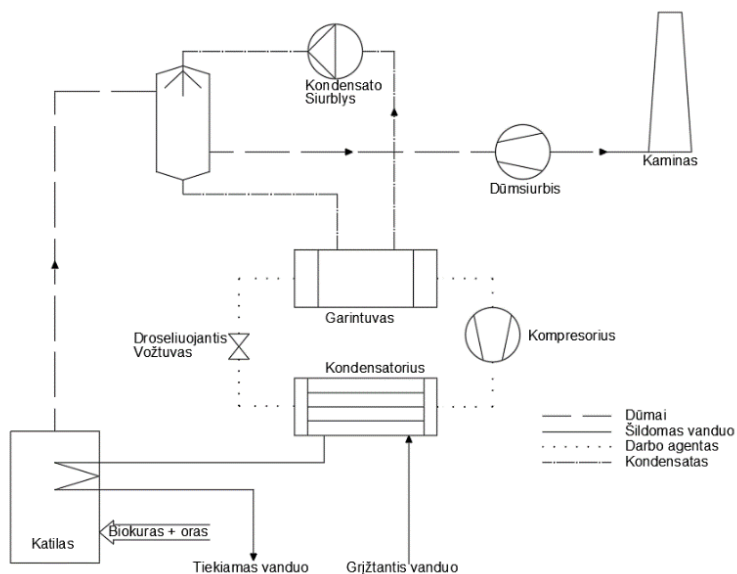
Disertacinio darbo kartinė dalis grindžiama žemo potencialo šilumos atgavimu giliai aušinant dūmus, susidarantiems deginant biokurą. Studijoje [25] yra analizuojama galimybė atgauti šilumą iš dūmų naudojant kondensacinius šilumokaičius ir pabrėžiama tokio dūmų panaudojimo nauda, realizuojant biokuro jėgainės kuro panaudojimo efektyvumą iki 103 %. Taip pat [25] apibūdinama, kad, taip panaudojant dūmus, jų galutinė temperatūra gaunama nuo 5 iki 20°C aukštesnė nei į jėgainę grįžtančio termofikacinio vandens. Savo ruožtu grįžtančio termofikacinio vandens iš šilumos tiekimo tinklų žemiausiai temperatūrai esant 40–60°C, išeinančių dūmų temperatūra išlieka pakankamai aukšta.

Kita vertus, pasitelkiami šilumos siurblių principą, Hebenstreit ir kt. [26] ir [27] studijose apibūrina sistemą, kuri susideda iš dūmų aušinančios atmosferinės talpos bei šilumos siurblio (**2.13 pav.**). Kadangi čia realizuojamas atskiras dūmų aušinimo kontūras, sistemos veikimas visiškai nepriklauso nuo grįžtančių temperatūrų į katilinę, ir dūmai gali būti ataušinami giliau, taip dar labiau padidinant jėgainės efektyvumą.

Apibūdinama sistema, kaip minėta, susideda iš dviejų pagrindinių komponentų – šilumos siurblio bei talpos, kurioje yra ataušinami dūmai. Talpoje, į kurią yra nukreipiami dūmai, išpurškiamas šaltas vanduo, užtikrinant dūmų ir vandens susimaišymą. Dėl didelio lašelių kiekio gaunamas ir didelis kontaktinis plotas tarp dūmų ir lašelių, taip nulemiamas efektyvus šilumos ir masės mainų procesas. Dėl šio proceso dūmai yra efektyviai aušinami, o kontaktuojantys lašeliai sušyla, talpos apačioje yra surenkami ir nukreipiami į šilumos siurblių. Šis šiltas vanduo tampa transformuojamos šilumos šaltiniu ir cirkuliuoja tarp šilumos siurblio šaltos pusės ir talpos (atvėsintas kondensatas cikliškai išpurškiamas atgal į dūmus). Karštoje šilumos siurblio pusėje yra šildomas grįžtantis termofikacinis vanduo prieš jam patenkant į katilą, taip yra

padidintas sistemoje gaminamos šiluminės energijos kiekis, nereikalaujant didesnio kuro suvartojimo.

Šilumos siurblių veikimas paprastai paremtas skirtingomis koncepcijomis – vienu atveju šilumos transformaciją atlieka cheminės reakcijos arba kitu atveju įdedama papildoma elektros energija. Pirmu atveju tai gali būti adsorbciniai arba absorbciniai agregatai, o antru atveju kompresoriniai agregatai. Cheminiai šilumos siurbliai yra patrauklūs tuo, kad nereikalauja papildomos energijos darbui užtikrinti, tačiau pati sistema užima daug vietos,



2.13 pav. Šilumos siurblio schema medieną deginančioje katilinėje

yra sudėtinga, todėl jos instaliaciniai kaštai yra dideli. Kitoks sprendinys yra kompresoriniai šilumos siurbliai, kurių įrengimas paprastesnis, tačiau sistemos veikimui užtikrinti reikalinga elektros energija.

Palyginti su prieš tai apžvelgtomis šilumos transformavimo sistemomis, paprastų šilumos siurblių sistemos yra nepalyginti efektyvesnės. Teigiama, kad, pilniau utilizuojant biokuro dūmų šilumą, jos generavimas galėtų išaugti nuo 8 iki 27 %, o o kompresorius sunaudotų nuo 1 iki 5 % energijos, palyginti su pagaminama šilumine energija. Bendras įrenginio naudingumo koeficientas, panaudojant jį medienos dūmams utilizuoti, svyruoja tarp 5,5–7,6. Apskaičiuota, kad tokios įrangos įdiegimas 10 MW biokuro katilinei atsipirktų per 2–12 metų, priklausomai nuo eksploatacijos sąlygų [26].

2.7 Gilesnis atliekinės šilumos panaudojimas pasitelkiant korozijai atsparesnius elementus

Nepaisant to, kad gilesnio dūmų aušinimo galimybė, didinanti energijos gamybos proceso efektyvumą, yra reali, ji nėra dažnai sutinkama dėl specialios

technologijos poreikio, jos ekonominio efektyvumo bei ilgaamžiškumo. Degimo produktuose esantys koroziškai agresyvių elementų junginiai (sieros, azoto ir vandenilio junginiai) silpnina mechaninį įrenginiuose naudojamų medžiagų atsparumą (dėl to atsiranda įvairių įtrūkimų), ir įreginiai tampa nesandarūs [28]. Žinoma, korozijos problemą galima sumažinti pasinaudojant agresyviai aplinkai tinkamomis, tačiau brangiomis medžiagomis (tokiomis, kaip nerūdijantis plienas) [29].

Chen ir kt. [30] studijoje koncentruojamasi į gilaus biokuro dūmų aušinimo procesą (kai dūmai ataušinami iki 30°) ir teoriškai palyginamos dvi šilumokaičiuose potencialiai naudojamos medžiagos – nerūdijantis plienas (AISI 316) ir anglinis (iki 0,5 % anglies koncentracijos) plienas, kurio vamzdelių vidus būtų išlietas polipropilenu (plastikine danga) dėl galimybės atpiginti šilumokaičio konstrukciją, išlaikant pakankamą atsparumą korozijai. Esminiai studijos tikslai buvo šilumos perdavimo koeficientų palyginimas naudojant skirtingas medžiagas ir palygintas teorinis jų atsipirkimas.

Analizės išvadose [30] nurodoma, kad, aušinant biokuro dūmus iki apytikriai 30°C, šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientai nerūdijančiam plienui yra nuo 213 iki 253 W/m²K, o angliniam plienui (dengtu plastikui) nuo 180 iki 207 W/m²K. Studijoje priimta 40 MW biokuro elektrinės atvejo analizė ir pagal gautus duomenis nerūdijančio plieno šilumokaitos plotas turėtų būti 4900 m², o anglinio plieno minėtas plotas būtų didesnis – 5800m². Tačiau, nepaisant to, kad antru atveju šilumos perdavimo plotas didesnis ir jam reikėtų didesnio medžiagų kiekio, jo atsipirkimas prognozuojamas per 2 metus. Šilumokaičio su nerūdijančiu plienu atsipirkimas prognozuojamas bene trigubai didesnis, t. y. nuo 5 iki 7 metų. [30] analizė leidžia teigti, jog yra realu apsvarstyti ir kitokius šilumos perdavimo paviršiaus variantus, todėl disertacijoje yra keliamas tikslas įvertinti „nekasdieniškas“ medžiagas šilumokaičiuose, t. y. plonasienius nerūdijančio plieno gofruotus ir gofruotus PVC plastiko vamzdelius.

2.8 Gofruotų vamzdelių šilumokaityje analizės specifika

Kadangi vienas iš šio darbo tikslų yra įvertinti gofruotų plonasienių vamzdelių galimybę atliekines šilumos atgavimo procese, privalu išsiaiškinti, kokia skaičiavimo metodika yra tam tinkama.

Įprastai šilumokaičiams skirti vamzdeliai yra gofruojami ne dėl lankstumo, o dėl didesnių šilumos mainų efektyvumo. Pavyzdžiui, vamzdeliai gali būti paprasčiausiai įsriegti, taip judantis srautas dėl vamzdelyje suformuotų spiralinių paviršių yra įsukamas, todėl intensyviau kontaktuoja su šiais paviršiais, suplonina judančio fluido pasienio sluoksnį ir taip sumažina terminę varžą tarp paviršiaus ir fluido. Šie vamzdeliai, priešingai nei numatomi šio darbo metu, nėra plonasieniai ir nebūtinai yra gaminami iš nerūdijančio plieno. Šiuolaikinės tokių vamzdelių gamybos technologijos yra labai našios, todėl vamzdelių kainos yra artimos arba ir visiškai prilygsta įprastų lygiavamzdžių kainoms. Paprastai tokie vamzdeliai yra gaminami Azijoje, ypač Kinijoje ir Indijoje, kur paklausa yra didelė, o darbo jėgos kaštai maži. Technologijos gana

įvairios, nuo spirale susuktų stačiakampių vamzdžių iki itin sudėtingos formos sraigtų, kurių pradžios vienetų skaičius gali siekti iki 6–8 vienetų, o vijos žingsnis – iki keliasdešimt centimetrų. Svarbu paminėti, kad vamzdelių gamybos technologija nėra esminė įtaka kainai, ji labiausiai priklauso nuo pačios žaliavos kainos. Nerūdijančio aukštesnės kokybės plieno vamzdelių didmeninė kaina gali siekti 4000 USD už toną. O įprastinio nerūdijančio plieno vamzdelių kaina gali būti net iki dviejų kartų mažesnė, t. y. siekti vos 2000 USD už toną.

Gofruoti šilumokaičiams skirti vamzdeliai paprastai turi sudėtingesnę paviršiaus gofravimo konfiguraciją. Taip pasiekiamas maksimalus šilumos mainų efektyvumas, net iki keturių kartų viršijantis atitinkamą lygių vamzdžių dydį. Gofravimo privalumas dar yra tas, kad jis didina abu šilumos atidavimo koeficientus tiek iš vidinės, tiek ir iš išorinės vamzdelių pusės. Tokių vamzdelių šilumokaičiai ypač efektyviai dirba tuo atveju, kai apnašų terminės varžos yra mažos arba niekinės. Tuomet kelis kartus padidėję šilumos perdavimo koeficientai praktiškai tiek pat kartų padidina ir bendrą šilumos perdavimo koeficientą. Pavyzdžiui, įprasto vandens garo ciklo elektros jėgainėse yra naudojamas kondensatorius, kuriame aušinančiu vandeniu yra kondensuojamas vandens garas. Abu šilumos nešėjai yra itin švarūs, todėl apnašų terminės varžos yra mažesnės už $10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$, tai reiškia, kad jos yra mažesnės už varžas, kurias sukuria itin aukšti šilumos atidavimo koeficientai, siekiantys $10\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Jei gofruotumas padidina šilumos mainų efektyvumą, pavyzdžiui, dvigubai, vamzdelių metalo sąnaudos sumažėja tiek pat, o kartu didina ir šilumos mainų paviršių. Tai reiškia, kad pats šilumokaitis tampa kompaktiškesnis dėl dviejų priežasčių: efektyvesnių mainų ir didesnio mainų ploto šilumokaičio tūrio vienetui. Taip gaunamos mažesnės metalo išlaidos gaubtui. Mažėja ir šilumokaičio svoris, tai lengvina ir kartu pigina tokio šilumokaičio gamybą bei montavimą.

Vienintelis gofruotų vamzdelių panaudojimo šilumokaičiams trūkumas galėtų būti jų keliamas triukšmas (švilpimas). Šios problemos analizė pateikta [31], kurioje apibendrinama, jog švilpesys ypač garsiai pasireiškia tuo atveju, kai dujinis srautas teka gofruoto vamzdelio vidumi. Išore tekantis srautas, juolab jei dujinis srautas apteka gofruotą vamzdelį skersai, triukšmą sukelia mažesnį. Šiame darbe naudojamo šilumokaičio atveju gofruoto vamzdelio vidumi teka ne dujinis srautas, o vanduo. Literatūroje nėra informacijos apie triukšmo padidėjimą, kai gofruotų vamzdelių vidumi teka vanduo, kurio *Re* kriterijus neviršija 10 000. Analizuojamame šilumokaityje *Re* kriterijus neviršija 3000, kas būtų apie laminarinį arba pereinamąjį tekėjimo režimą. Neturėtų šis kriterijus būti didesnis ir pramoninių PK šilumokaičių atveju, nes, didėjant masiniam srautams, didesni būtų ir jų pratekėjimo kanalai.

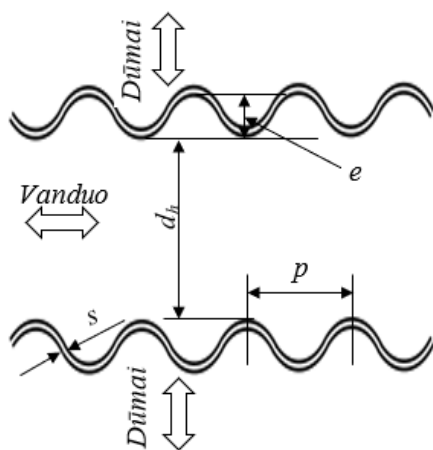
2.9 Šilumos atidavimo koeficiento gofruotam vamzdžiui iš vandens pusės aprašymas

Gofruoto vamzdelio viduje tekantis fluidas yra intensyviau turbulizuojamas, palyginti su tekėjimu lygiuose vamzdžiuose. Šilumos

atidavimo koeficientas priklauso nuo daugelio veiksnių, tokių kaip gofruotumo dažnis (arba gofrų žingsnis), gofrų aukštis ir šio aukščio santykis su vidiniu skersmeniu, taip pat kitų veiksnių, susijusių su paties skysčio savybėmis (ypač klampiu).

Yunus A. Çengel [32] nedetalizuoja šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimo, kai fluidai teka gofruotų vamzdžių vidumi, tačiau pažymi, kad gofruotumo dirbtinai sukeltas tekėjimo turbulentiškumas net iki 4 kartų gali padidinti mainų efektyvumą. O detalesnėje Isachenko ir kt. [33] analizėje tyrimai buvo atlikti su vamzdžiais, kurie buvo su įvairaus dydžio nelygumais viduje. Tai mikronelygumai, technologiskai gaunami įprastinio vidinio tekinimo būdu, ir makronelygumai, gaunami specialaus vidinio tekinimo būdu. Šilumos atsidavimo koeficientų analizė autoriams leidžia pateikti keletą įdomesnių išvadų.

Mikronelygumus autoriai [33] visų pirma skirsto į dydžius, kurie yra mažesni už klampiojo pasienio storį δp ir kurie yra didesni. Jei mikronelygumų aukštis e yra mažesnis už δp , tuomet minėti mikronelygumai neturi įtakos skysčio tekėjimui virš šių nelygumų, ir net galima teigti, kad skysčio mainų su paviršiumi efektyvumas yra įprastinis.



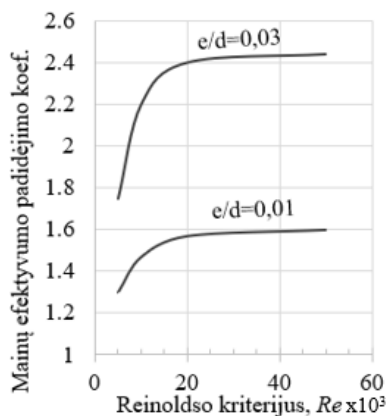
2.14 pav. Gofruoto vamzdelio geometriniai parametrai ir šilumos srautų schema

Jei paviršius specialiai paruoštas intensyvesniems šilumos mainams, nelygumai yra didesni už pasienio sluoksnio storį δp , ir jie tarnauja šio sluoksnio storio tolesniam suploninimui, ypač jei tekėjimas atitinka laminarinio tekėjimo režimo dydžius. Palyginti su lygiais vamzdžiais, kuriuose laminarinis tekėjimo režimas išsilaiko iki $Re = 2300$, o vėliau prasideda pereinamasis tekėjimo režimas, specialiai nelygumais paruoštas arba net gofruotas vamzdis lemia greitesnę ir sklandesnę tekėjimo režimo perėjimą nuo laminarinio į turbulentinį. Maža to, šis perėjimas vyksta esant gerokai mažesniems Re skaičiams, kartais net nesiekiantiems

1000.

Isachenko ir kt. [33] pateikia eksperimentinius rezultatus, kurie yra susisteminti ir pateikti grafine forma ([33] – 8.17 pav.). Trijų skirtingai paruoštų vamzdelių vidinių nelygumų dydžiai yra pateikti kaip santykiniai vamzdelio vidinio skersmens atžvilgiu. Jei nelygumų aukštis matuojamas dydžiu e , o minėtas skersmuo d , tai grafike naudojamas parametras yra šių dydžių santykis. Pirmasis vamzdelio bandinys turėjo $e/d = 0,0063$, antrasis $0,011$, trečiasis $0,038$.

Eksperimentiniai šilumos atidavimo tokių vamzdelių vidiniams paviršiams koeficientai skyrėsi gana smarkiai, nepaisant to, kad, esant $0,0063$ reikšmei, mainų efektyvumo padidėjimas buvo vos pastebimas (kai $Re < 20$ tūkst). Tačiau kiti du bandiniai rodė smarkų efekto padidėjimą. Minėto šaltinio ([33] – 8.17 pav.) analizė ir jo interpretacija (žr. **2.15 pav.**) leido gauti apytikslę vidinių turbulizuojančių nelygumų įtaką mainų efektyvumui ir šio efektyvumo priklausomybę nuo Re skaičiaus bei nelygumų santykinio parametro e/d . Mažiausias e/d parametras **2.15 pav.** net nėra pateiktas, nes efektyvumas šiuo atveju, kaip aukščiau pažymėta, praktiškai sutampa su šilumos mainų efektyvumu esant lygiems (negofruotiems) vamzdžiams. Todėl būtent šio efektyvumo (Nu skaičiui, kai vamzdžiai yra lygūs arba kai nelygumų santykinis dydis yra $0,0063$) atžvilgiu ir buvo pateiktos mainų efektyvumų padidėjimo priklausomybės priklausomai nuo Re skaičiaus (**2.15 pav.**). Matoma, kad, mažėjant Reynoldso skaičiui, šilumos mainų efektyvumo padidėjimas įgauna neapibrėžtą pobūdį, todėl sunku, pavyzdžiui, ekstrapoliacijos būdu, nustatyti dirbtinai sukurtų nelygumų įtaką mainų efektyvumui. Reikia pažymėti, kad eksperimentiniai bandymai buvo atlikti Re skaičių intervale nuo 1500 iki 4000.



2.15 pav. Mainų efektyvumo padidėjimas esant skirtingiems Re , kai paviršiaus paviršiaus e/d yra $0,011$ ir $0,038$ [33]

Remiantis literatūra [33], mainų efektyvumą galima rasti ne vien grafiškai, bet ir apskaičiuoti. Pateiktos dvi lygtys, kurias naudojant galima apskaičiuoti Nu kriterijaus padidėjimo koeficientą ε priklausomai nuo p/e . Viena lygtis skirta atvejui, kai $p/e > 13$, antroji – kai $p/e < 13$. Skaičius 13 reiškia optimalų p/e santykį, kuriam esant šilumos atidavimo koeficiento padidėjimas yra didžiausias. Nerūdijančio plieno vamzdelio p/e parametras yra ~ 2 , todėl efektyvumo padidėjimo koeficientas skaičiuojamas pagal tokią lygtį:

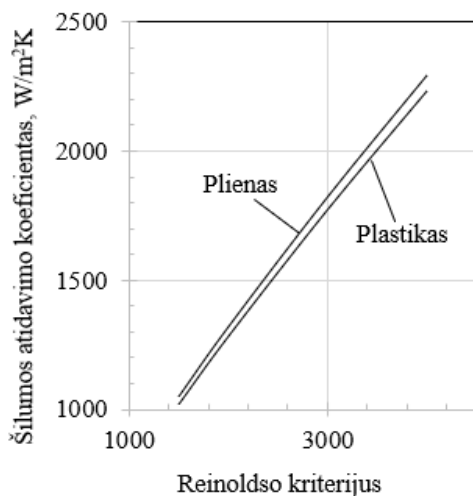
$$\varepsilon = \exp\left(0,85 \frac{p/e}{13}\right). \quad (2)$$

Antru atveju, kai $p/e > 13$, ši lygtis yra tokia:

$$\varepsilon = \exp\left(0,85 \frac{13}{p/e}\right). \quad (3)$$

Kriterinė šilumos mainų lygtis $Nu = f(Re, Pr)$, pagal kurią apskaičiuojamas vidutinis šilumos atidavimo koeficientas, kai vamzdžiai yra lygūs (t. y. negofruoti), yra tokia [33]:

$$\overline{Nu} = 0,022Re^{0,8}Pr^{0,47} \quad (4)$$



2.16 pav. Šilumos atidavimo koeficientas pagal [18], kai Re atitinka bandymų sąlygas

Re kriterijus yra skaičiuojamas pagal formulę $Re = vd_h\rho/\mu$, čia v – vandens tekėjimo vamzdelyje greitis, esant ekvivalentiniam arba hidrauliniam vamzdelio skersmeniui d_h (žr. **2.14 pav.**). Vandens tankis ir klampa, atitinkamai ρ ir μ , parenkami pagal vidutinę jo temperatūrą šilumokaityje. Jei dūmai papildomame kondensaciniame šilumokaityje yra ataušinami iki 30°C, vidutinė vandens temperatūra yra 25°C (į šilumokaitį jis patenka 20°C, o jį palieka būdamas ~30°C). Eksperimentiniuose tyrimuose naudotų nerūdijančio plieno vamzdelių $d_h = 0,012$ m, $p = 0,004$ m, $e = 0,002$ m, o

plastikinių atitinkami dydžiai yra 0,011, 0,004 ir 0,0025 mm.

Skaiciavimo rezultatai yra grafiškai pateikti **2.16 pav.** Plieninio vamzdelio vidumi tekančio vandens atidavimo koeficientas yra didesnis nei plastikinio vamzdelio atveju. Tai lemia palankesnis tam p/e santykis, didinantis mainų efektyvumo padidėjimo koeficientą ε . Matoma, kad vandens tekėjimo režimo ribose, kuriose buvo atlikti eksperimentiniai tyrimai, šilumos atidavimo koeficientas svyruoja nuo ~1000 iki 2300 W/m²K.

Tačiau pagal [33] literatūros šaltinį rasti atidavimo koeficientai ne visai tinka gofruotų vamzdelių atvejams. Isachenko ir kt. [33] pateikia tyrimų rezultatus, kurie gauti tyrinėjant ne gofruotumo, o mikro- / makronelygumų įtaką šilumos mainų efektyvumui. Šie nelygumai buvo sukurti įprasto technologinio paviršių apdirbimo, dažniausiai tekinimo, būdu. Savo forma jie skiriasi nuo gofruoto, kuris visų pirma turi gerokai ovalesnes formas, tačiau patys tyrimai yra atlikti nuodugnai, su daug skirtingų minėtų nelygumų atveju. Rezultatų apibendrinimas, pateikiant tiek grafines, tiek ir matematines išraiškas, leidžia atlikti bent kokybinę šilumos atidavimo koeficientų priklausomybę nuo gofruotumo parametrų bei Re skaičių. Pavyzdžiui, remdamiesi išraiška (2), nesunkiai apskaičiuojame, kad, esant dukart didesniai plieninio vamzdelio gofruotumo žingsniui p , šilumos atidavimo koeficientas padidėja 15 %.

Technologiškai žingsnį p padidinti yra nesudėtinga, juolab kad šie vamzdeliai yra gaminami iš labai plastiško nerūdijančio plieno. Tačiau tai nereiškia, kad tiek (15 %) sumažėtų metalo sąnaudos tam pačiam šilumokaičio galios vienetui. Terminė varža iš vandens pusės sudaro tik dalį bendro šilumos perdavimo nuo dūmų vandeniui varžos.

Šiandieninėje mokslinėje literatūroje galima rasti tyrimų rezultatų daugiausia su spiralinio tipo vamzdeliais. Viena vertus, jie yra standesni ir dėl to yra tinkamesni pramoniniams šilumokaičiams. Kita vertus, spiralė verčia srautą suktis vamzdelio viduje, kas papildomai šiek tiek didina mainų efektyvumą. Pavyzdžiui, Andrea ir kt. [34] parodo, kad gofruotų spiralinių vamzdelių šilumos atidavimo efektyvumas yra net iki 4,7 karto didesnis nei lygių vamzdžių. Svarbu yra tai, kad didesnis efektas, palyginti su lygiais vamzdziais, gaunamas nedidelių Re skaičių intervale, ypač pereinamojo nuo laminarinio į turbulentinį tekėjimo režimo zonoje. Šiame darbe eksperimentiniai tyrimai parodė, kad nagrinėjamo naujos konstrukcijos šilumokaičio atveju Re skaičiai yra būtent minėto intervalo zonoje – nuo 1500 iki 4000. Taip pat pažymėtina, kad optimalus gofruotumo žingsnis p yra didesnis nei šiame darbe tyrinėtų vamzdelių. Pavyzdžiui, maksimalus mainų efektyvumo padidėjimas gautas esant žingsniui $p = 6$ mm ir kai $Re = 2000$. Darbe paminėtas ir kitas gofruotumo parametras $\phi = e^2/pd$, kuris pavadintas gofruotumo aštrumu.

Darbuose [35] ir [36] pateikti tyrimų rezultatai, kuriuose naudotų vamzdelių forma yra panaši į tyrinėtų šiame darbe plastikinių vamzdelių formą. Šiuose darbuose pateikiama tokia šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimo lygtis:

$$Nu = 1,579 \left(\frac{p}{d_h} \right)^{0,35} \left(\frac{e}{d_h} \right)^{0,46} Re^{0,639} Pr^{0,3}. \quad (5)$$

Kitas darbas yra susijęs su vadinamais sinusoidiniais gofruotais vamzdeliais [37]. Šiuo atveju Re skaičius yra pastovus ir lygus 10 000. Kaip matome, jis 2–3 kartus viršija tyrinėtą intervalą, t. y. mažiau nei aukščiau aptartuose darbuose. Tačiau, įvertinus tai, kad šilumos atidavimo koeficientas priklauso nuo Re laipsnyje nuo 0,6 iki 0,8, paklaida yra ryški.

Dar platesnį Re reikšmių intervalą nagrinėja Vincente ir kt. [38]. Jų darbe šis intervalas yra nuo 2000 iki 90 000. Nors jo apatinė riba persidengia su šiame darbe nagrinėtu intervalu (1500–4000), pateikiama matematinė išraiška turėtų duoti didelę paklaidą, kad ją galima naudoti eksperimentiniams rezultatams validuoti. Maža to, matome, kad lygtis tampa neapibrėžta esant $Re = 1500$:

$$Nu = 0,403 \left(\frac{p}{d_h} \right)^{-0,29} \left(\frac{e}{d_h} \right)^{0,53} (Re - 1500)^{0,74} Pr^{0,44}. \quad (6)$$

Kitokią priklausomybę pateikia autoriai [39], kurių gofruoti vamzdeliai turi labai panašią konfigūraciją, kaip ir šiame darbe naudoti plieniniai gofruoti vamzdeliai:

$$Nu = 0,0331Re^{0,787}. \quad (7)$$

Tačiau formos privalumą mažina aukštos Re kriterijaus reikšmės, kurių apatinė yra 4000. Tokią pat vamzdelių formą savo tyrimuose naudoja Chen ir kt. [40]. Tačiau Re skaičiai čia yra taip pat daug didesni nei naudoti atliktuose šiame darbe eksperimentuose.

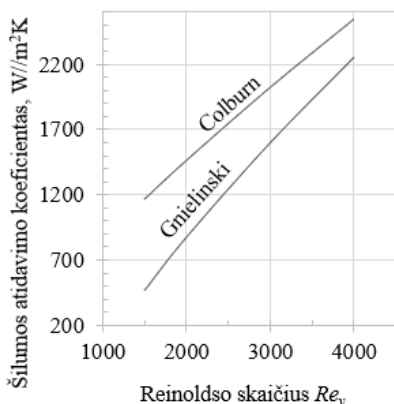
Artimiausi minėtiems eksperimentams Re skaičiai yra naudojami darbe [41]. Jame pateikiami Nu kriterijaus padidėjimo rezultatai, palyginti su lygiais vamzdžiais, priklausomai nuo gofruotumo parametrų e , p ir d_h . Tyrimų rezultatų Re ribos siekia 4000. Grafinės priklausomybės byloja, kad gofruotumo santykinis aukštis e/d_h didina minėtą efektyvumo padidėjimą. Pavyzdžiui, esant $p/d_h = 0,15$, efektyvumo padidėjimo indeksas yra maksimalus ir siekia 1,7, kai $Re = 4000$. Grafikai leidžia ekstrapoliuoti reikšmę iki vidutinės $Re = 2500$, kuriai esant šis indeksas yra $\sim 1,55$. Gofruotumo žingsnis p/d_h taip pat daro įtaką mainų efektyvinimo padidėjimui. Pavyzdžiui, jei žingsnis yra 0,5, minėtas padidėjimas yra didžiausias ir sudaro 1,6, kai $Re = 4000$. Pažymėtina, kad maksimalūs padidėjimai beveik atitinka šiame darbe naudotų vamzdelių gofruotumo aukščio ir žingsnio dydžius. Pavyzdžiui, plieninio vamzdelio jie atitinkamai 0,167 ir 0,33, o plastikinio – atitinkamai 0,23 ir 0,36. Taigi, naudojantis pateiktais darbe grafikais, galima nustatyti, kad naudotų šiame darbe gofruotų vamzdelių šilumos atidavimo koeficiento padidėjimo indeksas yra 1,6.

Wang ir kt. [42] teigia, kad vandens tekėjimas gofruotų vamzdelių viduje yra turbulentinis, nepaisant to, kad Re kriterijus ir yra mažesnis už išvystyto turbulentinio režimo skaičių. Jei vamzdžiai yra lygūs, laminarinis režimas išsilaiko iki $Re = 2300$. Beveik visuose šio paragrafo apžvalgoje paminėtuose darbuose yra teiginys, kad gofruotumas daro didelę įtaką tekančio srauto turbulizavimui. Srautas ne tik greičiau pereina prie turbulentinio tekėjimo režimo, praktiškai nepalikdamas jo pereinamojo režimo, bet ir daro tai esant gerokai mažesniems Re skaičiams. Pavyzdžiui, šaltinis [43] teigia, kad gofruotuose vamzdžiuose laminarinis tekėjimo režimas visiškai pereina į turbulentinį esant vos $Re = 500$. Tai reiškia, kad visame Re skaičių intervale (nuo 1500 iki 4000), kuris buvo naudojamas atliekant eksperimentinius tyrimus, tekėjimas yra turbulentinis. Šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimams dėl šios priežasties turėtų būti naudojamos lygtys, skirtos turbulentiniam tekėjimo režimui. Klasikinė tokiam tekėjimui lygtis yra Chilton ir Colburn lygtis, kuri yra susieta su tekėjimo hidraulinių nuostolių koeficientu f :

$$Nu = 0,125fRePr^{0,33}, \quad (8)$$

čia f – tekėjimo trinties koeficiento reikšmė. Iš šių abiejų lygčių gauname dažnai šiandien naudojamą kriterinę lygtį, kuri dar vadinama Kolburno lygtimi:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,33}. \quad (9)$$



2.17 pav. Šilumos atidavimo koeficientas pagal Colburn [31] ir Gnielinski [31] mažų Re intervale, kai tekėjimas visiškai turbulentinis

Lygtis (9) tinka vadinamajam išvystytam turbulentiniam tekėjimui labai plačiame Re skaičių intervale, pradedant 10 000. Taigi vėl, kaip ir gofruotų vamzdžių atveju, susiduriama su didelių Re skaičių problema, tik šiuo atveju tai susiję su šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimu lygiuose vamzdžiuose. Ši lygtis (9) yra pakankamai tiksli, tačiau didžiausia paklaida būna būtent mažų Re skaičių intervale. Literatūroje [31] pažymima, kad paklaida gali viršyti 25 %. Tai neleistinai didelė paklaida. Tikslesnė lygtis, vadinama Gnielinski lygtimi, yra sudėtingesnė, tačiau daug didesnis tikslumas mažesnių Re skaičių

intervale [31]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}(Pr^{0,67}+1)} \quad (10)$$

Čia tekėjimo trinties koeficientas f skaičiuojamas pagal kitokią formulę:

$$f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2} \quad (11)$$

Lygties (10) tikslumas yra mažiau nei 10 %, kai Re skaičius prasideda nuo 3000. **2.17 pav.** grafinės priklausomybės, kurios yra gautos apskaičiuojant šilumos perdavimo koeficientus pagal Colburn ir Gnielinski lygtis. Matome, kad mažųjų Re skaičių intervale šilumos atidavimo reikšmės skiriasi labai daug. Tikslesnioji lygtis (Gnielinski) duoda mažesnius šilumos perdavimo koeficientų dydžius. Esant vidutinei Re reikšmei 2700 (tai vidutinė atliktų eksperimentinių tyrimų Re reikšmė), šilumos atidavimo koeficientas yra $\sim 1400 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tai sukuria $0,000714 \text{ m}^2\text{K/W}$ terminę varžą. Būtent (10) lygtis yra pasirenkama aprašant šilumos atidavimą iš vandenspusės, teoriškai įvertinant eksperimentų rezultatus.

2.10 Literatūrinės analizės išvados

Šilumos atgavimo iš dūmų tema yra gana plačiai aptarinėjama ir nagrinėjama. Analizuojamas platus įvairių šilumos atgavimo technologijų spektras – šilumos siurblių, šilumos transformatorių, resorbcinės technologijos, šilumos ir masės regeneratorių, kondensacinių ekonomizerių. Literatūroje paprastai nagrinėjama aukšto potencialo šilumos panaudojimo tema, t. y. kai dūmai yra karšti (už katilo). Dažnai nagrinėjamuose atvejuose šilumos transformavimo įrenginiai yra tik teoriniai ir grindžiami skaičiavimais, kurių išvadose dažnai formuluojamas palyginti nedidelis tokių sistemų efektyvumas

ir pabrėžiamas sistemos įrengimo brangumas, palyginti su jau eksploatuojamomis šilumos siurblių sistemomis. Remiantis literatūros analize, šiame disertaciniame darbe žemo potencialo šilumos atgavimui iš dūmų vertinama šilumos siurblio sistema, žinant, kad tai patikima ir gerą naudingumo koeficientą turinti technologija. Papildomai disertacijoje šios sistemos yra lyginamos tarpusavyje tiek techniniu, tiek ekonominiu aspektais, kurie leistų pasirinkti optimalesnę variantą, kadangi paprastai literatūroje sutinkama viena analizuojama technologija, jos nelyginant su kitomis.

Nors mokslinėje literatūroje ir yra sutinkama medžiagos apie biokuro (medienos) gilesnį dūmų žemo potencialo išnaudojimą, nėra išryškinamas tiesioginis dūmų aušinimo efektas šiluminiam potencialui. Taip pat ir nėra sutinkamas šio šiluminio potencialo skaičiavimo modelis, todėl disertacijoje yra pateikiamas skaičiavimo algoritmas, kuris apibūdina dūmų sudedamųjų dalių koncentracijų dinamiką ir jos įtaką galutiniam rezultatui – aušinamų dūmų šiluminei vertei.

Giliam dūmų aušinimui reikalinga įranga (konkrečiai šilumokaitis) turi būti pagaminta iš korozijai atsparių elementų, kurie technologiją daro labai brangią. Darbe pristatomas tyrimas, kuriame analizuojamas plastikų dengto anglinio plieno vamzdelių kondensacinio ekonomaizerio panaudojimas. Studijoje pasitelkiant skaičiavimais teigiama, jog šios kombinacijos efektas yra pakankamas, kad būtų patrauklus praktikoje. Remiantis tuo, disertacijoje yra pristatomas naujoviškas šilumokaitis, kuriame panaudojamos paprastesnės medžiagos (gofrotuoti plastiko ir nerūdijančio plieno vamzdeliai) ir išbandomos eksperimentiškai. Planuotas eksperimentas yra nedidelio masto, o šilumokaicio pobūdis kelia neapibrėžtumą vertinant šilumos perdavimo koeficientą būtent dėl gofrotų vamzdelių, todėl buvo atlikta ekstensyvi analizė, siekiant apibrėžti reikiamą skaičiavimo metodologiją.

Disertacinis darbas yra grindžiamas žemo potencialo dūmų, t. y. jau ataušintų kondensaciniame ekonomaizeryje, šilumos panaudojimu, kai deginamas biokuras. Tai daroma apskaičiuojant ir apibrėžiant aušinamų biokuro dūmų šiluminį potencialą, kartu pristatant naujoviško tipo šilumokaitį. Taip pat įvertinant ir palyginant plačiai naudojamų kompresorinių ir absorbcinių šilumos siurblių racionalumą ir ekonominį efektyvumą realizuojant tokią sistemą.

2.11 Autoriaus indėlis

Šiuo darbu autorius tęsia literatūroje sutinkamą šilumos transformavimo ir atgavimo technologijų analizę. Darbe tiksliai atvaizduojama galimybė susigrąžinti šilumą, biokuro dūmus aušinant žemiau jų rasos taško. Tuo pratęsiamas prof. V. Dagilio darbas analizuojant šias technologijas [20]. Taip pat papildomi KTU mokslininkų prof. G. Miliausko ir dr. L. Paukštaičio darbai, susiję dūmų kondensacijos proceso analize.

3 ŽEMO POTENCIALO BOKURO DŪMŲ ŠILUMOS GALIOS SKAIČIAVIMAI IR ANALIZĖ

3.1 Įvairios medienos drožlių cheminė formulė ir degimo reakcija

Tipinis biokuras – mediena, jos drožlės, taip pat atliekos – tai anglies, vandenilio ir deguonies cheminis junginys, jei nevertinami procento dalies nesiekiantys azoto, kalio ir chloro kiekiai. Bendro pobūdžio redukuota vienam anglies atomui tokio cheminio junginio formulė būtų tokia: CH_XO_Y . Vandenilio ir deguonies santykinis atomų skaičius X ir Y priklauso nuo masinės medienos sudėties, vertinant tik tris minėtus komponentus. Ši sudėtis šiek tiek skiriasi esant įvairioms medžio rūšims. Francescato ir Antonini [44] pateikia išsamią įvairių medienos rūšių studiją, kurioje galima rasti, kad spygliuočių medžių tipinė sudėtis yra tokia: anglis sudaro 47–53 % sausos medienos masės, vandenilis 5,6–7,0 %, o deguonis 40–44 %. Nedaug skiriasi ir įvairių lapuočių analogiški dydžiai: 48–52 % sudaro anglis, 5,9–6,5 % – vandenilis ir 41–45 % – deguonis. Telmo ir kt. [45] taip pat pateikia labai panašius dydžius.

Taigi anglis sudaro maždaug pusę sausos medienos masės. Anglies kilomolinė masė yra 12 kg/kmol. Vadinasi, redukuoto cheminio junginio, kuriame angliai tenka vienas atomas, kilomolinė masė yra 24 kg. Jei , pavyzdžiui vandenilio medienoje yra vidutiniškai 6 %, o deguonies 44 % (taigi vandenilis 0,06, ir deguonis 0,44), jo atomų skaičius, tenkantis vienam anglies atomui, apskaičiuojamas pagal (11) formulę:

$$X = \bar{m}^H \left(\frac{\mu^F}{\mu^H} \right). \quad (11)$$

Atitinkamai deguonies atomų skaičius randamas (2):

$$Y = \bar{m}^O \left(\frac{\mu^F}{\mu^O} \right). \quad (12)$$

Pagal šias išraiškas apskaičiuojame, kad $X = 1,44$, o $Y = 0,66$.

Taigi, medienos kuro redukuota cheminė formulė yra $CH_{1,44}O_{0,66}$. Būtent tokią formulę siūlo naudoti Nussbaumer [47], nors jis cheminės reakcijos lygties nenagrinėja. Priėmę šią medienos cheminę formulę, gauname tokią cheminės reakcijos lygtį:

$$\begin{aligned} CH_{1,44}O_{0,66} + \frac{\left(\frac{24}{\mu^{H_2O}}\right)^w}{1-w} + 1,03\lambda[O_2 + \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21}\right)N_2] \rightarrow CO_2 + \\ + 0,72H_2O + \frac{\left(\frac{24}{\mu^{H_2O}}\right)^w}{1-w} + 1,03(\lambda - 1)O_2 + 1,03\lambda\left[\left(3,76 - \frac{\phi}{0,21}\right)N_2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\phi}{0,21}\right)H_2O\right], \end{aligned} \quad (13)$$

čia w yra medienos drėgnis vandens masinėmis dalimis drėgnos medienos masės vienetu, λ – tiekiamo oro pertekliaus koeficientas, $24/\mu^{H_2O}$ –

medienos ir vandens kilomolinių masių santykis, ϕ – tiekiamo į degimo kamerą oro drėgnis tūrinėmis dalimis.

Paskutinioji dalis, kaip ir azotas, nedalyvauja cheminėje reakcijoje, todėl priimama, kad ji atitinkamai, t. y. dydžiu $\phi/21$, sumažina azoto dalį, tenkančią vienai deguonies tūrinei daliai. Daugiausia vandens garo dūmuose atsiranda dėl vandenilio reakcijos ir medienoje fizine forma esančio vandens. Kai medienos drėgnis w viršija 0,35 (35 %), būtent šis medienoje esantis vanduo persveria vandenilio reakcijos generuojamą vandens garo kiekį dūmuose [20].

Santykinis parcialinis vandens garo slėgis skaičiuojamas kaip jo tūrinė proporcija dūmuose. Ši proporcija gaunama vandens garo molekulių skaičių dalijant iš dūmų mišinio molekulių skaičiaus sudeginus vieną molį medienos. Įvairių dujų moliai vienodomis sąlygomis užima vienodą tūrį, todėl galima teigti, kad santykinis parcialinis vandens garo slėgis yra vandens garo tūrio santykis su dūmų mišinio tūriu, kai skaičiuojamas pagal mišinio slėgį ir temperatūrą. Vanduo medienoje tokiu atveju sudaro $1,333 w/(1-w)$ molekulių, arba tūrinių dalių. Vadovaujantis (13) lygtimi, skaičiavimo lygtis yra tokia:

$$\begin{aligned} p^{H_2O} = \frac{p^{H_2O}}{P} = \frac{v^{H_2O}}{v^W} = 0,72 + \left(\frac{24}{\mu^{H_2O}} + \frac{1,03\lambda\phi}{0,21} \right) / [1 + 0,72 + \\ \left(\frac{24}{\mu^{H_2O}} \right) w] + 1,03(\lambda - 1) + 1,03\lambda \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) + \frac{1,03\lambda\phi}{0,21}, \end{aligned} \quad (14)$$

kurioje dūmų tūris:

$$\begin{aligned} v^W = 1 + 0,72 + \frac{\left(\frac{24}{18} \right) w}{1-w} + 1,03(\lambda - 1) + 1,03\lambda \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) + \\ + \frac{1,03\lambda\phi}{0,21} \end{aligned} \quad (15)$$

Santykinis parcialinis slėgis yra proporcinis dydis, parodantis, kokią mišinio slėgio P dalį sukuria atskiro komponento dujos, kai jų tūris ir temperatūra prilygsta mišinio atitinkamiems dydžiams. Jei yra žinomas mišinio slėgis P , atskiro n -tojo komponento sukuriamą parcialinį slėgį p^n galima apskaičiuoti padauginus mišinio slėgį P iš minėto santykinio parcialinio slėgio arba tūrinės koncentracijos.

Vandens garo kondensacijos pradžios temperatūra priklauso nuo šio garo parcialinio slėgio p^{H_2O} , o ne nuo jo proporcijos. Taigi kondensacijos pradžios, arba vadinamoji rasos taško temperatūra gali kisti, nors vandens garo koncentracija dūmuose nekinta. Pavyzdžiui, pakilus atmosferiniam slėgiui arba padidėjus išmetamų į kaminą dūmų tūriniui debitui, garo kondensacijos pradžios temperatūra t_s pakyla.

Rasos taško temperatūra yra apskaičiuojama pagal matematines priklausomybes $t_s = f(p^{H_2O})$, kurių išraiška priklauso nuo matematinės aproksimacijos metodo. Jei tai logaritminė aproksimacija, turime tokią rasos taško temperatūros t_s (°C) skaičiavimo nuo p^{H_2O} (bar) išraišką:

$$t_s = 243,5 \ln \left(\frac{p^{H_2O}}{6,11 \times 10^{-3}} \right) / (17,67 - \ln \left(\frac{p^{H_2O}}{6,11 \times 10^{-3}} \right)). \quad (16)$$

Naudojantis (13) lygtimi, galima apskaičiuoti kitų dūmų komponentų tūrinės proporcijos bei parcialinius slėgius p^n , su sąlyga, jei žinomas mišinio srauto slėgis P .

Kita vertus, skaičiuojant dūmų srauto šiluminius dydžius (entalpiją ar savitąją šilumą), reikia žinoti masines, o ne tūrines komponentų proporcijas. Įprastai kuro tiekimas, jo kaloringumas, taip pat kaina yra skaičiuojami naudojantis dydžiais, tenkančiais masės vienetui. Todėl patogiau turėti kitokią kuro cheminės reakcijos lygtį, kurios nariai yra išreikšti masinėmis, o ne molinėmis dalimis. Be to, minėtos masinės dalys turi apimti ir vandens dalį kure. Tai reiškia, kad lygties nariai turi būti išreikšti vienam kilogramui drėgnos, o ne sausos medienos. Kintant medienos drėgniui, kinta kaloringoji kuro dalis, todėl keičiasi ir tiekiamo drėgno kuro kiekis, reikalingas tai pačiai jėgainės šiluminei galiai.

Cheminės reakcijos lygties (13) moliais išreikšti nariai pakinta santykiu $(1-w)\mu^n/24$, čia μ^n – atskirų komponentų – azoto, deguonies, anglies dvideginio ar vandens garo – kilomolinės masės, o skaičius 24 reiškia medienos redukuotos cheminės formulės kilomolinę masę. Gauname modifikuotą, drėgnos medienos masės vienetui atitinkančią cheminės reakcijos lygtį:

$$\begin{aligned} (1-w) + w + 1,03 \lambda (1-w) \left[\frac{\mu^{O_2}}{24} + \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \frac{\mu^{N_2}}{24} \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{\phi}{0,21} \frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) \right] \rightarrow (1-w) \left(\frac{\mu^{CO_2}}{24} \right) + 0,72(1-w) \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) + w + 1,03(\lambda - \\ -1)(1-w) \frac{\mu^{O_2}}{24} + 1,03 \lambda (1-w) \left[\left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{N_2}}{24} \right) + \frac{\phi}{0,21} \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Vadovaujantis šia reakcijos lygtimi, galima užrašyti formules atskirų komponentų n masinėms koncentracijoms skaičiuoti $\bar{m}^n$, arba šių komponentų masei skaičiuoti, kai sudeginamas vienas kilogramas drėgnos medienos, t. y. m^n . Pavyzdžiui, vandens garo masė dūmuose, sudeginus vieną kilogramą w drėgnio medienos, kai oro pertekliaus koeficientas yra λ , o tiekiamo į kūryklą oro tūrinis drėgnis ϕ , skaičiuojama pagal tokią lygtį:

$$m^{H_2O} = 0,72(1-w) \frac{\mu^{H_2O}}{24} + w + 1,03 \lambda (1-w) \left(\frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right). \quad (18)$$

Susidaranti dūmų masė sudeginus vieną kilogramą medienos skaičiuojama taip:

$$m^W = (1-w) \frac{\mu^{CO_2}}{24} + 0,72(1-w) \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) + w + 1,03(\lambda - 1)(1-w) \left(\frac{\mu^{O_2}}{24} \right) + 1,03\lambda(1-w) \left[\left(\frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) \right] \left[\left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{N_2}}{24} \right) + \frac{\phi}{0,21} \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) \right]. \quad (19)$$

Vandens garo masinė koncentracija dūmuose yra pastarųjų dviejų dydžių santykis:

$$\bar{m}^{H_2O} = \frac{m^{H_2O}}{m^W}. \quad (20)$$

Atitinkamai apskaičiuojamos kitų komponentų masinės proporcijos:

$$\bar{m}^{CO_2} = (1-w) \frac{\mu^{CO_2}}{24} / m^W, \quad (21)$$

$$\bar{m}^{O_2} = 1,03(\lambda - 1)(1-w) \frac{\mu^{O_2}}{24} / m^W, \quad (22)$$

$$\bar{m}^{N_2} = 1,03\lambda(1-w) \frac{\left[\left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{N_2}}{24} \right) \right]}{m^W}. \quad (23)$$

3.1 lent. pateikti dūmų sudedamųjų dalių tūrinių bei masinių proporcijų skaičiavimo rezultatai priklausomai nuo medienos drėgnio w ir oro pertekliaus koeficiento λ . Tiekiamo į kūryklą oro tūrinis drėgnis ϕ priimtas 0,005, kai vidutinė šildymo sezono oro temperatūra yra 0°C, o santykinė drėgmė sudaro 80 %.

3.1 lentelė. Dūmų sudedamųjų dalių tūrinės ir masinės koncentracijos

Vandens dalis w	Oro perteklius	Tūrinė koncentracija, $\bar{v}$					Masinė koncentracija, $\bar{m}$					t_s
		Vandens garas	Anglies dvideginis	Degūnis	Azotas		Vandens garas	Anglies dvideginis	Degūnis	Azotas	Rasos taško temp.	
0,4	1,2	0,219	0,134	0,028	0,620		0,140	0,210	0,031	0,619	61,8	
	1,5	0,185	0,112	0,058	0,646		0,117	0,175	0,065	0,643	58,2	
	1,8	0,159	0,096	0,079	0,667		0,100	0,150	0,090	0,661	54,9	
0,45	1,2	0,241	0,131	0,027	0,602		0,155	0,206	0,031	0,608	63,9	
	1,5	0,203	0,110	0,056	0,632		0,129	0,172	0,064	0,634	60,1	
	1,8	0,175	0,094	0,078	0,653		0,111	0,148	0,089	0,653	57,1	
0,5	1,2	0,264	0,127	0,026	0,584		0,172	0,202	0,030	0,596	65,9	
	1,5	0,223	0,107	0,055	0,615		0,145	0,169	0,063	0,623	62,2	
	1,8	0,194	0,092	0,076	0,640		0,124	0,146	0,087	0,643	59,1	
0,55	1,2	0,291	0,122	0,025	0,563		0,191	0,197	0,030	0,582	68,1	
	1,5	0,247	0,103	0,053	0,596		0,161	0,166	0,062	0,611	64,5	
	1,8	0,215	0,090	0,074	0,621		0,139	0,143	0,086	0,632	61,5	

1,2	0,321	0,117	0,024	0,538	0,214	0,192	0,029	0,565	70,4
0,6	1,5	0,275	0,100	0,051	0,574	0,182	0,162	0,061	66,9
1,8		0,241	0,087	0,072	0,601	0,157	0,140	0,084	63,9

3.2 Dūmų mišinio sudėtis ir jos pasikeitimus lemiantys veiksniai

Dūmų šilumos galia priklauso nuo masinio dūmų debito ir entalpijų skirtumo, kuriuo jie ataušinami.

$$Q^W = g^W (h_1^W - h_2^W) \quad (24)$$

Jei dūmų temperatūra yra aukščiau rasos taško, t. y. jei dūmuose esantis vandens garas yra perkaitintas, dūmų mišinio entalpija skaičiuojama paprasčiau. Jei žinomos dedamųjų masinės proporcijos $\bar{m}^{CO_2}$, $\bar{m}^{O_2}$, $\bar{m}^{N_2}$, $\bar{m}^{H_2O}$ ir jų entalpijos, skaičiuojama pagal tokią lygtį:

$$h^W = \bar{m}^{CO_2} \times h^{CO_2} + \bar{m}^{O_2} \times h^{O_2} + \bar{m}^{N_2} \times h^{N_2} + \bar{m}^{H_2O} \times h^{H_2O}. \quad (25)$$

Jei dūmų temperatūra yra žemesnė už vandens garo rasos tašką, entalpijos skaičiavimas yra kiek sudėtingesnis. Vandens garo kiekis, o kartu ir kitų dedamųjų koncentracijos yra kintančios ir priklauso nuo temperatūros. Kuo ji žemesnė, tuo mažiau dūmuose lieka garo. Dėl to kitų dedamųjų tūrinės bei masinės koncentracijos proporcingai padidėja. Tačiau viso srauto, įskaitant kondensatą, masinės proporcijos nesikeičia, nes kinta tik vidinė vandens garo ir jo kondensato proporcija. Vandens kondensatas sumažina bendro vandens srauto entalpiją. Dūmų srauto entalpija šiuo atveju skaičiuojama pagal tokią lygtį, kurioje masinės dedamųjų proporcijos priklauso nuo t_s :

$$h_{ts}^W = \bar{m}_{ts}^{CO_2} \times h^{CO_2} + \bar{m}_{ts}^{O_2} \times h^{O_2} + \bar{m}_{ts}^{N_2} \times h^{N_2} + \bar{m}_{ts}^{H_2O} \times h^{H_2O} + (\bar{m}^{H_2O} - \bar{m}_{ts}^{H_2O}) \times h_f^{H_2O}. \quad (26)$$

Šioje lygtyje tik viena masinė proporcija nepriklauso nuo dūmų temperatūros t_s – tai pirminė vandens garo proporcija perkaitintuose dūmuose $\bar{m}^{H_2O}$. Ją galima apskaičiuoti pagal (20) lygtį. Kitos koncentracijos kinta, nes, krentant dūmų temperatūrai, vandens garo mažėja. Vandens garo masinė proporcija, esant dūmų temperatūrai žemiau rasos taško t_s , skaičiuojama taip:

$$\bar{m}_{ts}^{H_2O} = \bar{v}_{ts}^{H_2O} \left(\frac{\mu^{H_2O}}{\mu_{ts}^W} \right), \quad (27)$$

čia $\bar{v}_{ts}^{H_2O}$ – vandens garo tūrinė proporcija dūmuose, μ_{ts}^W – dūmų vidutinė kilomolinė masė.

Dydis $\bar{v}_{ts}^{H_2O}$, arba $\bar{p}_{ts}^{H_2O}$, priklauso nuo temperatūros ir skaičiuojamas pagal tokią lygtį:

$$\bar{p}_{ts}^{H_2O} = \bar{v}_{ts}^{H_2O} = \frac{p_{ts}^{H_2O}}{p} = 6,11 \times 10^{-3} \times \frac{\exp\left[\frac{17,67 t_s}{t_s + 243,5}\right]}{p}. \quad (28)$$

Šioje lygtyje slėgių $\bar{p}_{ts}^{H2O}$ ir P dimensijos – bar.

Dūmų mišinio kilomolinė masė μ_{ts}^W priklauso nuo dedamųjų tūrinių koncentracijų ir jų kilomolinių masių. Koncentracijos priklauso nuo medienos drėgnio w , oro pertekliaus koeficiento λ ir tiekiamo oro drėgnio ϕ . Tačiau kai dūmų temperatūra yra žemiau rasos taško, vandens garas virsta kondensatu, todėl atsiranda dūmų kilomolinės masės priklausomybė nuo temperatūros t_s . Temperatūrai žemėjant, vandens garo koncentracija mažėja, o likusių dedamųjų koncentracijos proporcingai padidėja. Proporcingumo koeficientas yra γ , o jo reikšmė skaičiuojama taip:

$$\gamma = \frac{(1 - \bar{v}_{ts}^{H2O})}{1 - \bar{v}^{H2O}}. \quad (29)$$

Taigi dūmų mišinio kilomolinė masė yra skaičiuojama pagal tokią lygtį:

$$\mu_{ts}^W = \bar{v}_{ts}^{H2O} \mu^{H2O} + \gamma(\bar{v}^{CO2} \mu^{CO2} + \bar{v}^{O2} \mu^{O2} + \bar{v}^{N2} \mu^{N2}). \quad (30)$$

Kai dūmų temperatūra yra aukštesnė už rasos tašką, tuomet $\bar{v}^{H2O} = \bar{v}_w^{H2O}$ ir $\gamma = 1$, todėl kilomolinės masės skaičiavimo lygtis atitinka įprastam mišiniui (kai vandens garas yra perkaitintas) taikomą skaičiavimo lygtį:

$$\mu_{ts}^W = \bar{v}_{ts}^{H2O} \mu^{H2O} + \bar{v}^{CO2} \mu^{CO2} + \bar{v}^{O2} \mu^{O2} + \bar{v}^{N2} \mu^{N2}. \quad (31)$$

Dedamųjų tūrinės koncentracijas $\bar{v}^n$ galima apskaičiuoti vadovaujantis cheminės reakcijos lygtimi (13). Pagal ją jau yra gauta vandens garo tūrinės proporcijos skaičiavimo lygtis (14). Vadovaujantis (13) lygtimi, galima parašyti tokias kitų dedamųjų tūrinių koncentracijų skaičiavimo lygtis:

$$\bar{v}^{CO2} = \frac{1}{v^w}, \quad (32)$$

$$\bar{v}^{O2} = \frac{1,03(1 - \lambda)}{v^w}, \quad (33)$$

$$\bar{v}^{N2} = \frac{1,03 \lambda \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right)}{v^w}. \quad (34)$$

Sudėtingiau yra skaičiuojamos tūrinės koncentracijos, kai vandens garo koncentracija yra kintama. Esant konkrečiai dūmų temperatūrai t_s , pagal (28) lygtį yra apskaičiuojama tūrinė vandens garo koncentracija $\bar{v}_{ts}^{H2O}$, o pagal (29) – proporcingumo koeficientas γ , kuris parodo, kokia dalimi padidėja tūrinės CO_2 , O_2 , N_2 dedamųjų proporcijos, kai vandens garo santykinis parcialinis slėgis sumažėja nuo t_1 iki t_s , kas reiškia atitinkamą vandens garo tūrinės koncentracijos sumažėjimą nuo $\bar{v}^{H2O}$ iki $\bar{v}_{ts}^{H2O}$. Šiuo atveju galioja tokia tūrinių koncentracijų balanso lygtis:

$$\bar{v}^{H2O} + \bar{v}^{CO2} + \bar{v}^{O2} + \bar{v}^{N2} = \bar{v}_{ts}^{H2O} + \gamma(\bar{v}^{H2O} + \bar{v}^{O2} + \bar{v}^{N2}) \quad (35)$$

Pasitelkus šią lygtį, galima apskaičiuoti tūrinės dedamųjų koncentracijas priklausomai nuo temperatūros (žr. **3.2 lent.**).

3.2 lentelė. Tūrinės dūmų, ataušintų iki t_s temperatūros, komponentių koncentracijos

w	λ	$\bar{v}_{ts}^{H2O} / \bar{v}_{ts}^{CO2} / \bar{v}_{ts}^{O2} / \bar{v}_{ts}^{N2}$		
		$t_s = 50^\circ\text{C}$	$t_s = 30^\circ\text{C}$	$t_s = 10^\circ\text{C}$
0,4 5	1,2	0,124/0,151/0,031/0,695	0,042/0,165/0,034/0,760	0,012/0,170/0,035/0,784
	1,5	0,124/0,121/0,061/0,695	0,042/0,131/0,067/0,759	0,012/0,136/0,070/0,783
	1,8	0,124/0,100/0,083/0,694	0,042/0,109/0,090/0,758	0,012/0,112/0,093/0,782
0,5 0	1,2	0,124/0,151/0,031/0,695	0,042/0,165/0,034/0,760	0,012/0,170/0,035/0,784
	1,5	0,124/0,121/0,061/0,695	0,042/0,131/0,068/0,759	0,012/0,136/0,070/0,783
	1,8	0,124/0,100/0,082/0,694	0,042/0,109/0,090/0,758	0,012/0,112/0,093/0,782
0,5 5	1,2	0,124/0,151/0,031/0,695	0,042/0,165/0,034/0,760	0,012/0,170/0,035/0,784
	1,5	0,124/0,121/0,061/0,695	0,042/0,131/0,067/0,759	0,012/0,136/0,070/0,783
	1,8	0,124/0,100/0,082/0,694	0,042/0,109/0,090/0,758	0,012/0,112/0,093/0,782
0,6 0	1,2	0,124/0,151/0,031/0,695	0,042/0,165/0,034/0,760	0,012/0,170/0,035/0,784
	1,5	0,124/0,121/0,061/0,695	0,042/0,131/0,068/0,759	0,012/0,136/0,070/0,783
	1,8	0,124/0,100/0,082/0,694	0,042/0,109/0,090/0,758	0,012/0,112/0,093/0,782

Masines koncentracijas, reikalingas dūmų entalpijoms skaičiuoti pagal (26) lygtį, galima apskaičiuoti pagal lygtis:

$$\bar{m}_{ts}^{CO2} = \gamma \bar{v}^{CO2} \left(\frac{\mu^{CO2}}{\mu_{ts}^W} \right), \quad (36)$$

$$\bar{m}_{ts}^{O2} = \gamma \bar{v}^{O2} \left(\frac{\mu^{O2}}{\mu_{ts}^W} \right), \quad (37)$$

$$\bar{m}_{ts}^{N2} = \gamma \bar{v}^{N2} \left(\frac{\mu^{N2}}{\mu_{ts}^W} \right). \quad (38)$$

Atitinkama vandens garo masinė koncentracija $\bar{m}_{ts}^{H2O}$ skaičiuojama pagal (27) lygtį.

Dūmų entalpijų skaičiavimo lygtyse yra atskirų dūmų dedamųjų entalpijos $h^{H2O}, h^{CO2}, h^{O2}, h^{N2}, h_f^{H2O}$, kurios nėra pastovios ir priklauso nuo dūmų temperatūros t . Priklausomybės yra beveik tiesinės nagrinėjamame temperatūrų intervale (nuo 0°C iki 300°C), todėl entalpijų (kJ/kg) skaičiavimo algebrinės lygtys užrašomos kaip pirmos eilės daugianariai:

$$\begin{aligned} h^{H2O} &= 2,008t + 2472, \\ h^{CO2} &= 0,976t + 478, \\ h^{O2} &= 0,956t + 520, \\ h^{N2} &= 1,048t + 487, \\ h_f^{H2O} &= 4,22t + 140. \end{aligned} \quad (39)$$

Dūmų žemo potencialo šiluma skaičiuojama pagal (24) lygtį, kurioje g^w yra dūmų masinis debitas, tenkantis jėgainės šilumos galios vienetui Q_{in} (pvz., vienam MW) arba tiekiamo kuro masinio debito vienetui g_F (pvz., vienam kg/s). Abiem atvejais reikia žinoti medienos šiluminę vertę. Paprastai šiluminių, kaip ir elektros jėgainių, energetika bei ekonomika skaičiuojama vertinant žemutinę kuro šiluminę vertę (LHV), kurioje nėra įvertinta slaptosios vandens garo kondensacijos šilumos dalis. Jau minėta, kad mediena išsiskiria didele minėtos šilumos dalimi. Jei akmens anglies ar naftos slaptoji šiluma sudaro iki 10 % nuo LHV, tai drėgnos medienos ji viršija 30 %. Nepaisant to, atliekant jėgainių skaičiavimus ir analizes, ši šiluma nėra vertinama. Tai dažnai sukelia nesupratimą, kai jėgainių su ekonomais pagaminamos energijos kiekis viršija sunaudotos šilumos kiekį.

3.3 Įvairios medienos drožlių šiluminė vertė

Medienos kuro šiluminė vertė, kaip ir jos cheminė sudėtis, priklauso nuo medienos rūšies. Friedl ir kt. [46] pateikia lygtis medienos viršutinei šiluminei vertei skaičiuoti pagal medienos elementinę sudėtį. Apibendrintus šio kuro šiluminės vertės eksperimentinius bei teorinius dydžius galima rasti [20, 45, 47, 48] darbuose. Pastarasis Owens ir Cooley darbas [48] yra panašus į Francescato ir Antonini darbą [44], kuriame pateiktos atskirai spygliuočių ir lapuočių vidutinės šiluminės vertės skaičiavimo formulės. Formulės yra paremtos gausiais eksperimentiniais matavimais. Ištirtos įvairios medžių rūšys, augančios Airijoje. Jų vidutinės šiluminės vertės yra kiek didesnės nei pateiktos Francescato ir Antonini darbe [44]. Šiame darbe pateiktos drėgnos tik nupjautos spygliuočių ir lapuočių medienos vidutinės šiluminės vertės skaičiavimo formulės. Šios dvi medienos rūšys išoriškai skiriasi labiausiai, tačiau jų šiluminė vertė yra panaši. Owens ir Cooley [48] pateikia tokią apibendrintą medienos kuro šilumos vertės skaičiavimo formulę:

$$LHV = LHV_0 \times (1 - w) - 2,40w = 19,1 - 21,5w. \quad (40)$$

LHV_0 – sausos medienos ($w = 0$) žemutinė šiluminė vertė, kuri spygliuočių ir lapuočių vidutiniškai yra lygi 19,1 MJ/kg [14]. Matome, kad drėgnos medienos LHV labai priklauso nuo medienos drėgnio w . Jei medienoje esantis vanduo sudaro 50 %, tokios medienos LHV sumažėja daugiau kaip per pusę. Sumažėjimą lemia dvi dedamosios. Viena yra ta, kad garais pavirtęs vanduo nėra vertinamas pagal LHV. Čia reikia pridėti ir tą vandens garo kiekį, kuris gaunamas oksiduojantis medienoje esančiam vandeniliui. Jei lygtyje (40) būtų naudojama ne LHV_0 , o HHV_0 vertė, lygties išraiška būtų kiek kitokia:

$$LHV = (HHV_0 - HHV_0 \times \overline{m}^H) \times (1 - w) - 2,40w \quad (41)$$

Spygliuočių ir lapuočių vidutinis HHV_0 dydis (kai $w = 0$) yra 20,3 MJ/kg [16]. Jis vertina po vandenilio oksidacijos gauto vandens garo šiluminę vertę. Kadangi pagal (41) lygtį taip pat skaičiuojama medienos žemutinė šiluminė vertė, t. y. LHV dydis, iš HHV_0 yra atimamas dydis

$HHV_0 \times \overline{m}^H$. Čia $\overline{m}^H$ – vandenilio masinė dalis sausoje medienoje, kurio vidutinė reikšmė priimama 0,06. Abiem skaičiavimo atvejais rezultatas gaunamas tas pats.

Taigi pirmoji dedamoji, mažinanti drėgnos medienos žemutinę šiluminę vertę, yra ta, kuria nevertinama vandens garo šiluma. Dedamosios algebrinė išraiška yra $LHV_0 \times (1 - w)$, jei naudojama lygtis (40) ir $HHV_0(1 - \overline{m}^H) \times (1 - w)$, jei naudojama (41) išraiška. Abiem atvejais šiluminė vertė priklauso nuo dydžio $(1 - w)$. Kuo medienoje daugiau vandens dalies w , tuo minėtos dedamosios dydis yra mažesnis.

Antroji dedamoji, kuri mažina drėgnos medienos šiluminę vertę, yra susijusi su papildomomis energijos sąnaudomis paverčiant šį vandenį garais. Vandens savitoji garavimo šiluma yra labai didelė – 2,40 MJ/kg. Abi šios dedamosios mažina medienos šiluminę vertę, ją skaičiuojant pagal LHV . HHV dydis yra mažiau priklausomas nuo drėgmės, nes jį veikia tik papildomas šilumos kiekis vandeniui išgarinti. Tai 2,40 w dydis (40) ir (41) lygtyse.

Dūmų šilumos galiai skaičiuoti reikia žinoti dūmų masinį debitą (24 lygtis). Dydis g^W yra tiesiog proporcingas jėgainės degimo kameros šiluminei galiai Q_{in} . Jis taip pat priklauso nuo tiekiamo oro pertekliaus koeficiento, kuro drėgnumo w , ir t. t. Dūmų žemo potencialo šilumai modeliuoti patogiau turėti ne konkrečios jėgainės šiluminę galią, o šios galios vienetą, pavyzdžiui, vieną megavatą. Tokiu atveju tiekiamo kuro kiekį (kg/s) galima apskaičiuoti pagal tokią formulę:

$$g^W = \frac{1}{19,1 - 21,5w}. \quad (42)$$

Žinome, kad, sudeginę vieną kilogramą drėgnos medienos, gauname $\underline{MW}$ kg dūmų (9). Todėl dūmų masinis debitas, esant vieno megavato Q_{in} galiai, yra skaičiuojamas taip:

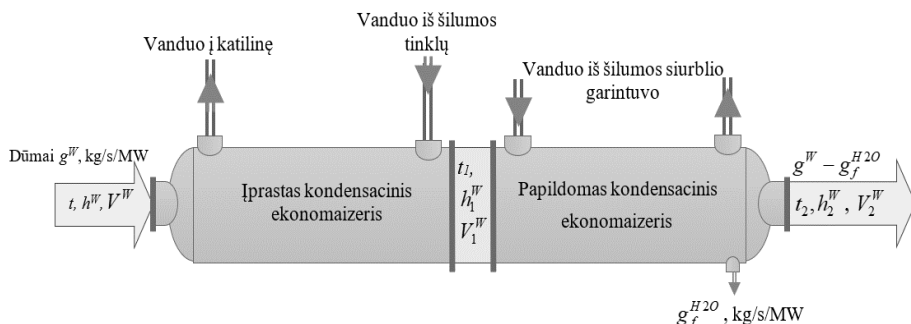
$$g^W = g^F m^W. \quad (43)$$

Dūmų žemo potencialo šilumos analizei patogiau turėti ne šios šilumos galią, apskaičiuotą pagal (14) lygtį, o šios galios santykinį dydį, tenkanti jėgainės gaminamos šilumos galios vienetui arba degimo kameros galios Q_{in} vienetui. Jei tai yra, pavyzdžiui, 1 $\underline{MW}$, turime tokią papildomos šilumos santykinės reikšmės skaičiavimo lygtį:

$$\overline{Q}^W = \frac{1000}{[g^W(h_1^W - h_2^W)]}. \quad (44)$$

3.4 Žemo potencialo šilumos skaičiavimo algoritmas

Pagal lygtį (44) apskaičiuojama papildomos šilumos galia dūmus ataušinus nuo t_1 (h_1^W) iki t_2 , kai dūmų entalpija sumažėja iki h_2^W . Ši galia gaunama papildomame kondensaciniame ekonomaizeryje, kuriame šilumos potencialas yra per žemas šilumos tinklų termofikaciniam vandeniui tiesiogiai šildyti. Grįžtantis iš tinklų termofikacinis vanduo pašildomas įprastiniame kondensaciniame ekonomaizeryje, kuriame dūmai yra ataušinami iki temperatūros t_1 . Abu ekonomaizeriai tokiu atveju gali būti patalpinti viename korpuse (3.1 pav.). Dūmų srautas teka tolygiai per abu ekonomaizerius, kuriuos skiria aušinančių skysčių padavimo vieta. Papildomą ekonomaizerį aušina vanduo, kuris išgarina šilumos siurblio garintuve verdantį darbo agentą.



3.1 pav. Dūmų tekėjimo schema per įprastą ekonomaizerį ir papildomą šilumokaitį

Parodytas (3.1 pav.) šilumokaitis yra horizontalus, tačiau jis gali būti ir vertikalus, siekiant sklandesnio dėl pelenų susidariusio dumblo šalinimo.

Šilumos mainų pobūdis abiejuose ekonomaizeriuose yra panašus, išskyrus dūmų įtekėjimo zoną, kurioje dūmai gali būti perkaitintos būsenos. Įprastiniame ekonomaizeryje vyksta intensyvus dūmų aušinimas iki vandens garo soties temperatūros t_s . Vėliau abiejuose ekonomaizeriuose mainai vyksta esant nedideliui temperatūrų skirtumui tarp nešėjų.

Nepaisant mainų panašumo minėtuose ekonomaizeriuose, jų efektyvumas vėstant dūmams šiek tiek kinta. Viena iš priežasčių – vandens garo kondensacija, kuri mažina dūmų srauto tūrinį debitą ir jo sudėtį. Mažesnis debitas, kuris šiek tiek mažėja ir dėl srauto temperatūros kritimo, mažina dujų mišinio tekėjimo greitį, taigi Reinoldso kriterijų, lemiantį efektyvesnius konvekcinis mainus. Kitas svarbus veiksnys – vandens garo koncentracijos mažėjimas. Vandens garas pasižymi išskirtinėmis šiluminėmis savybėmis, nulemiančiomis efektyvius mainus. Kuo šio garo dūmuose mažiau, tuo silpnesnė kondensacinių šilumos mainų dedamoji, kuri pasižymi itin aukštu šilumos atidavimo koeficientu. Didėjantis vandens kondensato kiekis taip pat keičia mainų efektyvumą. Plėveliniai šilumos mainai, kuriuos sukuria skysčio plėvelė, neprilygsta kondensaciniams šilumos mainams. Juolab kad tas skystis nėra grynas vanduo. Tai dispersinė vandens ir pelenų sistema, pereinanti į

emulsiją. Tokios emulsijos šiluminės savybės yra prastesnės nei gryno vandens, todėl minėti plėveliniai šilumos mainai sukuria didesnę terminę varžą. Šiame darbe šilumos mainai nėra nagrinėjami, tačiau aukščiau pateikta analizė suteikia galimybę modeliuoti dūmų tūrinio srauto kitimą jų aušinimo procese.

Dūmų tūrinis debitas V^W priklauso nuo masinio debito g^W , taip pat nuo srauto temperatūros t , jo slėgio P , dūmų mišinio kilomolinės masės μ , kuri yra skaičiuojama pagal (31) lygtį. Kai dūmų temperatūra nukrenta žemiau rasos taško, prasideda vandens garo kondensacija. Dėl to mažėja jo tūrinė koncentracija keičianti mišinio kilomolinę masę (31). Dūmų tankis didėja, nes mažėja mažo tankio dedamosios (vandens garo) koncentracija. Kai vandens garas yra perkaitintos būsenos, tūrinį debitą ($\text{m}^3/\text{s}/\text{MW}$) galima apskaičiuoti pasitelkiant idealioms dujoms skirtą Klapeirono lygtį:

$$V^W = \frac{g^W R(t+273)}{\mu^W P}, \quad (45)$$

čia R – universali dujų konstanta, lygi $8314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$.

Kai temperatūra t yra žemiau rasos taško, mišinio kilomolinė masė yra skaičiuojama pagal (20) lygtį. O masinis dūmų mišinio debitas sumažėja. Jį galima apskaičiuoti pagal tokią priklausomybę:

$$g_{ts}^W = g^W [1 - (\overline{m}^{H_2O} - \overline{m}_{ts}^{H_2O})] \quad (46)$$

Dūmų tūrinio debito skaičiavimo lygtis, kai temperatūra t yra žemiau rasos taško, yra tokia:

$$V_{ts}^W = g_{ts}^W R(t_s + 273)/(\mu_{ts}^W P) \quad (47)$$

Kuo dūmai yra daugiau ataušinami papildomame kondensaciniame ekonomaizeryje, tuo mažesnis yra šių dūmų tūrinis debitas ekonomaizerio išėjime. Jis sumažėja tiek dėl žemesnės temperatūros, tiek ir dėl didesnės dalies susikondensavusio vandens garo. Didelę įtaką dūmų debitui daro srauto slėgis P . Šiame darbe atliktuose skaičiavimuose jis yra priimtas lygus 1 bar, t. y. 105 Pa. Paprastai biokuro jėgainių dūmai yra išmetami į aplinką priverstinai, panaudojant specialius ventiliatorius. Dūmų srauto slėgį lemia hidrauliniai nuostoliai jėgainės dūmų išmetimo sistemoje, taip pat ir atmosferinis slėgis.

Tiekiamo į degimo kamerą oro masinis debitas ($\text{kg/s}/\text{MW}$) skaičiuojamas pagal lygtį:

$$g^{oro} = g^F m^{oro}, \quad (48)$$

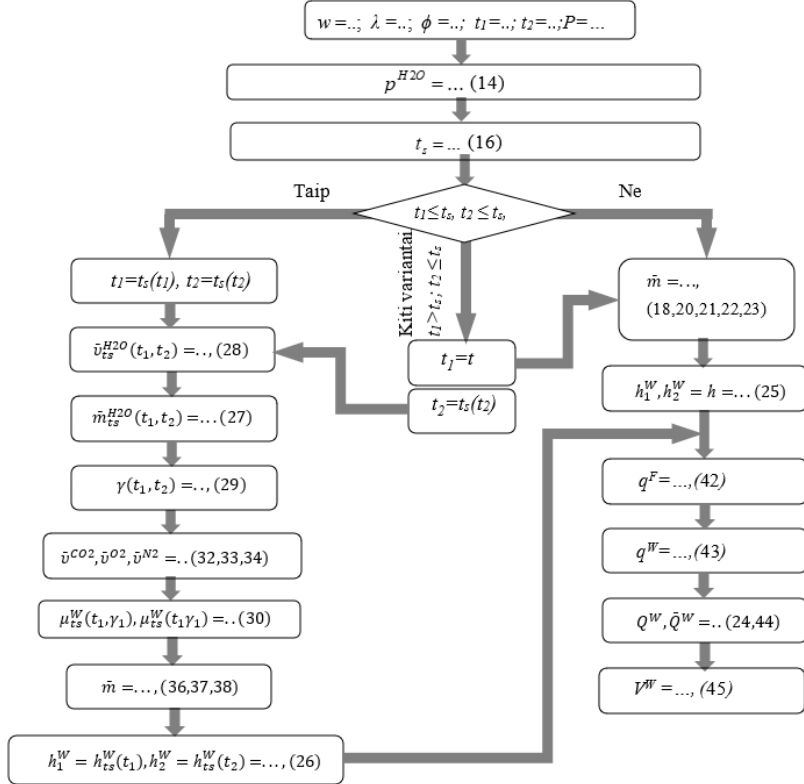
čia m^{oro} – tiekiamo oro masė, reikalinga vienam kilogramui drėgnos medienos sudeginti. Šį dydį galima apskaičiuoti pagal lygtį, gautą pasitelkiant cheminės reakcijos lygtį (7):

$$m^{oro} = 1,03\lambda(1-w) \left[\left(\frac{\mu^{O_2}}{24} \right) + \left(3,76 - \frac{\phi}{0,21} \right) \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) + \frac{\phi}{0,21} \left(\frac{\mu^{H_2O}}{24} \right) \right], \quad (49)$$

Palyginus (7) ir (39) lygtis, matosi, kad:

$$m^{oro} = m^W - 1 \quad (50)$$

Aušinamų dūmų temperatūrai peržengus rasos tašką, padidėja dūmų srauto šiluminė galia ir, toliau žemėjant temperatūrai, mažėja dūmų debitas tiek dėl vandens garo kondensacijos, tiek ir dėl žemėjančios temperatūros. Todėl dūmų pagrindinius parametrus reikia skaičiuoti skirtingai abiejose rasos taško temperatūros pusėse. Paprastai į kondensacinį ekonomaizerį dūmai patenka perkaitintos būsenos, nes temperatūra yra aukštesnė už vandens garo rasos tašką. Po ekonomaizerio, ypač jei naudojama papildoma jo sekcija, vandens garas yra sočios būsenos. Skaičiavimo algoritmas pateiktas **3.2 pav.**



3.2 pav. Dūmų parametrų skaičiavimo algoritmas

Žemo potencialo šilumos skaičiavimo algoritmo sudėtingumas yra susijęs su skirtingu skaičiavimu, kai dūmų temperatūra tampa žemesnė nei rasos taškas. Dūmų temperatūrai vis žemėjant, dūmuose esanti šiluma ir tūrinis srautas kinta netiesiškai, ypač drastiškai šių aspektų pokyčiai pastebimi vos peržengus minėtą rasos tašką. Kaip matoma paveiksle, skaičiavimo algoritmas ir susideda iš lygčių minėtų parametrų skaičiavimo, o dėl minėto proceso parametrų netiesiškumo jie turi būti skaičiuojami abiejose rasos taško pusėse (esant aukštesnei ir žemesnei temperatūrai). Yra labai didelis skirtumas tarp dūmų temperatūros dūmų šilumokačio galuose, ekonomaizerio įėjime dūmai

paprastai yra perkaitintos fazės, o tiek paprasto ekonomaizerio, tiek papildomo šilumokaičio išėjime ji yra labai žema, todėl dūmų tūrinis debitas yra nuolat besikeičiantis ir papildomo šilumokaičio (atliekančio antrojo ekonomaizerio funkciją) gale minėtas tūrinis debitas gali sudaryti tik pusę tūrinio srauto, kuris įėjo į pirmąjį ekonomaizerį.

Dėl šios priežasties, norint užtikrinti gerus šilumos mainus tarp aušinamų dūmų ir šalto vandens, papildomo šilumokaičio skerspjuvis turi būti daug mažesnis, palyginti su pirmuoju (įprastu) ekonomaizeriu, o tūriniai ir masiniai dūmų srauto parametrai yra būtini, norint kiek įmanoma efektyviau suprojektuoti papildomą šilumokaitį dūmams aušinti.

3.3 lentelė. Dūmų skaičiavimo algoritmo skaičiavimo rezultatai

Dūmų temperatūra	Parcialinis slėgis, bar	Masinė garų koncentracija, kg/kg	Kilomolinė masė, kg/k-	Dūmų entalpija kJ/kg	Masinis dūmų srautas, kg/s/1 MW	Tūrinis dūmų srautas, m ³ /s/1 MW	Kondensato srautas, kg/h/1 MW	Dūmų šiluminė galia, kW/1 MW	Reliatyvi galia, 1 MW(LHV)
$t, ^\circ C$	P_{H_2O}	$\bar{m}_{H_2O}$	μ_{fg}	h_{fg}	g_{fg}	V_{fg}	$g_{H_2O}^f$	Q_{fg}	$\bar{Q}_{fg}, \%$
Oro perteklius $\lambda = 1,2$; biokuro drėgmė $w = 0,5$									
1363	0,263	0,172	27,5	2663	0,542	2,681	0	-	-
150	0,263	0,172	27,5	1007	0,542	0,693	0	897	89,7
Degimo nuostoliai 1,5 %, t. y. 15 kW/1 MW; katilo galia $Q_{out} = 897 - 15 = 882$									
65,9	0,263	0,172	27,5	906	0,542	0,555	0	54,7	95,3
49,0	0,119	0,073	29,4	652	0,491	0,446	194	137,6	109,0
Ekonomaizerio šilumos nuostoliai 0,0 %; atgaunama šiluminė galia 192 kW/1									
35	0,056	0,034	30,2	538	0,467	0,397	271	62,0	115,1
30	0,042	0,025	30,3	510	0,462	0,384	287	15,2	116,6
25	0,032	0,019	30,5	487	0,459	0,373	300	12,7	117,9
20	0,023	0,014	30,6	467	0,456	0,363	310	10,9	119,0
0	0,006	0,004	30,8	411	0,451	0,332	329	30,5	122
Nuostoliai per kaminą 131 kW/1 MW; suminiai nuostoliai 146 kW/1 MW, arba 14,6 % (LHV)									
Oro perteklius $\lambda = 1,5$; biokuro drėgmė $w = 0,5$									
1187	0,223	0,145	27,7	2311	0,648	2,840	0	-	-
150	0,223	0,145	27,7	948	0,648	0,822	0	882	88,2
Degimo nuostoliai 1,5 %, t. y. 15 kW/1 MW; katilo galia $Q_{out} = 882 -$									
62,2	0,223	0,145	27,7	847	0,648	0,652	0	65,2	94,7
49,0	0,119	0,074	29,0	664	0,604	0,556	166	118,6	106,6
Ekonomaizerio šilumos nuostoliai 0,0 %; atgaunama šiluminė galia 184 kW/1									
35	0,056	0,034	29,8	551	0,576	0,496	258	73,5	113,9
30	0,042	0,026	29,9	523	0,571	0,480	278	18,2	115,8

25	0,032	0,019	30,1	500	0,566	0,467	294	14,9	117,2
20	0,023	0,014	30,2	481	0,563	0,455	305	12,6	118,5
0	0,006	0,004	30,4	426	0,557	0,415	329	35,8	122
Nuostoliai per kaminą 155 $\text{kW}/1 \text{ MW}$; suminiai nuostoliai 170 $\text{kW}/1 \text{ MW}$, arba									
Oro perteklius $\lambda = 1,8$; biokuro drėgmė $w = 0,5$									
1057	0,193	0,125	27,8	2057	0,754	2,998	0	-	-
150	0,193	0,125	27,8	907	0,754	0,954	0	867	86,7
Degimo nuostoliai 1,5 %, t. y. 15 $\text{kW}/1 \text{ MW}$; katilo galia $Q_{\text{out}} = 867$ –									
59,2	0,193	0,125	27,8	805	0,754	0,747	0	77,1	94,4
49,0	0,118	0,074	28,8	672	0,719	0,665	139	100,2	104,4
Ekonomaizerio nuostoliai 0,0 %; atgaunama šiluminė galia 177,3 $\text{kW}/1 \text{ MW}$									
35	0,056	0,034	29,6	560	0,686	0,595	246	84,6	112,9
30	0,042	0,026	29,7	532	0,679	0,576	269	20,9	115,0
25	0,032	0,019	29,8	509	0,674	0,560	287	17,0	116,7
20	0,023	0,014	29,9	490	0,670	0,546	301	14,1	118,1
0	0,006	0,004	30,1	437	0,663	0,499	329	40,2	122
Nuostoliai per kaminą 177 $\text{kW}/1 \text{ MW}$; suminiai nuostoliai 192 $\text{kW}/1 \text{ MW}$, arba									

Pavyzdiniai skaičiavimų rezultatai, kurie reikalingi minėtam šilumokaičiui projektuoti, yra pateikti **3.3 lent.** Skaičiavimai atlikti vienam vienetui galios (konkrečiai 1 MW) iš kuro Q_{in} , medienos, drėgmę įvertinant 0,50, ir priskiriant prie skirtingų oro pertekliaus koeficiento reikšmių. Oro, tiekiamo į degimo kamerą, drėgnis yra priimamas 0,005 kaip vidutinė drėgmė šildymo sezono laikotarpiu, o slėgis ekonomaizeriuose yra prilyginamas atmosferiniam, t. y. 100 kPa.

3.3 lent. yra padalyta į tris zonas: pirmojoje įvertinama katile panaudojama šiluminė galia (dvi viršutinės eilės), kitose dviejose eilutėse duomenys pateikiami įprastinio kondensacinio ekonomaizerio. Šie duomenys panaudojami tik kaip atskaitos taškas papildomam šilumokaičiui modeliuoti. O trečiojoje dalyje (paskutinės keturios eilutės) yra išskirtinai tik papildomo šilumokaičio parametrų duomenys (čia jie įvardijami kaip nuostoliai per kaminą, kai nėra papildomo šilumos atgavimo). Dūmų temperatūra, įeinanti į pirmąjį ekonomaizerį, priimama 150°C, o jo išėjime prilyginama 49°C. Kaip matoma iš lentelės, visas šilumos susigrąžinimo potencialas kondensaciniame ekonomaizeryje yra 184 kW , arba 18,4 % (skaičiuojant nuo energijos kiekio, atėjusio su kuru $Q_{in} - 1 \text{ MW}$). Paskutinė lentelės dalis įprasmina šiluminius parametrus, kurių panaudoti tiesioginiu būdu neįmanoma (dėl aukštos vandens, grįžtančio iš tinklų, temperatūros,). Ši papildoma šiluma šilumos siurblio garintuvui apibrėžiama entalpijų skirtumu. Pavyzdžiui, Q_{HP0} (118,5 kW) yra išskaičiuota pagal entalpijų skirtumą (664–481 kJ), padauginus iš g^w (0,604 kg/s).

Negana to yra akivaizdu, kad žemo potencialo šilumos kiekis nuolat mažėja, kai proceso temperatūra vis mažesnė – šiluminė vertė aušinant dūmus nuo 25°C iki 20°C yra daug mažesnė nei, pavyzdžiui, aušinant nuo 35°C iki 30°C, dėl tos priežasties prastėja ir šilumos siurblio efektyvumas, todėl svarbu identifikuoti optimaliausią temperatūrinį darbo režimą, kuris racionaliai atpirktų šilumos siurblio investicijas, o tūrinio srauto bei šiluminės galios parametrai savo ruožtu yra svarbūs papildomam šilumokaičiui įvertinti.

Analizuojant skaičiavimų rezultatus galima teigti, jog šilumos siurblio panaudojimas yra naudingesnis, kai vyrauja aukštesnė grįžtančio vandens temperatūra iš šilumos tinklų. Toks efektas yra visiškai priešingas įprasto kondensacinio ekonomaizerio atveju, kadangi jis efektyviausiai dirba esant žemesnei grįžtančio vandens temperatūrai. Minėta aukšta temperatūra šilumos tiekimo tinkluose egzistuoja esant labai žemai aplinkos oro temperatūrai ar esant labai dideliems šilumos nuostoliams vamzdynuose. Esant aukštomis temperatūroms, šilumos siurblys gebėtų išvystyti didesnę efektyvumą, taip kompensuodamas ekonomaizerio nuostolius, kadangi ekonomaizeris, nesugebėdamas panaudoti didesnio šilumos potencialo ir pakankamai ataušinti dūmų, juos (esančius šiltesnius) atiduotų į šilumos siurblio garintuvo sistemą.

3.5 Metodikos verifikavimas

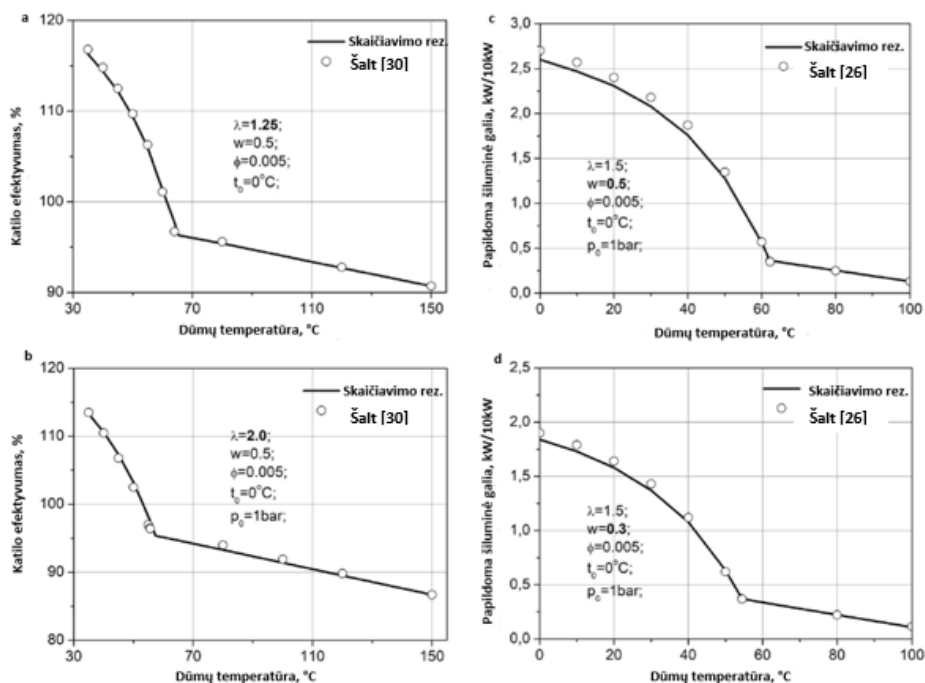
Egzistuoja trys darbai [26,27,30], kuriuose pateikiamos grafinės šiluminio potencialo aušinant dūmus priklausomybės, įvertinant tiek kuro drėgnumą, tiek oro perteklių. Chen ir kt. [30] savo ruožtu pateikia teorinį kondensacinio katilo efektyvumo priklausomybės nuo mažėjančios dūmų temperatūros grafiką ir dar papildomai pateikia skirtingas oro pertekliaus reikšmes deginant drėgną (0,5 w) kurą. Nors matematinis modelis (3.2 pav.), apibrėžiantis šiluminius ir masinius dūmų parametrus, nėra skirtas efektyvumui įvertinti, tačiau jis gali būti lyginamas su įvairių autorių darbais, kuriuose efektyvumas analizuojamas kaip pagrindinė problema.

3.3 pav. (a ir b) katilo efektyvumo skaičiavimo rezultatai yra pateikiami kartu su duomenimis, gautais [30] šaltinyje. Didžiausias nesutapimas (<0,3 %) yra priimtinas, kadangi keletas parametrų (ϕ – oro drėgnis, P – dujų slėgis, HHV_0 – aukštutinė kuro degimo šiluma, aplinkos temperatūra, cheminė kuro sudėtis ir pan.) nėra apibrėžiami, ir gali kažkiek kisti. Papildomai Hebenstreit ir kt. [26] pateikia grafinius (3.3 pav., c ir d) šiluminio skaičiavimo rezultatus, tokius kaip papildomas šilumos kiekis 10 kW (pagal viršutinę kuro degimo šilumą) galios katilui, kai šalinamų dūmų temperatūra yra 120°C. Čia akivaizdžiai matomas šiluminės energijos padidėjimas, palyginti su gryna 10 kW galia, tačiau verta paminėti, kad šioje studijoje nebuvo vertinamas nei šilumos siurblio, nei kondensacinio ekonomaizerio panaudojimas papildomai šilumai atgauti.

Skirtingai nei [30] duomenys, Hebenstreit [26] duomenys yra pateikiami įvertinant skirtingas kuro drėgmės reikšmes, tačiau oro pertekliaus koeficientas išlaikomas pastovios 1,5 reikšmės. Čia matomas didesnis rezultatų nesutapimas nei prieš tai minėtuose šaltiniuose, ir didžiausias iš visų yra iki 4 %. Rasos taško temperatūrų rezultatai sutampa gerai, dėl to galima teigti, jog

entalpijų skaičiavimas ir priimamas drėgmės kiekis nėra nesutapimo priežastis. Nesutapimas greičiausiai atsiranda dėl slaptosios garavimo šilumos vertės, kuri šiame darbe priimama kaip vidutinė esant 20–60°C temperatūrai, t. y. 2,4 MJ/kg (žr. 31 lygtį). Tačiau [26] šaltinyje naudojamos temperatūros ribos yra didesnės iki pat 0°C reikšmės, o slaptoji garavimo šiluma 25°C taške yra 2 % didesnė. Tai reiškia, kad skirtumas tarp rezultatų neegzistuoja, jei, skaičiuojant viršutinę kuro degimo šilumą, būtų vertinama temperatūra, kuri priimama tik 25°C.

Kita vertus, nesutapimas esant tokioms žemoms temperatūroms nėra kertinis, kadangi šiuose taškuose šilumos atgavimo procesas reikalauja daug daugiau kaštų ir atgaunamo šilumos kiekis būtų mažas – tik 8 % papildomos šilumos būtų atgaunama aušinant dūmus nuo 20 iki 0°C, o šilumos siurblys pareikalautų nepalyginti daugiau mechaninės energijos. Žvelgiant būtent per šią prizmę, labiausiai akcentuojama žemutinė šilumos energijos atgavimo aušinant dūmus temperatūra turėtų būti iki 20°C. Šaltinyje [30] ši žemutinė riba nubrėžiama ties 35°C, todėl vidutinė garų kondensacijos temperatūra yra artimesnė 50°C, o savitoji garavimo šiluma yra 3 % žemesnė, palyginti su 25°C temperatūra. Lyginant 26 ir 30 šaltinių rezultatus, nesutapimas yra tik apie 3 %, būtent tai ir leidžia teigti, jog pagrindiniai nesutapimai kyla dėl skirtingai vertinamos savitosios garavimo šilumos, kuri šiame darbe vertinama kaip vidutinė visame dūmų aušinimo diapazone.



3.3 pav. Modeliavimo ir kitų šaltinių rezultatų palyginimas

Subendrinus kelių šaltinių duomenis, galima teigti, kad rezultatai, pateikiami šiame darbe, yra pakankamai tikslūs. Matematinis modelis yra teisingas ir yra geras įrankis, siekiant analizuoti naujai kuriamas ir vertinamas sistemas siekiant atgauti šilumą iš dūmų, kai yra naudojamas medienos kuras.

3.6 Išvados

Kaip matyti iš pateiktos medžiagos, akivaizdu, jog biokuru kūrenamos jėgainės turi efektyvumo rezervo, kadangi palyginti nemaža dalis šilumos yra išmetama į aplinką, net jeigu yra įdiegtas įprastas kondensacinis ekonomaizeris. Didelė išmetamos šilumos dalis susideda iš „slaptosios“ šilumos, esančios dujinėje fazėje, kuri gali būti panaudojama aukšto efektyvumo šilumos mainuose.

Esant sąlygoms, kai neįmanoma panaudoti žemo potencialo šilumos tiesiogiai, šilumos siurblys ir papildomas kondensacinio tipo šilumokaitis gali pasitarnauti kaip šilumos atgavimo stiprintuvas pakeliant panaudojamos šilumos temperatūros lygį.

Tiesa, tokios technologijos finansinis efektyvumas negali būti aiškus, kol nėra atliekamas potencialiai atgaunamos žemo potencialo šilumos modeliavimas. Darbe pristatytas algoritmas leidžia apskaičiuoti parametrus, reikalingus šilumos siurblio sistemai parinkti ir analizuoti. Modelis pirmiausia nulemia galimą žemo potencialo šilumos galią, kurią galima įvertinti analizuojant racionalų šilumos siurblio panaudojimą.

Šilumos siurblio sistemos investicinis efektyvumas taip pat priklauso ir nuo papildomo šilumokaičio, kuris savo pagrindu yra panašus į įprastą kondensacinį ekonomaizerį, įrengimo kaštų. Darbe aprašytas matematinis modelis gali pateikti reikiamus parametrus (pvz., dūmų tūrinį debitą, šiluminį potencialą), kurie yra kertiniai skaičiuojant šilumos ir masės mainus, vertinant šilumokaičiui būtinus gabaritus.

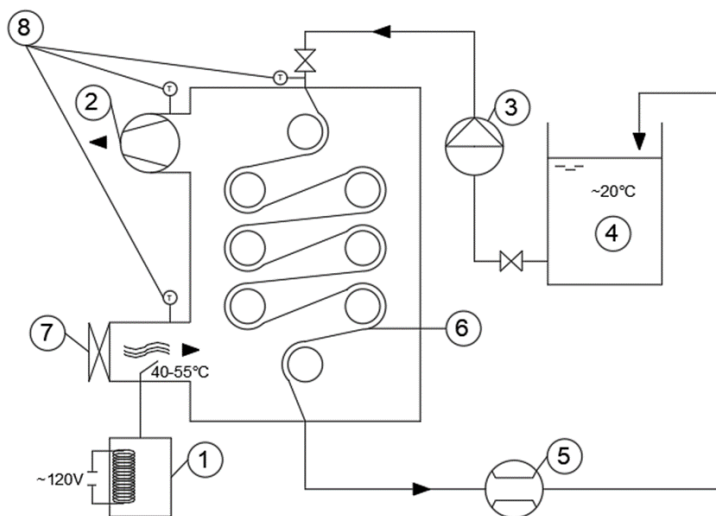
Atliekant skaičiuojamojo modelio verifikaciją (rezultatus lyginant su keliuose literatūros šaltiniuose minimais duomenimis), yra daroma išvada, kad naudojantis modeliu gauti rezultatai gerai sutampa ir yra pakankamai tikslūs. Todėl toks modelis laikomas teisingu ir apibrėžia skaičiavimo metodiką, kuri gali būti naudinga vystant žemo potencialo biokuro dūmų šilumos atgavimo technologijas.

4 EKSPERIMENTINIS STENDAS IR BANDYMAI

4.1 Eksperimento aprašymas

Eksperimentinio proceso paskirtis – sukurti ankstesniame skyriuje minimo papildomo kondensacinio šilumokaičio konstrukciją ir ją išbandyti simuliuojant darbinės sąlygas, nustatant šilumos perdavimo koeficientą k ($\text{W/m}^2\text{K}$). Šilumokaičio pagrindas sudarytas iš pigių ir lengvai prieinamų medžiagų, kurios, be kita ko, yra atsparios korozijai – šilumokaičio korpusas pagamintas iš medžio drožlių plokščių, vidus išklotas 40 mm storio izoliacija, o šilumos mainų plotui buvo panaudoti nerūdijančio plieno ir 100 % polivinilchlorido (PVC) gofruoti vamzdžiai. Eksperimente buvo simuliuotos darbinės šilumokaičio sąlygos, drėgnus dūmus po kondensacinio ekonomaizerio pakeičiant drėgnu oro ir vandens garų mišiniu ($55\text{--}40^\circ\text{C}$ srityje).

Eksperimentinio stendo konceptas apėmė šilumos perdavimo ploto medžiagų (PVC plastiko ir nerūdijančio plieno) tyrimą, pasinaudojant drėgnų dūmų simuliacimu ir jų aušinimu naudojantis aplinkos temperatūros vandeniu. Eksperimento metu buvo registruojami tokie energiniai parametrai: aušinančio vandens temperatūros, aušinančio vandens debitas, šilto drėgno oro temperatūros bei garintuvų šiluminė galia (**4.1 pav.**). Vandens (srautas, temperatūra, galia) parametrai registruojami ultragarsiniu vandens kiekio skaitikliu ir QALCASONIC E1 skaičiuotuvu (deklaruojama 2 tikslumo klasė), oro srauto temperatūra ir garintuvų elektriniai parametrai (įtampa, srovė) buvo matuojami skaitmeniniu multimetru UNI-T UT 39 C (deklaruojama iki $\pm 2\%$ paklaida su K tipo termopora).

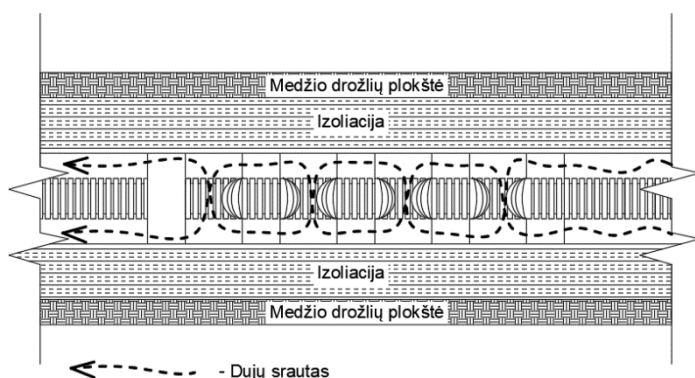


4.1 pav. Eksperimentinio stendo schema ir sudedamosios dalys: 1 – šilumos šaltinis (garo generatorius); 2 – ventiliatorius; 3 – vandens siurblys; 4

– vandens talpa; 5 – šilumos skaitiklis (susideda iš srauto ir temperatūrų matavimo); 6 – šilumos mainų paviršius (vamzdelis); 7 – difuzorius; 8 – termoporų įrengimo vietos

Garas, generuojamas šilumos šaltinyje, sumaišymo kameroje tiekiamas į oro srautą, norint pasiekti reikiamą temperatūrą. Temperatūra yra nustatoma reguliuojant tiekiamo aplinkos oro kiekiu – atidarant arba uždarant difuzorių, o sumaišyto dujų mišinio tekėjimas buvo užtikrinamas palaikant trauką šilumokaityje ventiliatoriumi.

Kaip minėta, šilumos mainų plotas buvo realizuojamas dalijant eksperimentą į dvi dalis – vienu atveju eksperimentai buvo atliekami šilumos mainų plotą organizuojant iš gofruoto PVC vamzdelio, kitu atveju tokie patys eksperimentai buvo atliekami naudojant gofruoto nerūdijančio plieno vamzdį. Abiem atvejais simuliuoti dūmai vamzdelius aptekėjo skersai (paveikslas). Šilumokaicio vidus buvo išklotas 40 mm šilumine izoliacija, siekiant apriboti galimą šilumos nutekėjimą, izoliacija papildomai buvo dengta polikarbonato plokštėmis, siekiant išvengti didelio kondensato kiekio ant paviršių.



4.2 pav. Šilumokaicio pjūvio vaizdas

Svarbi dalis eksperimento eigai užtikrinti buvo aušinančio skysčio užtikrinimas, tam buvo naudojamas aplinkos temperatūros (~20°C) vanduo. Srautui ir statiniam slėgiui užtikrinti buvo pasitelkta 200 litrų talpa, kurioje buvo talpinamas aušinantis vanduo, o srauto reguliavimui užtikrinti naudojamas cirkuliacinis siurblys su integruotu slėgio reguliatoriumi, kurį manipuliuojant ir išvystant didesnę arba mažesnę slėgį gali būti keičiamas vandens debitas. Šilumos apskaitos prietaisas įrengtas būtent aušinančio vandens kontūre už šilumokaicio, kuris ne tik leido fiksuoti atgaunamą šilumą iš dujų, bet ir sekti šilumos pernašos proceso stabilumą, stebint temperatūrų skirtumo pokyčius šilumokaicio įėjime ir išėjime.

$$k = \frac{Q}{F \times \Delta T_m}, \quad (51)$$

$$\Delta T_m = \frac{(t_{o,g}-t_{i,w})-(t_{i,g}-t_{o,w})}{\ln \left(\frac{(t_{o,g}-t_{i,w})}{(t_{i,g}-t_{o,w})} \right)}. \quad (52)$$

Buvo pasirinkti keturi temperatūros taškai drėgniems dūmams simuliuoti – 55; 50; 45 ir 40°C, o aušinančio vandens srauto keitimo žingsnis buvo 0,01m³/h intervalais. Siekiant užtikrinti nuolatinį garo srautą, garo generatoriuose buvo palaikoma 120–110 V įtampa, išvengiant per greito virimo ir generatorių išsijungimo ir, kaip jau minėta, dujų temperatūra buvo nustatoma reguliuojant paduodamo oro kiekį į vandens garų srautą prieš kiekvieną eksperimento bandymą.

Pasiekus reikiamą dujų temperatūrą bandomam atvejui, t. y. nustatant, koks temperatūrinis režimas yra bandomas (55–40°C intervale), įjungiamas



4.3 pav. Eksperimentinio stendo vaizdas

aušinančio vandens siurblys ir nustatomas bandymui reikalingas vandens srautas (nuo mažiausios 0,06 iki 0,14 m³/h srauto ribos), tuo pat metu stebint aušinančio vandens temperatūrų skirtumą šilumokaičio įėjime ir išėjime. Bandymas užbaigiamas, kai minėtas temperatūrų skirtumas nusistovi ir stabilizuojasi nuimama šilumos galios vertė. Tuomet išmatuojama išeinančio iš šilumokaičio atvėsinto oro temperatūra ir visi rezultatai užfiksuojami suvestinėje.

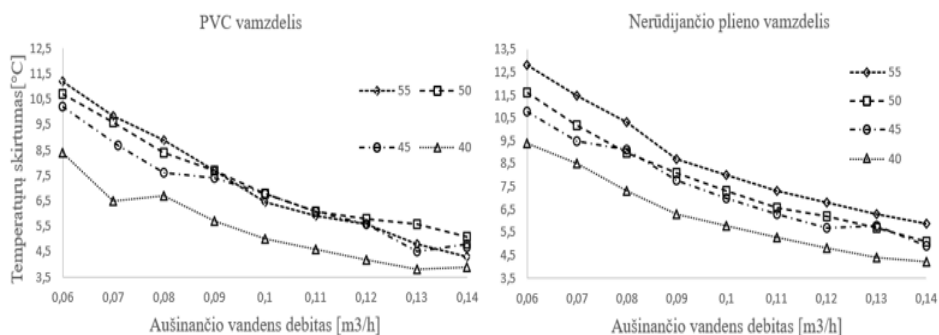
Rezultatai apibendrinami užfiksuotus duomenis panaudojus skaičiuojant šilumos perdavimo koeficientą. Yra žinomi faktiniai šilumos

paviršiaus plotai kiekvienu atveju – tai $1,37 \text{ m}^2$ gofruoto PVC plastiko bei $1,89 \text{ m}^2$ gofruoto nerūdijančio plieno. Šilumos perdavimo koeficientas apskaičiuojamas pagal (51) lygtį, joje Q yra perduodamos šilumos vertė (W), F – šilumos perdavimo paviršiaus plotas ir ΔT_m – vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas (dar vadinamas *LMTD*) šilumokaičio galuose tarp dujų ir aušinančio vandens ((52) lygtis skirta priešpriešinio šilumokaičio temperatūrų skirtumui skaičiuoti), kur $t_{i,g}$ ir $t_{o,g}$ dujų temperatūra atitinkamai įėjime ir išėjime bei $t_{i,w}$ ir $t_{o,w}$ atitinkamai vandens temperatūra įėjime ir išėjime. Detalesni matavimų skaičiavimų duomenys pateikiami **1 priede**.

4.2 Rezultatų aptarimas

Bandymai atlikti simuliuojant drėgnus dūmus, t. y. maišant sotų (100°C) vandens garą su aplinkos temperatūros oru. Maišomas oro ir garo kiekis buvo derinamas taip, kad būtų pasiektos 40, 45, 50 ir 50°C mišinio temperatūros. Dujų mišinys buvo leidžiamas į šilumokaitį taip, kad skersai apiplautų vamzdelius, kuriuose cirkuliavo aušinantis (patalpos temperatūros) vanduo. Vanduo į šilumokaitį buvo paduodamas priešingoje nei dujos šilumokaičio pusėje, taip iš esmės organizuojant priešpriešius šilumos mainus. Garintuvų sistemos galia svyravo apytikriai nuo 600 iki 900 W, priklausomai nuo reikiamos mišinio temperatūros.

Su kiekvienu dujų mišinio variantu (pagal aukščiau minėtas temperatūras) buvo atliekama serija bandymų, keičiant vandens debitą nuo 0,06 iki 0,14 m^3/h . Nusistačius vandens srautą bei pasirodžius reikiamų parametru dujų mišinį, eksperimentas buvo vykdomas 1–2 val., kol buvo pastebima nusistovėjusi aušinančio vandens temperatūrų skirtumo reikšmė abiejuose šilumokaičio galuose. Tuo metu buvo laikoma, kad procesas pasiekė pusiausvyros tašką, ir buvo fiksuojami eksperimento parametrai (šilumokaičio galia, vandens ir dujų temperatūros).

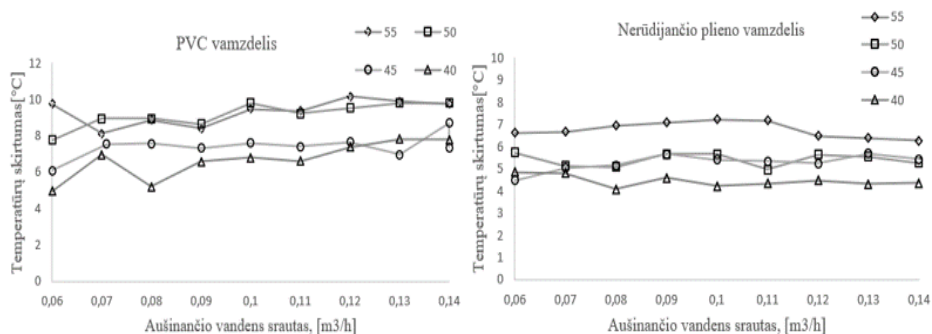


4.4 pav. Įtekančio ir ištekančio aušinančio vandens debito temperatūrų skirtumas

Nusistovėjusių vandens temperatūrų skirtumai prie kiekvienos bandymų serijos matomi **4.4 pav.** Atliekant bandymus su PVC plastikų,

įeinančio ir išeinančio vandens temperatūros kito nuo 3,8 iki 8,4°C esant 40°C dujų mišinio temperatūrai, nuo 4,5 iki 10,2°C esant 45°C dujų mišinio temperatūrai, nuo 5,1 iki 10,7°C esant 50°C dujų mišinio temperatūrai ir nuo 4,3 iki 11,2°C esant 55°C dujų mišinio temperatūrai. Iš visų bandymų išsiskiria serija esant 40°C dujų mišinio, kurioje temperatūrų prieaugis buvo mažiausias. Taip buvo dėl mažos reikiamos garintuvų sistemos galios būtent šiame taške (apie 600 W, palyginti su kituose taškuose reikalingais 800–900 W).

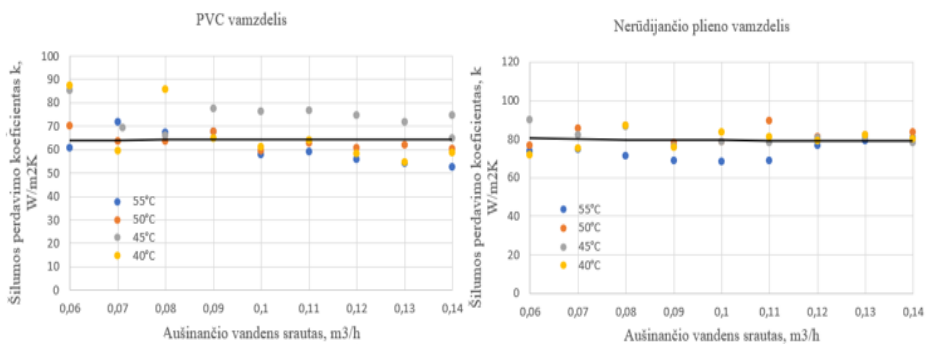
Atliekant bandymus su nerūdijančio plieno vamzdeliu, rezultatai gauti gana panašūs, tačiau reikiama galia garintuvams buvo didesnė dėl kiek žemesnės aplinkos oro temperatūros. Todėl vandens temperatūros prieaugis taip pat kiek didesnis, palyginti su praėjusiu variantu, ir kito nuo 4,2 iki 9,4 esant 40°C dujų mišinio temperatūrai, nuo 4,9 iki 10,8°C esant 45°C dujų mišinio temperatūrai, nuo 5,1 iki 11,6°C esant 50°C dujų mišinio temperatūrai ir nuo 5,9 iki 12,8°C esant 55°C dujų mišinio temperatūrai.



4.5 pav. Aušinančio vandens debito ir logaritminio temperatūrų skirtumo priklausomybė pagal dujų temperatūrą

Šilumos perdavimo koeficientui skaičiuoti buvo reikalingos vidutinio logaritminio temperatūrų skirtumo reikšmės tarp aušinamų dujų ir šildomo vandens (ΔT_m). Šis temperatūrų skirtumas buvo apskaičiuojamas po kiekvieno bandymo. PVC vamzdeliui apskaičiuoti ΔT_m kiekvienai bandymų serijai vyravo nusistovėję (PAV) 5÷7,8°C (40°C dujų), 6÷8,7°C (45°C dujų), 7,8÷9,8°C (50°C dujų), 8,1÷10,2°C (55°C dujų) vidutiniai logaritminiai temperatūrų skirtumai. Rezultatai, gauti analizuojant nerūdijančio plieno bandymų reikšmes, buvo 4÷4,8°C (40°C dujų), 4,4÷5,7°C (45°C dujų), 4,9÷5,7°C (50°C dujų), 6,2÷7,2°C (55°C dujų). Akivaizdžiai matoma, kad bandymuose su nerūdijančiu plieniu ΔT_m gauti mažesni. Mažesni gauti ne tik skirtumai tarp matavimų, bet ir jų pokyčių amplitudės (rezultatai pasiskirstę tolygiau nei pastebėti su plastiko vamzdeliu), tai leistų teigti, jog šilumos paviršiaus plotas, realizuotas naudojantis nerūdijančiu plieniu, yra šiek tiek efektyvesnis ir labiau prognozuojamas.

Pagrindinis eksperimentų tikslas buvo apibrėžti tokios konstrukcijos šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientą naudojantis eksperimentuose gautais duomenimis. Kaip minėta, eksperimento metu buvo matuojamos proceso temperatūros, galia ir nustatytas šilumokaitos paviršiaus plotas. Pagal



4.6 pav. Aušinančio vandens debito ir šilumos perdavimo koeficiento priklausomybė pagal dujų temperatūrą

turimus duomenis gauta, kad PVC plastiko šilumokaičio šilumos atidavimo koeficientas kito nuo 55 iki 85 W/m²K (**4.6 pav.**), o, išvedus vidutinę reikšmę, gauta 66 W/m²K. Naudojant nerūdijantį plieną rezultatai šiek tiek geresni: šilumos perdavimo koeficiento reikšmės kito nuo 68 iki 89 66 W/m²K su išvesta 79 66 W/m²K vidutine reikšme. Remiantis matavimo prietaisų tikslumo klasėmis, yra galima ± 4 % apskaičiuotų rezultatų paklaida.

4.3 Rezultatų apibendrinimas

Eksperimentuose šilumos šaltinio galia buvo palaikoma tokia, kad išlaikytų reikiamos vertės dujų mišinio temperatūrą (40, 45, 50, 55°C). Norint pasiekti 40°C temperatūrą, buvo privalu smarkiai sumažinti šilumos šaltinio galią, kuri vidutiniškai kito tarp 0,584 iki 0,681 kW, palyginti su atvejais, kai buvo simuliuojama didesnė temperatūra. Simuliuojant aukštesnes temperatūras, galios ribos buvo pastovesnės, kadangi nereikėjo reguliuoti šilumos šaltinio, ir kito tarp 0,740 iki 0,805, o, simuliuojant aukščiausią temperatūrą, šiluminė galia pasiekdavo ir apie 0,900 kW ribą.

Kiekvieno eksperimento metu apskaičiuojant vidutinį logaritminį temperatūrų skirtumą, buvo vertinama, kaip efektyviai vykdomi šilumos mainai esant kiekvienai iš bandymo sąlygų. Bandant plastikinį šilumos paviršiaus plotą, ΔT_m vidutiniškai kito tarp 9,4 ir 6,5 K, o nerūdijančio plieno šilumos mainų paviršiaus atveju temperatūrų skirtumas buvo mažesnis: kito nuo 6,8 iki 4,3 K vidutinių reikšmių. Vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas parodo, jog nerūdijančio plieno šilumos mainų paviršius bandymų metu buvo šiek tiek efektyvesnis nei plastiko.

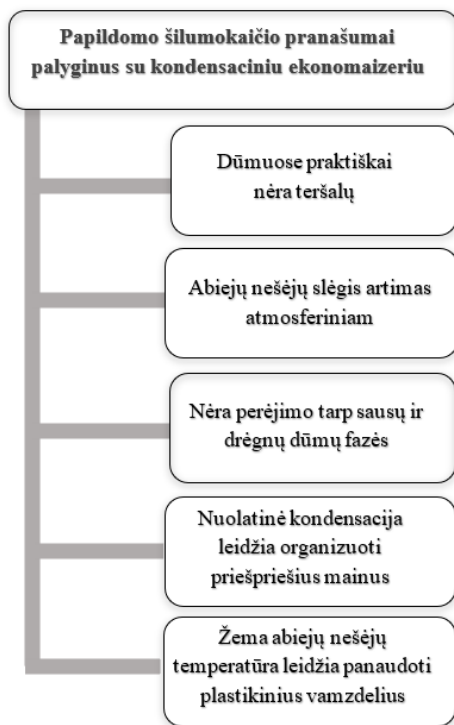
Išlaikant tokias pačias atliekinės šilumos panaudojimo eksperimentines sąlygas abiem bandymų dalims, buvo apskaičiuoti šilumos perdavimo koeficientai. Eksperimentinės šilumos perdavimo koeficientų reikšmės plastikinio vamzdelio atveju kito tarp 61–73 W/m²K (vidutinė vertė 66 W/m²K), o eksperimentuose su nerūdijančiu plienu rezultatas buvo tarp 73–79 W/m²K (77 W/m²K vidutinė vertė). Tai taip pat parodo, kad tarp eksperimentuose naudojamų medžiagų nerūdijantis plienas buvo šiek tiek efektyvesnis.

4.4 Eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas su teoriniais

4.4.1 Papildomo kondensacinio šilumokaičio privalumai ir trūkumai

Eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas su teoriniais reikalauja gilesnės nagrinėjamų šilumos mainų analizės, kai mainuose dalyvauja netaisyklingos ar neįprastos formos paviršiai. Šiuo atveju šie paviršiai yra gofruoti ypatingai. Gofravimo tikslas – vamzdelių lankstumas. Net šiuos vamzdelius parduodančios bendrovės, šalia įprastinių šios produkcijos parametrų, pateikia minimalius tokių vamzdelių lenkimo spindulius – tiek statinį, tiek ir dinaminį, kuriam esant vamzdeliai gali išlaikyti lankstymo ciklines apkrovas. Deklaruojamas statinis spindulys yra gana mažas ir gali visiškai tenkinti dydį, kuris reikalingas pateiktos šiame darbe papildomo kondensacinio šilumokaičio konstrukcijos surinkimo technologijai. Jau minėta aukščiau, kad papildomas kondensacinis šilumokaitis yra paprastesnės konstrukcijos, palyginti su įprastinio kondensacinio ekonomaizerio konstrukcija.

Paprastesnę papildomo kondensacinio (PK) šilumokaičio konstrukciją



4.7 pav. Papildomo kondensacinio šilumokaičio darbo sąlygų palyginimas su kondensaciniu ekonomaizeriu

lemia lengvesnės darbo sąlygos. Šių sąlygų išdėstymo schema pavaizduota **4.7 pav.** Visų pirma, reikia pažymėti tai, kad dūmuose po kondensacinio ekonomaizerio praktiškai nėra teršalų. Teršalai sukuria papildomą terminę varžą, taip pat gali trikdyti aparato funkcionalumą. Esant dideliame pelenų kiekiui dūmuose, kondensato kiekio gali būti per mažai, kad susidarytų vientisa suspensinė terpė, gebanti tekėti, pavyzdžiui, dėl gravitacinio poveikio. Kondensaciniame ekonomaizeryje, priklausomai nuo jo konstrukcijos, šis poveikis gali būti itin svarbus.

Kitas svarbus veiksnys, lengvinantis PK šilumokaičio darbą, yra abiejų šilumos nešėjų slėgis. Jei kondensaciniame ekonomaizeryje vandens slėgis yra gana aukštas (jame teka termofikacinių tinklų vanduo), tai šiame šilumokaityje jis gali būti praktiškai atmosferinis ir skirtis nuo jo tik hidraulinių nuostolių sistemoje dydžiu. Beje, jei

cirkuliacinis siurblys yra montuojamas už PKŠ, slėgis jame gali būti ir mažesnis už atmosferinį būtent minėtų nuostolių dydžiu.

Žemo slėgio veiksnys leidžia panaudoti pigesnes medžiagas tiek vamzdelių, tiek ir gaubto gamybai. Teoriškai galima panaudoti ir plastikinius gofruoto tipo vamzdelius. Jie, net ir labai mažo sienelės storio, pavyzdžiui, 0,2 mm, gali atlaikyti 4 barų slėgį. Tai patvirtina laboratoriniai tokių vamzdelių bandymai su vandeniu. O gaubtas gali būti nebūtinai apvalios formos ir nebūtinai pagamintas iš metalo.

Kondensaciniame ekonomizaizeryje dalyvaujantys dūmai keičia sausąją arba perkaitintą dujinę vandens garo dedamosios būseną į drėgnąją arba sočiąją. Virsmo riba priklauso nuo dūmų ataušinimo temperatūros, taip pat nuo deginamo kuro oro pertekliaus koeficiento λ , medienos drėgnio w , taip pat nuo kitų mažesnių veiksnių (tiekiama į degimo kamerą oro drėgnio, atmosferinio slėgio, recirkuliuojamo kondensato kiekio ir temperatūros, tiekiamo oro temperatūros, ekonomizaizerio darbo sąlygų nestabilumo). Minėti veiksniai daro minėtą dūmų virsmo vietą ekonomizaizeryje kintamą. Tai reiškia, kad šioje vietoje drėgni ir jau prie sienelių prikibę gali išdžiūti ir sudaryti kietą dangą. Šios dangos nenuplauna vėliau atsirandanti drėgnoji fazė. Jos metu teršalų sluoksnis dar pastorėja ir vėl išdžiūsta. Taip susidaro hidraulinė užtvara dūmų tekėjimui, sutrinka šilumokaičio funkcionalumas.

Vandens kondensato recirkuliacija šią problemą išsprendžia, tačiau pablogina šilumokaičio mainų efektyvumą. Būtent šio vandens plėvelė dalyvauja tiesioginiuose mainuose su vamzdeliais tekančiais dūmais ir, jei šio vandens pilama daug, priešpriešinių mainų efektyvumas sumažėja. Juk dūmai ataušinami iki maždaug 50°C, kai tiekiamo termofikacinio vandens temperatūra yra 40°C. Dešimties laipsnių nevysiškos rekuperacijos nuostoliai ekonomizaizeryje yra dideli, jei vertinti gana aukštą tokių ekonomizaizerių šilumos perdavimo koeficientą (~150 W/m²K). Taigi PK šilumokaitis turi dar vieną privalumą – jame mainus galima organizuoti užtikrinant mažesnę nevysiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumą, nevirsijantį 4–5°C.

Nereikėtų pamiršti ir potencialios naudos gamtinei aplinkai. PK šilumokaitis pašalina didesnę dalį likusių kietųjų dalelių teršalų. Po kondensacinio ekonomizaizerio šių teršalų lieka nedaug, tačiau naujausi reikalavimai jų kiekiui dažnai yra mažesni. Šiuo atveju PK šilumokaitis „surenka“ mažesnes kietąsias daleles, kurias kondensacinis ekonomizaizeris surenka tik dalinai. Yra žinoma, kad dūmuose esančios mažosios dalelės, pasiekus rasos tašką, tarnauja kaip kondensacijos katalizatorius: nuo jų, kaip kondensacijos pradžios centrų, prasideda pati vandens garo kondensacija, ir kuo didesnė šių dalelių koncentracija, tuo kondensacija prasideda sparčiau. Ekonomizaizeryje, atsiradus didesniems lašams ir juolab skysčio plėvelei, likusios mažosios dalelės neįveikia vandens paviršiaus įtempimo jėgos ir su srautu patenka į aplinką. Būtent tokios mikronais matuojamos dalelės yra alergenai, sukeliantys negalavimus tiek žmonėms, tiek gyvūnams. PK šilumokaitis sukuria naują kondensacijos proceso pradžią, kurioje vėl visas

prasideda nuo mažųjų dalelių, kaip naujų kondensacijos centrų, dalyvavimo kondensacijos procese.

Plastikiniai gofruoto tipo vamzdeliai yra net iki 10 kartų pigesni, palyginti su nerūdijančio plieno gofruotais vamzdeliais. Tačiau jie praranda savo mechanines savybes esant aukštesnei nei 70°C temperatūrai. Kita vertus, cirkuliacinio vandens, dalyvaujančio mainuose šilumos siurblio garintuve ir PK šilumokaityje, temperatūra yra gerokai žemesnė. Po garintuvo šio vandens temperatūra yra apie 20°C, o po PK šilumokaičio – maždaug dešimčia laipsnių aukštesnė. Taigi minėti plastikiniai vamzdeliai galėtų patikimai dirbti tiek dėl žemos temperatūros, tiek ir dėl žemo, praktiškai atmosferinio, abiejų nešėjų slėgio.

4.4.2 Šlapio oro entalpija

Šilumos atidavimo koeficientas iš šlapio oro pusės skaičiuojamas sudėtingiau, nes vyksta ne tik konvekcija, bet ir kondensacija. Šlapio oru šiuo atveju vadinama oro ir vandens garo mišinio būseną, kai vandens garo temperatūra yra nuolat žemiau vadinamojo rasos taško temperatūros (oras gali būti sausas, kai vandens garo visai nėra, gali būti drėgnas, tačiau ore esantis vandens garas yra sausos arba perkaitintos būsenos, gali būti drėgnas rūkas, kai vandens garas yra sočios arba linkusios kondensuotis būsenos, ir galiausiai šlapas, kai realizuojama nuolatinė garo kondensacija). Tai reiškia, kad pasiekiamas nuolatinis vandens garo kondensacijos procesas. Kondensatas pasišalina iš dujų srauto, taip mažindamas srauto drėgmę, tačiau žemėjanti temperatūra lemia nuolatinį šio proceso pobūdį. Svarbu ir tai, kad, kondensuojantis vandens garui, mažėja dujinio srauto debitas. Taip jis mažėja dėl dviejų priežasčių: dėl temperatūros pažemėjimo šilumokaityje ir dėl vandens garo kondensacijos. Skaičiuojant šilumos mainus tai svarbu, nes, keičiantis tūriniam debitui, kinta ir srauto tekėjimo greitis. Priverstinės konvekcijos atveju tekėjimo greitis yra vienas svarbiausių parametrų, lemiančių šilumos atidavimo koeficientą.

Konvekciniams mainams reikia žinoti tekėjimo greitį, o kondensaciniams dar ir vamzdelio išorinio paviršiaus temperatūrą. Eksperimentinių tyrimų metu nė vienas iš dydžių nėra matuojamas. Abu jie apskaičiuojami turint kitus eksperimentiškai nustatytus parametrus. Kai mainuose dalyvauja vamzdelių pluoštas, tekėjimo per jį greitis yra labai nevienodas ir yra didžiausias siauriausioje tarp vamzdelių vietoje. Būtent šis greitis ir naudojamas, kai atliekami skaičiavimai pagal kriterines lygtis. Šiose lygtyse Re skaičius apskaičiuojamas naudojant minėtą greitį, taip pat ir kitus dydžius, klampą, tankį, kurie yra oro ir vandens garo mišinio atitinkamą koncentraciją atitinkantys dydžiai. Būdingo linijinio matmens parametras Re kriterijuje imamas vamzdelių skersmuo, nes srautas juos apiplauna skersai.

Svarbus mainų efektyvumą lemiantis parametras yra minėto mišinio tekėjimo greitis. Atliekant eksperimentinius tyrimus šis parametras nebuvo kaitaliojamas. Keičiamas buvo vamzdelių vidumi tekančio vandens debito dydis. Pavyzdžiui, jį didinant didėjo vidutinis logaritminis temperatūrų

skirtumas šilumokaityje. Tai turėjo didinti šilumokaičio šiluminę galią. Tačiau šilumokaičio šiluminė galia reguliuojamu kaitintuvu buvo palaikoma pastovi. Taigi, didinant vandens debitą, šilumokaičio kaitintuvo galia buvo mažinama maždaug tiek, kiek ji turėdavo didėti dėl padidėjusio logaritminio temperatūrų skirtumo. Taip buvo palaikoma beveik vienoda šlapio oro temperatūra po mainų šilumokaityje. Nekintamas šlapio oro srautas kiekvieno bandymo metu buvo palaikomas išlaikant nekintančią elektros įtampą. Tūrinį debitą m^3/s galima buvo išsiskaičiuoti iš šilumos balanso lygties, pagal kurią apskaičiuojamas masinis debitas kg/s . Tokiu atveju reikia žinoti kraštines srauto temperatūras ir pagal jas apskaičiuoti entalpijas. Čia reikia turėti galvoje, kad entalpijų radimas yra kiek kompliktuotas tiek dėl nevienalytės srauto sudėties, tiek ir dėl to, kad ši sudėtis šilumokaityje nuolat kinta.

Šlapio oro entalpija apskaičiuojama, jei yra žinomos masinės visų dedamųjų proporcijos. Šiuo atveju nevertiname argono dedamosios, kurios dydis yra mažiau nei vienas procentas. Taigi dujų mišinys, dalyvaujantis šilumos mainuose, susideda iš azoto, deguonies ir vandens garo. Mišiniui vėstant (šilumą perduodant šildomam vandeniui), vandens garo sudėtis mažėja. Kartu keičiasi ir minėtų trijų dedamųjų proporcijos, tiek tūrinės, tiek masinės. Mažėjant vandens garo tūrinei proporcijai, kitos dvi proporcijos padidėja ir pasiskirsto proporcingai pagal tūrines (o ne masines) tarpusavio proporcijas. Naujosios tūrinės proporcijos lemia naują mišinio kilomolinę masę, kurios atžvilgiu vėliau yra skaičiuojamos masinės proporcijos. Šios proporcijos, kaip minėta, reikalingos mišinio entalpijoms skaičiuoti. Būtina vertinti ir ketvirtąją dedamąją – vandenį (t. y. kondensatą), nes šis ir toliau dalyvauja šilumos mainuose.

Pažymėkime oro ir vandens garo mišinio (toliau jį vadinkime tiesiog mišiniu) temperatūrą t_1 ir t_2 . Pirmoji yra jo temperatūra įėjime į šilumokaitį, antroji – išėjime. Pagal šias temperatūras apskaičiuojami vandens garo parcialiniai slėgiai:

$$p_t^{H_2O} = 6,11 \times 10^{-3} \times EXP\left(\frac{17,67t}{t+243,5}\right). \quad (53)$$

Pavyzdžiui, jei tiekiamo į šilumokaitį sočios būsenos mišinio temperatūra yra $50^\circ C$, vandens garo parcialinis slėgis mišinyje sudaro 0,124 bar, kai mišinio slėgis yra 1 bar. Jei mišinys šilumokaityje ataušinamas iki $25^\circ C$, vandens garo tūrinė proporcija sumažėja nuo 0,124 iki 0,032. Tai atitinka ir šios dedamosios parcialinius slėgius, atitinkamai 0,124 ir 0,032 bar. Azoto ir deguonies tūrinės proporcijos tai pat pasikeičia. Žinome, kad sausame ore azoto tūrinė proporcija sudaro 0,767, o deguonies – 0,233. Jei mišinio sudėtyje yra 0,124 tūrinių dalių vandens garo, azoto ir deguonies tūrinės proporcijos sumažėja santykiu, kuris yra apskaičiuojamas pagal tokią lygtį:

$$\gamma = 1 - p_t^{H_2O}, \quad (54)$$

čia $p_t^{H_2O}$ – parcialinis vandens garo slėgis esant temperatūrai t .

Taigi koeficientas γ yra 0,876, kai mišinio temperatūra yra 50°C, ir 0,968, kai ji 25°C.

Masinės šių dedamųjų proporcijos apskaičiuojamos pagal tokias lygtis:

$$m^{H_2O} = p^{H_2O} \frac{\mu^{H_2O}}{\mu^M}; m^{N_2} = p^{N_2} \frac{\mu^{N_2}}{\mu^M}; m^{O_2} = p^{O_2} \frac{\mu^{O_2}}{\mu^M}. \quad (55)$$

Šiose lygtyse μ^M – mišinio kilomolinė masė. Žinome, kad sauso oro kilomolinė masė yra 29 kg/kmol. Tačiau, esant vandens garo daliai, ji bus mažesnė proporcingai šiai daliai, nes vandens garo kilomolinė masė yra 18 kg/kmol. Mišinio kilomolinę masę apskaičiuojame pagal tokią lygtį:

$$\mu_t^M = \mu_t^{H_2O} p_t^{H_2O} + (1 - p_t^{H_2O})[(\mu \times p)^{N_2} + (\mu \times p)^{O_2}]. \quad (56)$$

Šioje lygtyje parcialinis slėgis galėtų būti ne absoliutinis, o santykinis. Taip būtų geriau, kad ir lygties narių naudojamų dimensijų požiūriu. Kita vertus, jei mišinio slėgis prilygsta 1 bar, galima naudoti ir tokią lygtį. Tuomet santykinis dydis nesikeičia, o pati dydžių dimensija tampa teisingesne. Be to, parcialinis santykinis slėgis prilygsta tūrinei atitinkamo komponento proporcijai, bedimensiniam dydžiui. Todėl vietoje dedamųjų parcialinių slėgių galima naudoti ir šiuos bedimensinius (santykinius) dydžius $\bar{v}^{H_2O}, \bar{v}^{N_2}, \bar{v}^{O_2}$.

Pasinaudodami (57) lytimi apskaičiuojame, kad šlapio oro, kurio temperatūra yra 50°C, kilomolinė masė yra 27,6 kg/kmol. Jei temperatūra šilumokaitos pabaigoje nukrenta iki 25°C, tuomet, esant šiai temperatūrai, mišinio kilomolinė masė yra 28,6 kg/kmol.

Eksperimentinio šilumokaicio šilumos galia apskaičiuojama pagal lygtį:

$$Q = g^M(h_{r1}^M - h_{r2}^M), \quad (57)$$

čia h_{r1}^M, h_{r2}^M – šlapio oro entalpijos esant galinėms šilumos mainų temperatūroms.

Šios temperatūros yra matuojamos eksperimentų metu. Entalpijos skaičiuojamos pagal tokią lygtį:

$$h^M = (m \times h)^{H_2O} + (m \times h)^{N_2} + (m \times h)^{O_2} + (mh)_f^{H_2O}, \quad (58)$$

čia m – masinės komponentų proporcijos, h – atskirų komponentų entalpijos, $(mh)_f^{H_2O}$ – vandens kondensatas.

Masinė vandens kondensato proporcija m dvinaryje $(mh)_f^{H_2O}$ yra randama, kai yra žinomos masinės vandens garo proporcijos m^{H_2O} . Šilumokaicio pradžioje, kur patenka oras (vanduo šioje vietoje eksperimentinį šilumokaicitį palieka), masinė kondensato proporcija $m^{H_2O} = 0$. Šlapio oro temperatūrai krentant, dalis garo virsta kondensatu, todėl masinė kondensato proporcija yra skirtumas tarp masinių garo proporcijų. Pavyzdžiui, jei į šilumokaicitį patenka 50°C temperatūros šlapias oras, o po mainų šio oro temperatūra sumažėja iki

40°C, atsiradusio kondensato masinė proporcija yra $0,079 - 0,047 = 0,032$ (žr. **4.1 lent.**). Matome, kad kondensato masinės proporcijos yra palyginti mažos. Tą patį galima pasakyti ir apie kondensato entalpijas. Taigi jų sandauga $(mh)_f^{H_2O}$ yra mažas dydis, jei jį lyginsime su kitų trijų dedamųjų, ypač azoto ir vandens garo atitinkamomis sandaugomis. Pavyzdžiui, 40°C temperatūros šlapio oro entalpija yra 631,2 kJ/kg, kai vien kondensato entalpija sudaro tik 0,85 %, arba 0,0085 dalis nuo viso masinio srauto entalpijos (631,2 kJ/kg).

4.1 lentelė. Šlapio oro ir jo dedamųjų pagrindiniai dydžiai entalpijoms skaičiuoti

	Drėgno oro temperatūra, °C		
	30°C	40°C	50°C
Garo tūrinė koncentracija, v^{H_2O}	0,042	0,074	0,124
Korekcijos koeficiento γ dydis	0,958	0,926	0,876
Azoto tūrinė koncentracija, v^{N_2}	0,735	0,710	0,672
Deguonies tūrinė koncentracija, v^{O_2}	0,223	0,216	0,204
Kilomolinė šlapio oro masė, $\mu M, \text{kg/kmol}$	28,5	28,1	27,6
Garo masinė koncentracija, m^{H_2O}	0,027	0,047	0,079
Azoto masinė koncentracija, m^{N_2}	0,722	0,707	0,682
Deguonies masinė koncentracija, m^{O_2}	0,250	0,246	0,237
Vandens kondensato masinė koncentracija	0,052	0,032	0
Vandens garo entalpija, kJ/kg	2532	2552	2572
Azoto entalpija, kJ/kg	518	529	539
Deguonies entalpija, kJ/kg	549	558	568
Vandens kondensato entalpija, kJ/kg	125	167	210
Šlapio oro entalpija, kJ/kg	577,1	627,5	705,4

Mišinio dedamųjų entalpijos yra šiek tiek kintančios nuo temperatūros. Jos gali būti apskaičiuojamos (kJ/kg) pagal (39) algebrines lygtis.

Masinės komponentų koncentracijos m apskaičiuojamos pagal (55) lygtis, kuriose tūrinės (arba molinės) šlapio oro dedamųjų koncentracijos apskaičiuojamos atsižvelgiant į vandens garo koncentraciją, randamą pagal lygtį (53).

Pasitelkiant **4.1 lent.** pateiktus duomenis, galima pateikti srauto entalpijų grafinę priklausomybę nuo jo temperatūros (žr. **4.5 pav.**). Eksperimentinių tyrimų metu, nors ir buvo siekiama užtikrinti tą patį temperatūrų skirtumą vėsiajame eksperimentinio šilumokačio gale, galinė temperatūros atskirų bandymų metu šiek tiek kito. Pavyzdžiui, vidutinė vieno iš variantų atliktų matavimų t_{M2} temperatūra yra 24,8°C, kai $t_{M1} = 50,0^\circ\text{C}$. Pastarąją palaikyti pastovia buvo paprasčiau, todėl vidutiniškai ji atitinka pirminę 50°C temperatūrą. Pirminės pradinio oro srauto temperatūros tyrimų metu buvo palaikomos 55°C, 50°C, 45°C ir 40°C.

Didesnis oro greitis šilumokaityje didina jo bendrą šilumos perdavimo koeficientą k . Analizuojant tyrimų rezultatus, galima pastebėti, kad minėtas koeficientas didėja mažėjant tiekiamo šlapio oro temperatūrai. Tai reiškia, kad gaunamas mažesnis temperatūrų skirtumas, kuriuo šlapias oras atvėsta šilumokaityje. Sumažėja ir entalpijų skirtumas $h_{t1}^M - h_{t2}^M$, kuris savo ruožtu lemia didesnę srauto greitį, siekiant išlaikyti pastovų temperatūrų skirtumą vėsiajame šilumokačio gale. Tai didina šilumos atidavimo koeficientą ir kartu bendrą šilumos perdavimo koeficientą.

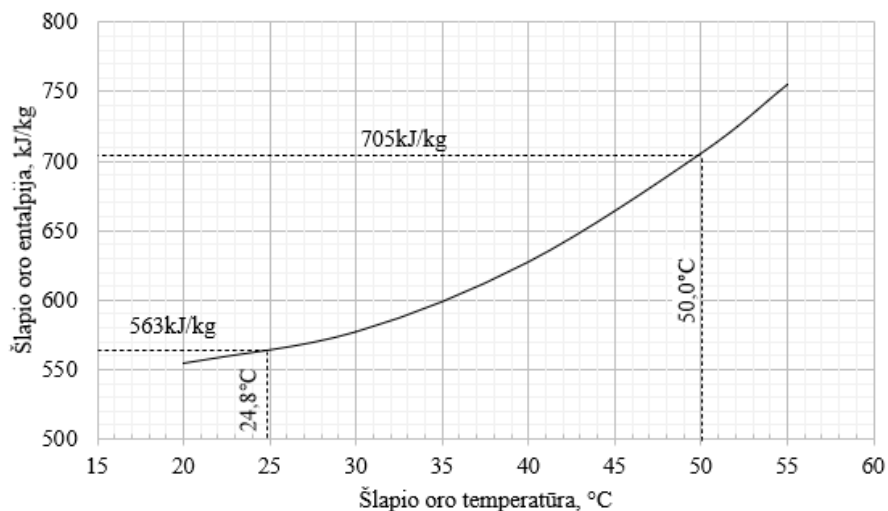
Vandens tekėjimo vamzdeliuose greičio kaitaliojimas eksperimentinių tyrimų metu daro mažesnę įtaką šilumos perdavimo koeficiento reikšmei. Tai byloja, kad šilumos atidavimo koeficientas iš vandens pusės sukuria mažesnę terminę varžą, palyginti su oro srautu. Tai būtų natūralu, jei oras būtų sausas. Šiuo atveju ore esantis garas kondensuojasi, sukurdamas labai aukštą šilumos atidavimo koeficientą, kas reiškia labai mažą terminę varžą. Tačiau kita mainų dedamoji – konvekinė – sukuria kur kas didesnę terminę varžą. Būtent ši terminė varža ir lemia, kad iš šlapio oro srauto pusės šilumos atidavimo koeficientas yra daug mažesnis nei iš tekančio vamzdeliais vandens pusės.

Kintanti dujinio srauto sudėtis dvejopai veikia šilumos perdavimo koeficiento dydį. Konvekinė mainų dedamoji mažėja, nes mažėja dujų greitis. Įprastai, mažėjant dujinio srauto temperatūrai, didėja jo tankis, taigi greitis mažėja. Mažėja ir konvekcinių mainų efektyvumas. Mažėjimas nėra didelis, nes ir pats temperatūrų pažemėjimas nėra ryškus. Tačiau šiuo atveju kartu su temperatūros pažemėjimu vyksta ir vandens garo šalinimasis (jo kondensacija). Dėl to tūrinis srauto debitas sumažėja daugiau. Įvertinę abu šiuos veiksnius, gauname gana ryškų srauto greičių skirtumą šilumokačio pradžioje ir jo gale.

Kintanti šlapio oro sudėtis taip pat daro įtaką ir vadinamajam efektyvinių mainų atidavimo koeficientui (žr. žemiau). Greičio pokytis tam neturi įtakos. Šiuo atveju gan smarkiai kinta vieno iš komponentų – vandens garo – proporcija, nes ryški jo dalis kondensuojasi. Kuo didesnė šio komponento dalis yra mišinyje, tuo efektyviau pasireiškia kondensacijos atidavimo koeficiento įtaka suminiam šilumos atidavimo koeficientui iš šlapio oro pusės. Kai srauto temperatūra sumažėja, pavyzdžiui, iki 10°C, vandens garo dalis sudaro vos vieną dešimtąją dalį, kurią ji sudaro esant 50°C temperatūrai. Šioje zonoje vyrauja konveciniai šilumos mainai, kurie sukuria daug didesnę terminę

varžą išorinėje vamzdelių pusėje, nei tai daro besikondensuojantis vandens garas.

Kompleksiniai šilumos mainai iš šlapio oro pusės yra gana sudėtingi ne tik dėl dviejų labai skirtingų mainų tipų. Didelės įtakos turi dar tai, kad abi šios dedamosios yra veikiamos šilumos srauto santykinų dalių. Pavyzdžiui, kuo didesnė šilumos srauto galia yra gaunama nuo besikondensuojančio garo pusės, tuo mažesnė yra įtaka konvekcinų šilumos mainų, nes šių mainų terminė varža padidėja proporcingai minėtam srautų santykiui.



4.8 pav. Šlapio oro temperatūros ir entalpijos skirtinguose eksperimentinio šilumokaičio galuose

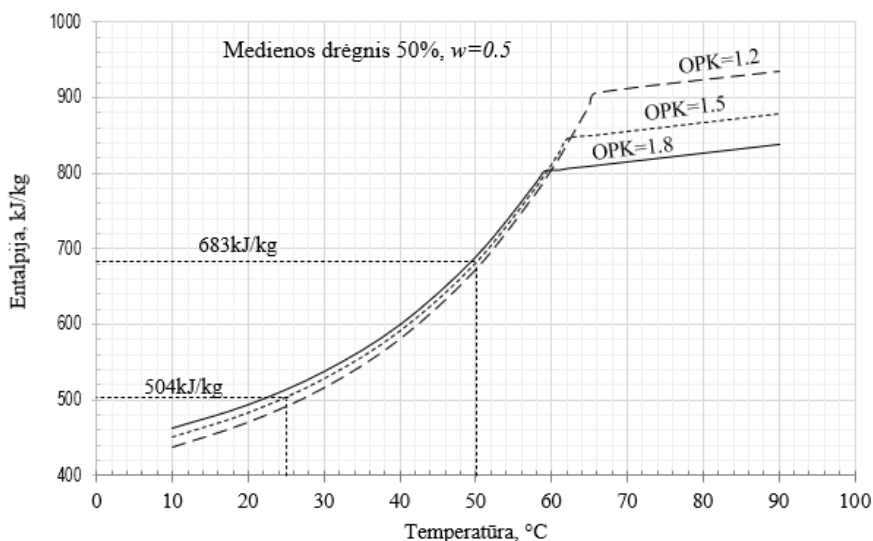
Pateiktas **4.8 pav.** grafikas leidžia nustatyti šlapio oro entalpijas priklausomai nuo jo temperatūros. Entalpijų skirtumas, padaugintas iš masinio šlapio oro debito, leidžia apskaičiuoti šilumos mainų galią per vamzdelį nuo oro vandeniui. Galia, surasta iš šilumokaičio šilumos balanso lygties, leidžia apskaičiuoti masinį debitą $\dot{g}^M$, o iš jo tūrinį, kuris tiesiogiai reikalingas oro srauto greičiui rasti. Jau minėta, kad srauto greitis daro įtaką konvekcinų mainų iš oro pusės dedamajai.

Entalpiją pagal srauto temperatūrą galima apskaičiuoti pagal daugianario (polinomine) lygtį, kuri gauta iš pateiktos grafinės priklausomybės:

$$h_t^M = 0,1385 \times t^2 - 4,666 \times t + 592,4. \quad (59)$$

4.4.3 Medienos degimo dūmai ir šlapias oras: srauto šiluminės galios palyginimas

Turint pateiktą grafiką (4.8 pav.), galima atlikti papildomą palyginimą, parodantį, kad eksperimentinio stendo koncepcija yra teisinga. Koncepcija paremta šlapio oro kondensaciniais šilumos mainais, parodant, kad toks dujų srautas savo savybėmis praktiškai atitinka drėgnos medienos dūmų savybes.

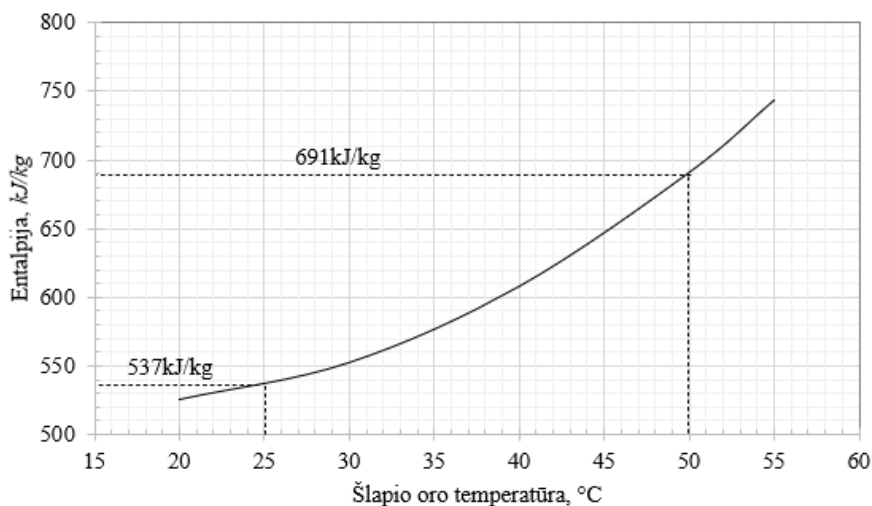


4.9 pav. Medienos kuro, kurio drėgnis 50%, degimo produktų entalpijos priklausomai nuo temperatūros ir oro pertekliaus koeficiento OPK

Palyginimo tikslu 4.9 pav. pateikiamos medienos dūmų entalpijų grafinės priklausomybės pagal šių dūmų temperatūras, taip pat priklausomai nuo oro pertekliaus koeficiento. Oro pertekliaus koeficientas (OPK) skirtingai veikia sausų ir šlapų dūmų entalpijas. Matome, kad didesnis oro pertekliaus koeficientas nulemia mažesnes dūmų entalpijų reikšmes, kai vandens garas juose yra perkaitintos būsenos. Tai natūralu, nes dūmuose yra mažesnė vandens garo koncentracija. Vandens garo entalpija yra keletą kartų didesnė už oro ar anglies dvideginio entalpijas (žr. 4.1 lent.). Vidurinėje temperatūrų zonoje, kuri apima temperatūras, nedaug žemesnes už vadinamojo rasos taško temperatūras, minėtas entalpijų skirtumas sparčiai lyginasi. Didinę OPK reikšmę turinčių dūmų sudėtis pagal vandens garo proporciją pradeda keistis esant žemesnėms temperatūroms. O dūmuose, kuriuose yra daugiau vandens garo, jo dalis jau būna išsikondensavusi. Dėl šios priežasties ir pastebimas spartus entalpijų lyginimasis. Toliau mažėjant vandens garo koncentracijai dūmuose, šio garo entalpijos įtaka bendrai dūmų entalpijų reikšmei mažėja. Ryškėja kita įtaka, kuri nėra tokia ryški, palyginti su vandens garo aukštos entalpijos įtaka. Tai deguonies aukštesnės entalpijos įtaka ar veiksnys. Deguonies entalpija yra

didesnė tiek už azoto, tiek ir už anglies dvideginio. Tai reiškia, kad, mažėjant deguonies koncentracijai dūmuose, šių dūmų suminė entalpija taip pat mažėja. Deguonies koncentracija dūmuose mažesnė esant mažesniai oro pertekliaus koeficientui. Kai dūmų temperatūra yra žema, pavyzdžiui, 10°C, vandens garo koncentracija juose yra praktiškai niekinė. Šioje temperatūrų zonoje išryškėja būtent deguonies įtaka. Esant didesnei λ reikšmei, deguonies dūmuose yra daugiau, todėl ir bendra viso mišinio entalpija yra kiek aukštesnė.

Deguonies ir vandens garo įtaka lemia ir entalpijų skirtumus tarp realių dūmų ir šlapio oro, naudojamo eksperimentinių tyrimų metu. Šlapio oro sudėtyje deguonies yra santykinai daugiau nei dūmuose, kuriuose didelė dalimi deguonį keičia anglies dvideginis. Ši savitoji šiluma ir kartu entalpija yra mažesnė. Palyginę **4.8 ir 4.9 pav.** grafines priklausomybes, matome, kad šlapio oro entalpija yra didesnė. Esant žemesnėms temperatūroms, skirtumas yra



4.10 pav. Šlapio oro temperatūros ir entalpijos grafinė priklausomybė, kai vandens garo proporcija atitinka medienos 50% drėgnio atitinkamą proporciją

didesnis, nes mažėja vandens garo koncentracija. Antrasis veiksnys (vandens garo) turi didesnę įtaką aukštesnių temperatūrų zonoje.

Kita vertus, vandens garo veiksnį galima sumažinti. Eksperimentinių tyrimų metu oras buvo pakaitinamas aukštos temperatūros vandens garu iki reikiamos tyrimams temperatūros, iki 55°C, 50°C, 45°C ar 40°C. Vandens garo koncentracija dūmuose yra didesnė. Pavyzdžiui, jei medienos drėgnis yra 50 %, o OPK = 1,5, sotį vandens garo temperatūra prasideda nuo 62,2°C. Tūrinė vandens garo koncentracija dūmuose sudaro 22,3 %, o šlapio oro atveju tik 15 %. Skaičiuojant viso dūmų srauto entalpijas, vertinama ir vandens kondensato dalis. Šlapio oro atveju kondensacija startuoja ne nuo 62,2°C, o nuo, matome, žemesnės temperatūros. Esant aukštesnei temperatūrai, kondensato dar nėra.

Šlapio oro ir dūmų entalpijų skirtumas sumažėja, jei oras vandens garų yra prisotinamas iki 62,2°C rasos taško temperatūros. Tuomet srautas, kai temperatūra nekrenta žemiau rasos taško, pasipildo ir kondensatu. Taip sumažėja kitų dedamųjų masinės proporcijos. Šios entalpijos yra net kelis kartus didesnės (apie 550 kJ/kg, palyginti su vandens kondensatu ~130 kJ/kg). Tokiu atveju šlapio oro srauto entalpijas gautume gerokai artimesnes realių dūmų entalpijoms, kai vandens garo proporcija mišinyje yra tokia pati. **4.7 pav.** matome, kad, pavyzdžiui, 50°C temperatūros šlapio oro entalpija sudaro 691 kJ/kg, o dūmų atitinkamai 683 kJ/kg. Esant 24,8°C apatinei vidutinei temperatūrai, atitinkamai gauname 538 kJ/kg ir 504 kJ/kg. Pirmu atveju entalpijų skirtumas yra 153 kJ/kg, antruoju 177 kJ/kg. Matome, kad aukštesnių entalpijų skirtumas sudaro vos 1 %. Žemesnių entalpijų skirtumas yra didesnis dėl daug didesnės deguonies koncentracijos ore, palyginti su dūmais. Vandens garo įtaka esant šioms temperatūroms yra minimali, nes masinis jo kiekis ore ar dūmuose, pavyzdžiui, esant 10°C temperatūrai, nesiekia ir vieno procento.

4.4.4 Šilumos atidavimo koeficientas iš šlapio oro pusės

4.4.4.1 Konvekcinų mainų šilumos atidavimo koeficientas

Mišinio kilomolinė masė, pasitelkus Klapeirono lygtį, leidžia apskaičiuoti mišinio tūrinį debitą. Šis debitas lemia srauto judėjimo greitį ir kartu Re skaičių, reikalingą konvekcinio šilumos atidavimo koeficientui skaičiuoti pagal atitinkamą kriterinę lygtį. Lygties pobūdis priklauso nuo to paties Re kriterijaus. Tačiau tūrinį debitą nulemia masinis debitas. Jis randamas iš balanso lygties, priimant, kad visa mišinio šiluma yra perduodama vandeniui. Realiai, šilumos nuostoliai į aplinką sudaro tam tikrą procentą šilumokaičio šilumos galios. Eksperimentiškai nustatyta, kad šie nuostoliai sudaro ~4 % eksperimentinio šilumokaičio šilumos našumo (galios). Balanso lygtis yra tokia:

$$Q = 1,04Q_v = g^M(h_{r1}^M - h_{r2}^M) = 1,04g_v(h_{v2} - h_{v1}), \quad (60)$$

čia g_v, g^M – atitinkamai vandens ir mišinio masiniai srautai, kg/s, h_{r1}^M, h_{r2}^M – mišinio entalpijos – atitinkamai įėjimo į šilumokaitį ir išėjimo iš jo skerspjūvyje (entalpijos apskaičiuojamos pagal mišinio temperatūrą ir jo dedamųjų masines proporcijas), $h_{v2} - h_{v1}$ – vandens entalpijos pagal išmatuotas eksperimentinių tyrimų metu vandens temperatūras šilumokaičio pradžioje ir pabaigoje.

Eksperimentiškai yra išmatuotas ir masinis vandens debitas g_v . Be to, tyrimų metu buvo matuotas ir šilumos šaltinio galingumas. Šio galingumo ir dydžio $g_v(h_{v2} - h_{v1})$ skirtumas sudaro šilumos nuostolius į aplinką. Nuostoliai buvo nustatyti dviem būdais: eksperimentiškai (t. y. aukščiau aprašytu būdu) ir teoriškai. Pastarasis būdas leidžia gana tiksliai nustatyti nuostolius, nes yra žinomos medžiagos, iš kurių buvo pagamintas šilumokaičio korpusas, taip pat kiti fiziniai bei geometriniai dydžiai. Kaip paminėta, šilumos nuostoliai sudaro ~4 % eksperimentinio šilumokaičio šiluminės galios, kai ši galia vidutiniškai yra 800 W.

Taigi lygtyje (60) yra nežinomas tik vienas dydis – masinis dujinio srauto debitas g^M , kg/s. Tačiau reikia turėti galvoje tai, kad galutinis skaičiavimų tikslas yra ne šio debito radimas, o dujinio mišinio srauto greitis, reikalingas šilumos atidavimo koeficientui iš šio srauto pusės rasti. Jis priklauso nuo tūrinio debito, kuris šilumokaityje kinta dėl temperatūros kitimo, o svarbiausia dėl to, kad dalis vandens garo susikondensuoja ir virsta kondensatu. Iš esmės šis vandens srautas beveik nedalyvauja šilumos mainuose ir jo net galima būtų nevertinti, tačiau jis daro didelę įtaką tūrinio debito ir kartu srauto greičio dydžiams. Jau minėta, kad minėtas greitis daro įtaką šilumos atidavimo koeficiento dydžiui ir net kriterinės lygties išraiškai. Pavyzdžiui, priklausomai nuo Re skaičiaus, gali būti naudojamos mažiausiai dvi kriterinės lygtys. Viena jų, jei Re skaičius yra nuo 100 iki 1000:

$$Nu_k^M = 0,52Re_d^{0,5} \times Pr^{0,36}. \quad (61)$$

Kita, tikėtina pagal numanomą Re skaičių, būtų tokia:

$$Nu_k^M = 0,52Re_d^{0,63} \times Pr^{0,36}. \quad (62)$$

Pastaroji lygtis galioja, kai Re skaičius yra nuo 1000 iki 10000 [17].

Pasitelkdami Klapeirono lygtį, tūrinį šlapio oro srautą apskaičiuojame pagal tokią išraišką:

$$V^M = \frac{g^M R_\mu T}{p \mu^M}, \quad (63)$$

čia g^M – šlapio oro srauto masinis debitas, R_μ – universali dujų konstanta, lygi 8314 kJ/kmol*°K, T – srauto temperatūra, °K, p – srauto slėgis šilumokaityje, Pa, μ^M – šlapio oro kilomolinė masė.

Tūrinis debitas priklauso nuo šlapio srauto temperatūros net trimis priklausomybėmis. Tiesioginė jo priklausomybė yra matoma iš (63) lygties, kur V^M yra tiesiog proporcinga T (°K). Nuo temperatūros priklauso kilomolinė šlapio oro masė, kg/kmol. Dujų kilomolinė masė keičiantis temperatūrai nekinta, tačiau šiuo atveju turime dujų mišinį, kurio sudėtis dėl temperatūros pasikeitimo kinta. Žemėjant temperatūrai, vienas iš komponentų – vandens garas – virsta vandeniu. Pagaliau dėl tos pačios priežasties kinta ir pats dujų srauto debitas. Kondensato plėvelė yra kondensacinių šilumos mainų rezultatas. Šie mainai yra susiję su dujinio srauto (šlapio oro) judėjimu ir vieno iš komponentų (vandens garo) kondensacija.

Dėl didelio šlapio oro tūrinio debito netolygumo konvekcinius šilumos atidavimo koeficientas yra skaičiuojamas kaip vidutinis, priimant vidutinius parametrus pačiame šilumokaityje. Pavyzdžiui, vieno iš daugelio atliktų eksperimentinių bandymų su nerūdijančio plieno vamzdeliais protokole buvo fiksuoti tokie rezultatai (žr. **4.2 lent.**): Šioje lentelėje įrašytos vandens entalpijos h_v randamos pasitelkiant CoolPack programinį paketą, o šlapio oro entalpijos yra randamos pasitelkiant grafinę priklausomybę (**4.8 pav.**) arba apskaičiuojamos naudojant (60) lygtį. Tiekiamas šilumokaičiui šilumos srautas

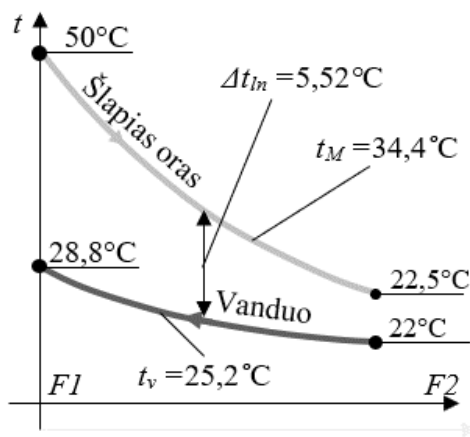
Q yra matuojamas vatmetru, o faktinė šilumos mainuose dalyvaujanti galia apskaičiuojama pagal vandens entalpijų skirtumą, padauginą iš vandens debito. Šie parametrai yra matuojami bandymų metu.

4.2 lentelė. Eksperimentinių bandymų su plieno vamzdeliais rezultatų fragmentas

	g_v	t_{v1}	t_{v2}	h_{v1}	h_{v2}	Q_v	t_{M1}	t_{M2}	h_{t1}^M	h_{t2}^M	Δt_{in}	F	k
W	kg/s	°C	°C	kJ/kg	kJ/kg	W	°C	°C	kJ/kg	kJ/kg	°C	m ²	W/m ² K
828	0,0278	22,0	28,8	83,0	113,4	796	50,0	22,5	705	559	5,52	1,89	76,3

Logaritminis temperatūrų skirtumas apskaičiuojamas pagal žinomą formulę (52).

Vidutinės nešėjų temperatūros, pagal kurias randami termodinaminiai jų parametrai, apskaičiuojamos pagal logaritmines priklausomybes, nes šlapio oro eksponentinis artėjimas prie vandens pradinės temperatūros t_{v1} labai iškreipia realią vidutinę šio srauto temperatūrą, apskaičiuotą pagal aritmetinį t_{v1} ir t_{v2} temperatūrų vidurkį. Vandens vidutinę temperatūrą galima apskaičiuoti paprasčiau pagal aritmetinį vidurkį, nes paklaida sudaro mažiau nei 1 %. Mažas temperatūrų skirtumas vėsiam eksperimentinio šilumokaičio gale rodo aukštą jo efektyvumo koeficientą. Šis koeficientas parodo, kad mainų plotas yra santykinai didelis, galintis sukelti per didelius, palyginti su mainų efektyvumu, hidraulinius pasipriešinimus. Efektyvumo koeficientas šiuo atveju apskaičiuojamas pagal tokią formulę $\varepsilon = (t_{M1} - t_{M2}) / (t_{M1} - t_{v1}) = 0,98$. Taigi gauname, kad šilumokaičio efektyvumas siekia net 98 %, tai reiškia, kad materialinės sąnaudos šio šilumokaičio gamybai yra neracionaliai didelės. Kita vertus, eksperimentinį šilumokaitį buvo siekiama pagaminti pakankamai universalų, kad būtų galima atlikti kuo platesnį bandymų spektrą. Be to, medžiagos, naudojamos jo gamybai, yra pakankamai pigios, jei lygintume, pavyzdžiui, nerūdijančio plieno lygius vamzdžius, naudojamus pramoninio kondensacinio ekonomizerio gamybai, su gofruotais vamzdeliais, kurių sienelės storis yra iki 5 kartų mažesnis.



4.11 pav. Abiejų nešėjų temperatūros, remiantis vieno iš eksperimentinių bandymų rezultatais

matuojamas labai mažas temperatūrų skirtumas vėsiam šilumokaičio gale. Pavyzdžiui, esant 0,5 temperatūrų skirtumui (žr. **4.11 pav.**, kur F1 ir F2 šilumokaičio įtekėjimas ir ištekejimas), gaunamas 5,52°C vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas, pagal kurį yra skaičiuojamas mainų paviršiaus plotas. Tačiau, esant vos puse laipsnio didesniai skirtumui, minėtas dydis, yra 6,61°C. Tai reiškia, kad, skaičiuojant šilumokaičio šilumos mainų plotą, jo dydis skiriasi 20 %. O jei abiejų temperatūrų matavimo tikslumas sudaro 0,1°C, šių temperatūrų skirtumo netikslumas yra 0,2°C. Mainų ploto skaičiavimo tikslumas tokiu atveju sudaro 8 % ir yra gana didelis. Tačiau dauguma bandymų buvo atlikti esant didesniai oro srauto greičiui, todėl matavimų tikslumas yra didesnis. Didesnį šlapio oro debitą lemia žemesnė šlapio oro temperatūra t_{M1} , pavyzdžiui, ne 50°C, o 40°C. Norint pasiekti apytiksliai tą patį logaritminį temperatūrų skirtumą, buvo didinamas oro srauto greitis, taip pat koreguojamas kaitintuvo galingumas. Taip buvo pasiekiamas didesnis matavimų tikslumas.

Kitas svarbus parametras, darantis įtaką šilumos perdavimo koeficiento eksperimentinio nustatymo tikslumui – mainų plotas. Mainų plotą sudaro gofruotų vamzdelių audinys šilumokaičio viduje. Šiuo atveju išnaudojami gofruotų vamzdelių privalumai – lankstumas ir atsparumas slėgiui. Pavyzdžiui, bandymai parodė, kad plastikiniai vamzdeliai, kurių sienelės storis sudaro minimalų 0,2 mm dydį, gali išlaikyti 4 bar vidinį slėgį. Turint galvoje, kad tokie vamzdeliai yra gaminami įvairių modifikacijų, įskaitant ir didesnius sienelės storius, galima teigti, kad gofruoti plastikiniai vamzdeliai gali puikiai tikti specializuotiems šilumokaičiams gaminti, kuriuose nėra aukštų slėgių ir temperatūrų, tačiau reikalingas didelis cheminis atsparumas.

Pagrindiniai gofruotų vamzdelių privalumai yra tokie:

- pigūs, iki 10 kartų pigesni nei nerūdijančio plieno vamzdeliai;
- atsparūs cheminiam poveikiui;

Didelio mainų ploto trūkumas šiuo atveju yra santykinai dideli hidrauliniai pasipriešinimai tekant šlapiam orui. Tai iš dalies lemia mažą temperatūrų skirtumą tarp paduodamo į šilumokaitį vandens temperatūros t_{v1} ir išeinančio iš jo oro mišinio temperatūros t_{M2} . Padidinus oro debitą šilumokaityje, minėtas efektyvumo koeficientas ε būtų mažesnis, t. y. artimesnis įprastam dydžiui, tarp 80 ir 90 %. Prie trūkumų derėtų priskirti ir mažą matavimų tikslumą, kai

- yra ilgi (pakuotėje 50 m ilgis), lankstūs, tai leidžia gaminti šilumokaičius su mažu jungčių skaičiumi, siekiant gaminio patikimumo;

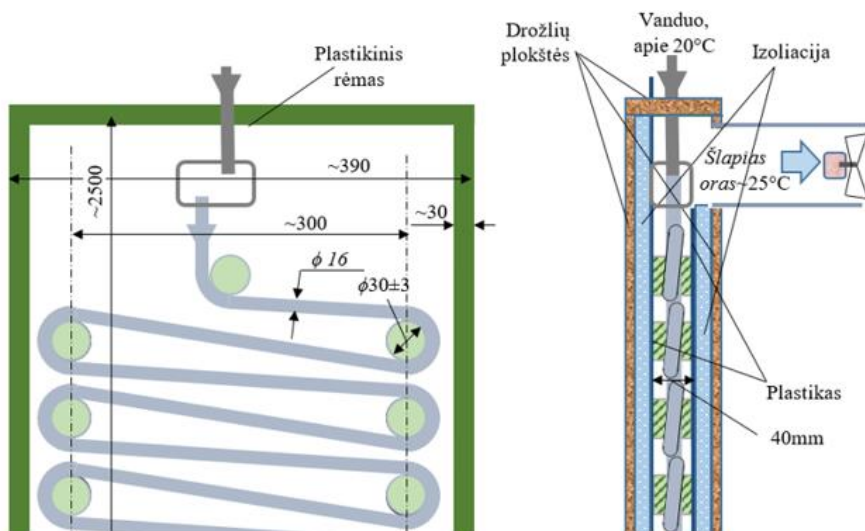
- yra gofruoti, kas šiek tiek didina mainų paviršiaus plotą ilgio vienetu.

Tokie patys privalumai galioja ir kalbant apie plieninius gofruotus vamzdžius, tik dar prisideda tai, kad šie vamzdeliai gali išlaikyti daug aukštesnius slėgius ir nepalyginti aukštesnę temperatūrą. Jie yra keletą kartų pigesni už lygius nerūdijančio plieno vamzdžius, iš kurių paprastai gaminami kondensaciniai ekonomizeriai. Tokių vamzdelių mažiausias sienelės storis yra 1 mm, o gofruotų yra 0,2–0,3 mm. Būtent gofruoti nerūdijančio plieno vamzdeliai, šio darbo autorių nuomone, yra tinkamiausi biokuro šilumos ar kogeneracinių jėgainių žemo potencialo šilumos atgavimo sistemose.

Gofruotų vamzdelių privalumai leidžia sukurti paprastesnę ir pigesnę šilumokaičio konstrukciją. Be to, lankstūs vamzdeliai leidžia panaudoti tokį jų audinį, kuris užtikrina šilumokaičio kompaktiškumą (žr. 4.12 pav.). Vijų skaičius vienoje eigoje gali siekti kelis šimtus, o šilumokaičio ilgis nėra didelis – 4–6 metrai. Palyginimo tikslais Chen ir kt. [30] pristato įprastos konstrukcijos gaubtinį šilumokaitį, skirtą biokuro atliekinės šilumai atgauti. Bendras šilumokaičio, kuriame dūmai ataušinami nuo 63°C iki 40°C, ilgis sudaro 42,2 m (žr. 5.1 lent.[30]). Pažymėtina, kad tūrinis dūmų našumas nulemia vamzdelių eigų skaičių. Taigi, siekiant didesnės šilumokaičio šiluminės galios, turėtų būti didinamas šilumokaičio aukštis ir plotis, t. y. atitinkamai didinamas vamzdelių eigų skaičius ir vijų skersinis ilgis (matmuo 300 mm, 4.12 pav. kairėje). Tačiau ne šilumokaičio ilgis, kuris didinamas tik tuo atveju, jei siekiama aukštesnio jo efektyvumo *ε*.

Dėl žemo, praktiškai atmosferinio slėgio pačiame šilumokaityje jo gaubtas gali būti nebūtinai apvalios formos. Orapūčių sistemą galima formuoti taip, kad gaubte būtų šiek tiek mažesnis už atmosferinį slėgis. Jei gaubte dėl nenumatytų priežasčių atsirastų per žemas slėgis, jį nuo nepageidaujamų deformacijų apsaugotų apsauginis slėgio vožtuvas, leidžiantis vidun tekėti aplinkos orui.

Eksperimentinis šilumokaitis buvo sukonstruotas ir pagamintas atsižvelgiant į užsiduotą šilumos mainų pilnumą. Vijų skaičius buvo toks, kad nevisiškos rekuperacijos (nevisiško šilumos panaudojimo) nuostoliai vėsiam šilumokaičio gale sudarytų 1–3°C. O eigų skaičius buvo pasirinktas minimalus. Pradžioje buvo atliekami bandymai, kai eigų skaičius buvo 2, tačiau buvo gautas itin mažas nevisiškos rekuperacijos nuostolių temperatūrų skirtumas (projektinė šiluminė galia buvo iki 1000 W). Vėlesniuose bandymuose panaudota viena vamzdelių eiga, kurioje vijų skaičius sudarė 65 vienetus. Toks formatas leido kiek padidinti nevisiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumą vėsiam jo gale. Taip buvo padidintas bandymų tikslumas, nes, esant mažesniai nei 1°C temperatūrų skirtumui, matavimų paklaida viršijo 10 %.



4.12 pav. Eksperimentinio šilumokaičio (vienos eigos) schemos dalis

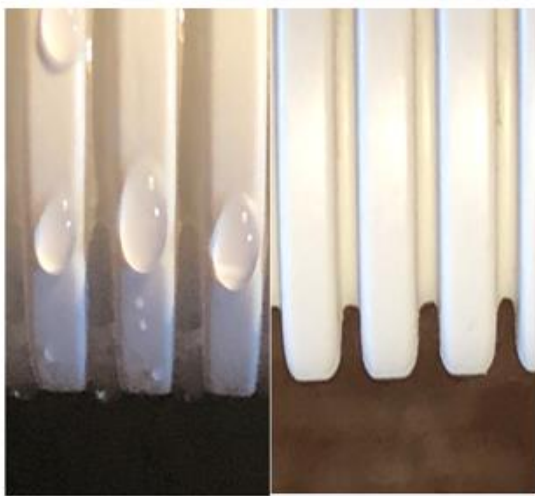
Gofruotų (ir plastikinių ir plieninių) vamzdelių skersmuo – 16 mm. Vidinis plieninių vamzdelių skersmuo – 12 mm, plastikinių – 11 mm. Šilumos mainų požiūriu abu vamzdeliai yra briaunoto tipo, t. y. turi didesnį šilumos mainų plotą, palyginti su lygiais vamzdeliais. Plastikinio vamzdelio paviršiaus plotas yra 1,25 karto didesnis, o plieninio 1,45 karto. Beje, plieninis vamzdelis turi privalumą, nes jo gofruotumo žingsnio p ir aukščio e santykį galima šiek tiek keisti. Pavyzdžiui, jį ištempus ir kartu padidinus santykį p/e , galima pasiekti efektyvesnius šilumos mainus iš vidinės (tekančio vandens) pusės. Kita vertus, tokia korekcija gali neatnešti apčiuopiamo efektyvumo padidėjimo, jei iš vandens pusės šie mainai yra ir taip efektyvūs. Būtent toks atvejis, kaip pamatysime, ir yra (tai aiškėja apskaičiavus mainų efektyvumą iš šlapio oro pusės).

Paskutiniai 4.2 lent. stulpeliai yra šilumos mainų plotas F ir šilumos perdavimo koeficientas k . Mainų plotas, kai vamzdeliai sudaro vieną eigą, kurioje yra 65 vijos, apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$F = \pi d N_v l_v \beta, \quad (64)$$

čia N_v – vamzdelio vijų skaičius, l_v – vienos vijos ilgis, d – vamzdelių išorinis skersmuo, β – vamzdelių briaunuotumo koeficientas, plieninių vamzdelių $\beta = 1,45$ ir plastikinių $\beta = 1,05$. Plastikinių vamzdelių β yra mažesnis dėl nedidelio tarpelio tarp briaunų, kuriose dėl kapiliarinių jėgų laikosi vanduo ir taip sumažina šilumos mainų plotą (žr. 4.10 pav.).

Pagal šią formulę gauname, kad plieninio vamzdelio mainų paviršiaus plotas sudaro 1,89 m², o plastikinio 1,37 m². Vertindami pasirinktą bandymų



4.13 pav. Šlapio ir sauso plastikinio vamzdelio mainų paviršiaus vaizdas

koeficientą) iš judančio dujų srauto pusės. Mainų efektyvumą didina kondensacinių mainų dedamoji. Kondensaciniai šilumos mainai yra itin efektyvūs, todėl šios dedamosios sukuriamą terminę varžą nėra didelė. Chen ir kt. [30] nagrinėja pramoninio tipo kondensacinį šilumokaitį, kuriame dujinio srauto greitį sukuria pramoniniai ventiliatoriai. Taigi dūmų srauto greitis šilumokaityje yra nepalyginti didesnis. Autoriai nepateikia detalesnių atliekamų skaičiavimų detalių ir neatlieka eksperimentinių tyrimų. Tačiau pateikia dujinio srauto konvekcinį mainų skaičiavimo lygtį, kuri yra skirta esant Re skaičiams iki 100 tūkstančių. Vadinas, srauto greitis gali siekti keliolika metrų per sekundę, arba yra net dar didesnis. Eksperimentinio tyrimo atveju šis greitis yra daug kartų mažesnis, o tinkama lygtis šilumos atidavimo koeficientui apskaičiuoti yra (61), tinkanti, kai Re yra 100 iki 1000.

4.3 lent. yra pateikti dujinio (šlapio oro) srauto masinių bei tūrinių debitų skaičiavimo rezultatai priklausomai nuo temperatūros. Taip pat pateikti ir šilumos atidavimo koeficiento apskaičiuoti dydžiai, kurie, kaip parodys žemiau pateikta analizė, yra labai svarbūs nustatant šilumos perdavimo koeficientą k , siekiant jį palyginti su eksperimentiškai nustatytais reikšmėmis. Eksperimentiniai bandymai buvo atlikti palaikant pastovią dujų srauto temperatūrą šilumokaičio pradžioje ir kartu stengiantis palaikyti vienodą nevysiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumą vėsiajame eksperimentinio šilumokaičio gale. Pavyzdžiui, palaikant $t = 50^{\circ}\text{C}$ srauto temperatūrą šilumokaičio šiltajame gale, kaitintuvo, taip pat ir ventiliatoriaus našumas buvo sureguliuojamas taip, kad vėsiajame gale gautume apie $1^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C}$ temperatūrų skirtumą. Taip kiekvieną kartą (palaikant skirtingas temperatūras) buvo atliekama po 10 bandymų, kaitaliojant vandens vamzdeliuose debitą.

fragmentą (**4.2 lent.**), gauname, kad plieninio vamzdelio šilumos perdavimo koeficientas yra $76,3 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tai nedidelis skaičius, jei jį lygintume su Chen ir kt. [30], kuriame dūmai apiplauna vamzdelių pluoštą taip pat skersai. Skirtumas, kaip vėliau matysime, atsiranda dėl smarkiai besiskiriančio dujinio srauto greičio. Greitis lemia konvekcinį mainų dedamąją, kuri ir sukuria didžiausią terminę varžą (t. y. nedidelį šilumos atidavimo

Akivaizdu, kad iš vandens pusės terminė varža nėra didelė, todėl vandens greičio kitimas svarbesnės įtakos galutiniam rezultatui turėti negalėjo. Tačiau didesnis skaičius atliktų bandymų leido pasiekti aukštesnį rezultatų tikslumą, nustatant vidutines temperatūrų ir ypač dujinio srauto reikšmes. Būtina paminėti, kad kiekvieno bandymo trukmė turėjo būti apie 2–3 valandas, pasiekiant iki galo nusistovėjusį temperatūrinį režimą.

4.3 lentelė. Šlapio oro srauto parametrai konvekcinio šilumos atidavimo koeficientui skaičiuoti

Pradinė šlapio oro temp., t_{M1} °C	Galinė šlapio oro temp., t_{M2} °C	Entalpijų skirtumas, Δh_M , kJ/kg	Šiluminė galia, W	Masinis dujų srautas mainų pradž., g_1^M , kg/s	Masinis dujų srautas mainų pab., g_2^M , kg/s	Tūrinis debitas mainų pradž., m^3/s	Tūrinis debitas mainų pab., m^3/s	Vidutinis dujų srauto greitis šilumokaityje, m/s	Vidutinis srauto tekėjimo Re skaičius	Vid. konvekcinis atidavimo koeficientas, α_k , W/m ² K
40	23,3	68	691	0,0102	0,0099	0,0095	0,0086	1,140	1162	25,5
45	23,3	104	789	0,0076	0,0073	0,0073	0,0064	0,861	864	19,3
50	22,8	147	845	0,0057	0,0054	0,0056	0,0050	0,670	675	17,1
55	24,0	195	931	0,0048	0,0044	0,0048	0,0038	0,544	513	15,3

Masiniai srautų debitai šilumokaityje nekinta, tačiau matoma, kad dujinio srauto šis dydis šilumos mainų pabaigoje yra mažesnis nei jų pradžioje. Čia turimas galvoje vien dujinio srauto masinis debitas, atmetus kondensato dalį. Juk konvekciniuose mainuose dalyvauja būtent šis srautas. Dujinio (šlapio oro) pradinis dydis sumažėja santykinio dydžiu, kurį galima apskaičiuoti pagal tokią lygtį:

$$\Delta m = \left[6,11 \times 10^{-3} \times EXP \left(\frac{17,67 t_{M1}}{t_{M1} + 243,5} \right) - 6,11 \times 10^{-3} \times EXP \left(\frac{17,67 t_{M1}}{t_{M1} + 243,5} \right) \right] \times \frac{\mu^{H2O}}{\mu^M}, \quad (65)$$

čia Δm – yra santykinio masinio debito pokytis šilumokaityje

Apskaičiavus masinį srauto debitą esant pradinei temperatūrai t_{M1} , masinis debitas mainų pabaigoje, arba vėsiajame eksperimentinio šilumokaičio gale, g_2^M yra randamas pirmąjį, t. y. g_2^M dauginant iš Δm .

Tūriniai srautų debitai apskaičiuojami pagal (63) lygtį, kurioje mišinio kilomolinė masė μ^M yra skaičiuojama pagal oro ir vandens garo proporcinę

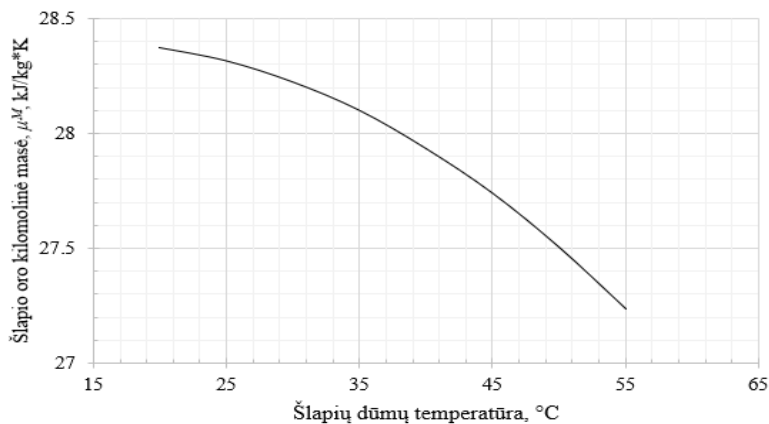
sudėtį (nuo oro dydis μ^M gana smarkiai skiriasi, nes vandens garo kilomolinė masė yra 18 kg/kmol, o oro dedamųjų apie pusantro karto didesnė). Dydį μ^M galima rasti pagal tokią formulę (atvaizduojama grafiškai **4.14 pav.**):

$$\mu^M = 28,25 + 0,0201 \times t - 0,0007 \times t^2. \quad (66)$$

Kiti dydžiai, kurie reikalingi šilumos atidavimo koeficientui skaičiuoti, t. y. tankis, klampa, Pr skaičius, taip pat apskaičiuojami pagal masinę proporcinę šlapio oro sudėtį skirtinguose šilumokaičio galuose (67 lygtys). Šilumokaičio galuose, kaip minėta, skiriasi ne vien temperatūra, bet ir proporcinė mišinio sudėtis bei masinis srauto debitas.

Tūrinis debitas gana smarkiai skiriasi skirtinguose šilumokaičio galuose. Šis skirtumas tuo didesnis, kuo aukštesnė srauto temperatūra įėjime. Pavyzdžiui, esant 55°C temperatūrai, srauto tūrinis debitas šilumokaityje sumažėja daugiau kaip penktadaliu.

Skačiuojant šilumos atidavimo koeficientą, Re skaičius randamas naudojant vidutinį srauto greitį šilumokaityje. Srauto praėjimo skerspjūvio plotas apskaičiuojamas išmatavus faktinius šilumokaičio dydžius – jo aukštį (40 mm), plotį (0,33 m) ir vamzdelio skersmenį (16 mm). Pažymėtina, kad srauto tekėjimo skerspjūvio plotas yra siauriausioje vietoje.



4.14 pav. Šlapio oro mišinio kilomolinė masė priklausomai nuo temperatūros

Taigi šio skerspjūvio aukštis yra 24 mm (40 mm – 16 mm = 24 mm., = 0,024 m).

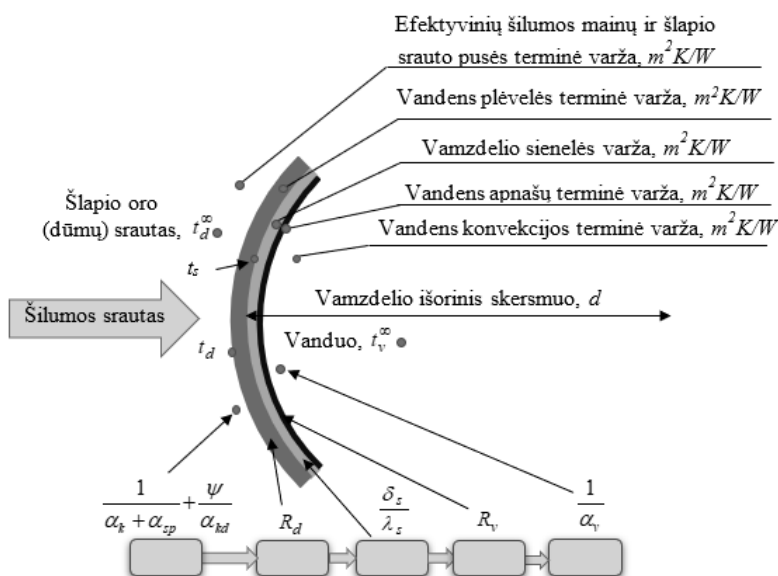
$$\begin{aligned} \rho_M &= m^{H_2O} \times \rho_{vid}^{H_2O} + m^{N_2} \times \rho_{vid}^{N_2} + m^{O_2} \times \rho_{vid}^{O_2}, \\ v_M &= m^{H_2O} \times v_{vid}^{H_2O} + m^{N_2} \times v_{vid}^{N_2} + m^{O_2} \times v_{vid}^{O_2}, \\ Pr_M &= m^{H_2O} \times Pr_{vid}^{H_2O} + m^{N_2} \times Pr_{vid}^{N_2} + m^{O_2} \times Pr_{vid}^{O_2}. \end{aligned} \quad (67)$$

4.4.4.1.1 Kondensacinių ir efektyvinių mainų šilumos atidavimo koeficientas

Tekant šlapiems dūmams (orui), vyksta kompleksiniai šilumos mainai. Viena jų dedamoji yra konvekcinė, antroji – kondensacinė. Kondensacinių mainų šilumos atidavimo koeficientas skaičiuojamas pagal tokią lygtį:

$$Nu = \frac{\alpha_{kd}d}{\lambda_{sk}} = 0,728 \left[\frac{\rho_{sk}(\rho_{sk}-\rho_g)gh_{sk-g}d^3}{\mu_{sk}(t_d^\infty-t_d)\lambda_{sk}} \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (68)$$

čia α_{kd} – šilumos atidavimo koeficientas iš besikondensuojančio vandens garo pusės, W/m^2K , d – vamzdelio išorinis skersmuo, m, ρ_{sk} – vandens tankis, kg/m^3 , ρ_g – vandens garo tankis, įvertinant parcialinį jo slėgį; g – $9,81m/s^2$, h_{sk-g} – savitoji vandens garavimo šiluma, esant vidutinei šlapio oro arba dūmų temperatūrai, $J/kg \times K$, μ_{sk} – vandens kondensato dinaminė klampa, $Pa \times s$, λ_{sk} – kondensato šilumos laidumo koeficientas, W/mK .



4.15 pav. Terminių varžų, vykstant šilumos perdavimui iš šlapio srauto vandeniui, schema

Kaip matome iš **4.15 pav.** pateiktos schemos, kondensacinių šilumos mainų dedamoji sudaro vadinamųjų efektyvinių šilumos mainų dalį. Antra efektyvinių mainų dalis yra susijusi su nesikondensuojančių dujų konvekciniais šilumos mainais.

Lygtis (68) rodo, kad kondensacinių šilumos mainų efektyvumo α_{kd} tiesiogiai apskaičiuoti negalima. Lygtyje yra temperatūrų skirtumas $t_d^\infty - t_d$, kuris nėra žinomas. Jei galime surasti t_d^∞ , pasitelkiant **4.8 pav.** pateiktą schemą, tai t_d temperatūros žinoti negalime. Šią temperatūrą randame iš šilumos srautų iš abiejų pusių balanso lygties:

$$q_d = q_v = \alpha_{ef}(t_d^\infty - t_d)f_d = \alpha_v^\Sigma (t_d - t_d^\infty). \quad (69)$$

Efektyvinis šilumos atidavimo koeficientas, panašiai kaip ir perdavimo, yra skaičiuojamas kaip terminių varžų sumos išraiška:

$$\frac{1}{\alpha_{ef}} = \frac{\psi}{\alpha_k + \alpha_{sp}} + \frac{1}{\alpha_{kd}}. \quad (70)$$

Skirtingai nuo šilumos perdavimo koeficiento, šiuo atveju atsiranda koeficientas ψ . Jis reiškia šilumos srauto santykinę dalį, kuri tenka konvekcijai atžvilgiu viso šilumos srauto. Taigi:

$$\psi = \frac{q_k}{q_k + q_{kd}}. \quad (71)$$

Lygtis (70) vertina ir spindulinių mainų dedamąją α_{sp} . Šis dydis nėra didelis ir turi prasmę tuo atveju, jei konvekcinių mainų α_k reikšmė nėra didelė, pavyzdžiui, apie 10–15 W/m²K. Spindulinių mainų α_{sp} yra apskaičiuojamas pagal tokią lygtį:

$$\alpha_{sp} = \frac{\delta[(273+t_d^\infty)^4 - (273+t_v^\infty)^4]}{\left[\frac{1}{\varepsilon_d} + \frac{1-\varepsilon_g}{\varepsilon_g} \left(\frac{f_d}{f_g}\right)\right](t_d^\infty - t_v^\infty)}, \quad (72)$$

čia δ – Stefano ir Bolcmano konstanta, $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²K⁴, ε_d ir ε_g – vamzdelių ir juos gaubiančio (šilumokaičio vidinio) paviršiaus juodumo laipsnis, atitinkamai 0,1 (jei vamzdeliai yra plieniniai) ir 0,95, t. y. $\varepsilon_d \approx 0,1$, $\varepsilon_g \approx 0,95$, f_d ir f_g – atitinkamai vamzdelių išorinio paviršiaus ir juos gaubiančio paviršiaus mainų plotas.

Vamzdelių paviršiaus temperatūra priimama esant vidutinei vandens temperatūrai t_v^∞ , o šilumokaičio vidinio paviršiaus temperatūra – esant vidutinei šlapio oro temperatūrai t_d^∞ . Spindulinio šilumos atidavimo koeficiento įtaka yra nedidelė. Palyginti su konvekcinių šilumos atidavimo koeficiento reikšme, α_{sp} sudaro 1–2 % (žr. **4.9 pav.**). Kitas lygties (69) narys apskaičiuojamas iš tokios suminių terminių varžų sumos:

$$\frac{1}{\alpha_v^\Sigma} = \frac{1}{\alpha_v} + R_v + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + R_d, \quad (73)$$

čia α_v – šilumos atidavimo koeficientas iš vamzdeliais tekančio vandens pusės, δ_s – vamzdelio sienelės storis, m, λ_s – šios sienelės šilumos laidumo koeficientas, W/mK, R_v – apnašų terminė varža iš vandens pusės, m²K/ W, R_d – apnašų terminė varža iš šlapio dujų srauto pusės, m²K/ W.

Apnašų terminės varžos, atskirais atvejais smarkiai paveikia skaičiuojamo šilumos perdavimo koeficiento dydį. Chen ir kt.[30] iš besikondensuojančių biokuro dūmų pusės šią varžą priima beveik maksimalaus dydžio, t. y. 0,00176 m²K/ W. Tai paaiškinama tuo, kad, besikondensuojant vandens garui dūmuose, juose esančios sausos ir higroskopinės pelenų dalelės pereina iš dujinės (sausosios) fazės į šlapiają, t. y. į vandens kondensatą. Ant

sienelių paviršiaus šios dalelės prikimba dėl didesnių adhezinių savybių, palyginti su vandeniu, todėl sudaro papildomą terminę varžą.

Šiame darbe naudojamas šlapias oras, kuriame vyksta nuolatinis vandens garo kondensavimasis. Terminų apnašų dydis turėtų būti minimalus, t. y. toks, koks turėtų būti priimtas iš vandens pusės ir kokį yra priėmęs ir pagrindęs Chen ir kt. [30]: $1,76 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$. Tačiau kondensacijos paviršių nuotraukos parodė, kad realiai terminė varža susidaro didesnė dėl lašelinės kondensacijos fazės. Kadangi eksperimentinį šilumokaitį sudaro viena vamzdelių vijų eiga, kondensacijos plėvelės ant jų nesusidaro. Ant paviršiaus, tiek plieninio, tiek plastikinio, susidaro lašeliai, kurie ilgainiui dėl gravitacijos nuslenka žemyn, o jo vietoje vėl kaupiasi naujas lašelis, kuris vėl šioje vietoje sukuria papildomą terminę varžą (**4.16 pav.**). Pažymėtina, kad ant plastikinių vamzdelių paviršiaus lašelių skaičius ir jų dydis lemia aiškiai didesnę terminę varžą nei ant plieninių.

Naudojant daugiau vertikalia kryptimi išdėstytų eigų, ant žemiau esančių vamzdelių neišvengiamai susidarytų vandens kondensato plėvelė. Ji taip pat sukuria papildomą terminę varžą, tačiau ši varža įvertinama pačioje šilumos atidavimo koeficiento skaičiavimo lygtyje. Šiuo atveju lygtis (68) kiek pasikeičia:

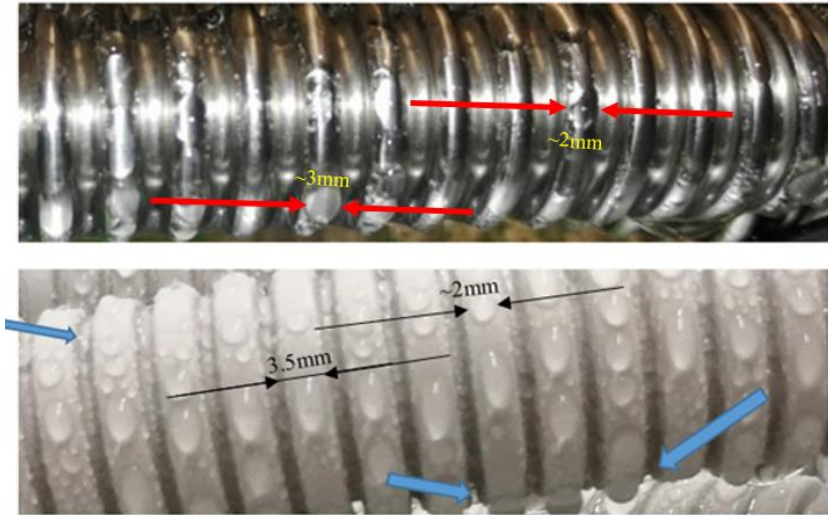
$$Nu = \frac{\alpha_{kd} d}{\lambda_{sk}} = 0,728 \left[\frac{\rho_{sk}(\rho_{sk} - \rho_g) g h_{sk-g} d^3}{\mu_{sk}(t_d^\infty - t_d) \lambda_{sk} N_{eig}} \right]^{\frac{1}{4}}. \quad (74)$$

Matome, kad lygtis pasipildo koeficientu (Neig)-0,25, kuris tolydžiu mažina šilumos atidavimo koeficientą α_{kd} , kai vamzdelių skaičius vertikalia kryptimi didėja. Eksperimentinis standas, minėta, turi vieną eigą, taigi tik vieną vamzdelį vertikalia kryptimi, todėl minėto koeficiento dydis yra vienetas. Koeficientas, arba lygties narys N-0,25, šios lygties vardiklyje gana smarkiai paveikia Nu ir kartu α_{kd} dydį. Pavyzdžiui, jei vertikalia kryptimi vamzdelių skaičius būtų vos 4, šilumos atidavimo koeficiento reikšmė sumažėtų daugiau kaip 40 %, arba 1,41 karto. Tokį sumažėjimą gali nulemti vandens plėvelės 0,15 mm storis.

Tai pačios vamzdelio sienelės terminė varža, kuri plieninio vamzdelio atveju yra beveik niekinė: vamzdelio sienelės storis – vos 0,2 mm, o šilumos laidumo koeficientas $\lambda = 20 \text{ W/mK}$, todėl $(\delta/\lambda)_s = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$. Plastikinio vamzdelio ši varža taip pat nėra didelė dėl mažo sienelės storio $\delta = 0,0002 \text{ m}$. Be to, ir pats plastikas turi gana nemažą šilumos laidumo koeficientą $\sim 0,4 \text{ W/mK}$ (tai vadinamieji didesnio tankio arba kietieji PVC plastikai, kurių λ yra apie 2 kartus didesnis už minkštųjų (įprastųjų).

Iš **4.16 pav.** galime pastebėti, kad ant plastikinių vamzdelių lašelių koncentracija ir pačių lašelių storis yra didesni. Tą lemia plastiko paviršiaus savybės. Lašelių forma ant plastiko leidžia teigti, kad vanduo šio paviršiaus nedrėkina (panašiai, kaip parafino, kai vandens paviršiaus įtempimo jėgos yra didesnės už vandens ir plastiko sukibimo jėgas). Nuo plieninių vamzdelių vanduo nuteka lengviau, todėl ir lašelių dydis bei jų koncentracija ant paviršiaus

yra daug mažesni. Be to, matome, kad lašeliai koncentruojasi apatinėje plieninio vamzdelio dalyje ir jų beveik nėra aukštesnėse gravitacijos poveikio zonose. Vizualinė darbinių vamzdelių paviršių analizė leidžia teigti, kad plastikinio vamzdelio lašelių sukuriamą papildomą terminę varžą yra 2–3 kartus didesnė, palyginti su plieninių vamzdelių atveju.



4.16 pav. Lašelinė kondensato plėvelė, sukurianti papildomą terminę varžą ant vamzdelių paviršiaus. Juodos rodyklės parodo apytikslį lašelių dydį, mėlynos–lašelių užimamą tarpelių tūrį

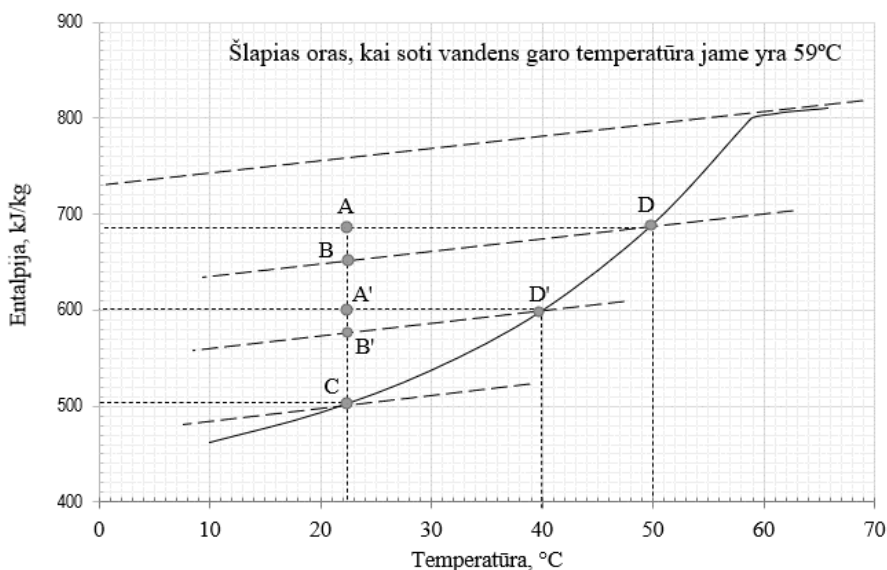
Efektyvinis šilumos atidavimo koeficientas α_{ef} priklauso ne tik nuo atskirų dedamųjų – konvekcinės α_k ir kondensacinės α_{kd} , tačiau ir nuo koeficiento ψ , kuris savo ruožtu yra santykinis dydis, parodantis, kokia dalis konvekcinio šilumos srauto yra atiduodama vamzdelio paviršiui, palyginti su visu jam atiduodamu srautu. Dydis ψ šiame darbe randamas kaip vidutinis konkrečiam temperatūrų intervalui. Vienas iš būdų rasti ψ yra grafinis. **4.17 pav.** pateikiamos entalpijų priklausomybės nuo srauto temperatūros. Šios priklausomybės pateikiamos dviem skirtingiems srautams. Pirmasis – tai perkaitintų dujų srautas, kurio entalpija apskaičiuojama pagal tokią lygtį.

$$h^M = \{(m - m_f) \times h\}^{H_2O} + (m \times h)^{N_2} + (m \times h)^{O_2}. \quad (75)$$

Čia, skirtingai nei (58) lygtyje, nevertinama vandens kondensato entalpijos dedamoji, nes jis dujų srauto konvekciniuose mainuose nedalyvauja. Vandens plėvelė šiuo atveju įvertinama kaip papildoma terminė varža, turinti dalis ant vamzdelio paviršiaus. Tačiau įvertinamas vandens garo masinės proporcijos sumažėjimas, kai, žemėjant temperatūrai, vis didesnė garo dalis susikondensuoja. Gauname praktiškai tiesinę perkaitintų dujų entalpijos priklausomybę nuo temperatūros (storesnioji punktyrinė linija **4.17 pav.**).

Grafinė šlapio oro entalpijos ir temperatūros priklausomybė yra netiesinė. Netiesiškumas yra ryškesnis didesnių vandens garo koncentracijų zonoje. Artėjant šiai koncentracijai 0, netiesinė priklausomybės dalis artėja prie tiesinės ir kartu lygiagrečios pirmajai – tiesinei priklausomybei.

4.17 pav. pateikiamas dydžio ψ grafinis radimas dviejų skirtingų šlapio oro temperatūrų intervaluose. Grafinės priklausomybės kiekviename iš intervalų yra interpretuojamos kaip dviejų stačiųjų trikampių statinių santykis. Pavyzdžiui, kai eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami aušinant šlapią orą nuo 50°C iki 22,5°C, vienas iš trikampių yra ABD, antrasis – ACD. Perkaitintų dujų konvekcinį mainų dedamoji sudaro atkarpą AB, o bendras šilumos srautas, atiduodamas vamzdelio sieniei, atitinka atkarpą AC, kuri savo ruožtu susideda iš AB ir BC. Atkarpa BC atitinka šilumos srautą, kurį šlapias oras perduoda sieniei kondensaciniais mainais. Minėtas atkarpos galima išmatuoti ar

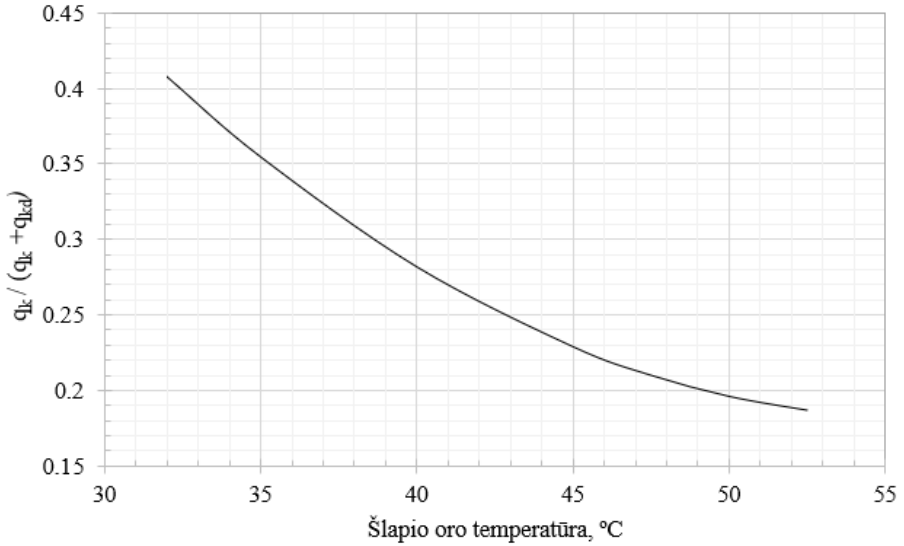


4.17 pav. Šlapio oro „ $h-t$ “ priklausomybės koeficientui ψ radsti grafinė interpretacija

apskaičiuoti pasitelkiant mastelį. Minėtu atveju koeficientas randamas taip:

$$\psi = \frac{q_k}{q_k + q_{kd}} = \frac{AB}{AB + BC} = \frac{AB}{AC} = 0,195. \quad (76)$$

4.15 pav. pateikta koeficiento ψ (t. y. santykis $q_k/(q_k+q_{kd})$) priklausomybė, skirta atliktų eksperimentinių bandymų specifiniam spektrui, kai šlapias oras yra ataušinamas nuo užsiduotų 55°C, 50°C, 45°C ir 40°C iki temperatūros, kurią nulemia mainų pilnumas šilumokaityje. Tačiau pastaroji temperatūra nedaug skiriasi nuo tiekiamo į vamzdelius vandens temperatūros, kurią buvo stengiamasi palaikyti pastovią. Taigi šiuo atveju galinė šlapio oro temperatūra buvo priimta pastovi ir lygi 22,5°C (žr. **4.17 pav.**). Grafinė priklausomybė, pateikta **4.18 pav.**, gauta remiantis minėta grafine interpretacija (**4.17 pav.**).



4.18 pav. Jutiminės šilumos srauto q_k santykis su jo ir slaptosios šilumos srauto suma $q_k + q_{kd}$, tai yra ψ reikšmė, priklausomai nuo pradinės šlapio oro temperatūros eksperimentinių tyrimų šilumokaityje

4.4.5 Šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimas

Šilumos perdavimo nuo šlapio oro vandeniui skaičiavimo lygtis paremta visų terminę varžą sudarančių dedamųjų suma:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{ef}} + \frac{1}{\alpha_v} + R_v + \frac{\sigma}{\lambda} + R_d. \quad (77)$$

Lygtyje indeksas „v“ – reiškia procesus iš vandens pusės vamzdelių viduje; „d“ – indeksas, susijęs su procesais iš judančio dujinio srauto pusės.

Dydis α_{ef} – tai kompleksinis šilumos atidavimo koeficientas iš tekančio šlapio oro pusės. Šio koeficiento dydį nulemia du skirtingi šilumos atidavimo koeficientai. Vienas jų priklauso nuo konvekcinių mainų efektyvumo, priimant, kad dujų mišinį sudaro nesikondensuojančios dujos kartu su vandens garu (žr. **4.3 lent.**). Garas, vykstant mainams, dalinai kondensuojasi, todėl jo dujinė masė

mažėja. Būtent ši dujinės būsenos dalis ir įvertinama skaičiuojant α_k . Ši dalis yra mažėjanti, žemėjant šlapiojo srauto temperatūrai. Kita dalis, t. y. kondensatas, konvekciniuose mainuose nedalyvauja, todėl α_k atidavimo koeficientas kondensato konvekcinės dalies nevertina. Ją vertina kondensacinių šilumos mainų dedamoji. Skaičiuojant kondensacinių mainų atidavimo koeficientą, (74) lygtyje atsiranda papildomas terminę varžą didinantis parametras $(N_{eig})^{-0,25}$, kuris kaip tik vertina kondensato plėvelės terminę varžą. Šiame darbe eksperimentiniai bandymai buvo atlikti su viena vamzdelių eiga, kurią sudaro 65 vijos. Tai reiškia, kad vertikalia kryptimi kondensato plėvelės nėra. Kondensatas ant vamzdelio formuojasi lašelių pavidalu (4.16 pav.). Dėl nedidelės vandens garo koncentracijos šlapiame sraute (masinė koncentracija sudaro 4–10 %) žemyn tekanti kondensato plėvelė susiformuoja ant žemesniųjų vamzdelių vertikalia kryptimi. Tokiu atveju atsiranda papildoma terminė šios plėvelės varža, kurią ir įvertina parametras $(N_{eig})^{-0,25}$. Kadangi šiuo atveju nėra galimybės formuotis šiai plėvelei, šilumos atidavimo koeficiento išraiška yra tokia:

$$\alpha_{kd} = 0,728 \left[\frac{\rho_{sk}(\rho_{sk}-\rho_g)gh_{sk-g} \lambda_{sk}^3}{\mu_{sk}(t_d^\infty - t_d)d} \right]^{1/4}. \quad (78)$$

Šią lygtį galima parašyti paprasčiau:

$$\alpha_{kd} = A(t_d^\infty - t_d)^{-0,25}. \quad (79)$$

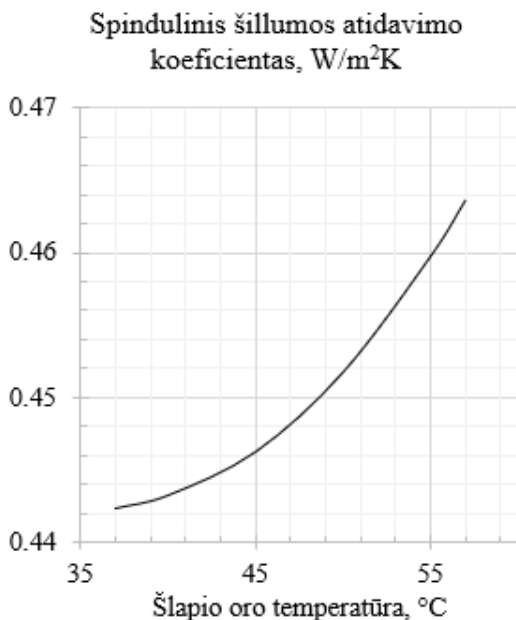
Lygtyje (79) A – koeficientas, kurio reikšmė nedaug kinta temperatūrų intervale nuo vidutiniškai 47,5°C [(55°C+40°C)/2] iki 22,5°C. Priėmę vidutinę temperatūrą 35°C, gauname, kad koeficientas A yra:

$$A = 0,728 \left[\frac{990 \cdot (990 - 0,007) \cdot 9,81 \cdot 2,419 \cdot 10^6 \cdot 0,625^3}{0,00070 \cdot 0,016} \right]^{0,25} = 1,94 \times 10^4 \frac{W}{m^2 K^{1,25}}. \quad (80)$$

Aukščiau minėta, kad šilumos atidavimo koeficiento α_{kd} negalima tiesiogiai apskaičiuoti (79) lygtimi. Kondensaciniai mainai yra priklausomi nuo temperatūrų skirtumo tarp paviršiaus, ant kurio garas kondensuojasi ir temperatūros srauto gilumoje. Taigi lygtyje (77) turime du nežinomuosius – k ir $t_d^\infty - t_d$. Reikalinga dar viena lygtis, kurią šiuo atveju gauname iš šilumos srauto balanso. Šiluma, kurią šlapias oro srautas atiduoda sieniei, yra lygus šilumai, kuri nuo vidinės šios sienelės pusės yra atiduodama tekančiam vandeniui. Jei sienelę sudarytų vien pertvara be terminių apnašų, balanso lygties išraiška būtų paprastesnė. Tačiau šiuo atveju turim papildomas termines varžas R_d , R_v , taip pat terminę varžą per pačią vamzdelio sienelę – δ_s/λ_s . Balanso lygtis, įvertinus išraiškas (70), (73) ir (78), yra tokia:

$$f_d \frac{(\alpha_k + \alpha_{sp}) \times A (t_d^\infty - t_d)^{0,75}}{\psi A (t_d^\infty - t_d)^{-0,25} + \alpha_k + \alpha_{sp}} = f_v \frac{t_d - t_v^\infty}{\frac{1}{\alpha_v} + R_v + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + R_d}. \quad (81)$$

Šilumos mainų plotai iš abiejų vamzdelio sienelių pusių yra beveik lygūs: $f_d \approx f_v$. Jei sienelės storis yra 0,2 mm, o vamzdelio skersmuo yra 16 mm, išorinis vamzdelio plotas yra vos 1 % didesnis už vidinį jo plotą. Aukščiau yra pateiktas plieninių ir plastikinių vamzdelių išorinių mainų paviršiaus ploto skaičiavimas, įvertinant skirtingą abiejų vamzdelių gofruotumo koeficientą (žr. (65) lygtį).



4.19 pav. Spindulinių šilumos mainų atidavimo koeficientas α_{sp} , priklausomai nuo šlapio oro temperatūros, W/m²K

Siekiant išspręsti lygtį (69), būtina rasti temperatūrą t_d . Šią temperatūrą galima rasti išsprendžiant (81) lygtį, kuri yra netiesinė, ir tiesiogiai dydžio t_d išreikšti negalima. Šiuo atveju patogiu pasitelkti grafinį sprendimo kelią. Užsiduodama konkreti t_d reikšmė ir apskaičiuojamos kairės ir dešinės lygties (83) pusės. Apskaičiuotos reikšmės pateikiamos grafiškai priklausomai nuo t_d ir surandamas abiejų linijų susikirtimo taškas. Taip randama temperatūros t_d reikšmė ir kartu eksperimentinio šilumokaičio šiluminė

galia. Lygties (81), abiejų pusių lygybės atveju, reikšmė sudaro minėtą šiluminę galią W.

Temperatūros t_d^∞ ir t_v^∞ mainų proceso metu yra kintamos, tačiau, atliekant grafinį lygties (81) sprendimą, reikalingos konkrečios jų reikšmės. Įprastai imamos vidutinės temperatūrų reikšmės, kurios gali būti vidutinės aritmetinės arba vidutinės logaritminės. Eksperimentinių tyrimų rezultatai rodo, kad mainų pabaigoje turime vos vieno dviejų laipsnių temperatūrų skirtumą ($t_{d2} - t_{v1}$). Tai reiškia, kad aritmetinis temperatūrų skirtumas duoda didelę paklaidą. Vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas VLTS (dažniau sutinkamas angl. LMTD) yra apskaičiuojamas pagal lygtį:

$$LMTD = \Delta t_{log} = \frac{(t_{d1} - t_{v2}) - (t_{d2} - t_{v1})}{\ln\left(\frac{t_{d1} - t_{v2}}{t_{d2} - t_{v1}}\right)}. \quad (82)$$

Iš kitos pusės šis skirtumas yra lygus $t_d^\infty - t_v^\infty = \Delta t_{log}$, abiejų nešėjų vidutinių temperatūrų skirtumui. Tokiu atveju užtenka apskaičiuoti vieno iš nešėjų temperatūrą, pavyzdžiui, t_v^∞ , pagal tokią lygtį:

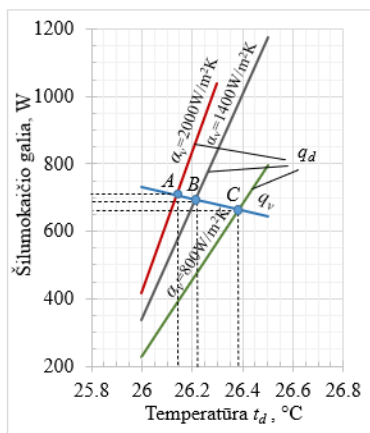
$$t_v^{ln} = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln(t_{v2} - t_{v1})} = t_v^\infty. \quad (83)$$

Temperatūros t_{d1} , t_{d2} , t_{v1} , t_{v2} buvo nustatomos kiekvieno bandymo metu. Kiekviena bandymų serija susidėjo iš 9 bandymų. Po to buvo apskaičiuotos kiekvienos bandymų serijos vidutinės temperatūrų reikšmės. Pagal jas, pasitelkiant lygtis (82) ir (83), taip pat lygtį (84), buvo apskaičiuotos vidutinės t_d^∞ ir t_v^∞ temperatūrų reikšmės, reikalingos grafiniam lygties (81) sprendimui.

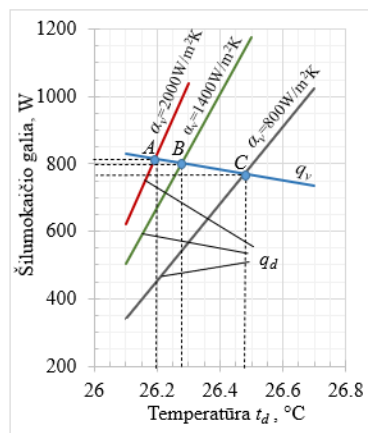
$$t_d^\infty - t_v^\infty = \Delta t_{log}. \quad (84)$$

Grafiniai sprendiniai, nustatant plieninio vamzdelio paviršiaus temperatūrą t_p ir šilumokaičio šiluminę galią Q , yra pateikti **4.20 pav.** Matome, kad vidutinės minėtos temperatūros reikšmės nustatytos esant skirtingiems α_v atidavimo koeficientams iš vandens pusės. Eksperimentinių tyrimų metu buvo keičiamas ir vandens tekėjimo vamzdeliuose greitis. Skirtingi vandens tekėjimo Re kriterijai nulėmė skirtingas α_v reikšmes. Galutiniam šilumos perdavimo koeficientui dydis α_v neturi didelės įtakos, nes jis yra gerokai didesnis dydis nei α_{ef} . Vadinasi, terminė varža iš tekančio vandens pusės yra daug mažesnė už kitas varžas. Tai galima pastebėti iš pateiktų **4.20 pav.** grafikų. Pasirinktos dvi kraštinės α_v reikšmės (800 ir 2000 W/m²K) ir vidutinė, kuri buvo nustatyta 2.9 poskyryje, – 1400 W/m²K.

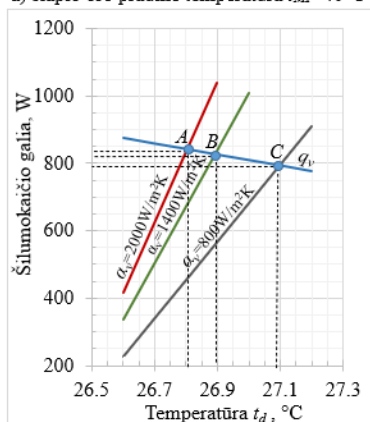
Analizuojant (83) lygtį, galima pastebėti, kad du kairės lygties nario veiksniai – ψ ir α_k – daro skirtingą įtaką šio nario skaitinei reikšmei. Kita vertus, abiejų veiksnių įtaka yra panaši, nors netiesiškumas yra skirtingas. Pavyzdžiui, esant šlapio oro temperatūrai, lygiai 45°C, palyginti su 50°C, lygties (83) dešinėsios pusės reikšmė yra 16,8 % aukštesnė. O, jei vertintume vien dydžio ψ pokytį tame pačiame temperatūrų intervale, gautume 12,2 % sumažėjimą. Įvertinę skirtingą abiejų šių veiksnių netiesiškumą, gauname, kad platesniame temperatūrų intervale ieškomoji efektyvinio šilumos atidavimo koeficiento α_{ef} reikšmė gali būti netiesinė net ir šilumos atidavimo koeficiento α_v atžvilgiu. Tai reiškia, kad, kintant net ir mažą įtaką darančiam veiksniai, šiuo atveju dydžiui α_v , efektyvinio koeficiento α_{ef} priklausomybė nuo α_v yra netiesinė, nors pats reikšmės α_{ef} kitimas yra nedidelis.



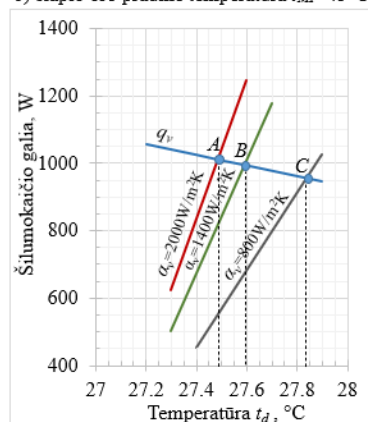
a) šlapio oro pradinė temperatūra $t_{M1}=40^{\circ}\text{C}$



b) šlapio oro pradinė temperatūra $t_{M1}=45^{\circ}\text{C}$



c) šlapio oro pradinė temperatūra $t_{M1}=50^{\circ}\text{C}$



d) šlapio oro pradinė temperatūra $t_{M1}=55^{\circ}\text{C}$

4.20 pav. Plieninio vamzdelio paviršiaus temperatūros t_d ir šilumokačio galios grafinis radimas

Aukščiau pateiktame (4.20 pav.) pateiktos grafinės priklausomybės q_v ir q_d (W), priklausomai nuo vamzdelio paviršiaus iš dūmų pusės temperatūros t_d . Kokybinis visų keturių grafikų vaizdas yra panašus. Dešinioji (81) lygties pusė apskaičiuota priimant atitinkamas termines varžas R_d , $R_s = (\delta/\lambda)_s$, ir R_v . Pirmoji iš jų yra susijusi su apnašų iš šlapio oro pusės terminine varža, kuri eksperimentinių bandymų metu turėtų būti labai nedidelė ($<1 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$) ir jos galima būtų net nevertinti. Eksperimentiniai tyrimai buvo atlikti su viena vamzdelių eiga, todėl vertikalia kryptimi nesusidaro vandens kondensato plėvelės, o susikondensavęs garas yra švarus grynas vanduo, neturintis priemaišų, galinčių didinti skysčių klampą ir kartu šio skysčio plėvelės terminę varžą. Priešingu atveju reikėtų naudotis ne (79), o (74) lygtimi kondensacijos šilumos atidavimo koeficientui skaičiuoti. Lygtis (74) kaip tik vertiną papildomą terminę vandens plėvelės varžą. Tačiau, analizuojant (4.16 pav.) nuotrauką,

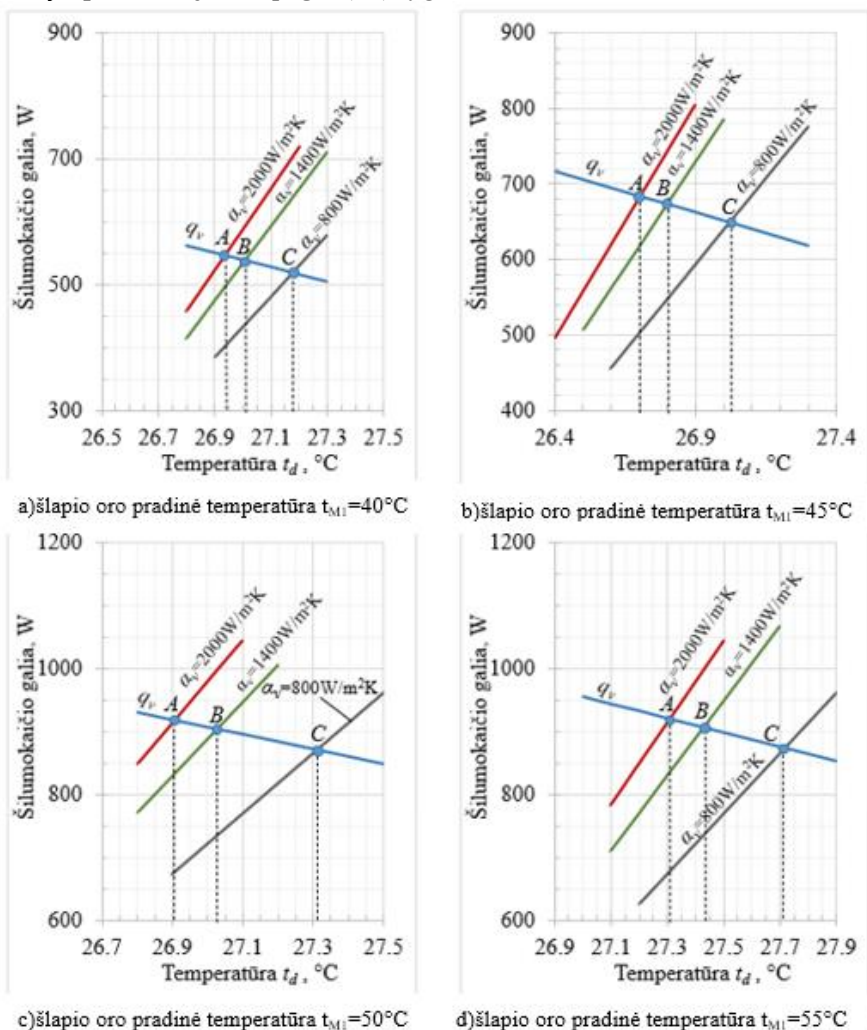
matosi, kad, net ir kai nėra kondensato plėvelės, papildomą terminę varžą sukuria kondensato lašeliai, kurie yra pradinė būsimo plėvelės stadija.

Šie lašeliai yra nejudantys iki tam tikro momento, kai paviršiaus sukibimo jėgas nusveria vis didėjančios svorio jėgos. Taigi nuolatinio plėvelės tekėjimo tokiu atveju nesusidaro, todėl ir (79) lygtis kondensaciniams šilumos mainams skaičiuoti netinka. Papildomai atsirandančią šių lašelių terminę varžą reikia įvertinti kitaip – per dydį R_d . 2 priede pateiktos abiejų vamzdelių – plieninio ir plastikinio – terminės varžos. Terminė varža R_d (žr. **4.15 pav.**) – tai išorinio vamzdelių paviršiaus apnašų terminė varža. Šią varžą kaip tik ir sudaro minėtų vandens lašelių sukuriamą terminę varžą. Ji nėra didelė, tačiau skaičiavimo tikslumas reikalauja ją vertinti. Plieninių vamzdelių paviršius dengia mažesnė lašelių koncentracija (žr. **4.16 pav.**). Vidutinis kondensato lašelių storis ir jų laidumo koeficientas nulemia vos $3 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ terminės varžos reikšmę. Plastikinių vamzdelių ši reikšmė, sprendžiant iš **4.16 pav.**, turėtų būti didesnė. Ji priimama $R_d = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$.

Didžiausią skirtumą tarp abiejų vamzdelių sudaro pačios sienelės terminės varžos. Plieninio vamzdelio šilumos laidumo koeficientas yra 20 W/mK, plastikinio – 0,2 W/mK. Kita vertus, abiejų vamzdelių sienelių terminės varžos sudaro nedidelę dalį, jei lygintume jas su suminėmis terminėmis varžomis perduodant šilumą nuo šlapio oro vandeniui. Net ir plastikinio vamzdelio atveju, kaip matysime, sienelės sukeliamą terminę varžą sudaro mažiau nei dešimtadalį suminės varžos. Tai lemia nedidelis sienelės storis – vos 0,2 mm. Kaip matome iš 2 priedo lentelėje pateiktų skaičių, $R_s = 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$ plastikinio vamzdelio atveju ir $R_s = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ – plieninio. Plieninio vamzdelio šilumos laidumo koeficientas yra priimtas įvertinant nerūdijančio plieno sudėtį, kuriame esančio chromo ir nikelio proporcija lemia daug mažesnę koeficiento dydį, palyginti su atitinkamu paprasto plieno dydžiu.

Konvekcinis šilumos atidavimo koeficientas α_k abiejų vamzdelių atveju yra laikomas vienodu, nes abiejų vamzdelių išoriniai skersmenys yra vienodi. Šis dydis priklauso nuo dujų (šlapio oro) srauto judėjimo greičio, kuris tolydžio didėja, mažėjant pradinei šlapio oro temperatūrai. Taip buvo pasiekama apytiksliai vienoda eksperimentinio šilumokačio šiluminė galia, taip pat ir nevisiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumas vėsiajame šilumokačio gale. Panašiai yra ir su šilumos atidavimo koeficientu iš tekančio vamzdelių vidumi vandens pusės. Jis yra toks pats abiejų vamzdelių atveju, nes vidinis gofruotų vamzdelių skersmuo yra toks pats, nors pats gofruotumas yra kiek kitokio pobūdžio. Kaip minėta aukščiau, terminė varža iš tekančio vandens pusės sudaro nedidelę (mažiausią) dalį, palyginti su sumine termine varža, todėl padaryta prielaida nesusidaro praktiškai ryškesnės paklaidos.

Galutinis pateiktos lentelės (žr. 2 priede) tikslas – palyginti eksperimentiškai gautų šilumos perdavimo koeficientų reikšmės su apskaičiuotomis. Grafiniu metodu nustatytos vamzdelių paviršiaus temperatūrų reikšmės t_d (nepainioti su pačios sienelės išorinės pusės temperatūra t_s , žr. **4.17 pav.**) leidžia apskaičiuoti efektyvinių šilumos atidavimo koeficientą α_{ef} . Toliau, pasitelkiant šilumos balanso lygtį (69), galima apskaičiuoti α_{ef} . Šioje lygtyje α_v^Σ – suminis šilumos atidavimo koeficientas perduodant šilumą nuo paviršiaus t_d per sienelę ir atitinkamas terminės varžos sudarančius sluoksnius į vandens srauto gilumą, įvertinus ir vandens šilumos atidavimo koeficientą α_v . Apnašų iš vandens pusės terminė varža R_v yra priimta remiantis [15] šaltiniu. Dydis α_v^Σ apskaičiuojamas pagal (73) lygtį.



4.21 pav. Plastikinio vamzdelio paviršiaus temperatūros t_d ir šilumokaicio galios grafinis radimas

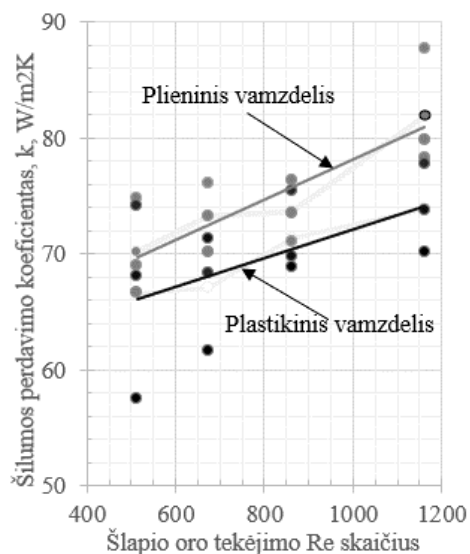
2 priedo lentelėje pateikti skaičiai leidžia palyginti eksperimentinius rezultatus su teoriniais. Rezultatai pateikti tiek plieninių, tiek plastikinių vamzdelių atvejais. **4.21 pav.** pateikti grafikai, kuriais nustatytos plastikinių vamzdelių išorinių paviršių temperatūros t_d .

Eksperimentinių rezultatų palyginimas su teoriniais ir jų analizė atsako į du pagrindinius klausimus. Vienas iš jų susijęs su pateikto skaičiavimo modeliu, kitas – su eksperimentinių tyrimų tikslumu. Pateikti 2 priede skaičiavimo rezultatai ir jų palyginimas su teoriniais leidžia teigti, kad darbe panaudotas šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimo modelis iš esmės yra teisingas. Matome, kad rezultatai skiriasi tiek į vieną pusę, tiek ir į kitą. Reikia pastebėti, kad teorija duoda kiek didesnius rezultatus. Tai galioja ir plieninių, ir plastikinių vamzdelių atveju. Matavimų tikslumas sutelpa į $\pm 10\%$. Tai didžiausias matavimų paklaidos dydis, gautas bandymo serijoje su plastikiniu vamzdeliu, kai pradinė šlapio oro temperatūra yra 55°C (žr. paskutinę lentelės eilutę). Vidutinė matavimų paklaida plieninių vamzdelių atveju sudaro $\pm 2,69\%$. Plastikinių vamzdelių atveju matavimų paklaida yra mažesnė $\pm 0,88\%$.

Kad skaičiavimo modelis yra teisingas, galima teigti remiantis dviem argumentais. Vienas jų yra susijęs su publikacija [30], kurioje pateiktas šilumos atidavimo koeficiento iš besikondensuojančių biokuro dūmų skaičiavimas. Būtent šiame darbe šis koeficientas yra pavadintas efektyviu. Šis koeficientas didžiąja dalimi lemia šilumos perdavimo koeficiento k reikšmę ir, kaip matome, yra skaičiuojamas kaip dviejų šilumos atidavimo koeficientų kompleksas. Tiek kondensacinių šilumos mainų atidavimo koeficientas α_{kd} , tiek ir konvekcinų (kartu su spindulinių) mainų koeficientas α_k yra toli savo reikšme nutolę nuo efektyvinio α_{ef} . Akivaizdu, kad kondensaciniai šilumos mainai yra daug kartų efektyvesni, juolab tai susiję su vandens garo kondensacija. Konvekciniai mainai savo reikšme yra artimesni natūraliai, o ne priverstinei konvekcijai, nes šilumos atidavimo koeficientas tik vienu atveju viršija $20\text{ W/m}^2\text{K}$. Minėtoje publikacijoje nepateikiami eksperimentinių matavimų rezultatai, tačiau teoriniai yra pagrįsti ir logiški. Kita vertus, šie rezultatai savo absoliutine šilumos perdavimo koeficiento reikšme yra apie tris kartus didesni. Priežastis – konvekcinų mainų dedamoji α_k . Būtent šis dydis minėtoje publikacijoje yra kelis kartus didesnis, nes dūmų srauto tekėjimo greitis yra priimtas atsižvelgiant į pramoninio šilumokaičio hidraulinius pasipriešinimus. Todėl greitis yra kelis kartus didesnis. Eksperimentinių tyrimų šilumokaitis šiuo požiūriu yra toli nuo atitikties pramoninio šilumokaičio hidrauliniams nuostoliams.

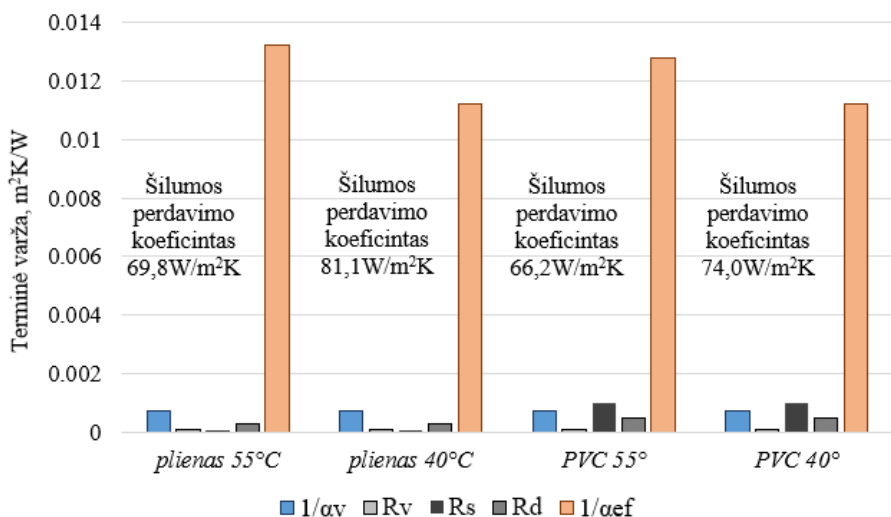
Antrasis argumentas, leidžiantis teigti, kad pateiktas šiame darbe skaičiavimo modelis yra teisingas, yra susijęs su kokybinių eksperimentinių ir teorinių rezultatų palyginimu. Kaip matome iš šio palyginimo (2 priede), rezultatai skiriasi į abi puses: eksperimentiniai rezultatai yra ir mažesni, ir didesni už teorinius. Teorinius rezultatus nuo eksperimentinių skiria dydžiai, kurių reikšmės gali būti susijusios su priimtomis apnašų terminėmis varžomis. Juk išorinėje vamzdelių pusėje atsirandantys vandens kondensato lašeliai yra sunkiai apibrėžiamo dydžio ir tankumo. Jei pastarąjį veiksnį (tankumą) galima įvertinti pasitelkiant nutrauką (4.16 pav.), tai lašelių dydis yra sunkiai apibrėžiamas ir priklauso nuo vamzdelių paviršiaus adhezinių savybių, t. y. vandens ir paviršiaus sukibimo jėgų, palyginti su vandens paviršiaus vidinėmis įtempimo jėgomis. Matoma, kad vanduo plastikinio vamzdelio paviršius gerokai prasčiau drėkina, todėl terminė varža R_d yra didesnė. Akivaizdu, kad ši reikšmė ($R_d = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$) plastikinių vamzdelių atveju yra tikslesnė negu plieninių vamzdelių atveju. Tikėtina, kad, priėmus R_d reikšmę kiek didesnę, pavyzdžiui, $R_d = 7 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ plastikiniams vamzdeliams ir $R_d = 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ – plieniniams, tyrimų rezultatų sutapimas būtų didesnis, o vidutinė-minimali eksperimentinių rezultatų paklaida artėtų prie 0. Tačiau maksimali eksperimentinių matavimų paklaida praktiškai nepasikeistų. Jos dydis didžiają dalimi priklauso nuo eksperimentinių matavimų (temperatūrų, vandens debito, šilumokaičio šiluminės galios, taip pat šilumos nuostolių į aplinką) tikslumo.

Nors gaunama gana plati eksperimentinių duomenų sklaida, šilumos perdavimo koeficientų vidutinės reikšmės (kiekvienai bandymų serijai) formuoja gana aiškią tendencijas tiek nuo šlapio oro judėjimo Re_d kriterijaus,



4.22 pav.

Eksperimentiniai šilumos perdavimo koeficientai (vidinės jų reikšmės) pagal Re_d skaičių.



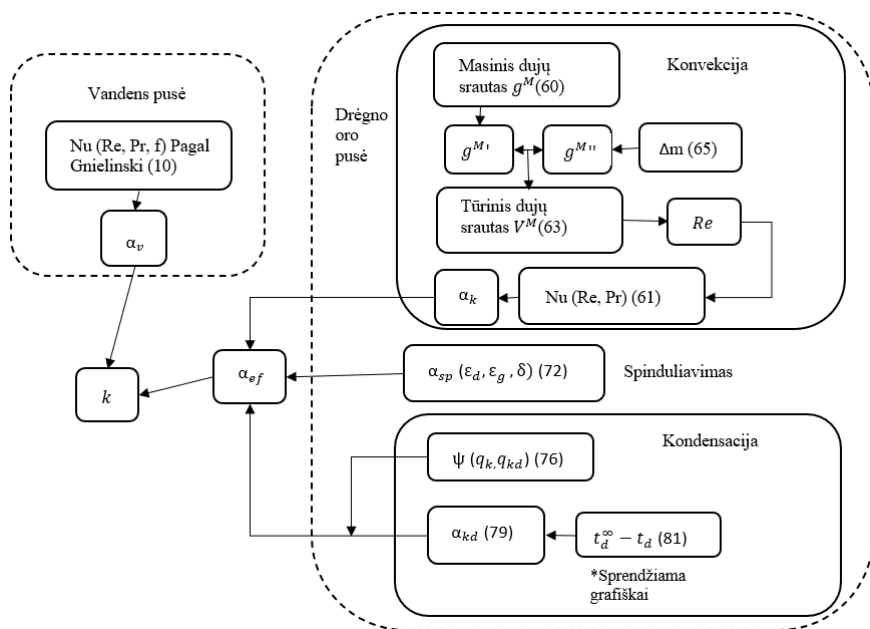
4.23 pav. Terminų varžų histogramos pagal vidutines eksperimentinių bandymų reikšmes esant kraštinėms t_{M1} (t_{d1}) temperatūroms.

ties ir bandytų vamzdelių atžvilgiu. Plastikinio vamzdelio sienelės terminė varža yra apie 100 kartų didesnė už plieninio vamzdelio. Be to, ant plastikinio vamzdelio paviršiaus dengiasi daugiau ir didesnių vandens kondensato lašelių, kurie sukuria papildomą terminę varžą, įvertintą dydžiu R_d . Paminėti veiksniai didina bendrą šilumos mainų terminę varžą, t. y. mažina šilumos perdavimo koeficientą k . Tą ir matome analizuodami **4.22 pav.** grafines priklausomybes. Jos gautos dėliojant vidutines šilumos perdavimo koeficientų reikšmes, gautas kiekvienos bandymų serijos metu: kai patenkančio į eksperimentinį šilumokaitį patenkančio šlapio oro temperatūra yra atitinkamai 40, 45, 50 ir 55°C. Atitinkamai kinta ir šio srauto tekėjimo R_{ed} reikšmės: 1162, 864, 675 ir 513. Grafike pažymėtos kaip tik R_e reikšmės. Matome, kad plieninio vamzdelio šilumos perdavimo koeficiento reikšmės yra ~7 % didesnės už plastikinio vamzdelio atitinkamus dydžius. Verta pridurti, kad R_{ed} dydis labiausiai veikia bendrą (suminę) terminę varžą perduodant šilumą nuo vieno nešėjo kitam. Kitų veiksnių įtaka yra daug mažesnė. Tai matosi iš **4.23 pav.** paveikslėlyje pateiktos histogramos. Terminė varža atiduodant šilumą nuo šlapio oro vamzdelio sieniei sudaro apie 90 % bendros terminės varžos. Mažiausią dalį, 82,9 %, ši varža sudaro plastikinio vamzdelio atveju, kai įeinančio į eksperimentinį šilumokaitį šlapio oro temperatūra yra 40°C, didžiausią – plieninio vamzdelio atveju, esant 55°C. Skirtumą tarp plieninių ir plastikinių vamzdelių šiuo požiūriu lemia pačios vamzdelio sienelės terminė varža, kuri plastikinių yra 100 kartų didesnė.

Pagal terminų varžų reikšmes galima apskaičiuoti šilumos perdavimo koeficientą k , kuris gaunamas pasitelkiant lygtį: $k = 1/\sum R_i$ (R_i – visų terminų varžų suma). Matome, kad **4.22 ir pav 4.23 pav.** pateiktos šilumos perdavimo koeficientų reikšmės sutampa. Tai vidutinės k reikšmės, gautos skirtingai

apdorojant eksperimentinių bandymų rezultatus. Gautosios k reikšmės geriau sutampa su skaičiavimų rezultatais. Tai patvirtina aukščiau padarytą išvadą, kad matematinis modelis yra teisingas ir tikslus. Iš to galima daryti dar vieną išvadą: naudojantis pateiktu šiame darbe skaičiavimo modeliu, galima skaičiuoti pramoninius šilumokaičius, skirtus atliekinei šilumai atgauti, kai dūmų temperatūra yra žemiau vadinamojo ramos taško, t. y. kai šalia dujinio srauto konvekcinių šilumos mainų vyksta ir vandens garo kondensacija. Tokio pobūdžio mainai vyksta atgaunant žemo potencialo šilumą deginant ne tik biokurą (pavyzdžiui, medieną, šiaudus, buitines atliekas, pan.), bet ir gamtines dujas.

Apibendrinant skaičiavimo eigą, galima pateikti supaprastintą algoritmo schemą. Žemiau pateiktas (4.24 pav.) supaprastintas algoritmas (eiga) šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientui apskaičiuoti arba patikrinti eksperimentais gautus rezultatus. Taigi, pirmiausia yra apskaičiuojamas šilumos atidavimo koeficientas aušinančio vandens pusėje. Pasinaudojama Gnielinski koreliacija gofruotiems vamzdžiams, kadangi tekėjimo režimą apibrėžiančios (Re skaičiaus) ribos yra 1500–4000 ir sutampa su nustatytomis eksperimento metu. Kitu žingsniu yra apskaičiuojamas šilumos atidavimas iš šlapio oro



4.24 pav. Šilumokaičio patikros skaičiavimo algoritmas

(šilumos nešėjo) pusės, išskaidant jį į tris dedamąsias: konvekcinę, spindulinę ir kondensacinę. Konvekcinei daliai skaičiuoti yra įvertinamas tekančio oro srautas šilumokaičio įtekėjime ir ištekėjime ir suvidurkinamas, kadangi abiejuose šilumokaičio galuose dėl kondensacijos proceso srautas skiriasi. Apskaičiavus tūrinį oro srautą, randamas Re skaičius dujoms, kuris panaudojamas konvekciniam šilumos atidavimui apskaičiuoti. Šilumos

atidavimas spinduliavimu įvertinamas pagal bandomųjų medžiagų juodumo laipsnį. Galiausiai kondensacinė dedamoji yra vertinama pagal vamzdelio paviršiaus temperatūrą ir šilumos srauto balansą. Efektyvinis šilumos atidavimo koeficientas pasitelkiamas supaprastinant konvekcijos, kondensacijos ir spinduliavimo dedamąsias bendroje šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimo lygtyje.

4.5 Pramoninio šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientas

Pramoninis kondensacinio tipo šilumokaitis yra daugiau kaip 1000 kartų galingesnis, palyginti su eksperimentiniu. Kondensacinių šilumokaičių kaina yra palyginti aukšta dėl brangių medžiagų. Ir vamzdeliai, ir korpusas yra gaminami iš nerūdijančio plieno, kurio kaina yra iki 5 kartų aukštesnė už atitinkamą įprastinio plieno kainą. Vamzdelių sienelės storis yra apie 1 mm, ir jo mažinti negalima tiek dėl mechaninių tokių vamzdelių savybių (ypač standumo), tiek ir dėl to, kad plonesnių sienelių vamzdeliai nėra gaminami arba, jei gaminami, tai jie nėra masinės gamybos produktai ir yra brangesni. Taigi sumažinti iš tokių vamzdelių gaminamų šilumokaičių kaštus praktiškai nėra galimybės.

Gofruoto tipo nerūdijančio plieno vamzdeliai, palyginti su įprastais (lygiais) vamzdžiais, turi keletą pranašumų. Jie yra keletą kartų pigesni, nes yra plonasieniai, jų sienelės storis gali būti iki 5 kartų mažesnis. Kartu jie išlaiko lenkimo įtempimus – tą lemia gofruotumas. Maža to, kad jie neklumpa lenkiant, tačiau ir yra itin lankstūs, jų lenkimo spindulys yra mažas. Tai leidžia šilumokaičius iš tokių vamzdelių gaminti visai kitokios konstrukcijos. Viena iš konstrukcijų yra pasiūlyta šiame darbe (**4.12 pav.**). Šilumokaitis formuojamas iš vijų, kurių ilgis gali būti keliasdešimt ar net kelių šimtų metrų. Vijų skaičius gali būti toks, kad šilumokaičio šiluminis našumas atitiktų didelės galios kogeneracinės ar vien šilumą gaminančios jėgainės žemo potencialo šilumos atgavimo aparatą. Tokia konstrukcija daro šilumokaitį pakankamai kompaktišką, jei jį lygintume su gaubtiniu. Jei gaubtiniame šilumokaityje vamzdelių ilgis praktiškai atitinka gaubto ilgį, tai siūlomos konstrukcijos atveju vamzdelių ilgis yra keliolika kartų didesnis už gaubto ilgį. Be to, jis yra patikimesnis, nes kartu smarkiai sumažėja vamzdelių jungčių skaičius.

Šilumos mainų požiūriu skirtumai tarp bandomųjų ir pramoninių kondensacinių šilumokaičių taip pat yra dideli. Pramoniniai ventiliatoriai, kurie naudojami kaip dūmsiurbiai, didinantys dūmų greitį tokiuose šilumokaičiuose, sukuria daug didesnę slėgių skirtumą sistemoje tarp degimo kameros ir aplinkos. Kartu sumažėja išlaidos kaminui, nes priverstinė dūmų konvekcija kamine leidžia sumažinti jo skersmenį. Galingesni ventiliatoriai leidžia sukurti didesnę dūmų greitį ir papildomame kondensacinio tipo šilumokaityje žemo potencialo šilumai atgauti po įprasto kondensacinio ekonomaizerio. Būtent šis veiksnys yra pagrindinis, gerokai gerinantis šilumos perdavimo koeficientą.

Eksperimentinio šilumokaičio atveju dėl nedidelio šlapio oro (atitinkančio dūmų savybes) greičio gautas palyginti žemas šilumos perdavimo koeficientas. Chen ir kt. savo darbe [30] pateikia gerokai, apie tris kartus,

didesnes šilumos perdavimo koeficiento reikšmes. Kita vertus, dujinio srauto Re kriterijus, net ir vidutinės galios šilumokaičiuose, yra didesnis nei gautas atliekant eksperimentinius tyrimus (žr. **4.4 lent.**). Minėtame darbe [30] yra naudojama kriterinė lygtis konvekciniam šilumos mainams skaičiuoti, kuri taikytina, kai Re kriterijus yra nuo 1000 iki 100 000. O eksperimentinių tyrimų šis kriterijus yra net mažiau už 1000, todėl naudojama kitokia kriterinė lygtis (t. y. lygtis (61) vietoje (62)). Dėl šios priežasties šilumos atidavimo koeficiento reikšmė yra nuo 15 iki 25 W/m²K. Kreith ir kt.[28] savo darbe pateikia gerokai didesnes šio koeficiento reikšmes kaip tipines pramoniniams šilumokaičiams, t. y. nuo 80 iki 125 W/m²K.

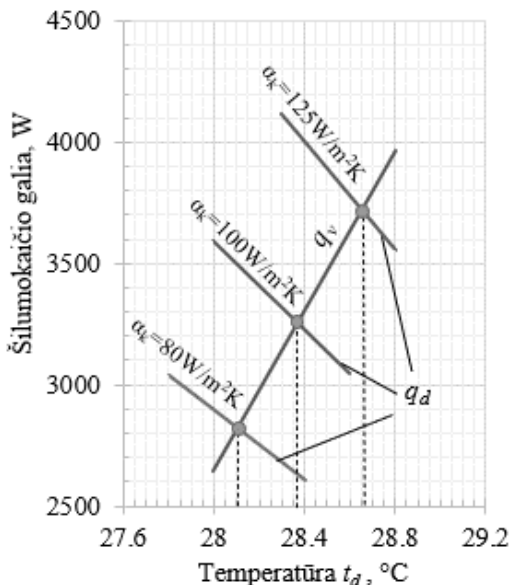
Didesnį Re kriterijaus skaičių lemia ne tik didesnis srauto greitis, bet ir gabaritai. Šio kriterijaus formulė byloja, kad minėtas skaičius yra tiesiog proporcingas srauto tekėjimo greičiui ir būdingam matmeniui, kuris savo ruožtu yra šilumokaičio gabaritų parametras. Pavyzdžiui, skersinio aptekėjimo atveju (kaip ir eksperimentinio šilumokaičio atveju) būdingas matmuo yra vamzdelių skersmuo. Bandymai buvo atlikti su vamzdeliais, kurių skersmuo yra 16 mm. Akivaizdu, kad tokio skersmens vamzdeliai nėra tinkami pramoninio tipo šilumokaičiui. Bent 2 kartus didesnio skersmens vamzdeliai didintų Re skaičių du kartus, o šilumos atidavimo koeficientas didėtų tiesiog proporcingai $Re^{0,63}$ ir šiuo konkrečiu atveju – daugiau kaip 1,5 karto. Tai galioja ir tekėjimui vamzdelių vidumi.

Vamzdelių vidumi teka vanduo. Tekėjimo Re skaičių didina apie 1000 kartų didesnis vandens tankis, palyginti su oru ar dūmais. Kita vertus, ir šis dydis eksperimentinių tyrimų metu buvo gerokai mažesnis nei pramoninių šilumokaičių atveju. Pramoninių atveju vamzdelių skersmuo d turėtų būti bent du kartus didesnis. Taigi du kartus didesnio skersmens vamzdeliai nulemtų bent du kartus didesnį Re skaičių. Realiai šis skaičius didėja daugiau, nes didesnis skersmuo mažina hidraulinius nuostolius (srauto greitis didėja). Išlaikant juos tokius pačius, greitį galima padidinti bent 4 kartus. Vadinasi, du kartus didesnis skersmuo leistų padidinti Re kriterijų 8 kartus ir vietoje šių eksperimentų metu gauto skaičiaus (~2700) turėtų siekti beveik 22 000. Įvertinus tai, kad šilumos atidavimo koeficientas šiuo atveju yra tiesiog proporcingas $Re^{0,8}$, gauname, kad terminė varža iš vandens pusės turėtų būti 5,3 karto mažesnė, o šilumos atidavimo koeficientas α_v – atitinkamai 7400 W/m²K.

Pasitelkiant šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimo modelį, kuris yra aprobuotas šiame darbe atliktais eksperimentiniais tyrimais, galima apskaičiuoti pramoninių šilumokaičių šilumos perdavimo koeficientą. Be didesnių šilumos atidavimo koeficientų tiek iš šlapio oro (dūmų), tiek iš vandens pusės, šiek tiek koreguojasi ir kondensacinių šilumos mainų efektyvumas. Pramoninis šilumokaitis neišvengiamai turėtų daug vamzdelių eigrų. Vietoje vienos jų turėtų būti keliasdešimt kartų daugiau. Šis dydis priklauso nuo šilumokaičio šiluminė galios, nes didesnis eigrų skaičius lemia didesnį skerspjuvio plotą dujiniam srautui tekėti. Kondensato plėvelė tokiu atveju turėtų susidaryti jau ant antrosios vamzdelių eigos vertikalia jų išdėstymo kryptimi.

Kondensato plėvelė sukuria papildomą terminę varžą. Kuo daugiau eigu, tuo ši varža didesnė, tačiau tolesnis varžos didėjimas yra vis mažesnis. Jis tiesiog proporcingas dydžiui $N_{eig}^{-0,25}$ (žr. lygtį (74)). Čia N_{eig} – vamzdelių vertikalioji kryptimi eigu skaičius.

Pavyzdžiui, jei šilumokačio galia yra apie 1000 kartų didesnė už eksperimentinio šilumokačio galią, jo dujinio srauto pratekėjimo skerspjūvio matmenys turėtų būti 10 000,5 karto didesni. Taigi eigu skaičius turėtų būti 32 kartus didesnis – vietoje vienos turėtų būti 32. Terminė varža dėl besikondensuojančio vandens garo bus $32^{-0,25}$ karto didesnė. Skaičius A lygtyje (79), taip pat ir lygtyje (81) turi būti ne $1,94 \times 10^4$, o $32^{-0,25}$ karto mažesnis: $8157 \text{ W/m}^2\text{K}$.



4.25 pav. Plieninio vamzdelio išorinio paviršiaus temperatūra t_d , ir galia, atsižvelgiant į α_k dydžius.

gryno vandens klampa. Chen ir kt. [30] nagrinėja kondensacinį ekonomaizerį, į kurį dūmai patenka perkaitintos būsenos. Jie nėra išvalyti arba išvalyti tik dalinai, kai galutinį dalelių pašalinimą iš dūmų atlieka kondensacinis ekonomaizeris. Šiame darbe nagrinėjamu atveju dūmai yra po galutinio išvalymo, t. y. po kondensacinio ekonomaizerio. Net jei dūmai nevalomi prieš ekonomaizerį, šio išvalymo efektas dažnai tenkina šiandieninius gamtosaugos reikalavimus. Reikalavimai turi tendenciją griežtėti, todėl kietųjų dalelių išvalymo prieš ekonomaizerį kokybė didina šią kokybę ir po ekonomaizerio. Papildomas kondensacinis šilumokaitis, nagrinėjamas šiame darbe, dar padidintų išvalymo kokybę. Tačiau kietųjų dalelių kiekis šiame šilumokaityje turėtų būti daugiau nei dešimt kartų mažesnis. Todėl ir jų sukuriamą terminę varžą turėtų būti mažesnė, nei priima autoriai [30]. Dydis R_d šio paragrafo

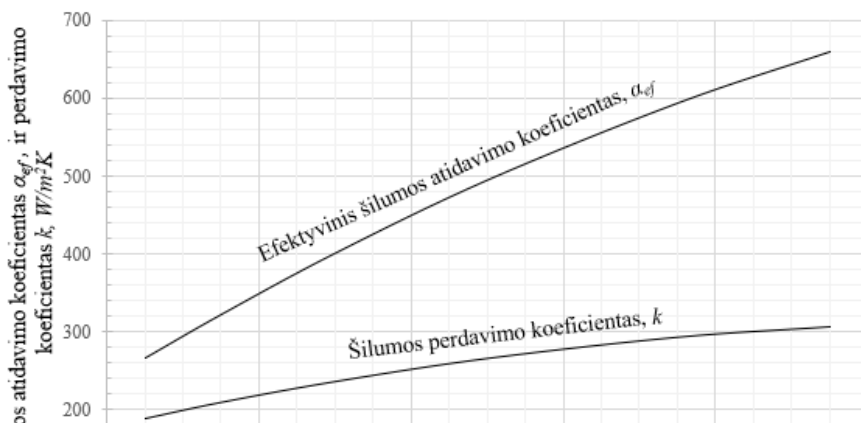
Kitos terminės varžos taip pat šiek tiek koreguojasi arba lieka tokios pačios. Pavyzdžiui, terminė apnašų iš tekančio vandens pusės R_v turėtų būti tokia pati, kaip ir Chen ir kt. [30] darbe, t. y. $0,000176 \text{ m}^2\text{K/W}$. Iš dūmų pusės, autorių nuomone, apnašų terminė varža turėtų būti apie 10 kartų didesnė. Akcentuojama, kad kartu su kondensato plėvele žemyn teka kietųjų dalelių, susidarančių degant medienos kurui, masė. Ji sukuria didesnę terminę varžą tiek dėl mažesnio minėtos masės šilumos laidumo koeficiento reikšmės, tiek ir dėl didesnės skysčio klampos, palyginti su

skaičiavimuose priimamas lygus $0,0008 \text{ m}^2\text{K/W}$, t. y. dvigubai mažesnis, nei priima minimo šaltinio autoriai.

Įvertinę aukščiau pateiktus terminių varžų dydžius ir priėmę pramoninio šilumokaičio šilumos atidavimo koeficientus nuo 80 iki $125 \text{ W/m}^2\text{K}$, gauname kitokius lygties (81) sprendinius. Pažymėtina, kad šilumokaičio šilumos mainų plotas yra toks pat, kaip ir eksperimentinio šilumokaičio atveju, t. y. $1,89 \text{ m}^2$. Matome (**4.25 pav.**), kad šilumokaičio šiluminė galia padidėja daugiau kaip tris kartus, kas byloja, kad didesnė α_k reikšmė smarkiai didina šilumos perdavimo koeficientą k . Pagal surastas išorinio vamzdelio paviršiaus temperatūras t_d apskaičiuojamos efektyvinio šilumos atidavimo koeficiento α_{ef} ir šilumos perdavimo koeficiento k reikšmės.

Grafinės priklausomybės, pateiktos **4.26 pav.**, rodo, kad dydis α_{ef} labai priklauso konvekcinio šilumos atidavimo koeficiento reikšmės α_k . Palyginti su eksperimentinio šilumokaičio terminiais parametrais, ypač α_k dydžiu, kuris padidėja 4–8 kartus, efektyvinio atidavimo koeficiento α_{ef} reikšmė išauga nuo 3 iki 6 kartų. Kiti parametrai turi gerokai mažesnę įtaką. Jų įtaka didėja, mažėjant α_k dydžiui. Dėl šios priežasties pastebima didėjanti takoskyra tarp α_{ef} ir k didėjant α_k .

Pateiktos priklausomybės yra gautos esant vienam konkrečiam šilumos atidavimo koeficientui iš vandens pusės $\alpha_v = 7420 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tokia reikšmė yra gauta įvertinus 1000 kartų didesnę šilumokaičio šiluminę galią, palyginti su eksperimentiniu šilumokaičiu (žr. šio paragrafo tekstą aukščiau). Palyginti su [30], α_v yra didesnė apie tris kartus. Priežastys dvi. Šilumokaičio konstrukcija, palyginti su gaubtinio, kuris skaičiuojamas ir modeliuojamas darbe [30], yra tokia, kad vamzdelių vienos eigos ilgis yra daug kartų didesnis nei gaubtinių (jų ilgis praktiškai sutampa su gaubto ilgiu). Tai keičia vandens tekėjimo greitį vamzdeliuose: greitis turi būti didesnis, nes vandeniui tenka praeiti nepalyginti

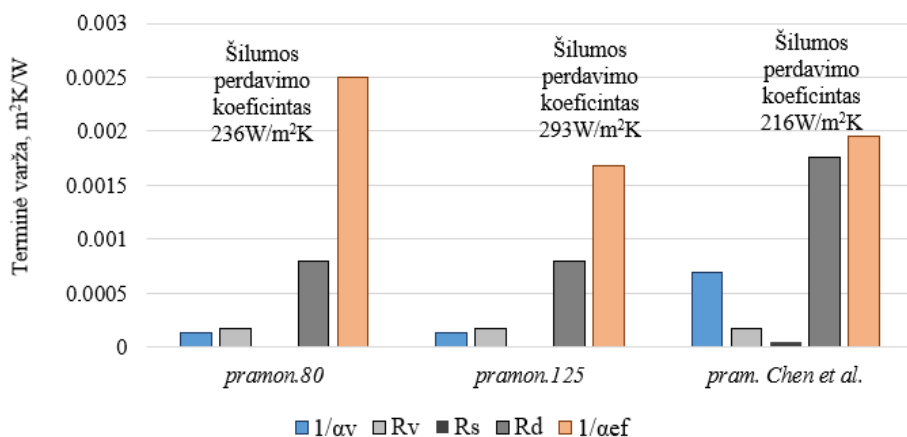


4.26 pav. Efektyvinio šilumos atidavimo koeficiento α_{ef} ir šilumos perdavimo koeficiento k grafinės priklausomybės nuo konvekcinio šilumos atidavimo koeficiento α_k , kai pagrindiniai parametrai atitinka pramoninio šilumokaičio atitinkamus dydžius

didesnį kelią. Siekiant racionalių šilumos mainų šilumokaityje, t. y. norint išlaikyti tą patį nevysiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumą šiltajame šilumokaičio gale, būtina didinti praeinančio vandens debitą vamzdeliuose. Kita priežastis yra susijusi su vamzdelių gofruotumu, kuris didina tekėjimo turbulentiškumą. Turbulentinis tekėjimas pasiekiamas esant daug mažesnėms Re kriterijaus reikšmėms, atskirais atvejais esant $Re = 500$ [43]. Kita vertus, šilumos atidavimo koeficientas iš vandens pusės yra didelis, taigi jis nesukuria didelės terminės varžos, todėl galutinei šilumos perdavimo koeficiento reikšmei k didelės įtakos nedaro.

Naujoviška šiame darbe pristatoma šilumokaičio konstrukcija nepasižymi šilumos mainų efektyvumu. Jos didžiausias privalumas – mažesnė šilumokaičio kaina ir mažesni gabaritai. Šilumos perdavimo koeficientas, priklausantis nuo penkių veiksnių, yra praktiškai toks pat, kaip ir gaubtinio šilumokaičio atveju (4.27 pav.). Vienas iš veiksnių – šilumos atidavimo koeficientas iš vandens pusės α_v yra šiek tiek didesnis, tačiau kitas – α_{ef} – mažesnis. Terminė apnašų ir sienelės varžos skiriasi nedaug (4.27 pav.). Kita vertus, šios varžos nesudaro didelės įtakos bendrai šilumos perdavimo terminiai varžai $1/k$, kai šiluma perduodama nuo dūmų vandeniui. Išimtis – terminė varža iš dūmų pusės – eksperimentinio šilumokaičio atveju šios varžos beveik nėra, nes vietoje dūmų naudojamas šlapio oro srautas. Jame nėra jokių priemaišų, kurios didina plėvelės terminę varžą ir kurios dar didina suspensinio skysčio klampą.

Chen ir kt. [30] šią varžą priima gana didelę ($R_d = 0,00176 \text{ m}^2\text{K/W}$), nes darbe nagrinėja įprastinio kondensacinio ekonomaizerio atvejį. Į jį su dūmais patenka didelė koncentracija kietųjų dalelių. Pristatomajame darbe kondensacinio tipo šilumokaitis šiuo požiūriu dirba lengviau, nes minėtų dalelių koncentracija yra maža. Šis šilumokaitis yra statomas už įprastinio kondensacinio ekonomaizerio, kuriame mažosios dalelės tarnauja kaip



4.27 pav. Terminių varžų ir perdavimo koeficiento k palyginamoji histograma

kondensacijos centrai. Taip kietosios dalelės yra gana efektyviai išvalomos iš dūmų srauto. Dėl šios priežasties šiame darbe terminė varža yra priimama mažesnė – $R_d = 0,0008 \text{ m}^2\text{K/W}$ (**4.27 pav.**).

Šiame (**4.27 pav.**) yra palyginami trys pagrindiniai variantai. Du iš jų yra gauti pasitelkiant šiame darbe pateiktą skaičiavimo modelį, o trečiasis yra paimtas iš Chen [30] straipsnio. Chen ir kt. pateikia keletą histogramų atskiriems dūmų temperatūrų intervalams. Paveikslėlyje pateikiama histograma būtent tam dūmų temperatūrų intervalui, kuris yra artimiausias nagrinėjamam, t. y. kai dūmai aušinami nuo 55 iki 40°C. Pirmosios dvi histogramos atitinka vidutinę minėto intervalo temperatūrą ir yra padarytos priimant skirtingas šilumos atidavimo koeficiento α_k reikšmes: pramon.80, kai $\alpha_k = 80 \text{ W/m}^2\text{K}$, ir pramon.125, kai $\alpha_k = 125 \text{ W/m}^2\text{K}$. Šias reikšmes, kaip intervalo kraštines, pateikia Kreith F ir kt. [49]. Analizuodami pateiktus **4.27 pav.** palyginamuosius šilumos mainų rezultatus, matome, kad pirmųjų dviejų variantų $1/\alpha_{ef}$ dydžiai savo vidutine reikšme beveik atitinka Chen ir kt.[30] atitinkamą dydį. Skaičiavimai gerai sutampa tiek su eksperimentinių tyrimų rezultatais, tiek su Chen ir kt. pateiktais skaičiavimo rezultatais [30].

Šilumos perdavimo koeficientas k – pagrindinis parametras, nuo kurio priklauso projektuojamo šilumokaičio šilumos mainų plotas ir aparato gabaritai, savo vidutine reikšme yra kiek didesnis už trečiojo varianto atitiktinę. Priežastis, kuri, beje, paminėta aukščiau, yra susijusi su autorių [30] priimta didesne terminių apnašų R_d reikšme ir mažesniu šilumos atidavimo koeficientu iš vandens pusės α_v . Analizė rodo, kad, esant vienodoms darbo sąlygoms, šilumos perdavimo koeficiento k reikšmės sutaptų su vos 5 % tikslumu.

4.6 Pramoninio šilumokaičio šilumos mainų plotas

Chen ir kt. savo darbe [30] pateikia ne vien šilumos perdavimo koeficiento skaičiavimus, bet ir jų dydžius hidraulinių nuostolių kontekste. Galima teigti, kad dujinio srauto greitis kondensacinio tipo šilumokaičiuose atitinka intervalą, kuriam esant gaunamas balansas tarp pasiekiamos šiluminės galios ir sunaudojamų papildomų energijos sąnaudų srautui prapūsti (pravaryti) per šilumokaitį. Pateiktos **4.27 pav.** histogramos leidžia teigti, kad dujinio srauto minėtą balansą atitinkantis šilumos atidavimo koeficientas α_k turėtų būti apie $100 \text{ W/m}^2\text{K}$. Tuomet Re_{ed} turėtų viršyti 10 000. Reinoldso kriterijaus reikšmę galima apskaičiuoti pasitelkiant (62) lygtį, kuri šiuo atveju yra tokia:

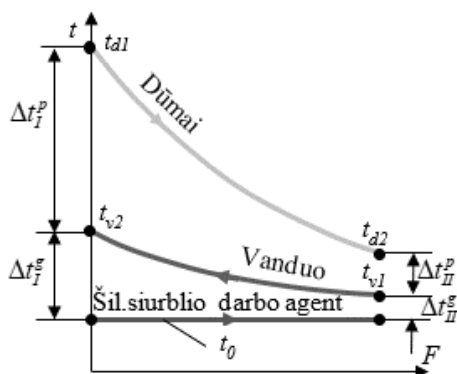
$$Re = \left[\frac{Nu}{0,27 \times Pr^{0,36}} \right]^{1/0,63}. \quad (85)$$

Pavyzdžiui, jei pramoninio šilumokaičio vamzdelių skersmuo būtų 40 mm ir jie būtų dujinio srauto apiplaunami skersai, Re skaičius pagal šią formulę turėtų viršyti 30 tūkst. Būtent esant tokiai Re reikšmei reikėtų skaičiuoti ir hidraulinius nuostolius šilumokaityje.

Šilumokaičio šilumos mainų plotas yra skaičiuojamas pagal pagrindinę šilumos mainų lygtį:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}. \quad (86)$$

Eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad šilumos perdavimo koeficientas plastikinių vamzdelių yra apie 7 % mažesnis už plieninių. Plieninių vamzdelių šilumos perdavimo koeficientas k randamas pasitelkiant **4.29 pav.** pateiktas grafines priklausomybes. Esant $\alpha_k = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$, dydis $k = 266 \text{ W/m}^2\text{K}$ plieninių vamzdelių ir $247 \text{ W/m}^2\text{K}$ – plastikinių.



4.2818 pav. Nešėjų temperatūros atgaunant dūmų šilumą šilumos siurbliu

Temperatūrų skirtumas Δt priklauso nuo kelių veiksnių. Pagrindiniai du iš jų yra šilumokaičio mainų ploto vieneto kaina ir šilumos mainų efektyvumas.

Pristatomo šilumokaičio konstrukcija, jau minėta, yra nulemta pigesnių medžiagų, nors tai ir nerūdijančio plieno vamzdelis. Jis yra gofruotas, todėl yra labai lankstus, turintis labai mažą lenkimo spindulį, nors sienelės storis yra vos kelios dešimtosios milimetro. Šilumokaitį galima gaminti jį pakankamai

tankiai suvejjant iš tokių vamzdelių ir pasiekti, kad toks šilumokaitis bus palyginti pigus tiek medžiagų, tiek ir technologiniu požiūriu. Taigi pirmasis veiksnys, lemiantis racionalų šilumokaičio naudojimą, lieka „neutralus“, t. y. panašus, kaip šilumokaičių gaminamų iš įprastinių plieninių metalų. Nevisiškos rekuperacijos nuostoliai vėsiajame šilumokaičio gale turėtų būti mažesni nei 2°C , tačiau su sąlyga, jei šilumos mainai yra efektyvūs. Tai jau antroji sąlyga, kuri sako, kad šilumokaičių, kurių mainų efektyvumas yra didelis, nevisiškos rekuperacijos nuostoliai yra mažesni. Kita vertus, konkretus nevisiškos rekuperacijos temperatūrų skirtumas dar priklauso nuo bendro temperatūrų skirtumo tarp kraštinių nešėjų – šiuo atveju dūmų ir garintuve verdančio šilumos siurblio darbo agento. Tarkime, pirminiam vertinimui darbo agento virimo temperatūra šilumos siurblio garintuve yra $t_0 = 25^\circ\text{C}$ (optimali temperatūra t_0 nustatoma vertinant ne tik energetinius, bet ir ekonominius veiksnius; žr. žemiau). Tuomet, vadovaujantis **4.28 pav.**, minėtas temperatūrų skirtumas yra $(t_{d1} - t_0)$. Po kondensacinio ekonomaizerio dūmų temperatūra priklauso nuo grįžtančio iš tinklų termofikacinio vandens temperatūros. Jei ji įprastinė – 40°C , tuomet vidutinė temperatūra t_{d1} yra 49°C . Taigi $\Delta t_I^g + \Delta t_{II}^g = 24^\circ\text{C}$. Akivaizdu, kad $\Delta t_I^g > \Delta t_{II}^g$, nes papildomo kondensacinio šilumokaičio mainų efektyvumas yra prastesnis. Be to, hidrauliniai nuostoliai tekant vandeniui yra mažesni nei tekant dujiniam srautui. Didesnis Δt_I^g didina vidutinį temperatūrų skirtumą papildomame kondensacinio tipo šilumokaityje (indeksas p), dėl ko gauname šį šilumokaitį mažesnio mainų ploto, taigi pigesnį. O garintuvas yra pigesnis

aparatas tiek dėl kelis kartus didesnio šilumos perdavimo koeficiento, tiek ir dėl mažesnių hidraulinių nuostolių tekant abiem srautams – darbo agentui ir vandeniui (**4.28 pav.**). Jei priimame, kad Δt_I^g yra du kartus didesni už Δt_{II}^p , gauname, kad $t_{v2} = 34^\circ\text{C}$.

Šilumokaičiai yra apibūdinami vadinamuoju efektyvumo koeficientu ε , kurio reikšmė priklauso nuo mainų efektyvumo, taip pat mainų plotą sukuriančių medžiagų kainos bei šilumos nešėjų hidraulinių nuostolių. Pastarieji du veiksniai abiejuose šilumokaičiuose yra apylygiai (gofruotas nerūdijančio plieno vamzdelis prilygsta lygių vamzdžių iš įprasto plieno kainai, nes gofruoti vamzdeliai yra keletą kartų plonesni).

Šilumos mainų efektyvumas yra didesnis garintuve. Kreith ir kt. [49] pateikia šilumos atidavimo koeficiento iš verdančio darbo agento pusės reikšmes. Jos svyruoja gana plačiai, tačiau yra nepalyginti aukštesnės už efektyvinį šilumos atidavimo koeficientą α_{ef} . Pavyzdžiui, kai garintuvui šilumą tiekiantis nešėjas yra vanduo, atidavimo koeficientas yra itin aukštas – nuo 3000 iki 10 000 W/m²K [49, 4.5.10 lent.]. Tas pats šaltinis pateikia ir garintuvų terminių apnašų reikšmes – nuo 1 iki 2×10^{-4} m²K/W. Tokiu atveju, įvertinę ir kitas termines varžas, gauname, kad garintuvo šilumos perdavimo koeficientas yra ~ 1500 W/m²K. Tai daugiau kaip 15 kartų didesnis dydis nei k nagrinėjamo kondensacinio tipo šilumokaičio atveju. Akivaizdu, kad garintuvo efektyvumo koeficientas turėtų būti aukštesnis ir siekti racionaliai maksimalią 90 % reikšmę. Taigi $\varepsilon_g = 0,9$, kai nagrinėjamo šilumokaičio šis dydis turėtų būti gerokai mažesnis ir siekti 80 %, arba $\varepsilon_p = 0,8$. Turėdami šiuos efektyvumo koeficientus, galime rasti temperatūras t_{v1} ir t_{d2} ir apskaičiuoti Δt dydį, reikalingą mainų plotui apskaičiuoti (pagal 88 lygtį). Tam pasitelkiamos tokios lygtys:

$$\varepsilon_p = \frac{t_{d1}-t_{d2}}{t_{d1}-t_{v2}} \text{ ir } \varepsilon_g = \frac{t_{v2}-t_{v1}}{t_{v2}-t_0}. \quad (87)$$

Abiem atvejais vandens srauto šiluminė galia, t. y. savitosios šilumos ir masinio debito sandauga, yra vyraujanti. Šiose lygtyse žinomos yra t_{d1} (49°C) ir t_0 (šiuo atveju priimta 25°C) temperatūros. Todėl nežinomųjų yra daugiau nei lygčių. Trečioji lygtis gali būti susijusi su santykiu $\Delta t_I^g / \Delta t_{II}^p$. Jei šis santykis, kaip aukščiau yra argumentuota, lygus 2, tuomet galima apskaičiuoti visas likusias temperatūras, reikalingas vidutiniam logaritminiam temperatūrų skirtumui apskaičiuoti ne tik nagrinėjame šilumokaityje, bet ir garintuve. Jos yra tokios: $t_{v2} = 33,0^\circ\text{C}$, $t_{v1} = 25,8^\circ\text{C}$, o $t_{d2} = 30,4^\circ\text{C}$. Vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas nagrinėjame šilumokaityje pagal šias temperatūras yra toks:

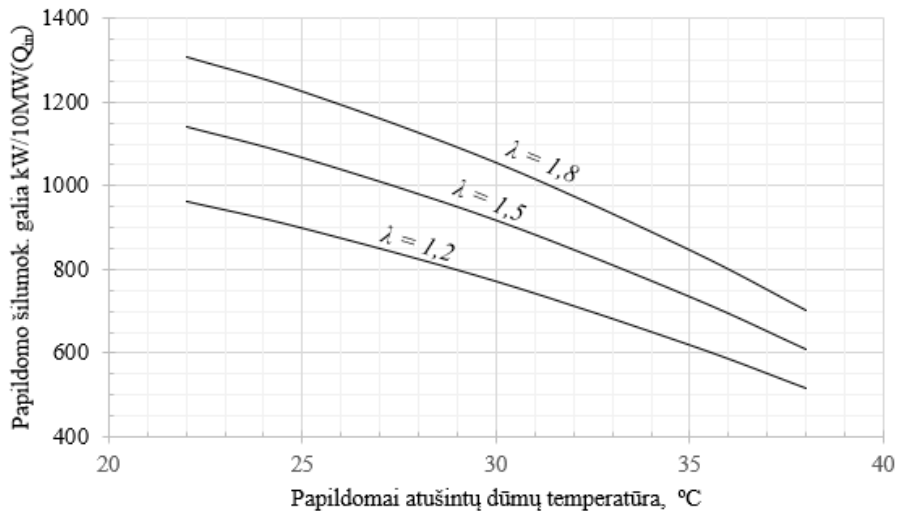
$$\Delta t = \frac{(t_{d1}-t_{v2})-(t_{d2}-t_{v1})}{\ln\left(\frac{t_{d1}-t_{v2}}{t_{d2}-t_{v1}}\right)} = \frac{(49-33,0)-(30,4-25,8)}{\ln\left(\frac{49-33,0}{30,4-25,8}\right)} = 9,15^\circ\text{C}.$$

Šilumos siurblio garintuve atitinkamai:

$$\Delta t = \frac{(t_{v2}-t_0)-(t_{v1}-t_0)}{\ln\left(\frac{t_{v2}-t_0}{t_{v1}-t_0}\right)} = \frac{(33,0-25)-(30,4-25)}{\ln\left(\frac{33,0-25}{30,4-25}\right)} = 6,62^\circ\text{C}.$$

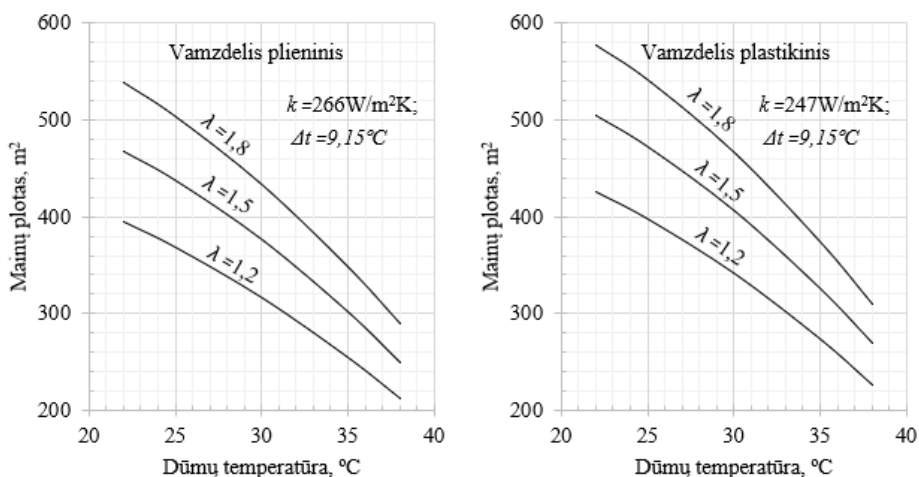
Trečias dydis, reikalingas mainų plotui apskaičiuoti (pagal lygtį 86), yra papildomo kondensacinio šilumokaičio šiluminė galia Q . Šis dydis yra apskaičiuotas kitame darbo skyriuje (3.3 lent.). Dydį Q galima pateikti ir grafiškai, priklausomai nuo tiekiamo į kūryklą oro pertekliaus koeficiento λ , taip pat nuo papildomai ataušinamų dūmų temperatūros (4.29 pav.). Įtakos turi, žinoma, ir medienos kaip kuro drėgnis w . Tačiau ši priklausomybė čia nėra pateikiama.

Kaip matome, papildomo kondensacinio šilumokaičio galia (4.29 pav.) yra pateikiama galios vienetais (kW) katilinės suvartojamos galios vienetui (šiuo atveju dydžiui $Q_{in} = 10 \text{ MW}$). Toks šio galios vienetas pasirinktas, nes jis yra siejasi su apytiksle galia tipinės katilinės, kuri gamina vien šilumą. Pasirinkus kitą vienetą, pavyzdžiui, 1 MW , analizės, ypač ekonominės, rezultatai būtų netikslūs. Juk dešimt kartų didesnės galios šilumokaitis kainuoja santykinai mažiau, jam reikia santykinai mažiau energijos, dėl didesnių gabaritų tokiuose šilumokaičiuose pasiekiami didesni Re kriterijaus skaičiai, lemiantys efektyvesnius šilumos mainus. Juk šis kriterijus didėja ne vien dėl paties gabarito, pavyzdžiui, vamzdelio skersmens. Didesnis vamzdelio skersmuo leidžia padidinti ir fluido tekėjimo greitį, nes hidrauliniai nuostoliai mažėja



4.29 pav. Papildomo kondensacinio šilumokaičio galia priklausomai nuo dūmų temperatūros ir oro pertekliaus koeficiento tiesiog proporcingai skersmeniui d_5 . Būtent šis veiksnys didele dalimi lėmė skirtumą tarp eksperimentiškai nustatyto šilumos perdavimo koeficiento reikšmių ir šių reikšmių, apskaičiuotų pagal tą patį modelį dideliu pramoninio tipo šilumokaičiui.

Kitame paveikslėlyje (4.30 pav.) matome grafines priklausomybes, pagal kurias galima rasti nagrinėjamo šiame darbe šilumokaičio mainų paviršiaus plotą. Plotas skiriasi priklausomai nuo jo šiluminės galios, kuri savo ruožtu priklauso nuo dūmų ataušinimo temperatūros. Kuo žemesnė temperatūra, iki kurios yra ataušinami dūmai, tuo galia didesnė. Tačiau, kaip matome, ši priklausomybė yra netiesinė. Tą lemia slaptosios šilumos veiksnys. Vandens garo kiekis, žemėjant temperatūrai, sparčiai mažėja, ir būtent šios priklausomybės netiesiškumas nulemia vis mažesnę šilumokaičio galios padidėjimą žeminant dūmų temperatūrą.



4.30 pav. Papildomo kondensacinio šilumokaičio šilumos mainų plotas, skaičiuojant 10 MW suvartojamos šiluminės galios katilinei ($Q_{\text{in}} = 10 \text{ MW}$)

Šilumos mainų ploto priklausomybės **4.30 pav.** yra pateiktos atskirai plieninių ir plastikinių vamzdelių. Šilumokaičio iš plastikinio vamzdelio šilumos mainų plotas yra didesnis. Pažymėtina, kad vamzdelio ilgis skiriasi dar daugiau, nes gofruoto plastikinio vamzdelio briaunuotumas beveik nepadidina mainų ploto. Tyrimais parodyta, kad kondensatas šių vamzdelių tarpeliuose faktiškai visiškai neutralizuoja šį paviršių, ir jis iš esmės „nedirba“. O plieninis vamzdelis šiuo požiūriu turi rezervą. Nepaisant to, kad šio vamzdelio briaunuotumo koeficientas, palyginti su vidutinio skersmens paviršiaus plotu, sudaro 1,89, šilumos mainų efektyvumą dar galima padidinti didinant gofrų žingsnį arba parametą p/e (žr. **2.14 pav.**). Tai reiškia, kad, gofruotą vamzdelį ištempus ir taip padidinus jo ilgį, galima tikėtis efektyvesnių šilumos mainų tiek iš vandens, tiek ir iš dūmų srauto pusės.

5 ŠILUMOS SIURBLIO SISTEMOS NAUDINGUMO ANALIZĖ DEGINANT DRĖGNĄ MEDIENĄ

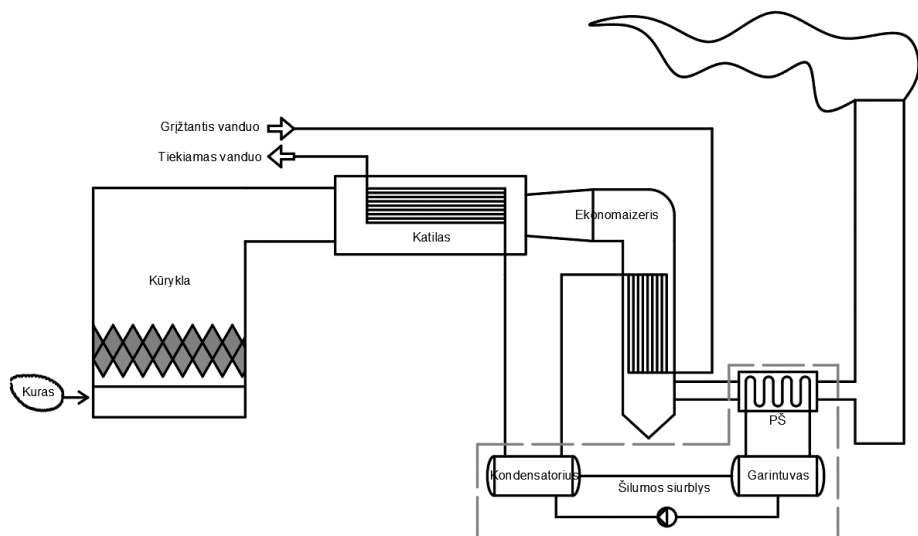
Energijos reikmėms naudojant biokurą (smulkintą nedžioviną medieną ar miškų kirtimo atliekas), didelė dalis atliekinės šilumos yra išmetama į aplinką, net jei jėgainėje naudojamas šiuolaikinis kondensacinis ekonomaizeris. Kadangi mediena yra drėgnas kuras, degimo procese vanduo yra išgarinamas ir šalinamas su dūmais, todėl didžiąją atliekinės šilumos dalį sudaro slaptoji vandens garo kondensacijos šiluma, o, vykstant faziniams virsmams (t. y. kondensacijos procesui), pasiekiamas aukštas šilumos mainų efektyvumas perduodant šilumą lengviau panaudojamam šilumos nešėjui – dažniausiai vandeniui. Esminė problema, panaudojant tokio pobūdžio atliekinę šilumą, yra ta, kad atgaunamos šilumos potencialas yra per mažas taikyti racionaliai (tokios šilumos temperatūra yra paprasčiausiai per maža panaudoti patalpų šildymui ar karšto vandens gamybai) ir būtent dėl šios priežasties yra būtina šią šilumą transformuoti į turinčią aukštesnį potencialą, pasinaudojant šilumos siurblio technologija, kurios veikimo principui yra reikalinga papildoma energija. Dažniausiai sutinkami absorbciniai ir kompresoriniai šilumos siurbliai, kurių veikimui atitinkamai reikalinga cheminė ir mechaninė energija. Abi minėtos šilumos siurblių technologijos skiriasi efektyvumu, energijos sąnaudomis bei investiciniais kaštais. Kompresoriniai šilumos siurbliai išvysto didesnę efektyvumą nei absorbciniai, tačiau naudoja aukštesnės klasės energiją – elektros arba mechaninę, o absorbcinio siurblio veikimui užtikrinti yra naudojama pigesnė šiluminė energija. Svarbu paminėti ir tai, kad pačios sistemos ir tokių sistemų įrengimas yra ganėtinai brangus, palyginti su potencialia šilumine grąža, todėl turi būti atliekama tokių sistemų integracijos į biokuro kūrenamą jėgainę palyginamoji analizė.

Pirmame skyriuje buvo jau aptartos įvairios atliekinės šilumos atgavimo technologijos, besiskiriančios taikymo sritimis (pavyzdžiui, panaudojant išmetamąsias dujas iš vidaus degimo variklių arba derinant latentinės šilumos transformatorius elektros, šilumos gamybai ir šaldymui, taip pat paminint ir šilumos ir masės mainų regeneratoriums orui pašildyti) bei norimu efektu, o biokuro žemo potencialo šilumos atgavimo technologijų analizių nėra daug ir juo labiau nėra jų palyginimo, todėl šiame skyriuje ir yra keliamas šilumos siurblių įvertinimo ir palyginimo klausimas.

Šaltinyje [50] pateikta studija, analizuojanti skirtingomis technologijomis operuojančias jėgaines, t. y. elektra varomais šilumos siurbliais, absorbciniais siurbliais bei gamtinių dujų katilais. Taip pat Scoccia ir kt. [51] pateikia absorbcinių ir kompresorinių šilumos siurblių panaudojimo Europos pastatams šildyti aplinkosauginę ir ekonominę analizę. Tačiau šaltinyje nėra pateikiamas vienareikšmiškas atsakymas į šilumos siurblio tipo pranašumo klausimą.

Šio skyriaus tikslas – pateikti biokuro jėgainės su kondensaciniu ekonomaizeriu efektyvumo padidinimo energetinę ir ekonominę analizę. Taip

pat, siekiant padidinti žemo potencialo šilumos panaudojimą, atlikti palyginamąją kompresorinių ir absorbcinių šilumos siurblių panaudojimo analizę.



5.1 pav. Tipinė biokuro jėgainė kartu su integruotu šilumos siurbliu

Tipinės biokuro jėgainės su kondensaciniu ekonomizeriu schema parodyta **5.1 pav.** Taip pat į schemą yra kartu yra įtraukiamas ir šilumos siurblys, kurio instaliavimo klausimo ekonominis efektyvumas yra nagrinėjamas šiame darbe. Schemoje kompresorinio ir absorbcinio šilumos siurblio integravimas yra analogiškas, vienintelis skirtumas, kaip minėta, yra naudojamos energijos tipas.

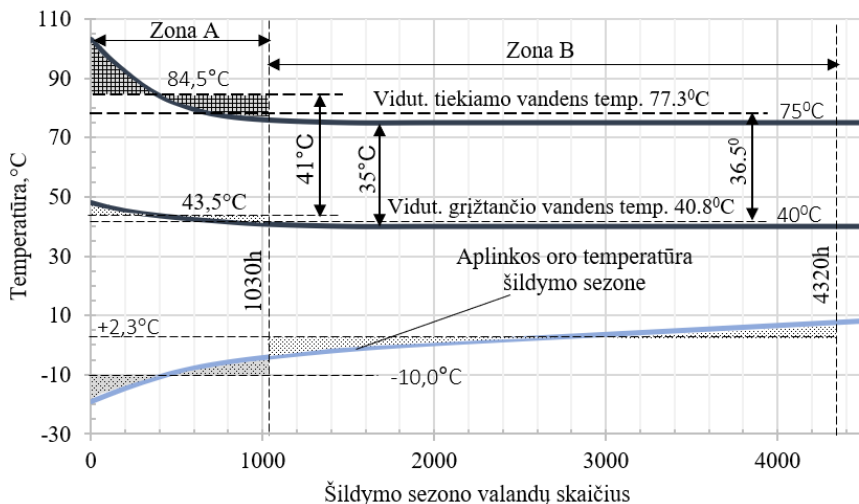
5.1 Šilumos tiekimo sistemos ypatumai

Labai svarbus veiksnys jėgainės darbui yra šilumos tiekimo tinklų ir visos centralizuoto šildymo sistemos specifika. Oro temperatūros savitumai šildymo sezono metu taip pat yra svarbūs, jei kalbama apie žemo potencialo šilumos panaudojimą. Jie daro įtaką siurblio efektyvumui.

Teoriniai šilumos potencialo skaičiavimai šio darbo ankstesniame skyriuje buvo atlikti vienam megavatui šiluminės galios, tačiau vardan objektyvesnio investicijų skaičiavimo šiame skyriuje yra įvertinama 10 MW galia. Inžinerinė praktika leidžia teigti, jog tiekiamo į šilumos tinklus vandens temperatūra, esant vidutinei šalčiausių žiemos mėnesių temperatūrai, yra 75°C, o grįžtančiojo 40°C. Tokios temperatūros priimtos įvertinant vykdomos pastatų renovacijos dinamiką ir jos duodamą efektą. Po visų pastatų ir jų šildymo sistemų pertvarkymo tiekiamo į tinklus temperatūrą galėtų sumažėti iki 70°C ar

dar žemesnės temperatūros, kartu galėtų žemėti ir grįžtančiojo vandens temperatūra.

Pagal bendrą praktiką (5.2 pav.) priimamos trijų temperatūrų grafinės priklausomybės per 4320 valandų šildymo sezono laikotarpį. Dvi viršutinės priklausomybės parodo tiekiamo į šildymo tinklus ir grįžtančio iš jų vandens temperatūrų pasiskirstymą pagal valandų skaičių viso sezono metu. Įprasta, jog ilgiausią laikotarpį (~3300 h, zona B) į tinklus yra tiekiamas minėtos 75°C temperatūros vanduo, o grįžtančio vandens temperatūra yra apie 40°C. Tiekiamo į tinklus šilumos potencialo 75/40°C įprastai užtenka, kol lauko temperatūra nenukrenta žemiau -5°C. Toks potencialas palaikomas ir esant



5.2 pav. Tiekiamo ir grįžtančio iš tinklų vandens temperatūros šildymo sezono metu

aukštesnėms lauko temperatūroms, kai yra reikalingas tik karšto vandens ruošimas vartojimui ir jau nebe šildymo reikmėms.

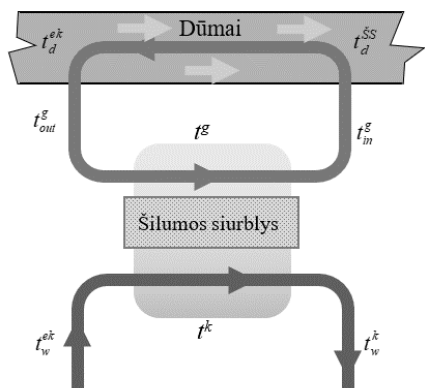
Likusias 1030 šildymo sezono valandų atvaizduota zona, kai vidutinė paros lauko temperatūra yra žemesnė už -5°C, o tiekiamo vandens temperatūra šios zonos eigoje gali viršyti ir 100°C, kartu atitinkamai kyla ir grįžtančiojo vandens temperatūra. Svarbu pabrėžti, jog pastaroji temperatūra yra svarbi dėl daromos įtakos kondensacinio ekonomizerio šiluminei galiai, kuri savo ruožtu keičia analizuojamo šilumos siurblio galią ir efektyvumą.

Dėl analizės patogumo verta turėti ne šilumos tinko temperatūrų pokyčius, bet temperatūrų verčių vidutines vertes šildymo sezono metu. Vidutinę temperatūrą galima rasti arba grafiniu būdu, arba kreivę integruojant ir lyginant gautus plotus. A zonoje tiekiamos temperatūros kreivę į lygias dalis dalija 84,5°C temperatūra, o grįžtamojoje linijoje tai atlieka 43,5°C. Įvertinant temperatūras visam šildymo sezonui gaunama, jog vidutinė tiekiamą temperatūra yra 77,3°C o grįžtamoji 40,8°C.

Iš praktikos yra priimama, jog dūmai, atidavę savo šilumą katile, į ekonomizerį paduodami ~150°C temperatūros ir jame ataušinami iki 49°C.

Šios analizės metu yra laikoma, kad šios temperatūros yra pastovios tiekiamo ir grįžtančio vandens temperatūroms atitinkamai esant $77,3^{\circ}\text{C}$ ir $40,8^{\circ}\text{C}$. Analizuojant šilumos siurblio duodamą efektą, pasirenkama dūmų temperatūra, iki kurios jie ataušinami integruojant šilumos siurblių, nagrinėjamu atveju tos temperatūros yra 35, 30, 25 ir 20°C . Šiluminių parametrų skaičiavimas, reikalingas šiluminei energijai panaudoti, yra pateiktas 3.4 skyriuje, jo rezultatai yra naudojami tolesniuose žingsniuose.

5.2 Šilumos siurblių ypatumai



5.3 pav. Šilumos mainų tarp dūmų ir ŠS schema

Kompresorinio šilumos siurblio (KŠS) sistema yra paprastesnė už absorbcinį šilumos siurblių (AŠS). Kompresoriumi garintuve išgaunami darbo agento garai yra slegiami ir nukreipiami į kondensatorių, kur besikondensuodamas garas išskiria daugiau šilumos, nei sunaudojama elektros energijos kompresoriaus variklyje. AŠS atveju kompresoriaus vaidmenį atlieka vadinamasis termocheminis aukštą slėgį sukuriantis įrenginys, kurį sudaro garo generatorius, absorberis ir darbo agento mišinio siurblys, ir tokiu atveju suspaudžiamas

(kadangi skystis nesuslegiamas, tam reikiamos energijos kiekis yra mažesnis) skystis, o ne garas.

Garintuve ir kondensatoriuje vyksta panašūs procesai abiejų šilumos siurblių atveju. Garintuve lakesnysis binarinio mišinio komponentas (AŠS atveju) arba tiesiog šilumos siurblio darbo agentas (KŠS atveju) verda esant žemesnei nei čia esanti temperatūra. Kondensatoriuje aukšto slėgio garas kondensuojasi esant aukštesnei temperatūrai už supančiąją. Konkrečiu atveju garintuve verdantis skystis atšaldo vandenį, kuris dalyvauja mainuose su žemo potencialo dūmais. Kondensatoriuje besikondensuojantis garas išskiria šilumą, kurią nuveda termofikacinis vanduo (5.1 pav. ir 5.3 pav.). Kitaip vyksta išvirusio garintuve garo suslėgimas. Norint išvengti daug energijos reikalaujančio garo suslėgimo, garas AŠS sistemoje paverčiamas skysčiu. Jis absorberioje dalyvauja sąlytyje su mažiau lakiu binarinio mišinio komponentu, yra jo absorbuojamas, o gautas aukštos koncentracijos (lakesniojo komponento atžvilgiu) binarinis skystis siurbliu nukreipiamas į garo generatorių. Generatoriuje, panaudojant aukštesniojo potencialo šilumos energiją, lakesnysis komponentas yra išgarinamas. Taip gaunamas aukšto slėgio garas. Kompresoriniame šilumos siurblyje aukšto slėgio garas gaunamas tiesiog slegiant jį kompresoriuje: suslėgimo procesas paprastesnis, tačiau energetiškai brangesnis. Kad gautume aukšto slėgio garą, AŠS sistemoje prireikia trijų procesų (absorbcijos, suspaudimo ir išgarinimo), KŠS sistemoje – vieno.

Absorbciniai šilumos siurbliai (taip pat aušintuvai) turi pranašumų, palyginti su KŠS, nes praktiškai nenaudoja elektros. Pranašumai buvo itin akivaizdūs prieš keletą dešimtmečių, kai nebuvo tiek įvairių ir efektyvių elektros gamybos technologijų. Be to, ir pačių kompresorių (įskaitant ir jų variklius) įvairovė ir efektyvumas padidėjo. Kompresorius yra sudėtingesnė mašina, palyginti su skysčio aukšto slėgio siurbliu, ir jų efektyvumas pastaraisiais dešimtmečiais didėjo gana sparčiai. Ypač tai pasakytina apie mažos galios kompresorius. Pavyzdžiui, šaldytuvams naudojamų nedidelių kompresorių standartinis pagal CECOMAF efektyvumas nuo 1990 metų padidėjo nuo 0,8–0,9 iki 1,7–1,8.

Absorbcinių šilumos siurblių efektyvumas remiasi daugiau procesų efektyvumu. Tačiau čia nėra didelių rezervų. Procesai, įskaitant absorbciją bei desorbciją, yra žinomi seniai. Šiandien didesnio efektyvumo pasiekama daugiau mažinant metalo ir kitas gamybos sąnaudas. Termodinaminis procesų efektyvumas yra pasiekęs savo ribas. Vienintelė mašina AŠS atveju yra skysčio siurblys, kurio efektyvumas minimaliai paveikia bendrą AŠS efektyvumą, nes elektros sunaudojama nedaug. Nepaisant to, AŠS yra komerciškai paklausūs ir vis dar turi svarių pranašumų, palyginti su KŠS. Visų pirma dėl to, kad jų varomoji energija yra šiluminė. Konkurentabilumo prideda tai, kad pastaraisiais dešimtmečiais AŠS kaina nuolat žemėja. Padidėjo nedaug ir energetinis AŠS efektyvumas.

Šaltinio [52] autoriai pažymi, kad AŠS investiciniai kaštai geriau atitinka rinkos kainą, nes skaičiavimo metodika yra geriau susisteminta. KŠS sistemos pasižymi didesne technologijų įvairove, todėl reikia daugiau kūrybinio inžinerinio darbo, kas mažina minėtos metodikos konkretumą ir sistemiškumą. Darbų rangovai leidžia sau kiek padidinti atliekamų darbų kainas ir palaikyti aukštesnes palyginamąsias KŠS kainas rinkoje. Elektrinių, katilinių, kitų įprastinių energijos technologijų, taip pat ir AŠS investiciniai kaštai yra aiškiau apibrėžti, todėl minėti kaštai geriau atitinka rinkos kainą.

Pagrindine didelio KŠS investicijų neapibrėžtumo priežastimi derėtų laikyti ne paties KŠS sudėtingumą (pats KŠS yra net paprastesnis už AŠS), o didesnę ir sudėtingesnę žemo potencialo šilumos paėmimo technologijų įvairovę. KŠS dažnai įdarbinami ten, kur siekiama panaudoti žemesnio potencialo šilumą, jei lygintume šį potencialą su AŠS. Neretai tai atsinaujinanti grunto, vandens telkinių ar oro šiluma, kuri šildymo sezono metu yra per žema, kad AŠS efektyviai veiktų. AŠS paprastai gamina reikalingos temperatūros šilumą, panaudodami kiek aukštesnio potencialo šilumą. Tai gali būti atliekinė pramonės ar buitinių paslaugų bendrovių šiluma. Tokia šiluma yra ne tik aukštesnės temperatūros. Ją galima pigiau paimti, tokios šilumos dažniausiai yra patogus pavidalas: vanduo, vandens garas arba, kaip šiame darbe nagrinėjamu atveju, dūmai. Dūmuose esantis besikondensuojantis vandens garas užtikrina gerus šilumos mainus ir didelį šilumos srautą (šiluminį našumą tūrio vienetui). Esant tokiam šilumos šaltiniui, supaprastėja jo paėmimo ir transformavimo į aukštesnio potencialo šilumą mechanizmas. Todėl paprasčiau apibrėžti šilumos

transformavimo technologijos kaštus, t. y. AŠS investicijų kainą. KŠS atveju tai padaryti sudėtinga net tada, kai KŠS sistemos naudoja šilumą iš grunto. Priklausomai nuo grunto rūšies, šilumokaičio tipo, įvairių kliuvinių ir atsitiktinių veiksnių, šio šilumokaičio įrengimo kaštai gali skirtis kelis kartus.

Detalus skaičiavimo modelis kartu su rezultatais, kuriais remiamasi šiame skyriuje, yra pateiktas **5.1 lent.**

5.3 Papildomo kondensacinio šilumokaičio dedamoji

Anksčiau buvo išdėstyta, jog šiame darbe nagrinėjamas žemo potencialo šilumos susigrąžinimas iš medienos dūmų už kondensacinio ekonomizerio dėl galimų efektyvių šilumos mainų kondensuojant dūmuose likusius vandens garus bei pakankamai lengvą procese vyraujančių darbinių



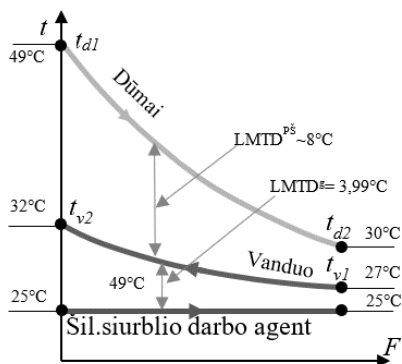
5.4 pav. Šilumokaičio vamzdelių pavyzdžiai

sąlygų (slėgiai, esantys procesuose, yra praktiškai atmosferiniai, o temperatūros pakankamai žemos) yra sąlyginai pigus. Antrinis šilumos nešėjas (nuimantis šilumą iš dūmų) šiuo atveju – paprastas uždaramo kontūre cirkuliuojantis vanduo, dėl to čia atsiranda plonasienių vamzdžių (**5.4 pav.**) panaudojimo galimybė. Be kita ko, dūmai, „atidirbę“ kondensaciniame ekonomizeryje, jau būna išvalyti (t. y. kietųjų dalelių koncentracija

juose būna minimali), praktiškai nėra didelio užsiteršimo pavojaus, todėl tokiam šilumokaityje ne tik galima naudoti pigesnius vamzdžius šilumos perdavimo paviršiui, bet ir padaryti paprastesnę šilumokaičio konstrukciją (**4.12 pav.**). Būtent todėl papildomo šilumokaičio kaina daug mažesnė už įprastinio kondensacinio ekonomizerio, kuriame paprastai naudojamos griežtos konstrukcijos ir brangios medžiagos. Panašaus principo studijoje Chen ir kt. [30] atvaizduoja potencialiai pigesnio ekonomizerio (jis pagamintas iš paprasto juodo plieno vamzdžių, padengtų polipropileno sluoksniu) kaštus, kurie perpus mažesni už minėto įprastinio ekonomizerio kainą, ir taip pat palygina atsipirkimo laiką – pigesnis ekonomizeris turi galimybę atsipirkti per 2 metus, o pateikiamas įprasto kondensacinio ekonomizerio laikas svyruoja nuo 5 iki 7 metų. Negana to, įvertinus ir tai, jog papildomas šilumokaitis gali būtų pagamintas naudojantis plastikiniais vamzdeliais, kaina taptų drastiškai žemesnė.

Šiuo atveju pats papildomas šilumokaitis (toliau įvardijamas kaip PŠ) visos sistemos investicijai dėl savo paprastumo didelės įtakos nedaro. Natūraliai PŠ kainą daugiausia lemia medžiagų ir gamybos kaina. Analizei galima priimti, jog šilumos perdavimo plotas gaminamas iš gofruoto nerūdijančio plieno vamzdžių, kurio vieno m² kaina yra apie 25 Eur, o plotas yra apskaičiuojamas

pasinaudojus anksčiau išreikšta (49) lygtimi, kurioje pagrindą sudaro šilumos perdavimo koeficientas k bei vidutinis logaritminis temperatūrų skirtumas ($LMTD$). Šiuo atveju priimama [30] studijoje pateikiama šilumos perdavimo koeficiento reikšmė analizuojamoje situacijoje pateikiama tarp $230 \text{ W/m}^2\text{K}$ ir $213 \text{ W/m}^2\text{K}$, naudojant vidutinę $k = 220 \text{ W/m}^2\text{K}$, kuri yra artima šiame darbe nustatytoms reikšmėms (4.10 pav.).



5.5 pav. Temperatūrų pasiskirstymas tarp šilumos siurblio garintuvo ir papildomo šilumokaičio

vidutiniškai 30°C , bei $LMTD$ papildomam šilumokaičiui taikant dvigubai didesnę nei šilumos siurblio garintuve (yra žinoma, jog garintuve šilumos mainai yra daug efektyvesni), gaunama, jog vanduo papildomame šilumokaityje pašyla nuo 27°C iki 32°C . Tuomet PŠ $LMTD$ yra lygus $8,0^\circ\text{C}$, o garintuvo $LMTD$ $3,99^\circ\text{C}$ (5.2 pav.).

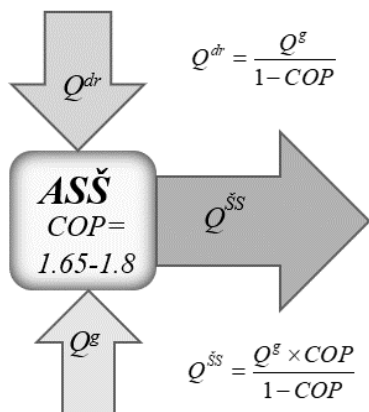
Turint tiek $LMTD$ reikšmes, tiek šilumos perdavimo koeficientą, šilumokaičio plotas yra lengvai randamas. Pavyzdžiui, siekiant dūmus ataušinti iki 30°C temperatūros, šilumos siurblio garintuvo šiluminė galia Q_g turi būti $91,7 \text{ kW/1 MW}(Q_{in})$ (žr 3.3 lent.). PŠ šilumokaičio galia yra analogiška, todėl yra gaunamas $52,1 \text{ m}^2/1 \text{ MW}$ šilumos mainų plotas. Laikantis minėto 25 Eur/m^2 santykio, gaunama mainų ploto kaina – $1303 \text{ Eur/1 MW}(Q_{in})$. Įvertinus smulkiaserijinę jo gamybos technologiją, visos konstrukcijos savikaina padidėja trečdaliu [24], o, pridėjus mokesčius ir pridėtinės kainos dalį, PŠ kaina išauga iki 3466 Eur , apibrėžiant santykinę kainą vienam šilumos kW – $37,8 \text{ Eur}$. Perskaičiuojant jėgainės šiluminę galią į 10 MW , tuomet siurblio žemo potencialo šilumos galia išaugtų dešimteriopai ir būtų 917 kW ($= 30^\circ\text{C}$, $\lambda = 1,5$, $w = 0,5$, žr. 3.3 lent.). Tokiu atveju papildomo šilumokaičio kaina taptų $34,7$ tūkst. Eur. Analogiškai šilumokaičio kaina yra apskaičiuojama esant kitoms ataušintų dūmų temperatūroms (35°C , 30°C ir 25°C).

5.4 Absorbcinio šilumos siurblio ekonominis įvertinimas

Absorbcinis šilumos siurblys (AŠS) praktiškai nenaudoja elektros energijos, kadangi termocheminio kompresoriaus varomoji energija yra

šiluminė, ir paprastai tokio įrenginio šilumos transformavimo koeficientas (*COP*) svyruoja nuo 1,65 iki 1,85. Tiesa, verta paminėti, kad aukščiausi rodikliai pasiekiami panaudojant dvipakopius masės mainus absorberijoje ir integruojant sistemoje sudėtingesnius šilumos mainų įrenginius. Tačiau tai daro sistemą sudėtingesnę ir ne tik brangesnę, bet ir potencialiai mažiau patikimą.

Šiuo atveju konservatyviai priimama, kad AŠS *COP* yra 1,75. Taip pat analogiškai priimamos tos pačios temperatūros vertės, kaip ir skaičiuojant papildomo šilumokačio mainų ploto kainą. Žemėjant temperatūrai garintuve ir didėjant temperatūrai kondensatoriuje, AŠS transformavimo koeficientas turėtų būti žemesnis dėl didesnio energijos sunaudojimo absorberijoje gautam skysčiui suspausti nuo slėgio garintuve–absorberijoje iki slėgio generatoriuje ir kondensatoriuje. Todėl skaičiavimams priimama, jog *COP* kinta nedaug – nuo 1,80 esant 35°C iki 1,70 esant 25°C.



5.619 pav. AŠS šilumos balanso schema

Esant skirtingoms dūmų finalinėms temperatūroms, kinta ir utilizuojamos šilumos galia, o pagal galią – ir šilumos siurblio kaina. Vis žemėjant dūmų temperatūrai, atgaunamos šilumos galia mažėja sparčiai ir netiesiškai, taigi logiška, kad, norint atgauti daugiau šilumos, reikalingos didesnės investicijos, o tai savo ruožtu ilgina jų atsipirkimo laiką. Verta paminėti ir tai, kad, žemėjant temperatūrai absorberijoje, tirpalas gali pradėti kristalizuotis, o jei naudojamame tirpale egzistuoja vanduo (pvz., LiBr-H₂O), atsiranda paties vandens užšalimo galimybė. Todėl šiame variante dėl

atsargos priimama dūmų ataušinimo temperatūra iki 25°C.

Šilumos siurblio sistemos, kuri galėtų būti naudojama biokuro jėgainėje, ekonominis efektyvumas didžiąja dalimi priklauso nuo investicinių kaštų, kurie skaičiuojami gaminamo šilumos galios vienetui, ir gaunamo ekonominio efekto. Danish Energy Agency šaltinis [52] pateikia įvairių energetinių jėgainių technologinius duomenis, kartu paminimos ir kainos. Dėl skirtingų panaudojimo sričių rinkoje nusistovėję KŠS santykiniai kaštai yra didesni už AŠS atitinkamus kaštus, nors tas skirtumas ir nėra didelis, pavyzdžiui, yra pateikiami atitinkamai 0,66 ir 0,56 MEur/ MWh santykiniai kaštai vienam gaminamos šilumos galios vienetui. Beje, AŠS kaštų reikšmė skaičiuojama atmetus sunaudojamos šilumos galią Q^{dr} (**5.6 pav.**). Taip suvienodinamas absorbcinių šilumos siurblių ir aušintuvų skaičiavimas. Kompresorinių šilumos siurblių santykiniai investiciniai kaštai skaičiuojami pagamintos šilumos galios vienetui. Tokiu atveju dalinai įskaičiuojama ir elektros (arba mechaninė) energija, kuri virsta šiluma dėl mechaninių ir elektrinių nuostolių. Nedidelė dalis šios šilumos (2–7 % nuo suvartojamos

elektros energijos) nuvedama į aplinką nuo kompresoriaus ir magistralėje tarp kompresoriaus ir kondensatoriaus.

Minėti santykiniai kaštai vertina įrengimų, jų transportavimo, montavimo, derinimo ir kitus kaštus, įskaitant centralizuotos šilumos sistemos prijungimo kaštus, pažymint, jog paties agregato sistemos kaina yra santykinai mažesnė ir siekia 200 Eur/kWh.

Taigi galima tarti, jog 10 MW šiluminės galios jėgainei įrengti absorbcinį šilumos siurblių pilnieji investiciniai kaštai sudarytų 0,56 MEur (0,56 MEur/ MW). Skaičiuojant šilumos siurblio jėgainės investicijas, pasitelkiami santykiniai kaštai, skaičiuojami žemo potencialo šilumos galios vienetui, šiuo atveju Q^g (5.5 pav.). Dūmai ataušinami vėsiu vandeniu papildomame šilumokaityje (PŠ), kuriame verda šilumos siurblio (AŠS arba KSS) darbo agentas (5.2 pav.). Pavyzdžiui, jei dūmai ataušinami nuo 49°C iki 30°C, šilumos siurblio transformuojamos šilumos galia yra 73,5 ir 18,2 šilumos galių reikšmių suma (žr. 3.3 lent., kai $w = 0,5$ ir $\lambda = 1,5$). Šie dydžiai atitinka vieną sunaudotos šilumos megavatvalandę, i.e. 91,7 kW/1 MW.

Danish Energy Agency [52] pateikiami investicijų kiekiai susideda iš dviejų lygių dalių: kurių 280 Eur/kWh atitenka siurblio sistemai, kita tokia pati – sistemos įrengimui (įskaitant įvairius žemės darbus, centralizuotos šilumos privedimą, montavimą, paleidimą, derinimą ir pan.). NAGRINĖJAMU atveju potencialiai šilumos siurbliu transformuojama šiluma, patenkanti į sistemą biokuro dūmų pavidalu, yra technologiškai pigi ir lengvai prieinama, todėl antroji kaštų dalis, susijusi su AŠS sistemos įdiegimo darbais, vertinama kaip mažesnė, nei yra pateikiama literatūroje [52] 280 Eur/kWh reikšmė. Darbe priimama, kad ši kaštų dalis yra trečdaliu mažesnė, todėl visa AŠS kaina, sudaro 450 Eur/kWh (vietoje 560 Eur/kWh).

Gauta AŠS įrengimo santykinė investicinė 450 Eur/kWh reikšmė darbe padidėja kaštais, reikalingais papildomo kondensacinio šilumokaicio aparato gamybai ir instaliavimui. Ši reikšmė gauta bazinei temperatūrai dūmų ataušinimo šilumos siurblio garintuve esant 30°C. Žinome, kad šilumos siurblio transformacijos koeficientas mažėja, žemėjant temperatūrai garintuve, o tai savo ruožtu reiškia, kad tam pačiam žemo potencialo šilumos kiekiui transformuoti yra reikalingas didesnis aukšto potencialo šilumos kiekis. Nors aukšto potencialo šiluma nėra tiesioginis parametras, pagal kurį yra skaičiuojama AŠS instaliacinė kaina, tačiau didesnis tokios šilumos poreikis šiek tiek didina du esminius sistemos įrenginius – generatorių ir kondensatorių (didesnė jų šiluminė galia didina jų mainų plotus ir dėl to jų kainą). O pagrindinis AŠS parametras, transformuota šilumos galia, nesikeičia, net ir keičiantis siurblio transformavimo koeficientui. Įprastai visų AŠS aparatų mainų plotai (ir kaštai) didėja didėjant dydžiui Q^g , tačiau šiuo atveju generatoriaus ir kondensatoriaus mainų plotai didėja, kai keičiasi transformuojamosios šilumos temperatūra, ir dėl to kinta sistemos COP. Šiame darbe bazinė temperatūra yra priimama 30°C ir tame taške esantys investiciniai kaštai yra 450 Eur/kWh.. Temperatūrai

mažėjant, t. y. 25°C ir 20°C, investiciniai kaštai didėja atitinkamai 8 % ir 15 %, o, temperatūrai esant aukštesnei, t. y. 35°C, kaštai sumažėja 9 %.

Pagrindiniai apskaičiuoti AŠS integravimo į biokuro jėgainės sistemą parametrai yra pateikti **4.1 lent.**, priėmus, jog biokuro jėgainės šiluminė galia lygi 10 MW, kuri atitiktų vidutinę nedidelių katilinių galią. Pateiktus skaičiavimus galima taikyti nedidelės galios katilinėms (nuo 5 iki 20 MW). Pateikiami pagrindiniai investiciniai kaštai yra gaunami dauginant siurblio garintuvui reikalingą skaitinį galios vientą Q^{ev} iš anksčiau minėto santykinų kaštų dydžio, o o pastovieji bei kintamieji kaštai įvertinti remiantis [52] šaltiniu, pažymint, jog jie nėra dideli (pastovieji tesudaro iki 0,5 % investicijos dydžio).

Nepaisant visų šilumos siurblio instaliavimo išlaidų, šis įrenginys, be abejo, generuoja papildomas pajamas, kurios priklauso nuo pagaminamos šilumos kiekio ir nuo parduodamos šilumos kainos. Paprastai šildymo sezonas trunka apie 4000 valandų per metus, bet, nepaisant to, skaičiavimams šis laikotarpis priimtas – 3500 h/metus, kadangi šildymo sezono pradžioje ir pabaigoje (arba kitaip, šilčiausiais šildymo sezono mėnesiais) yra didelė tikimybė, kad šilumos siurblys dirbs neefektyviai, kadangi reikiama šiluminė galia šilumos vartotojams būtų mažesnė nei instaliuota jėgainės galia, tuo pat metu papildomai atgaunamas šilumos kiekis būtų paprasčiausiai perteklinis. Dėl to AŠS (kalbama ir apie kompresorinį šilumos siurblį) generuojamos papildomos pajamos per metus yra kiek mažesnės, mažina investicijų ekonominį patrauklumą bei ilgina atsipirkimo laiką.

Esminis dalykas, matomas **5.1 lent.**, tai metinis pajamų ir išlaidų balansas, grubiai sudarantis apie dešimtadalį visos investicijų sumos. Tai reiškia, kad paprasto atsipirkimo laikas yra ilgesnis nei 10 metų ir vienu atveju yra artimas technologinio tarnavimo laikui (atvejis, kai, naudojant sistemą, dūmai ataušinami iki 20°C). Esant palūkanų normos dydžiui $j = 0,06$ ir 20 metų įrenginio technologinio tarnavimo laikui ($n = 20$), kapitalo grąžos faktorius (CRF) yra 0,0872. Šis dydis skaičiuojamas pagal tokią lygtį:

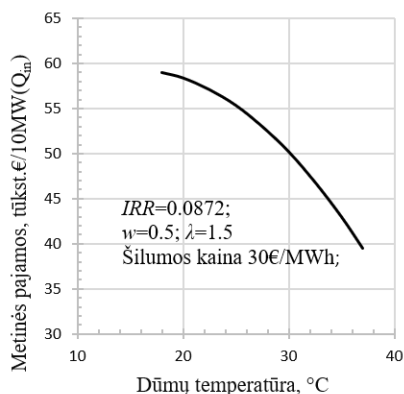
$$CRF = \frac{j(1+j)^n}{(1+j)^n - 1}. \quad (88)$$

CRF dydis yra svarbus, norint įvertinti investicijos grąžą nagrinėjamu atveju, kadangi investicijos yra esminės ir jų įtaka gaminamos šilumos savikainai yra labai didelė. Ypač CRF priklauso nuo diskonto normos j , nes, tarkime, esant $j = 0,08$ reikšmei vietoje 0,06, kasmetinės išlaidos padidėja apie 16 %.

Paprastai variant, dėl tokios didelės investicijos yra racionalu ją išskirstyti visam sistemos eksploataciniam laikotarpiui. Paprasto atsipirkimo atvejis duoda penktadaliu mažesnę suminę pelną per visą sistemos eksploatavimo laikotarpį, ir netgi jei AŠS instaliuota šiluminė galia yra nedidelė, 735 kW (žr. **5.1 lent.**), atsipirkimo laikas yra 11,3 metų. Bendras 20 metų veiklos pelnas, matome, yra didesnis tuo atveju, jei paskola išdėstoma visam technologinio tarnavimo laikui.

5.1 lentelė. Pagrindiniai AŠS integracijos kaštai $Q_{in} = 10 \text{ MW}$ galios jėgainei

Techniniai-ekonominiai aspektai	Dūmų temperatūra, °C			
	35	30	25	20
AŠS našumas $Q_{in} = 10 \text{ MW}_{th}$ jėgainei, kW	735	917	1066	1192
AŠS kaina (450 Eur/kW ^{ev})/($Q_{in} = 10 \text{ MW}_{th}$)	331	413	518,1	616,9
Papildomo šilumokačio kaina, tūkst. Eur	27,8	34,7	40,3	45,1
Instaliacinės išlaidos AŠS sistemai tūkst. Eur	13,9	17,3	20,2	22,6
AŠS sistemos įrengimo kaštai, tūkst. Eur	342,7	464,7	578,6	684,6
Fiksuotos aptarnavimo išlaidos (2000 Eur/ MW_{th} /metams [20]), tūkst. Eur	1,47	1,83	2,13	2,38
Kintamos aptarnavimo išlaidos (1 Eur/ MWh [20], 4000 h/metus), tūkst. Eur	2,94	3,67	4,26	4,77
Kapitalo grąžos faktorius CRF ($j = 0,06$, $n = 20$)	0,0872			
Metinė investicijos į AŠS sistemą kaina ($j = 0,06$, $n = 20$), tūkst. Eur	29,9	40,5	50,5	59,7
Metinės išlaidos, tūkst. Eur	34,3	46,0	56,8	66,8
Papildomos generuojamos galios vertė, kai šildymo sezonas trunka 3500 h, MWh	2573	3210	3731	4172
Papildomos pajamos (Šilumos kaina 30 Eur/ MWh), tūkst. Eur	77,2	96,3	111,9	125,2
Metinis investicijos pelnas, tūkst. Eur	42,9	50,3	55,1	58,4
Sistemos pelnas per 20 metų (eksploatacinį laikotarpį), tūkst. Eur	882	1036	1136	1206
Paprastasis atsipirkimo laikotarpis ($j = 0,06$)	10,2	12,5	15,3	18,4
Paprastasis 20 metų laikotarpio pelnas, tūkst. Eur	713	681	496	189



5.7 pav. Metinių AŠS sistemos pajamų priklausomybė

vandens garų kiekis dūmuose (sumažinus dūmų temperatūrą nuo 30°C iki 15°C, ši koncentracija sumažėja 2,5 karto), taip bloginamas šilumokaitos procesas papildomame šilumokaityje. Ir galiausiai absorberyje, esant labai žemai

Papildomas svarbus momentas dar yra ir tas, kaip matoma grafike (5.7 pav.), kad metinis ekonominis AŠS efektas (paprastiau įvardinant, aukštas pelningumas) yra didelis net ir tuomet, jei dūmai būtų aušinami netgi žemiau nei 20°C, tačiau ilgalaikis sistemos darbas tokiam taške būtų pavojingas dėl kelių aspektų. Pirmiausia, šilumos siurblio garintuve, esant tokiam darbo taškui, darbo agento temperatūra priartėtų prie 0°C ir ant mainų paviršiaus gali generuotis ledo sluoksnis, be to, esant tokiai žemai dūmų temperatūrai, smarkiai mažėja

temperatūrai, darbo agentas gali pradėti kristalizuotis ir smukdyti viso įrenginio efektyvumą. Todėl, nors teoriškai toks darbas yra įmanomas, jis negali būti nuolatinis.

5.5 Kompresorinio ŠS ekonominis įvertinimas

KŠS sistemos kaina susideda iš kelių pagrindinių sudedamųjų:

1) Kompresoriaus kainos, įskaitant jo transportavimo išlaidas, montavimo ir aprišimo darbus, valdymo sistemą ir pan.;

2) Pagrindinių šilumokaičių, kondensatoriaus ir garintuvo, kainos, įskaitant jų transportavimą;

3) Papildomo šilumokaičio kainos;

4) Komponentų, reikalingų, kad siurblys veiktų sklandžiai (tai elektriniai įrenginiai, vamzdynai, darbo agentas, alyva ir kt.), kainos;

5) Sistemos įrengimo darbų kainos: diegimas, paleidimas, derinimas;

6) Nenumatytos išlaidos (rezervui priskiriami 5 % nuo visos įrengimo kainos).

Atsižvelgiant į šilumos siurblių ypatybes ir į tai, kad KŠS sistemos panaudojimas šiuo atveju nėra susijęs su brangios atsinaujinančios (grunto, uolienų, pan.) šilumos panaudojimu, tokiam siurbliui investicijos dydis nustatomas kitaip nei tai AŠS sistemoms. Kadangi tokia sistema susideda iš daugiau dedamųjų, todėl bendri kaštai randami sumuojant atskirų sistemos elementų kainas ir tik tada įvertinamos sistemos sumontavimo ir paleidimo išlaidos ir paskutinėje vietoje pridedamas darbus atliekančios bendrovės pelnas ir mokesčiai.

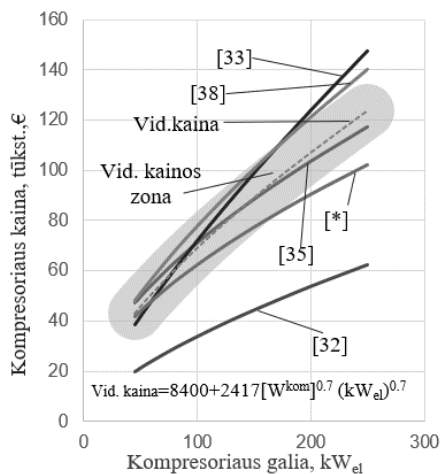
Brangiausi KŠS elementai yra kompresorius, kondensatorius, reguliavimo vožtuvas ir garintuvas, jie ir sudaro visą šilumos transformavimo sistemos principą. Galima dar paminėti, kad visos sistemos kainą dar didina išlaidos smulkesniems, tačiau taip pat svarbiems įrenginiams, tokiems kaip automatinio valdymo spinta, vamzdynai, tepalo atskyriklis, reziveriai, darbo agentas, tepalai ir kt.

5.5.1 Kompresoriaus kaina

Kompresorius yra vienareikšmiškai brangiausias sistemos elementas, jo kaina skaičiuojama suvartojamos elektros energijos galios vienetui – kW, arba MW. Tačiau, apžvelgus literatūrinius šaltinius, nėra randama daug informacijos apie kompresorių, skirtų šilumos siurbliams ar šaldymui, kainas. Daugiau pateikiama informacijos apie galutines visos sistemos instaliavimo kainas. Arsalis [53] pateikia sistemoje naudojamų įrenginių kainų skaičiavimą ir suvestinę. Pavyzdžiui, kompresoriaus kainos skaičiavimo formulė yra pateikiama tokia (89):

$$C^{kom} = 91562 \left(\frac{W^{kom}}{445} \right)^{0,67}. \quad (89)$$

Ji pagrįsta 2003 m. duomenimis, tačiau nepaminėta, ar įvertintas cheminės inžinerijos statinių kainos indeksavimas (CEPCI), kurio vidutinė reikšmė nuo 2003 iki 2008 m smarkiai padidėjo: nuo 402 iki 575, t. y. 43 %. Tai galėtų paaiškinti priklausomybės (89) išskirtinumą, palyginti su kitomis, kurios duoda aukštesnes kainas, iš esmės patenkančias į „vid. kainos zoną“ (5.8 pav.). Literatūros šaltiniai, kuriais labiau remtasi nustatant kompresorių kainas, yra



*Zabiela M. Komercinis pasiūlymas amoniakinių kompresorių įrengimui, 2019, tel:+37068212500; mindaugas@genys.lt.

5.8 pav. Kompresoriaus galios ir kainos santykis pagal įvairius šaltinius

kompresorius [34], į pasiūlymą yra įtrauktos papildomos dedamosios, tokios kaip transportavimas, montavimas, prijungimas ir pan., o mažesnę galutinę kainą nulemia mažesni darbų kaštai, mažesnės pelno maržos ir pan. Skaičiavimams priimamos vidutinės paveikslė pavaizduojamos vertės.

5.5.2 Šilumos siurblio šilumokaičių kaina

Analogiškai anksčiau išdėstyti metodikai, šilumos siurblio sistemoje naudojamų šilumokaičių kaina taip pat nustatoma pagal šilumos mainų plotą A . Plotas priklauso nuo šilumokaičio šilumos galios. Perrašant anksčiau taikytas lygtis, kondensatoriaus (90) ir garintuvo (91) šilumos mainų plotą galima užrašyti taip:

$$A = \frac{g_g(h_d^g - h_d^t) \times COP}{U \times (LMTD)(COP - 1)}, \quad (90)$$

$$A = \frac{g_g(h_d^g - h_d^t) \times COP}{U \times (LMTD)} = \frac{Q^g}{U \times (LMTD)}. \quad (91)$$

Šilumos perdavimo koeficientas k parodo, kokia šilumos galia yra perduodama nuo vieno nešėjo kitam, įvertinant visas termines varžas, įskaitant šilumokaičio užsiteršimo faktorius. Remiantis Towler and Sinnot [35] šaltiniu, išskiriamos dviejų tipų šilumokaičių – gaubtinių (angl. *shell-tube*) ir plokštelių

– šilumos perdavimo koeficientai, kuriuos skaičiuojant jau įvertinti ir efektyvumo sumažėjimo dėl užsinešimo kriterijai. Amoniakinių vandeniu aušinamų kondensatorių k reikšmė yra 700–1000 W/m²K, analogiškų nešėjų garintuvų – 900–1200 W/m²K. O k reikšmė svyruoja nuo 2500 iki 3500 W/m²K. Dideli pramoniniai plokšteliniai šilumokaičiai turi ne tik didesnę perdavimo koeficientą, bet ir yra paprastesni eksploatacine prasme, kadangi juos lengva išardyti ir valyti, tačiau turi vieną didelį trūkumą – jie nėra atsparūs dideliame slėgiui. Amoniakų dirbanti šilumos siurblio sistema pasižymi aukštais kondensacijos slėgiais, todėl racionalu eksploatuoti gaubtinius šilumokaičius (su vidutine k reikšme 850 W/m²K). O garintuvo sistemoje jau galima naudoti plokštelinį šilumokaitį, kurio minėtas efektyvumas $k = 3000$ W/m²K.

Garintuvo $LMTD$ yra apskaičiuotas remiantis anksčiau išdėstytais argumentais skaičiuojant papildomą šilumokaitį ir **5.5 pav.** pateikta schema. O kondensatoriuje (jame pašildomas termofikacinis vanduo jau po kondensacinio ekonomizerio, kuriame temperatūros prieaugis yra apie 6°C ir apskaičiuojamas pagal (94)) temperatūros dinamika yra kitokia, ji kinta priklausomai nuo atgaunamos šilumos galios. Kondensatoriuje termofikacinio vandens temperatūra kinta priklausomai nuo papildomai atgaunamos šilumos galios:

$$t_w^{ek} = t_w^r \frac{g_d(h_d^b - h_d^{ek})}{c \times g_w}, \quad (92)$$

čia, g_d ir g_w – atitinkamai dūmų (įskaitant vandens kondensatą) ir termofikacinio vandens debitai, kg/s; c – savitoji vandens šiluma, kJ/kg*K; h_d^b ir h_d^{ek} – dūmų entalpijos prieš ir po ekonomizerio, atitinkamai esant 150°C ir 49°C temperatūrai (žr **3,3 lent.**).

Integruojant šilumos siurblių jėgainėje, yra pakeičiamas šilumos balansas, kadangi išvystoma šiluminė galia padidėja, tačiau turi būti laikomasi šilumos tiekimo tinkluose esančių temperatūrų tiekiamose ir grąžinamose linijose, todėl sistemoje turi būti didinamas šilumą nešančio termofikacinio vandens debitas g_w (95):

$$g_w = \frac{g_d(h_d^{max} - h_d^t)}{(t_w^{out} - t_w^r)c}. \quad (93)$$

Lygtyje h_d^{max} – maksimali dūmų entalpija degimo kameroje, nustatyta iš sąlygos, kad nevyksta šilumos mainai tarp dūmų ir sienelių su cirkuliuojančiu vėsiu termofikaciniu vandeniu.

Analogiškai galima apskaičiuoti ir temperatūrą už šilumos siurblio kondensatoriaus. Tiesa, būtina paminėti, kad kondensatoriaus šiluminė galia visada bus didesnė, kadangi jame dar realizuojama ir elektros energijos galia, t. y. kuo daugiau suvartojama elektros, tuo šie dydžiai skiriasi labiau. Kadangi šilumos siurblyje veikiančio kompresoriaus efektyvų panaudojimą apibrėžia COP koeficientas, todėl jis taip pat įtraukiamas į temperatūros skaičiavimą:

$$t_w^{kd} = t_w^r \frac{g_d(h_d^b - h_d^{ek})}{c \times g_w} + \frac{g_d(h_d^{ek} - h_d^t) \times COP}{c g_w (COP - 1)}. \quad (94)$$

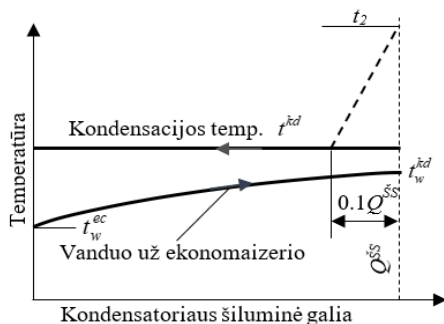
LMTD išskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$LMTD = \frac{(t^{kd} - t_w^{ek})(t^{kd} - t_w^{kd})}{\ln \frac{t^{kd} - t_w^{ek}}{t^{kd} - t_w^{kd}}}, \quad (95)$$

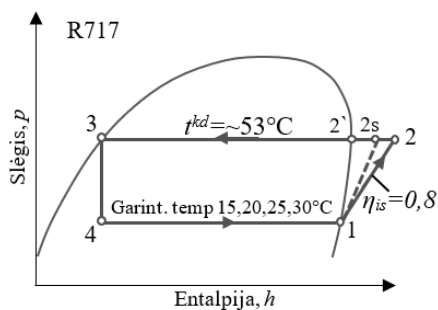
čia t^{kd} – kondensacijos temperatūra, kuri turi būti keliais laipsniais aukštesnė už išeinančio iš kondensatoriaus termofikacinio vandens temperatūrą t_w^{kd} (**5.9 pav.**). Priimame, kad šis skirtumas yra 3°C.

Minėtas *COP* koeficientas persidengia analizuojant jo įtaką temperatūrai už kondensatoriaus, tačiau savo ruožtu minėtoji temperatūra taip pat koreguoja tą pačią transformavimo efektyvumo reikšmę, taigi tiesiogiai šios reikšmės apskaičiuoti neįmanoma, todėl, prisidengiant logika, kad *COP* reikšmei čios temperatūros įtaka yra vos 2–3 %, kai *COP* kinta tarp 6 ir 10, o dėl šios priežasties sudėtingas *COP* nėra vykdomas. *COP* skaičiuojamas priimant vidutinę 50°C termofikacinio vandens temperatūrą po šilumos siurblio kondensatoriaus, kai kondensacijos temperatūra yra lygi 53°C (priimamas minėtas 3°C skirtumas (**5.10 pav.**)).

Taip pat, kaip ir AŠS skaičiavimo atveju, biokuro jėgainės galia yra parenkama 10 MW, laikant, kad tai yra vidutinės galios jėgainė. Tai daroma ir dėl tikslesnio palyginimo. Elektros energijos sąnaudos cirkuliaciniam vandens siurbliui taip pat yra įvertinamos ir priimamos kaip 3 % (paprastai jos 2–4 % eilės) kompresoriaus suvartojamos galios, o nuostoliai nėra vertinami, kadangi jie sudaro tik iki 0,3 % visos jėgainės šiluminės galios. Visi skaičiavimų rezultatai pateikiami **5.2 lent.**



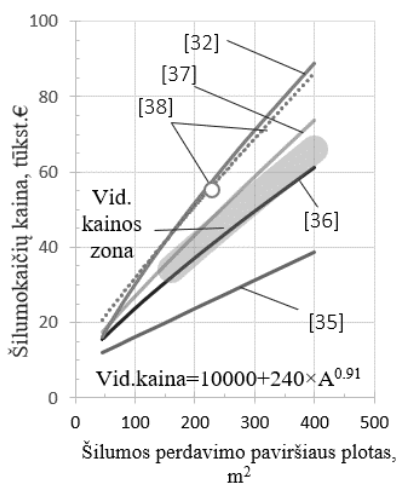
5.9 pav. Temperatūros KŠS kondensatoriuje



5.10 pav. KŠS ciklas p-h diagramoje

5.2 lentelė. KŠS sistemos projektinių parametų skaičiavimo suvestinė

t_d^{SS}	COP	λ	g_{fg}	Δh_{gd}	Q^g	W^{kom}	g_w	Δt_m^{kd}	k^{kd}	A^{kd}	Δt_m^g	k^g	A^g
°C	–	–	kg/s	kJ/kg	kW	kW	kg/s	°C	W/m ² K	m ²	°C	W/m ² K	m ²
35	10,4	1,2	5,42	114	620	66,0	74,8	3,99	850	202	3,99	3000	51,5
		1,5	6,48	113	735	78,2	74,0	4,16	850	229	3,99	3000	61,0
		1,8	7,54	112	845	89,9	73,3	4,34	850	254	3,99	3000	70,4
30	8,45	1,2	5,42	142	771	103,5	75,8	4,22	850	243	3,99	3000	64,1
		1,5	6,48	141	917	123,1	75,2	4,43	850	275	3,99	3000	76,1
		1,8	7,54	140	1056	141,7	74,7	4,64	850	303	3,99	3000	88,0
25	7,03	1,2	5,42	165	894	148,3	76,6	4,42	850	278	3,99	3000	74,5
		1,5	6,48	164	1063	176,3	76,2	4,66	850	312	3,99	3000	88,6
		1,8	7,54	163	1230	204,0	75,8	4,90	850	344	3,99	3000	102,0
20	6,13	1,2	5,42	185	1004	195,7	77,3	4,60	850	307	3,99	3000	83,6
		1,5	6,48	183	1187	231,4	77,0	4,86	850	343	3,99	3000	98,8
		1,8	7,54	182	1372	267,4	76,7	5,12	850	377	3,99	3000	114,4



5.11 pav. Pramoninių šilumokaičių kainos pagal įvairius šaltinius

Įvertinti apskaičiuotų šilumokaičių kainas (pagal plotus) padeda [53,57,58] šaltiniai, kuriuose nurodomos galimos pramoninių šilumokaičių kainos skaičiavimo formulės, be to, gilesnei analizei panaudota Ajach [59 (2008)] studija, kurioje pateikiamos dviejų konkrečių plotų šilumokaičių (tiek gaubtinių, tiek plokštelių), kainos. Gaubtinio tipo 220 m² ploto šilumokaičio kaina gaunama 59 000 USD (įvertinus laikotarpio minėtą *CEPCI* ir tuometinį USD/Eur santykį, 2020 m. tai atitiktų 55 000 Eur kainą; matoma taškuota linija, 5.11 pav.). Papildomai įvertinta ir tiesinė gaubtinio tipo šilumokaičių kainos priklausomybė nuo jo ploto [56], o, modifikavus duotą priklausomybę įvertinant *CEPCI* padidėjimą 2007–2020 m. laikotarpiu (nuo 479 iki 600) bei USD/Eur valiutų kurso kitimą, gaunama, kad šis šaltinis pateikia žemiausią šilumokaičių kainą, be to, šiame šaltinyje yra pateikiamas ir plokštelinio šilumokaičio kainos skaičiavimas:

$$C^{pf} = 11000 + 850A^{0,4}. \quad (96)$$

Visa analizė leidžia apibendrinti ir suvidurkinti (matoma zona **5.8 pav.**) kainų skaičiavimo formulę, kurią galima užrašyti subendrinta algebrine išraiška:

$$C^{sh} = 1000 + 240A^{0,91}. \quad (97)$$

Pasinaudojus lygtimi ir yra randamos šilumos siurbliams reikalingo ploto šilumokaičių kainos.

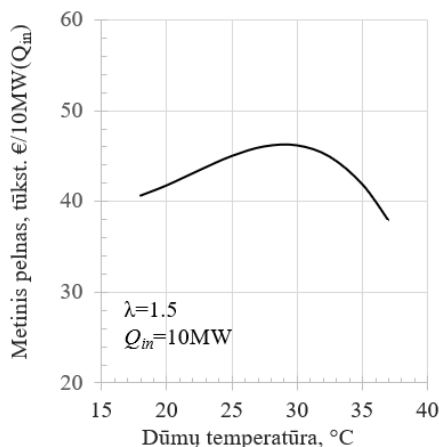
5.5.3 Visa kompresorinio šilumos siurblio kaina ir ekonominis įvertinimas

Kaip jau minėta, KŠS sistemos kaina skaičiuojama sujungiant atskiras sistemos dalis: kompresoriaus kainą, atskirų šilumokaičių kainą, kartu pridedant ir papildomo šilumokaičio kainą, kuri yra apibrėžta AŠS kainos skaičiavimo metu. Taip pat yra papildomai įvertinta įrengimo ir paleidimo darbų dedamoji, lygi 30 % visos technologinės įrangos kainos, numatyta ir 5 % dydžio marža nenumatytiems darbams, pasirenkant optimalų jėgainės darbo diapazoną su 1,5 oro pertekliaus koeficientu.

5.3 lent. KŠS sistemos kainos suvestinė

	35°C	30°C	25°C	20°C
Kompresoriaus kaina, tūkst. Eur	59,5	78,6	98,7	117,6
Kondensatoriaus ir garintuvo kaina, tūkst. Eur	58,8	65,3	70,8	75,0
Papildomi komponentai (EV, vamzdžiai, šaldalas, siurbliai), tūkst. Eur	5	5	5	5
Darbai (įrengimas, paleidimas ir pan. +30 %), tūkst. Eur	37,0	44,7	52,4	59,3
Papildomas šilumokaitis, tūkst. Eur	28,5	34,7	40,3	45,1
Rezervas (5 % visų kaštų), tūkst. Eur	10,2	12,3	14,4	16,2
Galutinė šilumos siurblio kaina	199,0	240,7	281,8	318,3

Gaunamos investicijų vertės yra įrašomos skaičiuojant atsipirkimą. Yra pastebimas esminis momentas, taip pat akivaizdžiai matomas ir vizualiai (5.12 pav.), t. y. metinio pelno netiesiškumas. Dūmų ataušinimo temperatūrai mažėjant nuo 40°C ribos iki 30°C, ekonominis efektas yra augantis (nuo 40,5 tūkst. Eur per metus iki 45,3 tūkst. Eur per metus), o ties 25°C riba jau pasiekia mažėjimo stadiją (44,5 tūkst. Eur), taške esant 20°C metinis pelnas beveik grįžta į tokį patį lygį, kaip 35°C atveju, taip yra dėl mažėjančio šilumos mainų efekto ir didelės įrengimo kainos norint atgauti didžiausią šilumą iš dūmų.



5.12 pav. Metinė KŠS sistemos pelno priklausomybė nuo ataušintų dūmų temperatūros

laikotarpio (20 m.) pelno lygis būtų mažiausias (964 tūkst. Eur), o žvelgiant į

geriausią atsipirkimo lygį turinčius taškus (tarp 30 ir 25°C ataušintos dūmų temperatūros pagal grafiką), atsipirkimo laikotarpiai yra atitinkamai 6,4 ir 8 m. su atitinkamu eksploatacinio laikotarpio pelnu 1082 ir 1074 tūkst. Eurų. Tik aušinant dūmus iki žemiausios temperatūros 20°C (nors galia ir didžiausia) atsipirkimas nebeefektyvus (10,5 m.) ir eksploatacinis pelnas krenta iki 996 tūkst. Eur. Todėl peršasi išvada, jog efektyviausias KŠS sistemos panaudojimas būtų ataušinant dūmus iki apytikriai 30°C ribos ir pageidautina ne žemiau nei 25°C.

5.4 lentelė. Pagrindiniai KŠS integracijos kaštai $Q_{in} = 10 \text{ MW}$ galios jėgainei

Techniniai-ekonominiai aspektai	Dūmų temperatūra, °C			
	35	30	25	20
KŠS šiluminė galia (kW) $Q_{in} = 10 \text{ MW}_{th}$	813,2	1040	1239	1418
galios jėgainei				
Papildomos generuojamos galios vertė,	2846	3640	4337	4963
kai šildymo sezonas trunka 3500h, MWh				
Papildomos pajamos (Šilumos kaina	85,4	109,2	130,1	148,9
30 Eur/ MWh), tūkst. Eur				
Metinės investicijos KŠS sistemai,	17,3	20,9	24,5	27,7
tūkst. Eur				
Elektros išlaidos (kompresoriui ir	26,0	40,9	58,6	76,9
siurbliams), tūkst. €				
Fiksuotos aptarnavimo išlaidos (2000	1,6	2,1	2,5	2,8
Eur/ MW_{th} /metams [20]), tūkst. Eur				
Visos metinės išlaidos, tūkst. Eur	44,9	63,9	85,6	107,4
Metinis KŠS pelnas, tūkst. Eur	40,5	45,3	44,5	41,5
Sistemos pelnas per 20 metų	810	906	890	830
(eksploatacinį laikotarpį), tūkst. Eur				
Atsipirkimo laikotarpis su $j = 0,06$	5,8	6,4	8,0	10,5
diskonto norma, metai				
Paprastasis 20 metų laikotarpio pelnas,	821	900	828	657
tūkst. Eur				

5.6 AŠS ir KŠS sistemų atsiperkamumo palyginimas

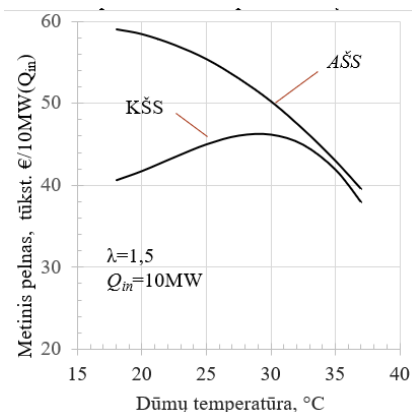
Turint abiejų technologijų ekonominio efektyvumo vertinimą, lengva apibendrinti. Šiame skyriuje nurodytuose šaltiniuose yra akcentuojama, kad AŠS siurblių gamybos ir instaliavimo technologijos yra dažnesnės ir labiau sistemizuotos, todėl jų rinkos kaina yra aiškesnė, skirtingai nei kompresorinių šilumos siurblių sistemų kaina. Jų paplitimą lemia ir AŠS panaudojamos atliekinės šilumos pobūdis arba temperatūra, kuri paprastai yra aukštesnė, ribojant jų naudojimą su gruntu arba aplinkos oru (šių šilumos šaltinių

temperatūra tokio tipo šilumos siurbliui yra per žema). Aprašomu atveju panaudojama šiluma yra lengvai prieinama ir pakankamai aukšto potencialo (medienos dūmai), o grunto, aplinkos oro, gruntinio vandens ar uolų šiluma išgaunama daug brangiau, kas automatiškai didina KŠS investicijas. Tad iš principo kompresorinė technologija paprastai išeina brangesnė už absorbcinę vien dėl taikymo sričių.

Abi technologijas taikant tai pačiai sričiai, konkrečiai analizuojant šilumos atgavimo galimybę iš dūmų, yra matoma, jog pradinės investicijos į AŠS yra daug didesnės dėl sudėtingesnės technologijos. Lyginant 5.1 ir 5.4 lent., matoma, kad išlaidos KŠS sistemai įrengti yra dvigubai mažesnės nei įrengiant AŠS. Nepaisant to, AŠS patrauklumą lemia ir metinių išlaidų sumų skirtumas, t. y., operuojant kompresorinį šilumos siurbį, metinės išlaidos yra apie 1,5 karto didesnės nei absorbcinio įrenginio, didžiausią dalį šio skirtumo sudaro būtent elektros sąnaudos reikiamos šilumos siurblio darbui palaikyti.

Kitas aspektas yra technologinės įrangos atnešamas pelnas per eksploatacinį laikotarpį (20 metų). Abiejų įrenginių pelnas yra panašiose zonose esant aukštesnėms dūmų temperatūroms (35, 30°C), tačiau pradeda smarkiai skirtis aušinant dūmus iki žemesnių 25 ir 20°C reikšmių. Esant žemesnėms temperatūroms, aiškiai matomas didesnis pelnas, generuojamas AŠS sistemoje. O dėl mažesnių investicijų KŠS sistema yra pajėgi atsipirkti apytikriai dvigubai greičiau visais nagrinėjamais atvejais.

Galiausiai, lyginant abiejų sistemų ekonominę efektyvumą (5.13 pav.), matoma, jog pradinėse darbo zonose (apie 35°C) įrenginių ekonominis efektyvumas yra panašus ir pradeda skirtis tik tada, kai KŠS pradeda dirbi ne taip efektyviai (jau nuo 30°C), tačiau darbe taip pat buvo minėta, kad, AŠS operuojant esant mažesnėms temperatūroms, atsiranda patikimumo problemų. Tad realiai abu šilumos siurblių variantai duoda panašų efektą, teigiant, kad efektyviausiai ataušinama dūmų temperatūra turėtų būti apie 30°C ir sistemos parinkimą galėtų apriboti tik pradinių investicijų dydis ir eksploatacijos sudėtingumas.



5.13 pav. KŠS ir AŠS sistemų palyginimas ir priklausomybė nuo ataušinamų dūmų temperatūros

6 IŠVADOS

1. Darbe yra pagrindžiama deginamų medžių drožlių mišinio cheminė formulė ir pateikiama tiksli mišinio degimo reakcijos lygtis, kuri leidžia apskaičiuoti degimo produktų fizinius ir šiluminius dydžius, įvertinant produktų sudėties kaitą, kai temperatūra yra žemiau rasos taško. Skaičiavimai parodė, jog:

- a) deginant medieną, kurios drėgnis 50 %, o oro pertekliaus koeficientas kinta nuo 1,2 iki 1,8, racionaliai atgaunamos papildomos šilumos potencialas yra nuo 10 iki 14 % (nevertinant kondensacinio ekonomizerio);
- b) Skaičiuojamojo modelio rezultatų palyginimas su panašią problematiką nagrinėjančių autorių darbais leidžia teigti, kad modelis yra teisingas.

2. Suprojektuotas, sukonstruotas ir ištirtas naujoviškos konstrukcijos šilumokaitis paremtas darbinių sąlygų „lengvumu“ ir sąlyginai pigesnėmis nei įprastiniais atvejais medžiagomis nustatant ir patikrinant šilumos perdavimo koeficiento reikšmes. Atlikus analizę nustatyta:

- a) šilumos perdavimo koeficiento reikšmė gofruoto nerūdijančio plieno vamzdžio yra $77 \text{ W/m}^2\text{K}$, gofruoto PVC plastiko vamzdelio – $66 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- b) teorinės ir eksperimentinės šilumos perdavimo koeficiento reikšmės daugumoje atvejų sutapo su 5 % paklaida, tai patvirtino eksperimentų validumą;
- c) šilumokaičio pramoninio įvertinimo metu, priimant artimas darbinės eksploatacines įrenginiui sąlygas, nustatyta, kad tokio principo šilumokaičio šilumos perdavimo koeficientai plieno ir plastiko atitinkamai būtų 266 ir $247 \text{ W/m}^2\text{K}$, tai reiškia, kad praktinis šilumokaičio panaudojimas yra realus.

3. Pasinaudojant dūmų šiluminio skaičiavimo modeliu bei įvertinus papildomo šilumokaičio kaštus ir atlikus palyginamąją energetinę-ekonominę analizę, nustatyta, kad mechaninio ir cheminio šilumos siurblio racionalus atliekinės šilumos atgavimo potencialas yra skirtingas. Naudojant kompresorinį, dūmus racionalu atšaušinti iki $25\text{--}30^\circ\text{C}$, absorbcinį – iki $20\text{--}25^\circ\text{C}$.

4. Šilumos siurblių ekonominio naudingumo įvertinimas leidžia teigti, kad absorbcinio ir kompresorinio šilumos siurblio panaudojimo potencialas esant vienodoms sąlygoms yra vienodas ilgalaikėje perspektyvoje. Absorbcinis šilumos siurblys galėtų generuoti didesnę metinę pelną, tačiau kompresorinio šilumos siurblio atsipirkimo laikas būtų dvigubai trumpesnis.

7 SUMMARY

Ever since the Paris agreement regarding climate change was introduced in 2015, there have been ongoing efforts to transition from fossil fuels and make use of green energy. This includes using not only the solar and wind power but the biofuel (e.g., wood chips) as well. However, the transition from one fuel to another is not the only aim, as the efficiency of general energy production process is also very important, because energy generation produces significant energy losses. Therefore, process efficiency must be looked at very carefully. The aim of this study is to analyze the prospect of using biomass flue gas to a higher degree and reach higher process efficiency of the biomass energy plants.

In energy production there are several factors which result in energy losses. Firstly, there are losses regarding non-combustible materials in the fuel and the resulting ash discharge (removing hot ash means that a part of the heat is also removed from the process) as well as the heat losses from the process equipment. These losses are hard to control and normally are just taken as a given because this part is relatively miniscule when comparing to the more significant heat losses. These are the heat losses that come from the wet flue gas which is not fully utilized in boilers – flue gas typically remains at around 150°C and carries the moisture which evaporated from biomass wood chips. The utilization of said gas mixture is highly achievable using various technologies and principles.

There are several principles found in recent literature which focus on regaining waste heat in energy processes which vary in applicability and effect. These include various heat transformer devices (cycles), water vapor regenerators, condensing economizers, and heat pumps. These are vastly different technologies working on different principles.

Heat transformer cycles, in short, are such thermodynamic processes which take the waste heat from the source with low potential (temperature) and raises that potential. The system is based on chemical reactions and consists of a working agent (usually a lithium-bromide solution) and vapor generators, absorbers, heat exchangers, and condensers. The heat source warms the working agent and vaporizes it. The vapors are then absorbed, condensed while removing the heat from the solution and the cycle is then continued. Depending on the process complexity (it can be organized in stages, using several generators and several absorber systems), the potential of the waste heat can be raised by 50K to 150K temperatures. However, the underlying issue is that these processes are not efficient, the temperatures are high, but the amount of heat is low. Together with questionable efficiency and expensiveness it results in only a handful of applications of these systems in the world.

Other types of transformers can be more intricate and incorporate other cycles in the process. For example, heat transformer systems can use turbines or chillers. The vaporized fluid can turn the turbine generator and produce electricity. Also, by using salt basins (high temperature and low temperature)

the condensed working agent is cooled or heated depending on the general necessity for heat or ventilation. These systems are also expensive and not highly efficient. For it to work reasonably well, the heat source must be of very high temperature (around 200°C) which limits the overall availability, because in most applications the waste heat has significantly lower potential.

Mass regenerators also have the potential to be used in waste heat recovery. If the wet flue gas is relatively hot, it can be recovered by using intermediate contact heat exchangers. These heat exchangers are designed as columns loaded with a ceramic contact surface. The flue gas would heat the surface and leave the moisture. After the load is heated, the air could be supplied and heated as well, then it could simply be supplied into the burning process. However, the heat transfer surface must be very big and would take up a lot of space which is not a viable option in most cases.

There are more well documented technologies to use, which can be incorporated in systems more freely. One of these is the use of heat pumps. The basic idea of the heat pump is also to transform the heat energy; however, the main purpose of the system is not to significantly increase the waste heat temperature, but to simply utilize it as best as possible. Waste heat source (flue gas) heats the working agent which is vaporized, condensed (while giving off heat) and then pressurized to start the new cycle. Heat pumps are divided by how these systems pressurize the working agent, it can be either compression (using electricity) or absorption (using chemical reactions). The efficiency, in comparison with heat transformers, is far greater and hence the better option to use if there is no need for very high temperatures. The only issue these systems have is that they need energy input (uses produced heat or needs electricity).

More common and available technology for reducing the waste heat from biomass flue gas is the use of condensing economizers. In comparison with heat pumps, condensers do not require major additional energy inputs and rely on the return water temperature of the district heating system. The cold return water is supplied to the heat exchanger where wet flue gas is also introduced. If the return water temperature is around 40–50°C, the flue gas can be cooled to similar temperatures as well. Usually, the recovered heat with condensing economizers can reach up to 15% of the boiler power. If the two previously mentioned systems were combined, then it could potentially reach new levels of heat recovery.

The study solely analyzes the heat pump and condensing economizer combination for a biomass energy plant. Since the flue gas can be cooled to around 50°C with the use of condensing economizers, a heat pump could, in turn, utilize the remaining heat. However, with low flue gas temperature comes the probability of greater acid condensation, which means that the contact surface (heat exchanger) between cooling water and flue gas must have anticorrosive properties. To make the system as cheap and as available as possible this study focuses on an experimental heat exchanger made with corrugated plastic and corrugated stainless-steel tubes. Using these materials,

the heat exchanger is produced to evaluate the efficiency of said materials in flue gas cooling and determine the heat transfer values both experimentally and theoretically.

Corrugated tubes make it difficult to evaluate heat transfer even theoretically. The major part is to predict flow states for water. In the experiments, the flow coefficient (Reynolds number, Re) is low – around 2,000. If this Re number were used in straight tubes, it would suggest that the flow should be between laminar and turbulent. However, various sources have stipulated that in corrugated pipes turbulent flow appears with Reynolds numbers being as low as 500. This is very important because turbulent flow results in higher heat transfer values. Therefore an extensive analysis was performed to determine what correlation could be used in the experiments to analyze the results. The Gnielinski correlation was concluded to be the most suitable for calculations because it can correctly predict the heat transfer values from water in the Re limits of 1,500–4,000.

In this study, a further possibility of cooling wood fuel flue gas is debated together with the calculation of flue gas energy potential, a novel flue gas and water heat exchanger design and study is proposed which would be used in combination with heat pump systems. These systems are also compared using economic principles, describing the most rational point at which flue gas can be cooled.

To analyze the use of a low-potential heat source in biofuel power plants, this thesis sets three objectives:

1. To estimate the numerical value of the heat output of low potential smoke, i.e., a computational model (algorithm) based on changes in the chemical balance of cooling flue gas is developed.

2. To present the concept of an additional heat exchanger (flue gas-water) of a simple (and innovative) design, utilizing the heat exchange area with corrugated PVC plastic and stainless-steel pipes, and test it experimentally by simulating real operating conditions and verify by theoretical calculations.

3. To compare the compressor and absorption heat pump systems together with an additional heat exchanger, analyzing the applicability of the systems, their economic benefits and defining the limit of flue gas cooling rationality.

The scientific novelty of the dissertation includes mathematical modeling and verification of smoke cooled below the dew point, as well as an analysis of an innovatively designed heat exchanger together with the comparison of compressor absorption heat pump systems under equal conditions. There is also practical value to this research: a mathematical model can be an engineering tool in the design of low heat potential heat recovery systems, while the presented heat exchanger is a rational tool for cooling smoke and recovering low potential heat by combining it with heat pump systems.

To analyze the value of potential technology in biomass flue gas heat recovery, it is necessary to evaluate the amount of heat produced when flue gas

is cooled more deeply (below 50°C). For this case, a calculation algorithm is devised, which is based on internal flue gas component dynamic. Since the flue gas will be constantly condensed, the vapor part will always be decreasing, thus increasing the concentrations of other components (nitrogen, oxygen, carbon dioxide, etc.). Each of these components have different energetic values (enthalpies) and since their parts change, so does the overall heat energy in the

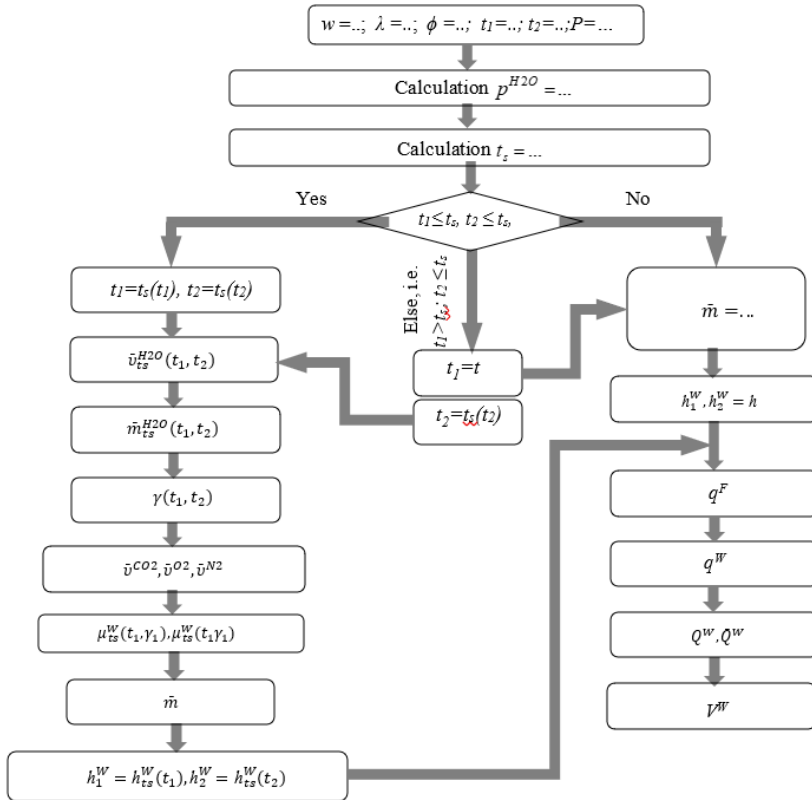


Fig. 1. A mathematical algorithm for cooled flue gas parameter calculation
flue gas mixture. The algorithm (**Fig. 1**) is presented below.

Firstly, the condensation starting point of the wet flue gas is determined according to input parameters (excess air, fuel moisture, flue gas pressure and primary air moisture). If the dew point value is lower than the selected temperature (freely chosen) then condensation does not happen, and the concentrations of flue gas components are stable and energy amount is constant.

The issues arise if the chosen flue gas temperature is below the dew point. The amount of water vapor decreases with lowering temperature; thus, the concentrations of other components increase. The total mass flow including condensate remains the same, only the internal balance of water vapor and condensate changes, hence CO₂, O₂, N₂ increase as well. Mass concentrations

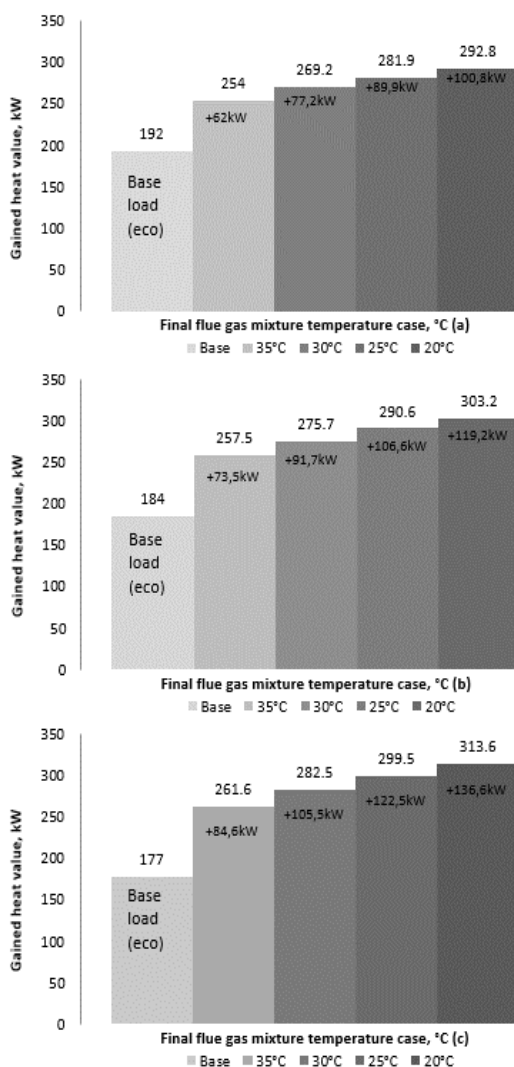


Fig. 2. Flue gas heat gains depending on final flue gas temperature

are then calculated relative to kilomole mass of the flue gas mixture after determining the volumetric concentration ratios between the superheated component concentrations and concentrations which are below the dew point. Having the mass values of flue gas mixture, enthalpies are determined which in turn let the overall heat value of the cooled flue gas to be calculated. The calculation algorithm and results were verified by several sources.

Calculations were based on 1,000kW biomass boiler power and several air excess values, i.e., 1.2; 1.5, and 1.8. Biomass moisture level was assumed to be 45%.

For the determined inlet and outlet temperatures (150°C and 49°C, respectively) at the condensing economizer, 192 kW, 184 kW and 177 kW (Fig. 2 (a), (b) and (c) base load) of thermal energy can be recovered according to calculations for 1 MW wood fuel energy input Q_{in} when air excess coefficients are 1.2; 1.5, and 1.8, respectively.

Additionally, subcooling flue gas flow down to 35°C, 30°C, 25°C, and 20°C recovers heat values of 62 kW; 77.2 kW; 89.9 kW, and 100.8 kW when $\lambda=1.2$ (a); 73.5 kW; 91.7 kW; 106.6 kW, and 119.2 kW when $\lambda=1.5$ (b); 84.6 kW; 105.5 kW; 122.5 kW, and 136.6 kW when $\lambda=1.8$ (c) for 1 MW of fuel energy input. It gives the overall gained heat values (additional and economizer heat recovery together) of 254 kW (35°C), 269.2 kW (30°), 281.9 kW (25°C) and 292.8 kW (20°C) when $\lambda=1.2$; 257.5 kW (35°C), 275.7 kW (30°), 290.6 kW (25°C), and 303.2 kW (20°C) when $\lambda=1.5$; 261.6 kW (35°C), 282.5 kW (30°), 299.5 kW (25°C), and 313.6 kW (20°C) when $\lambda=1.8$. It can be observed that heat recovered with

the flue gas sub-cooler would be up to around 13% for 1 MW (1,000 kW / 136.6 kW) of produced heat in the best case; moreover, a combination of an economizer and a flue gas sub-cooler heat recovery could result in up to approx. 31% (1,000 kW / 313.6 kW) in the best case. That means that further cooling of the flue gas could be a viable option in existing systems with condensing economizers.

Flue gas cooling seems to be promising. The next step was to create a novel heat exchanger which could cool down the flue gas (**Fig. 3**). Knowing that at this point flue gases would be relatively clean (in any system it should be processed via electrostatic precipitators, multicyclones, etc.) as well as

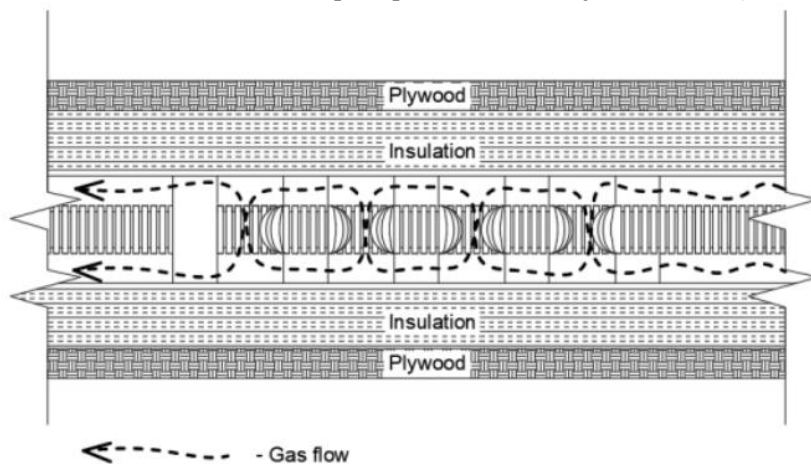


Fig. 3. Experimental heat exchanger cross-section

relatively low temperature (around 50°C) and the fluid conditions should be around atmospheric. This enables the construction to be made of simple materials. The components of the heat exchanger are presented in the picture below. The shell for the heat exchanger was comprised of plywood boards and thermal insulation, and either a corrugated PVC plastic tube or a corrugated stainless steel pipe was used as the heat transfer surface.

The concept of the experimental stand (**Fig. 4**) was mainly based on the heat transfer surface (PVC and stainless-steel tube) evaluation, by using simulation and cooling of the wet flue gas with ambient temperature (~20°C) water. In the experimental process, the following parameters were registered: cooling water temperatures, cooling water flow, wet air inlet and outlet temperatures, and heat value produced. Water parameters (temperatures, flow, and energy) were registered via the QALCOSINIC E1 flowmeter and calculator (declared 2nd accuracy class). Working air temperatures were measured with the digital multimeter UNI-T UT 39 C (with +/-2% error).

It was chosen to perform the experiments with four different gas mixture temperatures, i.e., 55°C; 50°C; 45°C, and 40°C and the cooling water flow change step was 0.01 m³/h. To achieve steady vapor generation, the water

heater was limited to 120 to 110 V power supply. Each required gas mixture temperature was ensured by regulating the air intake valve (diffuser) which was adjusted before each experimental case.



Fig. 4. View of the experimental stand

After the required gas mixture temperature was reached for a test (55°C, 50°C, 45°C, 40°C), the water pump was started and regulated (via an in-built pressure regulator) for the required flow in the range from 0.06 m³/h up to 0.14 m³/h in each test and the temperature difference between the water inlet and outlet was observed as well as the heat output value. When the temperature difference and the heat output reached constant values, it was assumed that the heat transfer process reached a steady level, the main parameters were fixed (heat output and temperatures of water and gas inlets and outlets) and the experiment for the current case (for certain gas mixture temperature and water flow) was concluded.

$$U = \frac{Q}{F \times \Delta T_m} \quad (1)$$

Given that the heat transfer area is known and has been measured to be around 1.89 m² for the corrugated stainless steel and 1.37m² for corrugated plastic, the overall heat transfer coefficient is expressed via equation (1) above. In this equation Q is transferred heat value [W], F is heat transfer area, and ΔT_m is average logarithmic temperature difference at both ends of the heat exchanger for heat carrier (gas) and cold water, also known as LMTD (in the table below),

which is calculated using both fluids hot and cold side temperatures when heat exchanger is counterflow type. The main average results of experiment cases and calculations are shown in **Table 1**.

Table 1. Average experimental heat transfer coefficient results for two heat exchanger variants

Material	Q W	T _{gas} °C	T _{i,w} °C	LMTD K	k	U _{tot} W/m ² K
Plastic	747	55	22.4	9.4	61	66
	805	50	21.7	9.2	64	
	740	45	22.1	7.4	73	
	584	40	21.9	6.5	66	
Stainless- steel	937	55	22.7	6.8	73	77
	784	50	22.8	5.5	79	
	778	45	22.1	5.5	79	
	681	40	22.6	4.3	78	

The results displayed are mean to every case of experiment with a certain gas mixture temperature. Each gas mixture temperature mode had nine tests with varying cooling water flow from 0.06 to 0.14 m³/h.

The heat input (steam rate) was kept constant at every test only changing ambient air inlet amount. With a lower required temperature, the heat output value averaged at 0.584 kW and 0.681 kW for polyvinyl chloride and stainless steel, respectively. In other experimental stages, heat output values were similar and ranged from 0.740 to 0.937 kW.

After each measurement, the LMTD was calculated to determine how well the heat transfer manifested. While using the plastic tube as a heat transfer element, the mean logarithmic temperature difference ranged from 9.4 to 6.5 K (average values). In comparison, with stainless steel as the heat transfer area logarithmic mean temperature difference ranged from 6.8 to 4.3 K. LMTD was smaller in cases where stainless steel was used since the temperature difference between the inlet (cold) water and outlet gas temperature was smaller, meaning that heat transfer using corrugated stainless steel was more effective.

The overall experimental heat transfer coefficient (U) was in the range of 61–73 W/m²K for plastic tube and overall averaged at 66 W/m²K while for corrugated stainless steel pipe U appeared to be in the range of 73–79 W/m²K at the same boundary conditions (water temperature and flow, and simulated flue gas mixture temperature) with overall heat transfer coefficient averaging at 77 W/m²K meaning that the corrugated stainless steel pipe comparing with corrugated plastic tube was able to cool down the simulated flue gas more effectively.

To verify the results and to understand the value of the experiments, the theoretical heat transfer value was calculated according equation (5), where k is overall heat transfer coefficient (W/m²K), a_v is heat transfer from frow water side, R_v – resistance from water side, σ/λ is thermal resistance of the pipe, R_d –

resistance from gas side, and α_{ef} heat transfer from wet gas. Theoretical heat transfer calculations were carried out using the following algorithm and following various sources.

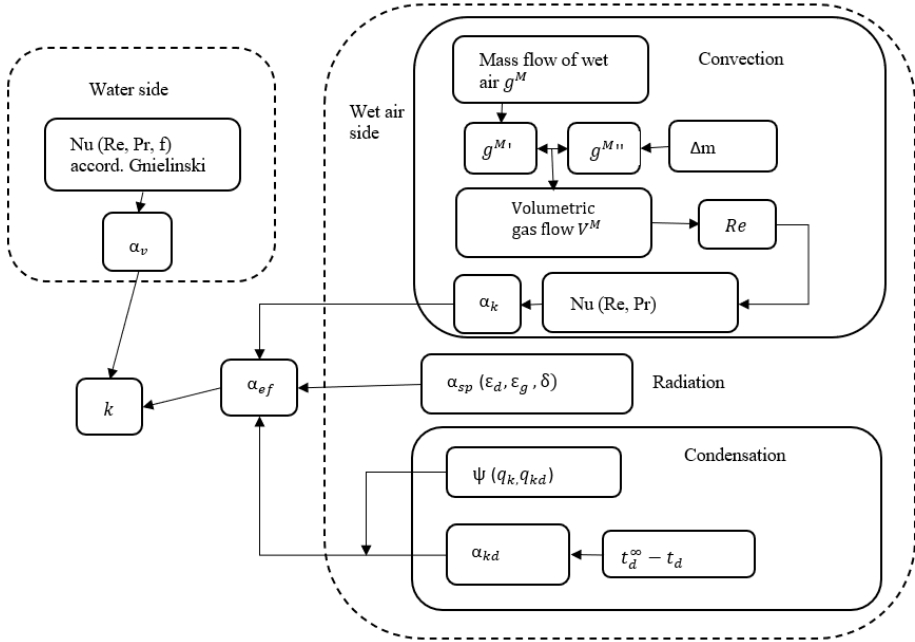


Fig. 5. Mathematical algorithm for evaluating heat exchanger heat transfer coefficients

The results were verified in steps (according to the algorithm presented in **Fig. 5**). Firstly, the heat transfer from water side was calculated, using Gnielinski's correlation for corrugated pipes and Re numbers that are between 1,500 and 4,000. The next step was to evaluate heat transfer from wet air side dividing it into three parts: convection, radiation, and condensation. For convection, mass and volumetric flow of the wet air was calculated as the average between the values in the inlet and outlet flow (air density changes with different mixture temperature and water vapor). Having volumetric flow value, Re criteria was then calculated and consequently the heat transfer coefficient was found. The radiation part was calculated using the assumption of black-body radiation of PVC and stainless steel. Condensation was evaluated assuming the pipe surface temperatures and using heat transfer balance. The effective transfer coefficient is used for simplifying the heat transfer from heat carrier (wet air).

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{ef}} + \frac{1}{\alpha_v} + R_v + \frac{\sigma}{\lambda} + R_d \quad (2)$$

Overall heat transfer coefficient is then calculated using effective heat transfer, heat transfer to water and thermal resistance from pipe wall, condensate

thickness, and water impurities on inner wall of the pipe. The result of the check is presented in **Table 2**.

Table 2. Heat exchanger verification results

LMTD K	α_v W/m ² K	α_{ef} W/m ² K	U_{theor} W/m ² K	$U_{exper.}$ W/m ² K	%
Stainless steel tube, $\phi 16\text{mm}$, $\delta=0.2\text{mm}$, $\lambda=20\text{W/mK}$					
4.31	800	93.7	81.1	78.3	+3.6
	1,400	94.0	86.0	79.8	+7.7
	2,000	94.1	86.7	87.7	-1.2
5.54	800	82.9	72.9	76.4	-4.6
	1,400	82.5	75.5	73.5	+2.7
	2,000	85.5	79.3	71.0	+11.7
5.54	800	85.7	75.0	73.3	+2.3
	1,400	88.2	80.3	70.2	+14.4
	2,000	85.5	79.3	76.1	+4.2
6.83	800	83.3	73.2	69.0	+3.3
	1,400	84.1	76.8	66.7	+15.1
	2,000	84.9	78.8	74.8	+5.3
PVC plastic tube, $\phi 16\text{mm}$, $\delta=0.2\text{mm}$, $\lambda=0.2\text{W/mK}$					
5.71	800	84.2	67.9	70.1	-3.1
	1,400	92.2	76.0	73.8	+3.0
	2,000	92.3	77.3	77.8	-0.7
7.39	800	81.8	66.4	68.8	-3.5
	1,400	81.9	68.9	69.7	-1.5
	2,000	90.2	66.5	75.5	-12.0
9.15	800	86.5	69.4	61.6	+12.7
	1,400	86.8	72.3	71.3	+1.4
	2,000	86.7	73.4	68.4	+7.3
9.37	800	84.0	67.8	57.5	+17.9
	1,400	83.7	70.1	68.1	+2.9
	2,000	84.4	71.7	74.1	-3.2

Based on the results and verifying them with a model, the calculation of theoretical heat transfer parameters showed that the overall heat transfer coefficient values (both experimental and calculated) were close with the majority being within 5% (last column in **Table 2**) margin, while the experimental result should have been within 4% (according to values given by the accuracy of the measuring devices). It was concluded that the simulation of wet biomass flue gas waste heat utilization experiment with a novel heat exchanger can be deemed as correct.

For implementation purposes, the heat exchanger would be bigger, as well as the heat carrier flows in the full scale. In this case heat transfer coefficients would also be bigger. Overall heat transfer coefficient is highly dependent on convective part of the heat transfer since effective heat transfer is derived from this value. Various sources mention 80 and 125 W/m²K values of convective heat transfer. In this case, using 100 W/m²K as an average value, the value of k was 266W/m²K for stainless steel tubes and 247W/m²K for PVC plastic tubes.

Up to this point it is visible that deeper flue gas cooling produces a bigger potential efficiency value for the energy production process. Experiments and cross-checked results regarding the corrugated PVC and stainless-steel pipes also show that the tested materials can be viable options for the implementation of a new type of heat exchanger, which, in theory, should be cheaper.

It was determined earlier that the use of heat pumps in combination with condensing economizers would be more advantageous than other types of heat transformation technologies. However, there is no answer to the question of which type of heat pump (absorption or compressor) is better. The former uses a heat source as the driving process force while the latter uses electricity. The underlying question is how profitable both systems are, to what degree they are profitable, and how can they be implemented the best. Hence the two cases are analyzed for 10 MW of boiler power with a condensing economizer, one case for using an absorption heat pump, the other case is for a compressor heat pump.

Engineering practice tells us that flue gas comes out of the boiler being approximately 150°C and goes straight to the economizer where it is cooled down to ~49°C. The temperature of the flue gas after implementing heat pumps is also taken in several variants for more accurate analysis and is 35°C, 30°C, 25°C, and 20°C. The heat value from flue gas is calculated according to previous steps, taking in account boiler power as 10 MW.

The heat exchanger is assumed to work on the same principle as overviewed in the experimental part. Due to the mild operating conditions prevailing in the process (the pressures in the processes are practically atmospheric and the temperatures are rather low), the heat exchanger is relatively cheap. The secondary heat carrier (removing heat from the flue gas) in this case is simple water circulating in a closed circuit, which allows using thin-walled pipes. Among other things, the flue gas has already been cleaned in the condensing economizer (i.e., the concentration of particulate matter in it is minimal), there is practically no high risk of contamination, therefore it is not only possible to use cheaper pipes for the heat transfer surface in such heat exchanger, but also a simpler design of the heat exchanger is feasible. Therefore, the cost of an additional heat exchanger is significantly lower than that of a conventional condensing economizer, which typically uses rigid constructions and expensive materials.

In this case, the additional heat exchanger itself (hereinafter referred to as AHE) does not have a significant impact on the investment of the whole system due to its simplicity. For the analysis, it was assumed that the heat transfer area is made of corrugated stainless-steel pipes at a cost of about €25 per m²; the area was calculated, based on the heat transfer coefficient k and the logarithmic mean temperature difference. (LMTD). In this case, the value of the heat transfer coefficient given in the used sources, and in the analyzed situation is between 230 W/m²K and 213 W/m²K, using the average $k = 220$ W/m²K, which is close to the values determined in this work. In case the flue gas is

cooled down to 30°C, the required heat transfer area for 1 MW of power should be 52.1 m². In this case, the full cost for a 10 MW boiler would be around 34.7 thousand euros. For other flue gas temperatures, this value was calculated accordingly as well as full prices of AHE.

The heat pump system was evaluated using various sources, where estimations of prices according to the heat output are presented. The evaluation of absorption heat pump is relatively simple, as the sources present system price to be €450 per kW of heat power. This means that for 1 MW of heat pump power, the price would be €464,700. Contrary to absorption, the compressor heat pump system does not have a unified price for the whole set, thus it must be evaluated for each component: the compressor, heat exchangers (evaporator, condenser) as well as the inside the pump. The price for the compressor is expressed as a ratio of electrical power as found in literary sources, using CEPCI (chemical engineering plant cost index) the average price per every kW was estimated. The price of heat exchangers is estimated regarding formulas also found in different sources. If a 1MW power heat pump is assumed, the price for the whole set (compressor, heat exchangers), as well as installation cost is found to be €240,000. Including operation costs, energy prices, consumption and assuming bank loans, the optimal financial return and efficiency can be forecast.

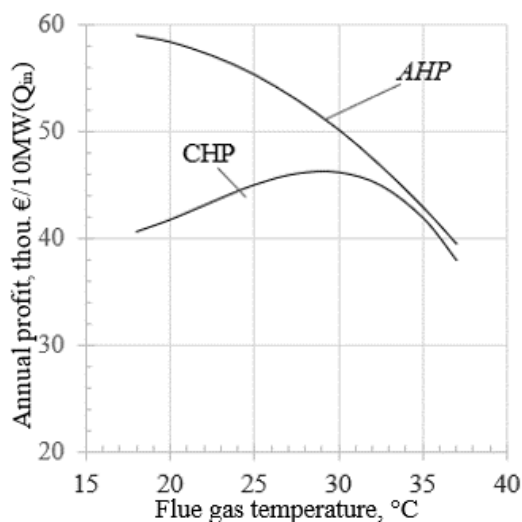


Fig. 6. Comparison of economic gains for compressor and absorption heat pumps

Initial evaluation (**Fig. 6**) shows that for the same input parameters at higher flue gas outlet temperatures (at 30–35°C degree range), the profits are relatively close. However, if the desired flue gas temperature is lower (significantly below 25°C), the deviation changes dramatically and AHP is more effective in generating profit. Additionally, since the CHP system is two times cheaper, the investment also returns twice as fast. AHP could generate higher profits if it worked on lower parameters; however, it is risky since lower temperatures could result in issues of working stability.

CONCLUSIONS

1. A mathematical algorithm for the calculation of thermal parameters of biofuel (wood) flue gas (both superheated and below dew point) has been developed and described. Calculations have shown that under certain conditions (50% wood moisture and excess air coefficient from 1.2 to 1.8), 10–14% of the heat output value can be recovered by additionally cooling the flue gas after the condensing economizer, thus utilizing low-potential heat based on the power of the boiler unit. The calculation model was verified and considered as correct.
2. The designed, constructed and tested innovative design of the heat exchanger is based on the lightness of operating conditions and relatively cheaper than usual materials for determining and verifying the values of the heat transfer coefficient. In the small-scale tests, the values of heat transfer coefficients for corrugated stainless-steel pipe ($77 \text{ W/m}^2\text{K}$) and corrugated PVC plastic pipe ($66 \text{ W/m}^2\text{K}$) were determined, which were good agreement with the performed theoretical calculations. Assessing the heat exchanger of the same principle on a large scale (assuming flue gas flow modes close to real operating conditions), it was found that the heat transfer coefficients of this principle for steel and plastic would be 266 and 247 $\text{W/m}^2\text{K}$, respectively, which means that the practical use of the heat exchanger is real.
3. Using the flue gas heat calculation model and estimating the costs of an additional heat exchanger, the installation prices of absorption and compressor heat pump systems were described. These heat pump systems have been found to work most economically to cool fumes down to 20–30°C. Also, despite the different capital costs for installing one heat pump and other operating costs, the annual profit is similar, but due to the significantly higher cost of installing an absorption heat pump, the payback time of such a system is approximately twice as long, comparing with a compressor system.

8 LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. DIN EN 12953-11, Shell boilers- Part 11: Acceptance tests, 2003-12.
2. Evgenijs SELIVANOV, Edgars VIGANTS, Vivita PRIEDNIECE, Ivars VEIDENBERGS, Dagnija BLUMBERGA, *Flue gas treatment multi-criteria analysis*, Energy Procedia, **128**, 2017, 379-385, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.056>.
3. Philip DONNELLAN, Kevin CRONIN, Edmond BYRNE, *Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, **42**, 2015, 1290-1304, ISSN 1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.002>.
- 4 Juan Yin, Lin Shi, Ming-Shan Zhu, Li-Zhong Han, Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations, Applied Energy, Volume 67, Issue 3, 2000, Pages 281-292, ISSN 0306-2619, [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(00\)00024-6](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(00)00024-6).
- 5 Romero, Rosenberg & Silva-Sotelo, Sotsil & Cerezo, Jesús. (2010). First Double Stage Heat Transformer (Dsht) In Latinamerica. Chemical Engineering Transactions. 19. 149-155. 10.3303/CET1019025.
- 6 Abrahamsson, A. Gidner, Å. Jernqvist, Design and experimental performance evaluation of an absorption heat transformer with self-circulation, Heat Recovery Systems and CHP, Volume 15, Issue 3, 1995, Pages 257-272, ISSN 0890-4332, [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(95\)90010-1](https://doi.org/10.1016/0890-4332(95)90010-1).
- 7 Adnan Sözen, H. Serdar Yücesu, Performance improvement of absorption heat transformer, Renewable Energy, Volume 32, Issue 2, 2007, Pages 267-284, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.01.017>.
- 8 Pongsid Sriksirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 5, Issue 4, 2001, Pages 343-372, ISSN 1364-0321, [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00003-X](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X).
- 9 Chuang, C C; Sue, D C; Lin, Y T. Simulation and Performance Analysis of Lithium Bromide/ Water for Absorption Heat Transformer Cycle Systems, ASHRAE Transactions; Atlanta Vol. 110, (2004): 409-416.
- 10 Romero, Rosenberg & Rodríguez-Martínez, Antonio & Silva, Sotsil & Cerezo, Jesús & Rivera, Wilfrido. (2011). Comparison of Double Stage Heat Transformer with Double Absorption Heat Transformer Operating with Carrol - Water for Industrial Waste Heat Recovery. Chemical Engineering Transactions. 25. 129-134. 10.3303/CET1125022.
- 11 Philip Donnellan, Edmond Byrne, Kevin Cronin, Internal energy and exergy recovery in high temperature application absorption heat transformers, Applied Thermal Engineering, Volume 56, Issues 1–2, 2013, Pages 1-10, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.027>.
- 12 Martínez, H. & Rivera, Wilfrido. (2009). Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide. International Journal of Energy Research. 33. 662 - 674. 10.1002/er.1502.

13 Selahattin Göktun, Ismail Deha Er, Performance analysis of an irreversible cascaded heat-transformer, Applied Energy, Volume 72, Issue 2, 2002, Pages 529-539, ISSN 0306-2619, [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00025-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00025-9).

14 S. A. Fartaj. Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analysing double-stage absorption heat transformer cycles, Energy research, Volume 28, Issue 14, 2004, Pages 1219-1230, <https://doi.org/10.1002/er.1024>

15 C.C. Chuang; D.C. Sue; Y.T. Lin, Simulation and performance analysis of lithium bromide/water for absorption heat transformer cycle systems, CONFERENCE PROCEEDING by ASHRAE, 2004

16 C.Z. Zhuo, C.H.M. Machielsen, Performance of high-temperature absorption heat transformers using Alkitate as the working pair, Applied Thermal Engineering, Volume 16, Issue 3, 1996, Pages 255-262, ISSN 1359-4311, [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00069-0](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00069-0).

17 Lee, S F, and Sherif, S A. Second law analysis of multi-stage lithium bromide/water absorption heat transformers. United States: N. p., 2000. Web, <https://doi.org/10.1115/83-JPGC-GT-3>

18. KALINA, A I. *Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation*. United States: N. p., 1983. Web.

19. Yiji LU, Huashan BAO, Ye YUAN, Yaodong WANG, Liwei WANG, Anthony Paul ROSKILLY, *Optimisation of a Novel Resorption Cogeneration Using Mass and Heat Recovery*, Energy Procedia, **61**, 2014, 1103-1106, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.1032>.

20. DAGILIS, V., et al.: *Low Grade Heat Recovery System for Woodfuel Cogeneration Plant*. Thermal Science: Year 2018, **22**, No. 6A, 2667-2677

21. JONSSON M, YAN J. *Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles*. Energy 2005; **30**, 1013-1078.

22 Kwangkook Jeong, Michael J. Kessen, Harun Bilirgen, Edward K. Levy, Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 53, Issues 11–12, 2010, Pages 2361-2368, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.004>.

23. Jialin HOU, Defu CHE, Yanhua LIU, Qiwen JIANG, *A New System of Absorption Heat Pump Vs. Boiler for Recovering Heat and Water Vapor in Flue Gas*, Energy Procedia, **152**, 2018, 1266-1271, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.180>.

24 Nie Yong, Zhu Peng. Discussion on waste heat utilization of flue gas and condensation water recovery. District Heating, 2015, (03):64-69+77.

25 H. Ortner, Technik moderner Pelletskessel mit Brennwerttechnik. Feinstaubminderung und Stromerzeugung im Rahmen der zukünftigen Energieversorgung. 9. Holzenergie-Symposium. Zürich

26. B. HEBENSTREIT, R. SCHNETZINGER, R. OHNMACHT, E. HÖFTBERGER, J. LUNDGREN, W. HASLINGER, A. TOFFOLO, *Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers*, Biomass and Bioenergy, **71**, 2014, Pages 12-22, ISSN 0961-9534, <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2014.01.048>.

27. HEBENSTREIT B, SCHNETZINGER R, OHNMACHT R, HÖFTBERGER E, et.al. *Efficiency Optimization of Biomass Boilers by a Combined Condensation - Heat Pump - System*. Proceedings of the ECOS 2011, 1465-1477, 24th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Novi Sad, Serbia, 2011.

28 Huijbregts, W.M.M. and Leferink, R.G.I. (2004), "Latest advances in the understanding of acid dewpoint corrosion: corrosion and stress corrosion cracking in combustion gas condensates", Anti-Corrosion Methods and Materials, Vol. 51 No. 3, pp. 173-188. <https://doi.org/10.1108/00035590410533129>

29 Consortium for Energy Efficiency (CEE). A Market Assessment for Condensing Boilers in Commercial Heating Applications, Boston, MA; 2001

30 Qun CHEN, Karen FINNEY, Hanning LI, Xiaohui ZHANG, Jue ZHOU, Vida SHARIFI, Jim S WITHEBANK, Condensing boiler applications in the process industry. Applied Energy, 89, 2012, 30-36, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.020>.

31. NAKIBOGLU G., BELFROID S.P.C., GOLLIARD J., HIRSHBERG A. *On the wistling of corrugated pipes: effect of pipe length and flow prifile*. J. Fluid Mech. (2011), **672**, 78-108. doi:10.1017/S0022112010005884

32. YUNUS A. CENGEL. *Heat and Mass Transfer*. Fifth edition, McGraw-Hill, 2015

33. ISACHENKO V.P., OSIPOVA V.A., SUKOMEL A.C. *Teploperedacha*. Energoizdat, 1981

34. ANDRADE F., MOITA A.S., NIKULIN A., MOREIRA A.L.N., SANTOS H. *Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal in corrugated tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, **140**, 2019, 940-955.

35. SAFIKHANI H., EIAMSA-ARD S. *Pareto based multi-objective optimization of turbulent heat transfer flow in helically corrugated tubes*. Applied Thermal Engineering, **95**, (2016) 275-280

36. PETHKOOL S., EIASMA-ARD S., KWANKAOMENG S., PROMVONGE P. *Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube*. International Communications in Heat and Mass Transfer, **38** (2011) 340-347

37. HÆRVIG J., SØRENSEN K., CONDA T.J. *On the fully-developed heat transfer enhancing flow field in sunusoidally, spirally corrugated tubes*

using computational fluid dynamics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **106**, 2017, 1051-1062

38. VICENTE P.G., GARCIA A., VIEDMA A. *Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, 2004, 671-681

39. SUN M., ZENG M. *Investigation on turbulent flow and heat transfer characteristics and technical economy of corrugated tube*. *Applied Thermal Engineering*, **129**, 2018, 1-11

40. CHEN X., HAN H., LEE K-S., Li B., ZHANG Y. *Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using asymmetrical outward convex corrugated tubes*. *Nuclear Engineering and Design*, **350**, 2019, 78–89

41. WANG W., ZHANG Y., LI B., LI Y. *Numerical investigation of tube-side fully developed turbulent flow and heat transfer in outward corrugated tubes*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **116**, 2018, 115-126

42. <https://www.sacome.com/en/corrugated-tube-heat-exchangers/>

43. Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, Third Edition, 2012, ISBN 9781466556164

44. FRANCESCATO, V., ANTONINI, E., BERGOMI, L.Z., METSCHINA, C., SCHNEIDL, C., KRAJNC, N., KOSCIK, K., GRADZIUK, P., NOCENTINI, G. and STRANIERI, S. (2008) *Wood Fuels Handbook*. AIEL: Italian Agriforestry Energy Association, Legnaro.

45. TELMO C., LOUSADA J., MOREIRA N. (2010) *Proximate analysis, backwards stepwise regression between gross caloric value, ultimate and chemical analysis of wood*. *Bioresource Technology* **101**:.3808-3815

46. FRIEDL A., PADOUVAS E., ROTTER H., VARMUZA K. (2005). *Prediction of heating values of biomass fuel from elemental composition*. *Anal. Chim. Acta* **544**, 191–198.

47. GÜNTHER B., GEBAUER K., BARKOWSKI R., ROSENTHAL M., BUES C-T. *Caloric value of selected wood species and wood products*. *European Journal of Wood and Wood Products*. Vol.**70** (5) (2012): .755-757.

48. OWENS E., COOLEY S. *Calorific value of Irish woodfuels-Coford*. (2013).

[http://www.coford.ie/media/coford/content/publications/projectreports/cofordconnects/Calorific %20value %20of %20Irish %20woodfuels..pdf](http://www.coford.ie/media/coford/content/publications/projectreports/cofordconnects/Calorific%20value%20of%20Irish%20woodfuels..pdf)

49. KREITH F., BOEHM R.F., et al. *Heat and mass transfer, Mechanical Engineering Handbook*, Boca Ration: CRC Press LLC, 1999

50. NITKIEWICZ A., SEKRET R. *Comparison of LCA results of low temperature heat plant using electric heat pump, absorption heat pump and gas-fired boiler*. *Energy Conversion and Management*, **87**, 2014, 647-652.

51. SCOCCIA R., TOPPI T., APRILE M., MOTTA M. *Absorption and compression heat pump systems for space heating and DH W in European*

buildings: Energy, environmental and economic analysis, Journal of Building Engineering, **16**, 2016, 94-105.

52. Danish Energy Agency. Technology Data. Generation of Electricity and District Heating

(https://ens.dk/sites/ens.dk/files/Statistik/technology_data_catalogue_for_el_and_dh_-_0007_1.pdf)

53. ARSALIS A. *Thermoeconomic modeling and parametric study of hybrid SOFC-gas turbine-steam turbine power plants ranging from 1.5 to 10 MWe*, Journal of Power Sources, **181**, 2008, 313-326.

54. SIEFERT N.S., LISTER S. *Exergy and economic analysis of advanced IGCC-CCS and IGFC-CCS power plants*. Applied Energy, **107**, 2013, 315-328

55. ZABIELA M. *Commercial proposition for installation of screw compressor*, 2019, mindaugas@genys.lt, tel:+37068212500.

56. TOWLER G., SINNOT R. *Chemical Engineering Design. Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*, Elsevier, 2008: 1245.

57. SAYYAADI H., MEHRABIPOUR R. *Efficiency enhancement of gas turbine using an optimized tubular recuperative heat exchanger*, Energy, **38**, 2012, 362–375.

58. XU J., LUO X., CHEN Y., MO S. *Multi-criteria design optimization and screening of heat exchanger for a subcritical ORC*, Energy Procedia, **75**, 2015, 1639-1645.

59. AJACH A.N., MESBACH A., GRIEVINK J., HERDER P.M., FALCAO P. W., WENNEKES S. *On the robustness, effectiveness and reliability of chemical and mechanical heat pumps for low-temperature heat source district heating: A comparative simulation-based analysis and evaluation*, Energy, **33**, 2008, 908-929

9 CURRICULUM VITAE

Asmens informacija

Gimimo data: 1992-09-09 (28 m.)

Miestas: Kaunas

Telefonas: +370 620 700 81

El. paštas: z.uldinskas@gmail.com, zilvinas.uldinskas@ktu.edu

Energetikos inžinierius, bakalauras ir magistras, 6 metai darbo energetikos objektų projektavimo ir statymo srityje.

Išsilavinimas

2011–2015

Mokymosi įstaiga: Kauno technologijos universitetas

Specialybė: Energetikos inžinierius

Laipsnis: Bakalauras

2015–2017

Mokymosi įstaiga: Kauno technologijos universitetas

Specialybė: Energetikos inžinierius

Laipsnis: Magistras

Darbo patirtis:

2015-07–2016-02

Įmonė: UAB „Sweco Energy Consulting“

Pareigos: Inžinierius projektuotojas

Pareigų aprašymas: Energetikos objektų projektavimas:

Mackevičiaus g. Katilinės priestato statyba, įrengiant biokurą deginantį vandens šildymo katilą ir kondensacinį dūmų ekonomizerį. Mackevičiaus g. 10, Kelmėje, rekonstravimo projektas. Ypatingasis statinys. (2.7 MW). 2015 m.

Šilko katilinės biokuro katilo Nr. 6 pakeitimo, Varnių g. 48, Kaunas, projektas. Ypatingasis statinys. (9 MW). 2015 m.

2016-03–2018-12

Įmonė: UAB „Energijos taupymo centras“

Įmonės svetainė: www.etc.lt

Pareigos: Sistemų projektuotojas

Pareigų aprašymas: Energetikos objektų projektavimas:

Biokuro katilinės 10,0 MW Visagino sav., Karlių k., Pramonės g. 29, naujos statybos projektas. Ypatingasis statinys. 2016 m.

2x500 kW biokuro katilų įrengimas katilinėje adresu Šilo g. 4, Šilutės m., Šilutės r. sav. 2016 m.

Katilinės Klaipėdos m. Liepų g. 84A, šilumos tinklų vamzdyno paprastojo remonto projektas. Ypatingasis statinys. 24 MW, 2016 m.

Dujinių 15 MW galios VŠK su 1,5 MW galios dūmų kondensaciniais ekonomizaieriais įrengimas Pergalės katilinėje (Karo ligoninės g. 31, Kaunas). Ypatingasis statinys. 66 MW, 2017–2018 m.

Gamybos proceso antrinės šilumos panaudojimo sistemos montavimo darbai objekte UAB „Kurana“. Nesudėtingas statinys. 1.6 MW, 2017 m.

Biokuro elektrinės Liepų g. 85A, paprastas remontas, įrengiant kondensato aušinimo šilumokaitį. Nesudėtingas statinys. 400kW, 2017 m.

Biokuro katilinės, gamybos paskirties rekonstravimas Montuotojų g. 9, Mažeikiai, paprastojo remonto projektas. Nesudėtingas statinys. 1.5 MW, 2017 m.

Katilinės Klaipėdos m. Liepų g. 85A šilumos tinklų vamzdyno šilumos apskaitos pakeitimo projektas. Nesudėtingas statinys. 24 MW, 2018 m.

Energijos gamybos pastato Panevėžio m., Pušaloto g. 191, statybos projektas. Ypatingasis statinys. 9.8 MW (ŠVOK) 2018 m.

Katilinės pastato 21P1B Anykščių m., Dariaus ir Girėno g. 8, rekonstravimo projektas. Ypatingasis statinys. (ŠVOK) 2.5 MW, 2018 m.

Kėdainių RK vandens šildymo katilų Nr.3 KVGM- 10 ir Nr.4. KVGM-20, kuro tiekimo valdymo sistemų paprasto remonto projektas. Ypatingasis statinys. 34 MW (skysto kuro tiekimas), 2018 m.

Nuo 2018-12

Įmonė: UAB „AXIS Tech“

Įmonės svetainė: www.axt.eu

Pareigos: Inžinierius

Pareigų aprašymas: Energetikos objektų statybos kuravimas (įrangos parinkimas, valdymo sistemų aprašymas, paleidimas).

Katilinės 2x12,5 MW kartu su kondensaciniu ekonomizaieriu Suvalkų mieste statyba, paleidimas, 2020 m.

Katilinės projekto 2x20 MW kartu su kondensaciniais ekonomizaieriais Rygoje inžineringas, 2019 m.

Katilinės projekto 2x21 MW kartu su kondensaciniais ekonomizaieriais Rygoje inžineringas, 2021 m.

Nuo 2020-10

Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerijos katedra

Pareigos: Technikas

Pareigų aprašymas: Pagalbinis darbas prie mokslinio projekto.

10 MOKSLINIŲ STRAIPSNIŲ IR MOKSLINIŲ KONFERENCIJŲ SĄRAŠAS

Konferencijos:

1. Pramonės inžinerija - 2018: jaunųjų mokslininkų konferencija, 2018 m. gegužės 10 d. :, „*Biokuro atliekinės šilumos skaičiavimo modelis*“.
2. 16th international conference of young scientists on energy issues, (CYSENI 2019), 23-24 May 2019, Kaunas, Lithuania „*Evaluation of wood fuel flue gas component concentrations depending on temperature, air excess value and fuel moisture*“.
3. Tarptautinė konferencija EUBCE 21, 26-29 April 2021, Marseille, France, „*Experimental Study of Biomass Flue Gas Low Grade Heat Utilization Using Corrugated Plastic Tube and Corrugated Stainless-Steel Pipe*“.

Straipsniai:

1. Vytautas DAGILIS, Žilvinas ULDINSKAS, Liutauras VAITKUS, Hussam JOUHARA, Robertas POŠKAS, *The simulation and analysis of wood fuel low-grade heat*, Energy, **218**, 2021, 119501, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119501>.
2. Žilvinas ULDINSKAS, Vytautas DAGILIS, *The Subcooling Effect of the Flue Gas Flow Mixture Internal Dynamic and Heating Capacity*, ISSN 1392-1207. MECHANIKA. 2021 Volume 27(4): 295-300

1 priedas. Eksperimentinių matavimų suvestinė

	Srautas	Galia	T _{i w}	T _{o w}	ΔT _w	T _{i g}	T _{o g}	ΔT	Galia	ΔT	ΔT''	LMTD	F	k
	m ³ /h	kW	°C	°C	°C	°C	°C	D	W				m ²	W/m ² K
P l a s t i k a s	55 °C													
	0.06	0.812	21	32.2	11.2	55	24	31	812	22.8	3	9.76	1.37	60.71
	0.07	0.8	24	33.8	9.8	55	26	29	800	21.2	2	8.13	1.37	71.80
	0.08	0.82	22	30.9	8.9	55	24	31	820	24.1	2	8.88	1.37	67.41
	0.09	0.782	25	32.7	7.7	55	27	28	782	22.3	2	8.42	1.37	67.81
	0.1	0.75	22	28.4	6.4	55	24	31	750	26.6	2	9.51	1.37	57.59
	0.11	0.76	23	28.9	5.9	55	25	30	760	26.1	2	9.38	1.37	59.13
	0.12	0.78	20	25.6	5.6	55	22	33	780	29.4	2	10.19	1.37	55.85
	0.13	0.736	22	26.8	4.8	55	24	31	736	28.2	2	9.90	1.37	54.26
	0.14	0.753	23	27.7	4.7	55	25	30	753	27.3	2	9.68	1.37	56.78
	50 °C													
	0.06	0.747	23	34	10.7	50	26	24	747	16	3	7.77	1.37	70.21
	0.07	0.78	19	30	9.6	50	21	29	780	20	2	7.82	1.37	72.83
	0.08	0.781	21	30	8.4	50	24	26	781	20	3	8.96	1.37	63.62
	0.09	0.802	23	31	7.7	50	26	24	802	19	3	8.67	1.37	67.53
	0.1	0.802	20	27	6.8	50	23	27	802	23	3	9.82	1.37	59.62
	0.11	0.797	23	29	6.1	50	26	24	797	21	3	9.25	1.37	62.89
	0.12	0.792	22	28	5.8	50	25	25	792	22	3	9.54	1.37	60.62
	0.13	0.834	22	27	5.6	50	25	25	834	23	3	9.82	1.37	62.00
	0.14	0.812	22	27	5.1	50	25	25	812	23	3	9.82	1.37	60.36
	45 °C													
	0.06	0.711	24	34.2	10.2	45	27	18	711	10.8	3	6.09	1.37	85.23
	0.07	0.718	21	29.7	8.7	45	24	21	718	15.3	3	7.55	1.37	69.42
	0.08	0.72	22	29.7	7.7	45	25	20	720	15.3	3	7.55	1.37	69.61
	0.09	0.777	23	30.4	7.4	45	26	19	777	14.6	3	7.33	1.37	77.37
	0.1	0.793	19	25.8	6.8	45	21	24	793	19.2	2	7.60	1.37	76.12
	0.11	0.778	24	30.1	6.1	45	27	18	778	14.9	3	7.42	1.37	76.49
	0.12	0.784	20	25.6	5.6	45	22	23	784	19.4	2	7.66	1.37	74.73
	0.13	0.753	27	31.9	4.9	45	31	14	753	13.1	4	7.67	1.37	71.65
	0.14	0.773	21	25.8	4.8	45	24	21	773	19.2	3	8.73	1.37	64.65
	0.14	0.754	22	26.7	4.7	45	25	20	754	18.3	3	8.46	1.37	65.05
	40 °C													
	0.06	0.592	24	32.4	8.4	40	27	13	592	7.6	3	4.95	1.37	87.32
	0.07	0.588	20	27.2	7.2	40	23	17	588	12.8	3	6.75	1.37	63.54
	0.08	0.611	25	31.7	6.7	40	28	12	611	8.3	3	5.21	1.37	85.63
	0.09	0.587	22	27.7	5.7	40	25	15	587	12.3	3	6.59	1.37	65.01
	0.1	0.572	22	27	5	40	25	15	572	13	3	6.82	1.37	61.22
	0.11	0.58	23	27.6	4.6	40	26	14	580	12.4	3	6.62	1.37	63.91
	0.12	0.59	21	25.2	4.2	40	24	16	590	14.8	3	7.39	1.37	58.25
	0.13	0.585	20	23.8	3.8	40	23	17	585	16.2	3	7.83	1.37	54.55
	0.14	0.627	20	23.9	3.9	40	23	17	627	16.1	3	7.80	1.37	58.70
														66.47232

P l i e n a s	45 °C													
	0.06	0.76	22	32.8	10.8	45	23	22	760	12.2	1	4.48	1.89	89.81
	0.07	0.781	21	30.5	9.5	45	22	23	781	14.5	1	5.05	1.89	81.85
	0.08	0.842	21	30.1	9.1	45	23	22	842	14.9	2	6.42	1.89	69.35
	0.09	0.819	20	27.9	7.8	45	21	24	819	17.1	1	5.67	1.89	76.41
	0.1	0.804	22	29	7	45	23	22	804	16	1	5.41	1.89	78.63
	0.11	0.79	23	29.3	6.3	45	24	21	790	15.7	1	5.34	1.89	78.30
	0.12	0.798	24	29.7	5.7	45	25	20	798	15.3	1	5.24	1.89	80.54
	0.13	0.868	22	27.8	5.8	45	23	22	868	17.2	1	5.69	1.89	80.65
	0.14	0.8	24	28.9	4.9	45	25	20	800	16.1	1	5.43	1.89	77.90
	50 °C													
	0.06	0.831	21	32.6	11.6	50	22	28	831	17.4	1	5.74	1.89	76.58
	0.07	0.83	25	35.2	10.2	50	26	24	830	14.8	1	5.12	1.89	85.75
	0.08	0.837	22	31	9	50	23	27	837	19	1	6.11	1.89	72.44
	0.09	0.834	20	28.1	8.1	50	21	29	834	21.9	1	6.77	1.89	65.17
	0.1	0.842	22	28.1	7.3	50	22.5	27.5	842	21.9	0.5	5.66	1.89	78.68
	0.11	0.84	25	31.5	6.5	50	25.5	24.5	840	18.5	0.5	4.98	1.89	89.16
	0.12	0.867	22	28.2	6.2	50	22.5	27.5	867	21.8	0.5	5.64	1.89	81.30
	0.13	0.86	23	28.7	5.7	50	23.5	26.5	860	21.3	0.5	5.54	1.89	82.08
	0.14	0.83	25	30.1	5.1	50	25.5	24.5	830	19.9	0.5	5.27	1.89	83.39
	40 °C													
	0.06	0.658	21	30.4	9.4	40	23	17	658	9.6	2	4.85	1.89	71.86
	0.07	0.683	22	30.5	8.5	40	24	16	683	9.5	2	4.81	1.89	75.08
	0.08	0.674	22	29.3	7.3	40	23	17	674	10.7	1	4.09	1.89	87.14
	0.09	0.66	21	27.3	6.3	40	23	17	660	12.7	2	5.79	1.89	60.33
	0.1	0.667	23	28.8	5.8	40	24	16	667	11.2	1	4.22	1.89	83.59
	0.11	0.665	23	28.3	5.3	40	24	16	665	11.7	1	4.35	1.89	80.88
	0.12	0.669	23	27.8	4.8	40	24	16	669	12.2	1	4.48	1.89	79.06
	0.13	0.669	24	28.4	4.4	40	25	15	669	11.6	1	4.32	1.89	81.85
	0.14	0.663	24	28.2	4.2	40	25	15	663	11.8	1	4.38	1.89	80.17
	55 °C													
	0.06	0.924	21	33.8	12.8	55	22	33	924	21.2	1	6.61	1.89	73.91
	0.07	0.946	22	33.5	11.5	55	23	32	946	21.5	1	6.68	1.89	74.91
	0.08	0.937	22	32.3	10.3	55	23	32	937	22.7	1	6.95	1.89	71.33
	0.09	0.921	23	31.7	8.7	55	24	31	921	23.3	1	7.08	1.89	68.80
	0.1	0.931	23	31	8	55	24	31	931	24	1	7.24	1.89	68.06
	0.11	0.93	24	31.3	7.3	55	25	30	930	23.7	1	7.17	1.89	68.62
	0.12	0.938	22	28.8	6.8	55	22.5	32.5	938	26.2	0.5	6.49	1.89	76.45
	0.13	0.954	23	29.3	6.3	55	23.5	31.5	954	25.7	0.5	6.40	1.89	78.91
	0.14	0.955	24	29.9	5.9	55	24.5	30.5	955	25.1	0.5	6.28	1.89	80.44
														77.48279

2 priedas. Mainų tarp šlapio oro ir vandens srautų pagrindiniai dydžiai, siekiant palyginti eksperimentines ir teorines šilumos perdavimo koeficientų reikšmes

Dujinio srauto temper., t_{dg} , °C	Vid.vandens temp. t_v^∞ , °C	$LMTD$, Δt_{log} , °C	Konvekcinis šilum. atidit. koeficientas	Koeficientas ψ	Terminė varža R_v , m ² K/W	Terminė varža R_d , m ² K/W	Sienelės terminė varža	Mainų pav. plotas, m ²	Šil.atid. koef., α_v , W/m ² K	Sienelės temperatūra, °C	Efektvyvinis šil. atid. koef.	Šilumos perdavimo koef. Paskaičiuotas.	Šilumos perdavimo koef. Eksperimentinis.	Paklaida, %
t_d (t_{dg}) °C	t_v^∞ (t_v^{vid}) °C	Δt_{log} °C	α_k W/m ² K	ψ	R_v m ² K/ W	R_d m ² K/ W	$R_s = \frac{\delta}{\lambda}$ m ² K/ W	f_d , m ²	α_v , W/m ² K	t_d , °C	α_{ef} , W/ m ² K	k , W/ m ² K	k , W/ m ² K	%
Plieninis vamzdelis, $\phi 16\text{mm}$, $\delta=0,2\text{mm}$, $\lambda=20\text{W/mK}$														
40	25,8	4,31	25,5	0,282	1×10^{-4}	3×10^{-4}	1×10^{-5}	1,89	800 1400 2000	26,38 26,22 26,14	93,7 94,0 94,1	81,1 86,0 86,7	78,3 79,8 87,7	+3,6 +7,7 -1,2
45	25,8	5,54	19,3	0,229	1×10^{-4}	3×10^{-4}	1×10^{-5}	1,89	800 1400 2000	26,47 26,27 26,20	82,9 82,5 85,5	72,9 75,5 79,3	76,4 73,5 71,0	-4,6 +2,7 +11,7
50	26,4	5,54	17,1	0,196	1×10^{-4}	3×10^{-4}	1×10^{-5}	1,89	800 1400 2000	27,09 26,90 26,80	85,7 88,2 85,5	75,0 80,3 79,3	73,3 70,2 76,1	+2,3 +14,4 +4,2
55	27,0	6,83	15,3	0,180	1×10^{-4}	3×10^{-4}	1×10^{-5}	1,89	800 1400 2000	27,83 27,59 27,49	83,3 84,1 84,9	73,2 76,8 78,8	69,0 66,7 74,8	+3,3 +15,1 +5,3
Plastikinis vamzdelis, $\phi 16\text{mm}$, $\delta=0,2\text{mm}$, $\lambda=0,2\text{W/mK}$														
40	26,1	5,71	25,5	0,282	1×10^{-4}	5×10^{-4}	1×10^{-3}	1,37	800 1400 2000	27,18 27,01 26,94	84,2 92,2 92,3	67,9 76,0 77,3	70,1 73,8 77,8	-3,1 +3,0 -0,7
45	25,6	7,39	19,3	0,229	1×10^{-4}	5×10^{-4}	1×10^{-3}	1,37	800 1400 2000	27,03 26,90 26,80	81,8 81,9 90,2	66,4 68,9 66,5	68,8 69,7 75,5	-3,5 -1,5 -12,0
50	25,5	9,15	17,1	0,196	1×10^{-4}	5×10^{-4}	1×10^{-3}	1,37	800 1400 2000	27,31 27,03 26,91	86,5 86,8 86,7	69,4 72,3 73,4	61,6 71,3 68,4	+12,7 +1,4 +7,3
55	25,9	9,37	15,3	0,180	1×10^{-4}	5×10^{-4}	1×10^{-3}	1,37	800 1400 2000	27,71 27,42 27,31	84,0 83,7 84,4	67,8 70,1 71,7	57,5 68,1 74,1	+17,9 +2,9 -3,2

UDK 620.925+662.63](043.3)

SL 344. 2022-*,*,* leidyb. apsk. I. Tiražas 14 egz. Užsakymas 22-0137
Išleido Kauno technologijos universitetas, K. Donelaičio g. 73, 44249 Kaunas
Spausdino leidyklos „Technologija“ spaustuvė, Studentų g. 54, 51424 Kaunas