

RĪGAS TEHNISKĀ UNIVERSITĀTE
Būvniecības fakultāte
Siltuma, gāzes un ūdens tehnoloģijas institūts

Artūrs BRAHMANIS

Doktora studiju programmas Siltuma, gāzes un ūdens tehnoloģijas doktorants

„Netiešā iztvaikošanas dzesēšana gaisa kondicionēšanas
sistēmās”

Promocijas darbs

Zinātniskais vadītājs
Dr.sc. ing., profesors
Arturs LEŠINSKIS

Rīga 2014

SATURS

ANOTĀCIJA	4
IMANTOTIE APZĪMĒJUMI	8
IEVADS	10
1.1. Darba mērķis	13
1. ANALĪTISKAIS APSKATS	14
2. IZTVAIKOŠANAS DZESĒŠANAS TEORĒTISKIE PAMATI	27
2.1. Iekārtas iztvaikošanas dzesēšanas procesa efektivitāte.....	29
2.2. Ūdens – gaiss iztvaikošanas siltummainis	31
2.3. Ūdens – ūdens siltummainis	35
2.4. Darba gaisa parametri	35
3. ENERĢIJAS PATĒRIŅU UN EKONOMISKIE APRĒĶINI	39
3.1. Klimata dati enerģijas aprēķiniem	39
3.1.1. Dzesēšanas grādu dienas	39
3.1.2. Tipiskais meteoroloģiskais gads	40
3.2. Dzesēšanas sistēmu enerģijas patēriņa aprēķinu datorprogrammas. Apskats	45
3.2.1. <i>TRNSYS</i>	45
3.2.2. <i>Energy Plus</i>	46
3.2.3. RTU Dr.sc.ing. A.Krūmiņa izveidotā programma.....	48
3.2.4. <i>RETSscreen 4</i>	49
3.3. Sezonālā iekārtas darbības efektivitāte	49
3.3.1. Eiropas sezonālais enerģijas efektivitātes radītājs ESEER.....	49
4. PĒTĪJUMU DAĻA.....	51
4.1. Eksperimentu plāns.....	51
4.1.1. Laboratorijas eksperimentu plāns	51
4.1.2. Eksperimentu plāns eksperimentālā objektā.....	51
4.2. Pētījumu rezultātu apstrādes metodika	52
4.2.1. Datu apstrāde	52
4.2.2. Mērījumu kļūdas.....	52
4.3. Netiešās iztvaikošanas dzesēšanas laboratorijas pētījumi	55
4.3.1. Laboratorijas pētījumu sērija vasaras laika apstākļos	58
4.3.2. Laboratorijas pētījumu sērija rudens laika apstākļos	60

4.3.3.	Ūdens patēriņš	68
4.3.4.	Secinājumi	73
4.4.	Pētījumi eksperimentālā objektā	74
4.4.1.	Eksperimentālās iekārtas apraksts	74
4.4.2.	Eksperimentālā objekta pētījums par 2011. gada darbības periodu	75
4.4.3.	Eksperimentālā objekta pētījums par 3 mēnešu darbības periodu	77
4.4.4.	Eksperimentālā objekta apkopojošais pētījums par 2012. gada dzesēšanas sezonu	79
4.5.	Dzesēšanas iekārtu tehniski – ekonomiskais salīdzinājums.....	83
4.5.1.	Kombinētā „adiabātiskā” - kompresijas cikla un konvencijālā kompakta dzesētāju darbības efektivitātes ekonomiskais salīdzinājums	87
4.5.2.	Kombinētā „adiabātiskā” - kompresijas cikla dzesētāja un dalītās sistēmas „dzesētājs – sausais dzesēšanas tornis” darbības efektivitātes ekonomiskais salīdzinājums.....	91
4.5.3.	Dzesētāju tipu izvēles ekonomiskie aspekti. Atmaksāšanās termiņš.	95
4.5.4.	Salīdzinošais aprēķins RETScreen 4 programmā	104
SECINĀJUMU APKOPOJUMS		108
LITERATŪRA		110
PUBLIKĀCIJAS		119

ANOTĀCIJA

Viena no metodēm enerģijas patēriņa samazināšanai gaisa kondicionēšanas procesā ir adiabatiskās, jeb iztvaikošanas dzesēšanas pielietošana, kurā konstantās entalpijas procesā iztvaikojošais ūdens dzesē siltumapmaiņas virsmu. Vēsturiski šis dzesēšanas paņēmiens visplašāk tiek pielietots karstajos, sausajos reģionos, kur zemā āra gaisa mitruma apstākļos ūdens iztvaikošana sniedz vislielāko dzesēšanas efektivitāti. Tomēr, līdz ar gaisa kondicionēšanas nozares attīstību, un „augstās temperatūras” dzesēšanas straujo izplatīšanu, šis dzesēšanas veids kļūst arvien ekonomiski pievilcīgāks pielietošanai arī mitrāka, mērena klimata apstākļos. Ievērojot dzesēšanas sezonas paaugstināto mitrumu (60-80%) Latvijā, ventilācijā lietderīgāk izmantot netiešu iztvaikošanas dzesēšanu, bet kondicionēšanas sistēmās - papildus iztvaikošanas dzesēšanu. Piemēram, dzesēšanas sistēmās pielieto kombinētus ūdens dzesētājus (KKCD), kas aprīkoti ar kompresijas ciklu, kurā darba gaiss pirms kondensatora tiek mitrināts ar ūdens izsmidzināšanu. Līdz ar to, kondensatorā nonāk jau „adiabatiski” atdzesēts mitrs gaiss, kas paaugstina iekārtas efektivitāti.

Ar mērķi noteikt netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas (NIŪD) sistēmu pielietošanas tehniski - ekonomiskus aspektus mērenā Latvijas klimatā, šī darba ietvaros tika veikti analītiskie pētījumi esošai KKCD sistēmas darbībai nesen rekonstruētā vēsturiskajā ēkā.

Iegūto datu validēšanai un papildināšanai tika veikta eksperimentu sērija, izmantojot analogisku kombinētu dzesēšanas sistēmu Rīgas Tehniskās universitātes laboratorijā – Ēku energoefektivitātes simulatorā. Tika iegūti empīriskie rezultāti par iekārtas kopējās efektivitātes EER kā arī iekārtas veiktspējas un temperatūras režīmu izmaiņām atkarībā no āra gaisa mitruma satura, un temperatūras. Ir veikta analīze dzesēšanas termiskās efektivitātes atkarībai no WBD (slapjā un mitrā termometra radījumu starpībai).

Iegūtie dati par iztvaikošanas dzesēšanas iekārtas darbības efektivitāti pie dažējās slodzes tika izmantoti salīdzinošos ekonomiskos aprēķinos. Enerģijas patēriņa aprēķini dzesēšanas sezonas laikā tika veikti, izmantojot 7 āra gaisa temperatūru – dzesēšanas slodžu intervālus ar dažādām EER vērtībām.

Darba zinātniskā novitāte: ir izstrādāta dzesētāju sezonālā enerģijas patēriņa aprēķinu metodika, balstoties uz proporcionālas jaudas un enerģijas efektivitātes radītāja (EER) sadalījuma atbilstoši tipiskajam meteoroloģiskajam gadam. Metodika ir aprobēta dzesēšanas sistēmas enerģijas patēriņa aprēķinos esošai vēsturiskai ēkai Latvijas klimatā.

Darba praktiskā nozīmība: lai paaugstinātu ekonomisku un enerģijas patēriņu aprēķinu precizitāti, ir piedāvāts veikt izmaiņas Eiropas standartā EN 14511:3-2007, kas nosaka sezonālas efektivitātes ESEER aprēķinu procedūru, ievērojot dažādu objektu tipu specifiku un vēsāka klimata nosacījumus. Ir noteikti iztvaikošanas dzesēšanas pielietošanas tehniski – ekonomiskie radītāji. Piedāvātā sezonālā enerģijas patēriņu izvērtēšanas metodika var tikt pielietota citu vēsturisku rekonstruētu ēku enerģijas aprēķinos.

Šis darbs izstrādāts ar Eiropas Sociālā fonda atbalstu projektā «Atbalsts RTU doktora studiju īstenošanai».



АННОТАЦИЯ

Одним из методов снижения энергопотребления в процессе кондиционирования воздуха является использование „адиабатного”, или испарительного охлаждения, в процессе которого испаряющая вода охлаждает поверхность теплообмена. Исторически сложилось, что этот принцип наиболее широко используется в сухих, жарких регионах, в климатических условиях которых испарение воды наиболее эффективно. Однако, в связи с развитием отрасли кондиционирования воздуха, и распространением систем „высокотемпературного” охлаждения, данный вид охлаждения становится всё более экономически целесообразным для использования в условиях более влажного, умеренного климата.

Учитывая повышенную влажность воздуха в Латвии (60-80%) в течение охладительного сезона, в вентиляции наиболее целесообразным является применение косвенно-испарительного охлаждения, и добавочного испарительного охлаждения в системах кондиционирования зданий. Например, для систем охлаждения могут использоваться комбинированные водоохлаждающие установки (ККСД), оборудованные компрессионным циклом, в котором рабочий воздух перед конденсатором увлажняется. Таким образом, в конденсатор поступает уже „адиабатически” охлаждённый влажный воздух, что повышает эффективность установки.

С целью определить технико – экономические аспекты применения испарительного охлаждения в условиях умеренного климата Латвии, в рамках данной работы произведены аналитические исследования существующей системы с агрегатом ККСД в недавно реконструированном историческом здании.

С целью валидации полученных данных произведена серия экспериментов с аналогичной комбинированной установкой в лаборатории Рижского Технического университета. Получены эмпирические данные по общей эффективности установки EER, а также её производительности, и обеспечиваемого температурного режима системы в зависимости от влагосодержания и температуры наружного воздуха. Произведён также анализ термической эффективности в зависимости от разницы показаний по влажному и сухому термометру (WBD).

Полученные данные EER при частичной охладительной нагрузке использованы в сравнительных экономических расчётах. Расчёты сезонного расхода энергии произведены

с помощью 7 интервалов температуры наружного воздуха, с соответствующими значениями эффективности с использованием данных Типичного Метеорологического года для города Рига.

Нововведение работы: разработана методика расчёта сезонного энергопотребления водоохладителей, основанная на пропорциональном распределении эффективности (EER) соответственно типичному метеорологическому году. Методика апробирована в расчётах энергопотребления системы охлаждения в существующем историческом здании в климатических условиях Латвии.

Практическое значение работы: для повышения точности экономических и расчётов энергопотребления, предложено внести коррекции в Европейском стандарте EN 14511:3-2007, определяющего методику расчётов сезонной эффективности ESEER, учитывая специфику различных типов объектов и условия более холодного климата. Определены технико – экономические показатели применения косвенно – испарительного охлаждения. Предложенная методика расчёта сезонного энергопотребления может быть использована для расчётов также для других исторических зданий в условиях латвийского или схожего с ним климата.

Эта работа выполнена при содействии Европейского социального фонда в рамках проекта «Поддержка развития докторантуры РТУ».



Imantotie apzīmējumi

EER – dzesēšanas jaudas attiecība pret kopējo ieejas jaudu

ESEER – Eiropas sezonālās enerģijas efektivitātes rādītājs

AVK – apkures, ventilācijas un gaisa kondicionēšana

GK – gaisa kondicionēšana

WBD – sausā un mitrā termometra temperatūru starpība (angļu Wet Bulb Depression), °C

TID – tiešā iztvaikošanas dzesēšana

NID, IEC – netiešā iztvaikošanas dzesēšana (vispārēji)

NIŪD – netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšana

NIGD / TIGD – netiešā / tiešā iztvaikošanas gaisa dzesēšana

ĀG – āra, jeb darba gaiss

„*range*” *nosacījums* – ūdens turpgaitas un āra gaisa temperatūru starpības °C

„*approach*” *nosacījums* – dzesētās ūdens atpakaļgaitas un turpgaitas temperatūru starpība, °C

η_{tp} – primāra termālā efektivitāte

T_{pr} – primāra cikla atpakaļgaitas temperatūra (°C)

T_{ps} – primāra cikla turpgaitas temperatūra (°C)

F_r – proporcionālās izmaiņas „*range*” nosacījumos

F_a – proporcionālās izmaiņas „*approach*” nosacījumos

T_{as}, AST – adiabātiskās piesātinātības temperatūra (°C)

PTE – primārā termālā efektivitāte

STE – sekundārā termālā efektivitāte

ASWR – gaisa masas plūsmas / sekundāras ūdens plūsmas attiecība

TRG – meteoroloģiskais testa references gads

SAT – sekundāra loka temperatūras starpība, °C

T_{AG}, DBT – sausā termometra āra gaisa temperatūra, °C

T_{WB}, WBT – gaisa slapjā termometra temperatūra

Q_c – dzesēšanas jauda, kW jeb RT [12]

PCI – dzesēšanas pieprasījuma nodrošinājums procentuāli, %

P_{CS} – kombinētas sistēmas paterētā ekstriskā enerģija, kWh [15]

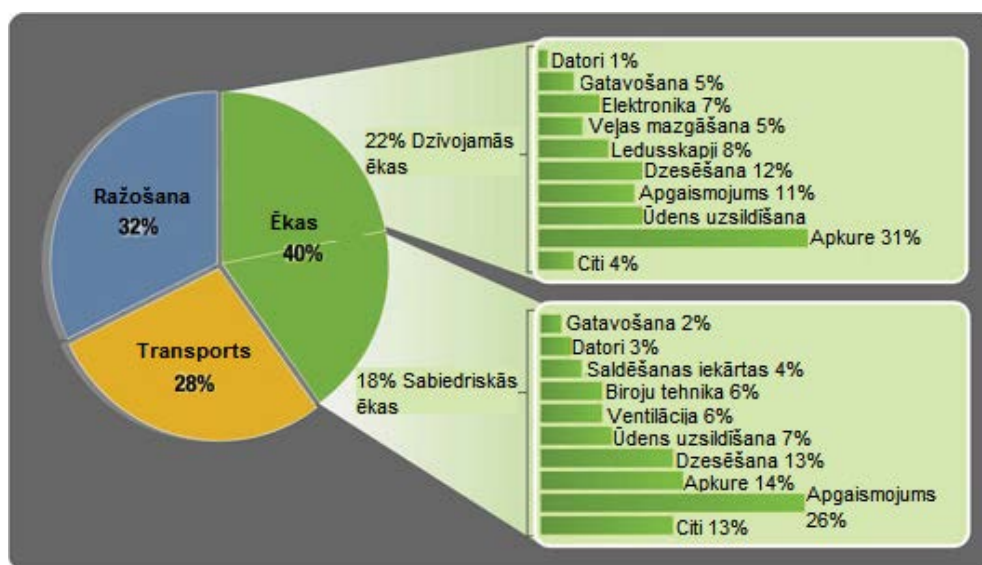
P_{SA-PUA} – atsevišķā gaisa dzesētāja paterētā ekstriskā enerģija, kWh [15]

η, ε – efektivitāte (vispārēji)

C – kapacitatīvā plūsma, J/(s·K)
 W – masas plūsma, kg/s;
 c_p – īpatnējā siltumietilpība pie konstanta spiediena, J/(kg·K)
 q – siltuma plūsma, W
 α_m – ir ūdens tvaika masas pārneses koeficients, kg/(m²·s)
 α – attiecība starp siltumapmaiņas virsmu un siltummaiņa tilpumu, bez/m
 h_g – gaisa entalpija, J/kg
 h_i – entalpija uz ūdens plēves un gaisa robežas, J/kg
 m_g – gaisa masas plūsma, kg/s
 k – siltumapmaiņas koeficients starp caurulēs esošo ūdeni, un ūdens plēves / gaisa robežu, W/m²·K [11]
 T, t – šķidruma, vai gaisa temperatūra, °C
 Γ – masas plūsma caur laukuma vienību, kg/(m²·s)
 $X_{c,w}$ – siltumietilpības korekcijas faktors mitram gaisam, bez / m
 U – kopējais siltuma atdeves koeficients, W/(m²·K)
 A – siltuma apmaiņas virsmas laukums, m²
 ΔT_m – vidējā temperatūras starpība siltumapmaiņas virsmai, °C
 Δx – absolūta kļūda, apskatamā lieluma mērvienībās
 ε – relatīvā kļūda, %
 x_{vid} – vidējais mērījuma rezultāts
 $\tau_\beta(N)$ – τ sadalījuma koeficients pie N mērījumiem un varbūtības β
 S_x – vidējā kvadrātiskā kļūda
 σ^2 – standartnovirzes kvadrāts jeb dispersija
 x – mitruma saturs gaisā, kg_w/kg_{da}
 φ – relatīvais mitrums, % vai daļas no 1
 p_{ws} – ūdens tvaiku spiediens, kPa
 p – barometriskais spiediens, kPa
 g – dzesēšanas šķidruma plūsma, m³/s
 ρ – dzesēšanas šķidruma blīvums, kg/m³
 c_{cw} – dzesēšanas šķidruma īpatnējā siltumietilpība, kJ/(kg·°C)

IEVADS

Dzesēšanas sistēmu enerģijas patēriņš vidēji sastāda ievērojamu daļu no dzīvojamo un publisko ēku kopējā enerģijas patēriņa. Pēc Eiropas Komitejas 2009. gadā publicēta pētījuma, 27 Eiropas Savienības dalībvalstīs, dzesēšanai ventilācijas un gaisa kondicionēšanas (VK) sistēmās tika patērēts 21 TWh elektroenerģijas, kas sasniedz aptuveni 11% no kopēja šo valstu elektrības patēriņa [49]. Enerģijas patēriņš ēkās sastāda 30-40% no kopējiem enerģijas patēriņiem Eiropas valstīs, pie kā ventilācijas un gaisa kondicionēšanas (VK) segments patērē vidēji 19% no ēku kopējās enerģijas patēriņa. Dzesēšanas sistēmu enerģijas patēriņš vidēji sastāda 12% no publisko ēku kopējā enerģijas patēriņa [79]



1. att. Enerģijas patēriņa sadalījums pasaules attīstītajās valstīs [92], [89]

Ievērojot energoresursu cenu kāpumu, un globālas tendences uz siltumnīcas efekta gāzes emisiju samazināšanu, ir nepieciešams pievērst uzmanību ēku dzesēšanas, kas ir nozīmīga AVK sistēmu sastāvdaļa, energoefektivitātes uzlabošanai. Gaisa kondicionēšana (GK), kā svarīga AVK sistēmu sastāvdaļa, jau kļuvusi par vienu no nozīmīgākajiem ēku inženiersistēmām, īpaši publiskās ēkās, pie kurām var pieskaitīt biroju kompleksus, lielveikalus, sporta centrus, lidostas, rūpnieciskās ēkas, utt. To ietekmē pēdējo gadu klimata svārstības ar ekstremāli karstu dienu skaitu pieaugumu, un siltuma izdalošās tehnikas izmantošanas pieaugumu. Karstajos un / vai sausajos reģionos, piem., Vidus Austrumos, Tālos Austrumos, Ziemeļamerikā gaisa

kondicionēšana bieži vien ir daļa no cilvēku dzīves nepieciešamībām, arī mērenos klimatiskajos reģionos, tādos kā Lielbritānija, Dānija, un citos Eiropas mērena klimata valstīs, gaisa kondicionēšanas sistēmu izmantošana strauji pieaug. Karstākajos vasaras periodos, kad gaisa dzesēšana darbojas pilnā jaudā, daudzās pilsētās Ķīnā, Kuveitā u.c. tiek novēroti elektrības pārslogojumi, kas bieži noved pie elektrotīklu atslēgšanās. Sakarā ar arvien plašāku gaisa kondicionēšanas pielietojumu un tajā pašā laikā nepieciešamību ekonomēt enerģiju un samazināt oglekļa oksīdu emisijas būvniecības sektorā tiek aktīvi meklētas iespējas fosilā kurināmā patēriņa samazināšanai un atjaunojamo resursu izmantošanai. Līdz ar to dabisku procesu izmantošanai gaisa kondicionēšanas nozarē ir īpaša nozīme [25].

Viena no metodēm enerģijas patēriņa samazināšanai gaisa kondicionēšanas procesā ir adiabatiskas, jeb iztvaikošanas dzesēšanas pielietošana, kurā iztvaikojošais ūdens dabiski dzesē siltumaipmaiņas virsmu. Vēsturiski šis dzesēšanas paņēmiens visplašāk tiek pielietots karstajos, sausajos reģionos, kur zemā āra gaisa mitruma apstākļos ūdens iztvaikošana sniedz vislielāko dzesēšanas efektivitāti [19], [21]. Tomēr, līdz ar gaisa kondicionēšanas nozares attīstību, un „augstās temperatūras” dzesēšanas straujo izplatīšanu, šis dzesēšanas veids kļūst arvien ekonomiski pievilcīgāks pielietošanai arī mitrāka, mērena klimata apstākļos [9], [23].

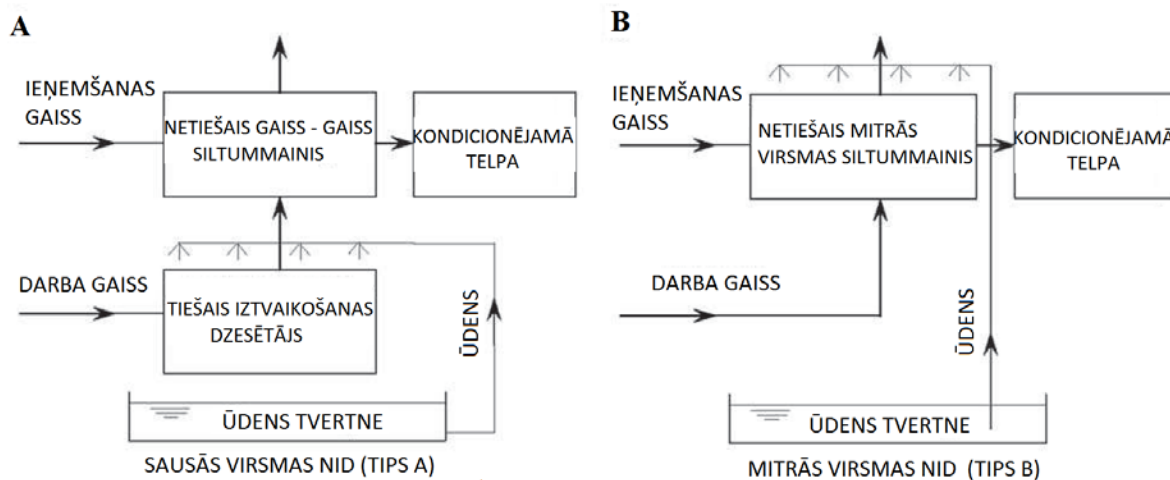
Mazās sausā un mitrā termometra temperatūru starpības (WBD – Wet Bulb Depression) dēļ, iztvaikošanas dzesēšana atsevišķi, „tīrā” veidā nespēj nodrošināt komfortablu vidi visas dzesēšanas sezonas garumā. Tāpēc AVK sistēmās daudzviet pasaulē arvien populārāka kļūst kombinēto kompresijas cikla – iztvaikošanas dzesētāju pielietošana. Piemēram, ūdens izsmidzināšana uz freona kondensatora virsmu ievērojami, līdz 10-15%, paaugstina dzesētāja efektivitāti [19], [35].

Viss citāts no [40]: „Mūsdienās iztvaikošanas dzesēšana tiek izmantota divos pamatveidos, tiešā (TID) un netiešā (NID). Tiešā adiabatiskā dzesēšana ir senākais, un visplašāk pielietojams iztvaikošanas dzesēšanas veids. Šādās sistēmās parasti izmanto ventilatorus karsta āra gaisa pārvietošanas apkalpojamās telpās caur samitrinātu porainu virsmu. Ūdens, iztvaikojot no porainās virsmas, absorbē siltumu, un gaiss aiziet no iekārtas ar zemāku temperatūru. Faktiski, sausā termometra gaisa temperatūra samazinās, gaisa samitrinoties adiabatiskā piesātinātības procesa gaitā. TID procesa princips ir balstīts uz enerģijas pārveidošanu no jūtama siltuma uz latentu siltumu. Samitrināta virsma var sastāvēt no poraina materiāla elementiem, kas izgatavoti no celulozes, šķiedras, polipropilēna, vai cita.

Netiešā iztvaikošanas dzesēšana tiek klasificēta divos veidos, balstoties uz siltuma un masas apmaiņas principiem siltummaiņos:

Tips (A) – Sausās virsmas NID: šeit, nosūces / izmešanas gaiss tiek dzesēts tiešā iztvaikošanas procesā pirms ieiet netiešā siltummainī. Pēc tam, šis atdzesētais gaiss, savukārt dzesē ieņemšanas / pieplūdes gaisu parastā gaiss – gaiss tipa siltummainī.

Tips (B) – Mitrās virsmas NID: šajā dzesēšanas veidā notiek neadiabātiskā iztvaikošana, izmantojot samitrinātu siltummaini.” Šajā metodē var tikt pielietotas divas gaisa plūsmas, kas tiek novirzītas caur nosacīti mitriem un sausiem kanāliem, kuri ir atdalīti viens no otra. Ieņemšanas / pieplūdes gaiss tiek dzesēts sausajos kanālos, kuri ir atdalīti no mitriem kanāliem, pa kuriem tiek novirzīts nosūces / izmešanas gaiss caur ūdens izsmidzināšanu. Mitrajos kanālos notiek ūdens iztvaikošana, kā rezultāta pieplūdes gaiss caur ūdensnecaurlaidīgām siltummaiņa sieniņām tiek atdzesēts (Att. 2). Izejošam no sausiem siltummaiņa kanāliem gaisam ir zemākā mitrā termometra temperatūra, nekā apkārtesošajam. Līdz ar to būtu izdevīgi daļu no šī atdzesētā gaisa novirzīt caur mitriem kanāliem, nekā izmantot šim nolūkam āra gaisu [12].



2. att. Netiešās iztvaikošanas dzesēšanas pamatveidi [40]

Šāda tipa dzesētājs tiek apzīmēts par reģeneratīvo netiešās iztvaikošanas dzesētāju. Ja dažas reģeneratīvā iztvaikošanas dzesētāja sekcijas salikt ķēdē, atdzesētā gaisa temperatūra izejā no pēdējās sekcijas tiek pazemināta līdz vai pat zem āra gaisa rasas punkta temperatūras. Savukārt, katra papildu sekcija pazeminātu gaisa masas plūsmu sausajos kanālos, kā rezultātā

pazeminātos dzesēšanas jauda. Ja nosūces gaisa slapjā termometra temperatūra ir zemāka, nekā āra gaisa temperatūra, to var izmantot mitrajos kanālos atdzesētās ieņemšanas gaisa daļas vietā. Līdzīgi principi tiek pielietoti netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas sistēmās [37].

Latvijas būvniecības nozarē ventilācijas un gaisa kondicionēšanas (VK) sistēmās iztvaikošanas dzesēšana tiek izmantotā diezgan reti. Tas var būt skaidrojams ar projektētāju un citu nozares speciālistu skeptisku attieksmi pret šī dzesēšanas veida efektivitāti, samērā nelielu tirgū pārstāvētu ražotāju skaitu, kā arī ar lielākiem kapitālieguldījumiem, kas ir nepieciešamās ar adiabatisku ciklu kombinētu dzesēšanas iekārtu iegādei.

1.1. Darba mērķis

Promocijas darba mērķis ir noteikt netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas (NIŪD) sistēmu pielietošanas tehniski - ekonomiskus aspektus mērenā Latvijas klimatā, izvērtējot tās enerģijas patēriņa ekonomijas iespējas.

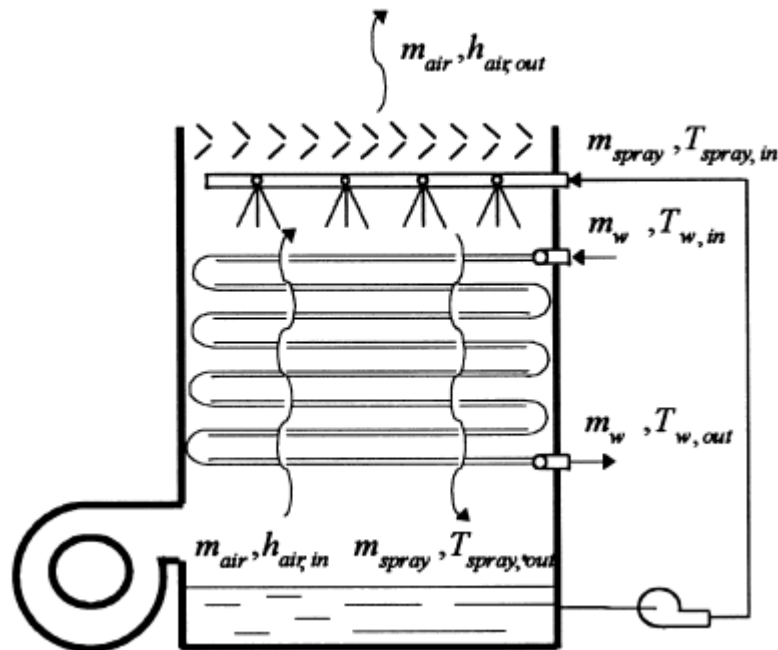
Tiek izvirzīti sekojoši pētījuma uzdevumi:

1. Izvērtēt esošās aprēķinu metodes, un izstrādāt sezonālo enerģijas patēriņu un ekonomisko aprēķinu metodiku un veikt aprēķinus ar kompresijas ciklu kombinētas netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas (KKCD) sistēmas izmantošanai, salīdzinot to ar citiem dzesēšanas principiem.
2. Pārbaudīt netiešās iztvaikošanas dzesēšanas (NID) metodi darbībā eksperimentālā objektā dzesēšanas sezonas garumā.
3. Noteikt NID efektivitātes un āra gaisa mitruma korelāciju, izmantojot pētniecības objektā iegūtos datus.
4. Laboratorijas apstākļos izvērtēt ar NID metodi dzesētā ūdens lietderīgās temperatūras (aukstumnesēja turpgaitas temperatūra, kas var tikt pielietota dzesēšanas sistēmas) pieejamību.

1. ANALĪTISKAIS APSKATS

Zinātniskajās datu bāzēs ir atrodami vairāki raksti par tiešās un netiešās adiabatiskās dzesēšanas procesu pētījumiem.

J.Facao un A.C.Oliveira savā pētījumā [32], kas publicēts 2000. gadā, laboratorijas apstākļos notestēja uz to brīdi jaunu kompakto dzesēšanas torni, kas tika izstrādāts speciāli HVAC sistēmām ar dzesētiem griestiem. Autori salīdzināja eksperimentu rezultātus ar aprēķiniem pēc trim dažādiem siltumapmaiņas modeļiem. „Visi uz korelācijām bāzētie modeļi pieņem, ka cauruļu virsmas ir pilnībā slapjas, kas tiek panākts, vienmērīgi izsmidzinot ūdeni uz caurulēm. Līdz ar to parādās masas un siltuma apmaiņa starp ūdens plēvi un gaisa plūsmu.” Pirmais modelis, kas tiks apskatīts, ko izstrādāja Mizušina, noraida izsmidzināšanas temperatūras variācijas vienādojumā (2.8) un uzskata robežu starp ūdens virsmu un gaisu (interfeiss) nosacījumus (h_i, T_i) par konstantām visā dzesēšanas tornī (Att. 1.1.).



1.1. att. Slēgta tipa ūdens dzesēšanas tornis un galvenie mainīgie [32]

Otrais modelis, ko izstrādājis Kals [44], izmanto caurules siltuma pārnešanas virsmas diskretizāciju. Domēns tiek sadalīts vairākos mezglos, lai dotu iespēju ūdens temperatūras un gaisa entalpijas aprēķinam. Izsmidzinātā ūdens temperatūras variācijas arī netiek ņemtas vērā.

Trešo apskatāmo modeli arī izveidoja Mizušina [63]. Izsmidzinātā ūdens temperatūra netiek ignorēta. Tiek pieņemts, ka izsmidzinātā ūdens plēves termālā pretestība ir niecīga, no kā seko, ka $T_i = T_{izsm.}$. Ceturto modeli piedāvāja Peterson [72], un tajā tiek izmantots dzesēšanas efektivitātes koncepts. Izsmidzināšanas temperatūras variācijas netiek ievērotas, un lineārā izteiksme (2.13) izsaka piesātinātības entalpiju kā funkciju no slapjā termometra temperatūras. Visiem aprakstītiem modeļiem ir nepieciešamas eksperimentālās korelācijas masas un siltuma pārnese koeficientiem. Citi autori esot ieguvuši arī korelācijas, kas izmanto tikai gaisa plūsmu kā mainīgo [68]. Papildus, Niitsu secinājis [66], ka masas pārnese koeficients nav atkarīgs no izsmidzināmās ūdens plūsmas priekš $\Gamma / d_{ar.} > 0.7$, kur Γ ir izsmidzināmās ūdens strūklas slodze, kas ir vienāda ar strūklas masas plūsmas attiecību pret dzesēšanas torņa (siltummaiņa) šķērsriezumu. Siltumapmaiņas koeficients starp caurules virsmu un ūdens plēvi $\alpha_{izsm.}$ var tikt korelēts ar izsmidzināmās ūdens slodzes un caurules diametru.

Pētījuma ietvaros veikti eksperimenti, lai analizētu ūdens temperatūras ietekmi, un ir secināts, ka šim parametram ir ļoti maza ietekme uz torņa efektivitāti. Tika izmantoti dažādi modeļi, un to sniegtie rezultāti tika salīdzināti ar eksperimentā iegūtajiem. Autori apgalvo arī, ka efektivitāte nebūtiski palielinās ar slapjā termometra temperatūras kāpumu: aptuveni 8% temperatūrām starp 10 un 20°C. Palielinājums ir lineārs, un praktiski vienāds pie dažādiem gaisa un ūdens plūsmas rādītājiem.

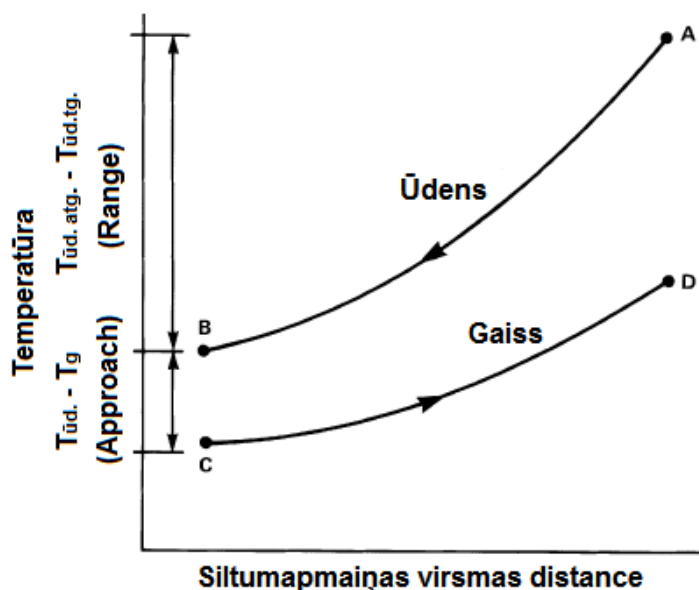
Pētījuma secinājumi:

- termālie modeļi ir ļoti noderīgi gan jaunu dzesēšanas torņu projektēšanai, gan esošu torņu veiktspējas aprēķiniem.
- apskatītai iekārtai aprēķinu modeļi sniedz precīzākus rezultātus, kad tiek izmantotas autoru piedāvātas korelācijas.
- vienkāršāki modeļi, ar vispārēju pieeju, var sniegt labus, vai pat labākus rezultātus, nekā modeļi, kuru pamatā ir galīgo elementu metode.

Komentārs: J.Facao un A.C.Oliveira pētījums, kas šeit izklāstīts īsa kopsavilkuma veidā, ir lietderīgs mazās jaudas dzesēšanas torņu projektēšanai. Ir, savukārt, dažas nianse – grafiki dažās vietās neatbilst vai atbilst neprecīzi secinājumiem, kas uz tiem tiek attiecināti (piem. Fig. 5 tekstā). Testēto pilot iekārtu termiskās efektivitātes bija zemākas, nekā teorētisko modeļu rezultātos. Kā raksta autori, zemākā eksperimentālā efektivitāte visticamāk ir radusies dzesēšanas torņu noteiktu ģeometrisku nosacījumu dēļ: mazāku torņu dimensijas un nevienādība gaisa

plūsmas ātrumā torņa griezumā, kas ir skaidrojams ar ventilatora izvietojumu. Šis pētījums pievērš uzmanību augstās temperatūras sistēmām. Dzesēšanas torņu pielietošanas iespējas tradicionālās (Fan-coil, air cooler) dzesēšanas sistēmās nav izvērtētas.

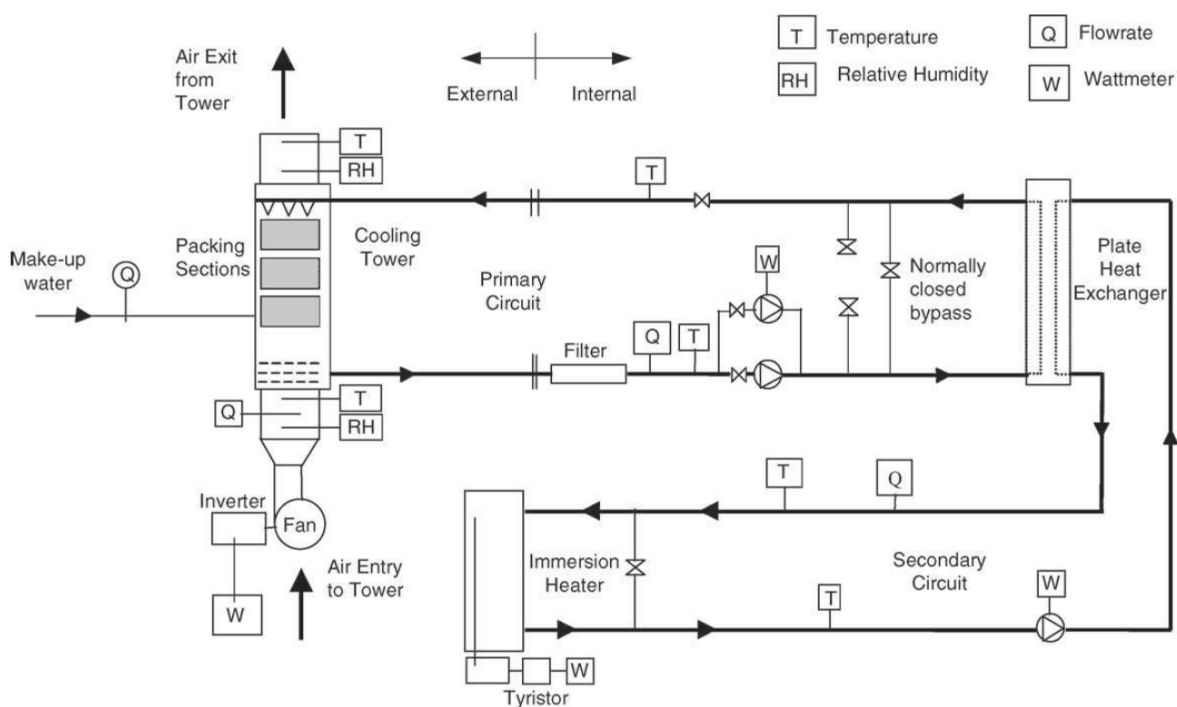
B.Costelloe un D. Finn 2002. gada plašs eksperimentālais un analītiskais pētījums [22] ir veltīts netiešās iztvaikošanas dzesēšanas sistēmu potenciāla novērtēšanai valstīs ar mēreno klimatu (Milāna - Itālija un Dublina – Īrija). Autori vērūši uzmanību mūsdienīgo, ar nelielu fasādes virsmas attiecību pret tilpumu (deep plan buildings) ēku dzesēšanai, kurās tiek izmantotas netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas sistēmas. Šajos gadījumos veiksmīgas sistēmas izmantošanas nosacījums ir maksimāli zemas, tuvas pie āra gaisa piesātinātības (AST) vai pat rasas punkta (WBT) ūdens temperatūras sasniegšanas netiešā lokā. Izmantojamie jēdzieni uzskatāmībai parādīti Att. 1.2.



1.2. att. Dzesējamā ūdens un darba gaisa mijiedarbība dzesēšanas tornī

Uz eksperimenta brīdi (2002. gads) veiktie pētījumi ir parādījuši, ka tehniski ir iespējams sagatavot dzesēšanas ūdeni ar turpgaitas temperatūru par 3°C augstāku par apkārtējās vides AST. Savukārt, autori pasvītro, ka neskatoties uz to, ka AST dati ir atrodami lielai teritoriju daļai, ir novērojams šī dzesēšanas veida pētījumu trūkums, īpaši tādu pētījumu, kas balstīti uz Approach (ūdens turpgaitas un āra gaisa temperatūru starpības) analīzēm pielietošanas ziņā. Īpaši tas

attiecās uz mērena klimata apstākļiem ar ļoti zemām Approach un Range (dzesētās ūdens atpakaļgaitas un turpgaitas temperatūru starpības) vērtībām, un pie WBT (slapjā termometra temperatūras) zem 16°C. Šo jautājumu pētīšanai autori izveidoja eksperimentālu pētījumu programmu, ar mērķi nodemonstrēt šādu dzesēšanas sistēmu pielietojšanas potenciālu moderno ēku dzesēšanai. Programmas pamatā ir atvērtā tipa pretplūsmas dzesēšanas tornis, kas ir optimizēts maziem Approach apstākļiem un aprīkots ar plākšņu starpsiltummaini. Torņa platums ir 0.9 m, dziļums 1.2 m un augstums 3.2 m (Att. 1.3.).



1.3. att. Pētījumā [22] izmantotā eksperimentālā iekārta

Izveidotā eksperimentālā iekārta ietver arī automātisko datu reģistrēšanu būtiskākiem parametriem un ventilatora motora apgriezību kontroli. Dzesēšanas jaudu nodrošina caurplūdes elektriskais ūdens sildītājs ar modulētu tiristora vadību. Eksperimentu rezultāti analizēti izmantojot datorprogrammu un meteoroloģiska testa references gada (TRG) datus. Iekārtas dzesēšanas veiktspēja no nepieciešamās turpgaitas temperatūras sasniegšanas viedokļa analizēta sekojošā veidā:

- sekundārā loka turpgaitas temperatūras (SAT) ikgadējā pieejamība nepieciešamajā diapazonā;

- Ikgadējā minimālā 3 K SAT pieejamība;
- Vidējā ikmēneša dzesēšanas ūdens temperatūra uz 3 K SAT;
- Vidējās mēneša dzesēšanas ūdens temperatūras variācijas ar dienas garumu un laiku;
- Nepieejamības analīze, īpaši vasarā, pie augstām dzesēšanas ūdens temperatūrām;
- Netiešās sistēmas veiktspējas pazemināšanas novērtējums pazeminātas dzesēšanas jaudas pieejamības gadījumā.

Autori secina, ka kopumā pētījuma rezultāti norāda uz lielu ūdens dzesēšanas potenciālu, izmantojot iztvaikošanas dzesēšanas principu Dublinas gadījumā, un mazāku, bet arī ievērojamu potenciālu, Milānā. Novērtējums individuāliem projektiem ir tieši atkarīgs no dzesēšanas slodzes gada un dienas griezuma variācijām, iekšējo un ārējo slodžu bilances, dzesēšanas sezonas garuma un maksimālās atdzesēta ūdens temperatūras, uz kuru dzesēšanas sistēma tika uzprojektēta [22].

Komentārs: Pētījumā ietilpst gan laboratoriskie izmeklējumi, kuriem izstrādāja Att. 1.3 redzamo eksperimentālo iekārtu, gan analītiskais āra gaisa apstākļu pētījums. Nosimulējot aukstuma pieprasījumu, tika novērotas atdzesētās ūdens temperatūras pie mainīgiem āra gaisa parametriem. Izmantojot testa references gada (TRY) metodi, autori izvērtēja āra gaisa un dzesētās ūdens parametrus dažu dienu griezumā, adiabatiskās piesātinātības temperatūras kā kritēriju adiabatiskās dzesēšanas robežu noteikšanai. Rakstā arī grafiski attēlotas sakarības starp sekundāras (patērētāju) kontūras temperatūrām un tās pieejamību Milānas un Dublinas klimatiskajos apstākļos, un atsevišķi izvērtēja tos mēnešu griezumos.

Autori šajā rakstā izklāsta daudzpusējo zinātnisku pieeju netiešās iztvaikošanas dzesēšanas potenciāla novērtēšanai Rietumeiropas mērenai klimatiskai joslai. Pētījums uzmanību pievērš augstās temperatūras dzesēšanai, galvenokārt, dzesēto griestu un dzesēto konsoļu (chilled beams) sistēmām.

Tas ir ievērināts cienīgs pētījums, savukārt jāuzsver, ka Dublinas āra gaisa parametri ir atšķirīgi no Baltijas valstu klimatiskiem apstākļiem, kā arī to, ka augstās temperatūras dzesēšanas sistēmas joprojām nav tik plaši pielietotas mūsu reģionā.

To pašu zinātnieku jaunākais pētījums, kura rezultāti tika publicēti 2007. gadā [21] arī ir veltīts netiešās iztvaikošanas dzesēšanas efektivitātes novērtēšanai augstās temperatūras dzesēšanas sistēmu apstākļos. Autori raksta, ka āra gaisa entalpiju analīze mērenā un piejūras

klimata reģionos virs 45° ziemeļu platuma liecina par to, ka iztvaikošanas ūdens dzesēšanas metodēm ir ievērojams neapgūts potenciāls musdienīgās augstu temperatūru dzesēšanas sistēmās, tādās kā dzesētie griesti kombinācijā ar aizvietojošo (displacement) ventilāciju. Pētījumā atspoguļoti atvērta tipa netiešas iztvaikošanas ūdens dzesēšanas eksperimentālas iekārtas termālās efektivitātes rādītāji. Iekārta konstruēta ar mērķi sasniegt zemās (1–4°C) „approach” nosacījumus (zemu $T_{āg}$ un $T_{ūd}$ temperatūras starpību) Ziemeļeiropas mērena jūras klimatā. Pārbaudes tika veiktas, lai izpētītu slodzes izmaiņu ietekmi uz primāro (PTE) un sekundāro (STE) termālo efektivitāti. Rezultāti norādīja uz to, ka termālo efektivitāti neietekmē slodzes izmaiņas. Tas nozīme, ka proporcionālajām izmaiņām „approach” nosacījumos (F_a) ir jābūt aptuveni vienādām ar proporcionālajām izmaiņām „range” nosacījumos (F_r), slodzes maiņas gadījumos (Vien. 1.1).

$$\eta_{tp} = \frac{(T_{pr} - T_{ps})F_r}{(T_{pr} - T_{ps})F_r + (T_{ps} - T_{as})F_a}, \quad (1.1)$$

kur:

η_{tp} – primāra termālā efektivitāte

T_{pr} – primāra cikla atpakaļgaitas temperatūra (°C)

T_{ps} – primāra cikla turpgaitas temperatūra (°C)

F_r – proporcionālās izmaiņas „range” nosacījumos

F_a – proporcionālās izmaiņas „approach” nosacījumos

T_{as} – adiabatiskās piesātinātības temperatūra (°C).

Lai noskaidrotu šos aspektus, tika veikti plaši pētījumi pie apkārtējās vides AST no 3 līdz 18 °C. Rezultāti norāda uz to, ka gan PTE, gan STE tiek nozīmīgi ietekmēti no āra gaisa AST, pie kā PTE tiek ietekmēts vairāk nekā STE. 15°C testa diapazona robežās STE palielinās vidēji par 1.3%, pieaugot āra gaisa AST par 1K. PTE izmaiņas sastādīja 2% uz 1 K ĀG AST.

Tipiskās AST dienas variāciju laikā PAT svārstās no 0.5 līdz 2.0 °C un SAT no 2.0 līdz 4.0 °C. Gan primārai, gan sekundārajai „approach” ir līdzīgi vienādojumi, kas norāda, ka pie procesa robežas, pie ĀG AST ir 0 °C, SAT ir 4.6 °C un primāra „approach” temperatūra PAT = 2.5 °C. Pie AST = 10.5 °C, SAT (sekundārā „approach” temperatūra) = 3 °C. Šajā gadījumā PAT ir 1.3°C, un primārā siltummaiņa PHE „approach” ir 1.7°C.

Pētījuma rezultāti parāda, ka atkarība no sekundārās termālās efektivitātes (STE) primāriem ūdens plūsmas rādītājiem ir maz izteikta. Šī atkarība ir spēcīgāk izteikta pie zemas gaisa masas plūsmas / sekundārās ūdens plūsmas attiecības (ASWR) 0.8, un vājāk izteikta pie augstākas ASWR = 5.5, t.i., atkarība samazinās, pieaugot ASWR.

Gaisa masas plūsmas un sekundārās ūdens plūsmas attiecības izmaiņas tests parādīja, ka gaisa plūsma būtiski ietekmē STE pie visām sekundārās ūdens plūsmām, ar efektivitātes divkārtējo pieaugumu pie seškārtējām ūdens plūsmas izmaiņām. Tas norāda arī, ka torņa gaisa plūsmas rādītājs ir galvenais noteicējs sasniegtajai sekundārās „approach” temperatūrai, un tādā veidā arī nepieciešamas T_{ud} pieejamībai. Pretēji gaisa plūsmas rādītājam, sekundārās ūdens plūsmas rādītājs ir apgriezti proporcionāls efektivitātei. Pie mazākas plūsmas palielinās ūdens atrašanās laiks siltummainī, tādā veidā samazinot „approach” temperatūru un paaugstinot efektivitāti.

Zinātnieki piedāvā arī energoefektīvu vadības stratēģiju, uzsverot, ka vadības principiem ir ļoti lielā nozīme dzesēšanas torņu optimālās darbības nodrošināšanai.

Komentārs: Plašs un daudzpusīgs pētījums, kas veltīts augstās temperatūras dzesēšanai. Eksperimentu gaitā autori izpētīja gan āra gaisa parametru, gan gaisa un ūdens plūsmas ietekmi uz dzesēšanas šķidrums temperatūrām, iekārtas termālo efektivitāti un EER. Viņu secinājums par to, ka termiskā efektivitāte nemainās atkarībā no dzesēšanas slodzes izmaiņām, apstiprinājās arī autora veiktajos pētījumos.

Lielu uzmanību adiabatiskās dzesēšanas pētījumiem pievērš zinātnieki no Tuviem austrumiem. Tas ir skaidrojams ar šī reģiona sauso klimatu, kas nodrošina visu veidu iztvaikošanas dzesēšanas sistēmu pielietošanu ar paaugstinātu efektivitāti. Neskatoties uz lielu atšķirību starp klimatu Baltijas valstīs un Tuvos austrumos autorprāt, ir vērts īsumā apskatīt pētījumus, kas tika veiktas šiem reģioniem.

G. Maheswari et. al. 2000. gadā veiktais analītiskais pētījums veltīts [57] netiešās iztvaikošanas dzesētāju (NID) izmantošanai āra gaisa priekšdzesēšanai kondicionēšanas sistēmās. Pētījumā pielietoti uzkrāti laika apstākļu dati Kuveitas apvidū (vidusdaļā un piekrastē). Viena no Kuveitas klimata pazīmēm ir salīdzinoši liela sausā termometra (DBT) un slapjā termometra (WBT) temperatūru starpība - (angliski wet bulb depression - WBD). Tā ir sausā gaisa raksturīpašība, kas ievērojami paaugstina iztvaikošanas dzesēšanas efektivitāti.

Dzesēšanas ražību aprēķina pēc formulas:

$$Q_c = q\rho c_p \varepsilon WBD / 3.517RT, \quad (1.2)$$

kur Q_c – dzesēšanas jauda, RT

RT – dzesēšanas tonnas (angļu refrigeration tons)

q – primārā gaisa plūsma, l/s

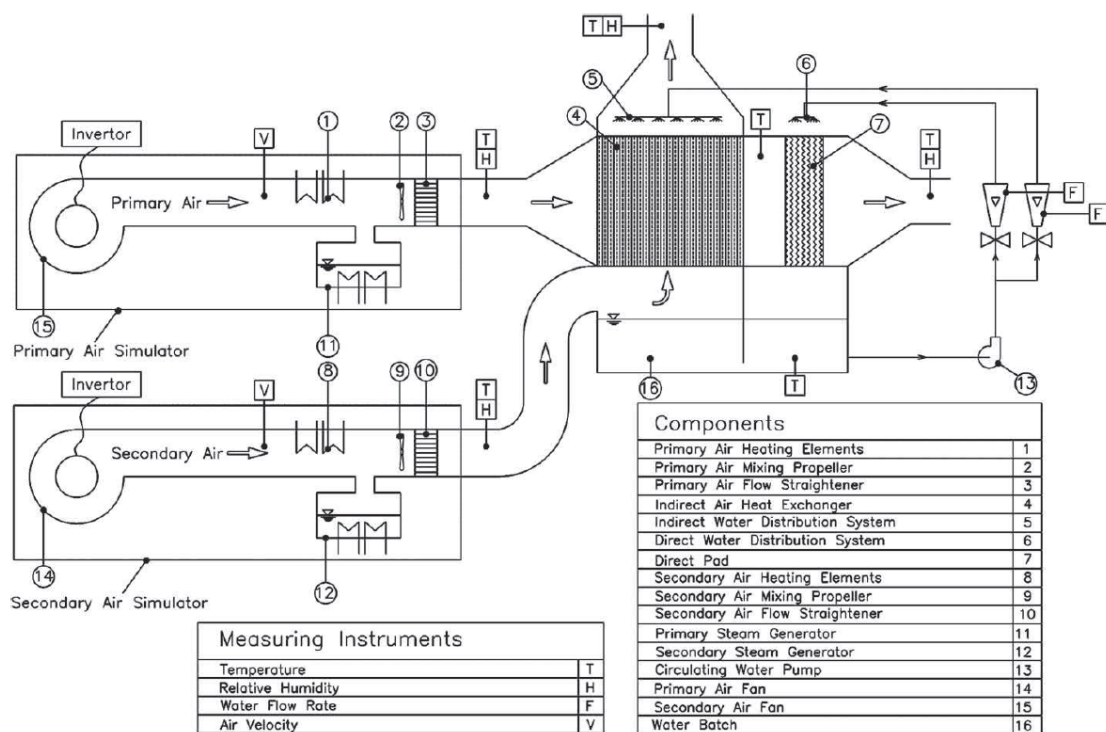
c_p – gaisa īpatnējā siltumietilpība, kJ/(kg·°C)

ε_{ni} – NID efektivitāte

ρ – aukstumnesēja blīvums, kg/m³.

Grafiski attēloja sakarību starp iekārtas efektivitāti un WBD, vidējus meteoroloģiskus WBD datus diviem apskatītiem reģioniem, kā arī dzesēšanas pieprasījumu vidējās dienas griezumā. Secina, ka NID pielietošana Kuveita kontinentālā daļā var sniegt gandrīz 30% konvenciālās gaisa kondicionēšanas sistēmas jaudas, 40% pīķu slodzes samazinājumu un gandrīz 100% sezonālo elektrības patēriņa samazinājumu, salīdzinājumā ar šādas pašas sistēmas rādītājiem piekrastes rajonos.

Heidarinejad et. al. 2009. gadā [40] izvērtēja divu pakāpju netiešās/tiešās iztvaikošanas dzesēšanas sistēmas veiktspēju, septiņu Irānas pilsētu klimatiskajos apstākļos. Izstrādātā divpakāpju iztvaikošanas dzesēšanas eksperimentāla sistēma sastāv no netiešās iztvaikošanas gaisa dzesēšanas (NIGD) sekcijas (šķērsplūsmas gaiss-gaiss siltummainis), kam seko tiešās iztvaikošanas dzesēšanas sekcija (TIGD), kas kalpo arī gaisa mitrināšanai (Att. 1.4).



1.4. att. Pētījumā [40] izmantotā laboratorijas iekārta

Rezultāti parāda, ka vidējais ūdens patēriņš divu stadiju iztvaikošanas dzesēšanas sistēmas gadījumā ir par 55% lielāks nekā tiešajā iztvaikošanas dzesēšanas sistēmā, un elektriskās jaudas patēriņš ir uz 33% mazāks nekā izmantojot mehāniskās kompresijas sistēmas, tāpēc šī dzesēšanas sistēma var tikt izmantota dažādos klimatiskajos apstākļos, kā videi draudzīgāka un energoefektīvāka.

Komentārs: interesants pētījums, kas veltīts ne tik plaši izplatītām kombinētām TID/NID sistēmām. Eksperimenti veikti gaisa diezgan plašā, no 20 °C līdz 50 °C temperatūru diapazonā. Savukārt, daudzos objektos atsevišķām telpām dzesēšana ir nepieciešama pie āra gaisa temperatūras zem +20 °C, kas ierobežo pētījuma rezultātu izmantošanu.

To pašu autoru kolektīvs no Tuvajiem austrumiem, izmantojot jau aprakstītu eksperimentālu sistēmu, kas tika papildināta ar iekštelpu slodzes simulatoriem, 2010. gadā izpētīja [24] netiešās iztvaikošanas gaisa dzesēšanas sistēmas (NIGD) darbību kā konvenciālas mehāniskās sistēmas priekšdzesētāju, pielietojot to četrās Irānas pilsētās. Autori kā kritēriju izmantoja ik stundas laika apstākļu datus pilsētām un dzesēšanas jaudas daļu, ko nodrošināja NIGD procentuāli (PCI).

PCI tika definēts sekojoši:

$$PCI = \frac{Q_{c23}}{Q_{c23} + Q_{c34}}, \quad (1.3)$$

kur

Q_{c23} – NIGD iekārtas dzesēšanas jauda, kW

Q_{c34} – mehāniskā gaisa kondicioniera (PUA) dzesēšanas jauda, kW.

Dzesēšanas sezonālā veiktspēja, ko nodrošina NIGD (SPCI), tiek aprēķināta ar Vien.

(1.4) integrāciju dzesēšana sezonas garumā, pamatojoties uz ik stundas laika apstākļu datiem:

$$SPCI = \frac{\int PCI dt}{\int dt} \approx \frac{\sum_{Dzes. sezonas} PCI \Delta t}{\sum_{Dze. sezonas} \Delta t} \quad (1.4)$$

Lai aprēķinātu elektrības patēriņa ietaupījumu (SEC) procentos, izmantojot NID kā PUA priekšdzesēšanu, izmantots Vien. (1.5):

$$SEC = \left(1 - \frac{P_{CS}}{P_{SA-PUA}}\right) \cdot 100, \quad (1.5)$$

kur

P_{CS} – kombinētas sistēmas paterētā elektriskā enerģija, kWh

P_{SA-PUA} – atsevišķā gaisa dzesētāja paterētā elektriskā enerģija, kWh.

P_{CS} un P_{SA-PUA} aprēķināti izmantojot Vien. (1.6) un (1.7), atbilstoši:

$$P_{CS} = P_{IEC} + P_{PUA} = P_{IEC} + \left[\frac{Q_c}{EER} + P_{vent} \right] \quad (1.6)$$

$$P_{SA-PUA} = \frac{Q_{c23} + Q_{c34}}{EER} + P_{vent}. \quad (1.7)$$

Iekštelpu dzesēšanas slodzi aprēķināja, izmantojot ASHRAE aprēķinu metodi [6], [7] tipiskai dzīvojamai ēkai. Gaisa parametri nosimulēti, izmantojot otru gaisa simulatoru. Rezultāti parādīja, ka NIGD var nodrošināt aptuveni 75% no dzesēšanas slodzes dzesēšanas sezonā. Sasniedzams sezonālais elektroenerģijas patēriņa ietaupījums tuvu pie 55%, tāpēc NID, kā videi draudzīgs un energoefektīvs dzesēšanas veids, var tikt izmantots plašāk, lai samazinātu dzesēšanas iekārtu gabarītus, maksimālo slodzi un elektroenerģijas patēriņu dzesēšanas sezonā.

Komentārs: Diemžēl, autori neuzrādīja aprēķinātas dzesēšanas slodzes ēkai, uz kurām tika simulēts patēriņš. Tās var netieši redzēt tikai no rezultātu tabulām, kur attēlotās iekārtu sasniegtās jaudas procentuāli no nepieciešamajām. Šis, kā arī daudzi citi līdzīgie pētījumi no sausajiem, karstajiem reģioniem, tiek vērsti uz zemākiem rasas punktiem un augstākiem temperatūras klimatiskiem apstākļiem nekā Baltijas reģionā [17], [33], [46] [57]. Savukārt, pētījumu metodes, kas tiek izmantotas, ar dažām korekcijām var būt interesantas arī zinātniekiem, kas pēta iztvaikošanas dzesēšanas pielietojamību valstīs ar vēsāku un mitrāku klimatu.

2003. gada tika izveidots Starptautiskās enerģijas aģentūras (IEA/ECBCS) pētījumu projekts “Ēkas apkures, gaisa un mitruma reakcija” (angliski - Whole Building Heat, Air and Moisture response, MOIST-ENG). Tā mērķis bija izveidot uzlabotus modeļus veselas (whole) ēkas mikroklimata veiktspējas izvērtēšanai, ņemot vērā mitruma saturu porainajos elementos. Šī starptautiskā projekta ietvaros daudzi pētnieki koncentrējās arī uz AVK sistēmu un iekšējā mitruma bilances savstarpējo mijiedarbību, kas ir īpaši nozīmīgs faktors ēkās ar higroskopisku saturu, piemēram, muzejos un bibliotēkās.

Vienu no pētījumiem, kas apskata AVK sistēmas efektivitāti no ēkas mitruma bilances viedokļa, veica M. Steeman u.c. Viņu raksts [83] prezentē simulācijas metodi, kas koncentrējas uz savstarpējo mijiedarbību starp netiešās iztvaikošanas gaisa dzesēšanas NIGD sistēmas veiktspēju un ēkas, kur tā tiek pielietota, siltuma un mitruma bilanci. NIGD iekārtās nosūces gaiss tiek dzesēts, izmantojot adiabatisko mitrināšanu. Tālāk, siltummainī tas noņem siltumu no pieplūdes gaisa. Ventilācijas intensitātes, iekštelņu mitruma izdalījumu un mitruma aizturēšanas spējas ietekme uz ēkas termiskajiem rādītājiem tika izvērtēta, izmantojot dinamikas aprēķinus ar vairāku zonu ēku simulācijas programmu *TRNSYS* [86], [87]. Autori atklāja, ka:

- termiskā efektivitāte ir neatkarīga no nosūces gaisa parametriem;
- iekštelņu mitruma izdalījumu palielināšana un gaisa apmaiņas samazināšana izraisa sistēmas termisko rādītāju samazinājumu;
- higroskopisku materiālu izmantošana var uzlabot NID pielietojamību.

A.G. Averkin et al. [99] 2012. gadā ziņoja par konvektīvas siltumapmaiņas pētījuma rezultātiem. Izmantojot eksperimentālo iekārtu, zinātnieki novēroja ūdens – gaisa dzesētāja siltuma atdevi pie mainīgām gaisa masas un ūdens laminārām plūsmām. Pētījumu dati tika apkopoti Boksa-3 eksperimentu plānošanas matricā un izstrādāts regresijas vienādojums (matemātiskais modelis). Autori secina, ka gaisa masas plūsma, relatīvais mitrums, kā arī ūdens

plūsmas ātrums siltummaiņī ir tiešā sakarībā ar siltummaiņa siltumatdeves koeficientu. Saskaņā ar pētījuma rezultātiem, gaisa relatīvā mitruma pieaugums no 50 līdz 90% veicina siltumapmaiņas koeficienta pieaugumu no 28 līdz 47 W/(m²·K), t.i. 1,68 reizēs. Pētījumā nav norādītas gaisa temperatūras, tāpēc trūkst informācijas par to, vai mitruma izmaiņas tika veiktas pie konstantas vai mainīgas temperatūras.

Noslēdzot analītiskā apskata daļu, nocitēšu kopsavilkumu no starptautiskā zinātnieku kolektīva Z. Duan et al. [25] analītiskā apskata, kas tika publicēts 2012. gadā. Šis pētījums par NID tehnoloģijām ir balstīts uz vairākiem aspektiem, ieskaitot iepriekšējus pētījumus, vēsturi, patreizējo situāciju, koncepciju, standartizāciju, sistēmu konfigurācijas, darbības principus, industrializāciju, tirgus projektus un šķēršļus, kā arī nākotnes tendences par pētījumiem, projektēšanu un komercializāciju. Pētījums parāda, ka NID tehnoloģijas ēku mikroklimata nodrošināšanā potenciāli var kalpot kā konvenciāla mehāniskā tvaiku kompresijas dzesēšanas sistēmu alternatīva. Ievērojot pastāvīgu tehnoloģiju attīstību, īpaši M-cikla izstrādi un inovācijas siltuma un masas apmaiņas procesos, kā arī materiālu optimizāciju, NID sistēmas ir sasniegušas ievērojami augstākus dzesēšanas efektivitātes rādītājus, salīdzinājumā ar iepriekšējo desmitgadu situāciju, ar slapjā termometra (termisko) efektivitāti virs 90%, un energoefektivitātes rādītāju (EER) līdz 80. NID siltummaiņu struktūra ir daudzveidīga: izmanto plakano plātņu, cauruļveida, sildīšanas caurules un vilņvedīgās masas- un- siltummaiņus. Siltum-masas apmaiņas elementu izstrādē pielieto šķiedru plāksni ar vienas puses ūdens necaurlaidību, alumīnija plātņi/cauruli ar atšķirīgām vienas puses īpašībām (rievotus, tīklveida, perforētus u.c.) kā arī keramiskās plātnes/caurules ar vienas puses ūdens necaurlaidību. Ūdens virzība pretplūsmā pret primāro gaisu, tiek uzskatīta par labāko izvēli; labu sistēmas darbības rādītāju sasniegšanai ir nepieciešams nodrošināt vienmērīgu ūdens straumes sadalījumu pa mitru siltummaiņas plāksnes (caurules) virsmu un piemērotu (iztvaikošanai atbilstošu) ūdens plūsmas kontroli. Autori atzīmē, ka NID iekārtas galvenokārt tiek izmantotās kopā ar citiem dzesēšanas līdzekļiem, un pašreiz pieejamās NID kombinācijas ir:

- 1) NID/TID sistēma;
- 2) NID /TID /mehāniskā iztvaikošanas kompresora sistēma;
- 3) NID / sausināšanas sistēma;
- 4) NID / ūdens dzesēšanas sistēma; un
- 5) NID / siltumcauruļu (heat pipe) sistēma.

Nākotnes NID tehnoloģiju pētījumi var tikt veltīti:

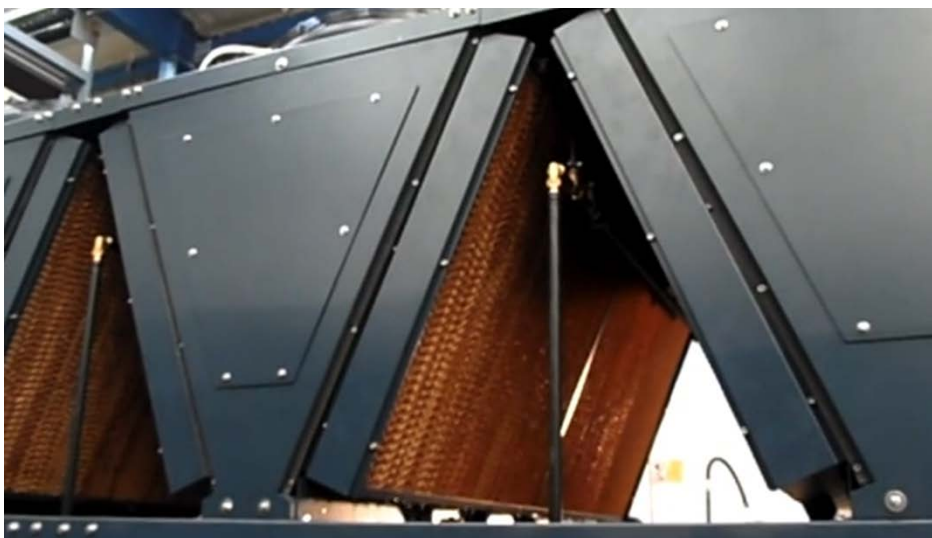
- 1) siltummaiņu struktūrai un materiāliem;
- 2) ūdens plūsmai, tās sadalījumam un apstrādei;
- 3) NID komponentu pielietošanu konvenciālajos gaisa kondicionēšanas iekārtās, lai paplašinā NID un citām dzesēšanas iekārtu apvienotās darbības veidus;
- 4) ekonomiskiem, vides un sociāliem faktoriem;
- 5) standartizāciju un likumdošanu;
- 6) sabiedrības informētību un citiem izplatīšanas faktoriem
- 7) ražošanu un komercializāciju.

Visu minētu faktoru attīstība var palīdzēt palielināt NID sistēmu tirgus rādītājus līdz aptuveni 20% nākamo 20 gadu laikā, kas sekmēs ievērojamu fosilā kurināma izmantošanas, un līdz ar to oglekļa oksīdu izmešu samazinājumu [25].

Iztvaikošanas dzesēšanas pētījumus veikuši arī zinātnieki: K.T. Chan E. Dzelzītis, T. Džaiāni, A. Hasan, W.A. Kals, O. Kokorins, D. Kona, A. Krēsliņš, E. Manus, u.c. [106], [107], [108], [109], [110], [112].

2. IZTVAIKOŠANAS DZESĒŠANAS TEORĒTISKIE PAMATI

Viens no pasaulē plaši pielietojamiem NID – kompresijas dzesēšanas cikla kombinācijām ir darba gaisa iztvaikošanas dzesēšana (Att. 2.1). Respektīvi, tā ir ūdens izsmidzināšana uz gaisa kondensatora virsmas, kas pazemina darba gaisa temperatūru, tādā veidā paaugstinot kondensatora siltumatdevi [95], [19], [93]. Eksistē pat atsevišķi iegādājams papildaprīkojums esošu monobloka dzesētāju pilnveidošanai ar šāda tipa sistēmu. Galvenā priekšrocība šādai sistēmai salīdzinot ar rūpnieciski komplektētām kombinētām iekārtām ir zemāki pamatieguldījumi. Trūkumi ir sistēmas servisa apkalpošanas – siltummaiņu tīrīšanas, kā arī pretaizsalšanas pasākumu un korektas automātiskas darbības nodrošināšanas nepieciešamība, īpaši ja papildaprīkojums uzstādīts esošai cita ražotāja iekārtai.



2.1. att. Ūdens dzesētājs ar kondensatoru darba gaisa TID

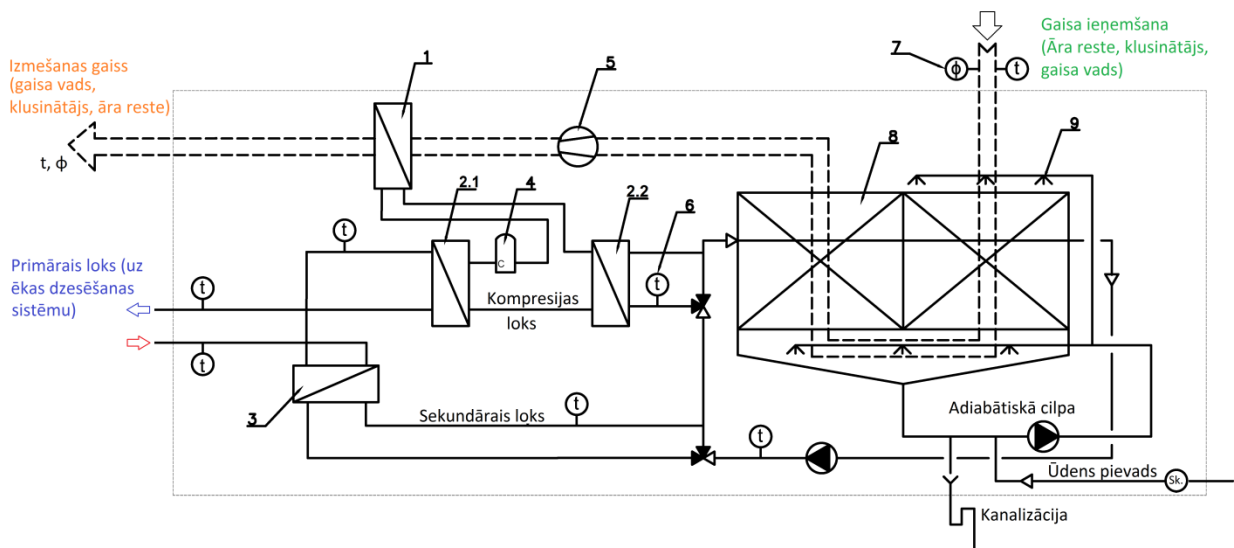
Arvien plašāku popularitāti Eiropā un pasaulē iegūst kombinēti dzesētāji, kas aprīkoti ar gaisa un ūdens kondensatoriem vienlaicīgi, kas ļauj automātiski izvēlēties efektīvāku režīmu atkarībā no laika apstākļiem, kā arī ievērojami samazina iekārtas gabarītmērus. Šāda tipa iekārtas ir efektīvākas, bet ievērojami dārgākas par tradicionāliem kompaktiem dzesētājiem. Ekonomiskie radītāji ir apskatīti attiecīgajā promocijas darba daļā. Kombinētā dzesētāja konstrukcija ir tehniski sarežģītāka, un dod iespēju plašāka pētījumu diapazona veikšanai, tāpēc tieši šis iztvaikošanas dzesētāja veids izvēlēts eksperimentāliem pētījumiem darba ietvaros.

Kombinētā iztvaikošanas dzesēšanas iekārta ir izbūvēta tā, lai nodrošināt darbību pie lieliem āra gaisa parametru diapazoniem. Atkarībā no dzesēšanas pieprasījuma un āra gaisa apstākļiem, tiek izmantoti sekojoši darbības režīmi:

- 1) Brīvā dzesēšana tiek pielietota, ja āra gaisa temperatūra ir pietiekami zema. Primārā kontūra (patērētāju) ūdens tiek atdzesēts ar āra gaisu, ar sekundārā iekšēja kontūra palīdzību.
- 2) Iztvaikošanas dzesēšana – primārā kontūra ūdens tiek atdzesēts ar sekundārā loka starpniecību, kura temperatūra, savukārt, tiek pazemināta ar adiabatiski atdzesēto āra gaisu. Dzesēšanas jauda tiek regulēta ar izmantotā gaisa daudzumu.
- 3) Brīvā un iztvaikošanas dzesēšana ar daļēju kompresijas ciklu – paaugstinoties āra gaisa temperatūrai, vai dzesēšanas pieprasījumam, tiek ieslēgts daudzpakāpju kompresijas cikls, kas dzesē primāra loka ūdeni, izmantojot atsevišķo siltummaini.
- 4) Dzesēšana ar kompresijas ciklu tiek izmantota, ja sekundārā kontūra ūdens temperatūra ir augstākā par primārā kontūra temperatūru. Šeit primāra loka ūdens tiek atdzesēts ar kompresoru, kura izdalītais siltums tiek novadīts āra gaisā [59].

Šis promocijas darbs ir veltīts adiabatiskai dzesēšanai, tāpēc uzmanība tiek pievērsta galvenokārt fiziskiem procesiem kas notiek, iekārtai darbojoties 2. režīmā.

Ekspimentālā dzesēšanas iekārta (Att. 2.2) ir aprīkota ar ūdens – gaiss siltummaini 8, kas dzesē sekundāro cilpu ar adiabatiski dzesētu āra gaisu. Āra gaiss tiek pārvietots ar radiālā ventilatora palīdzību 5, adiabatiskā dzesēšana tiek nodrošināta ar ūdens padeves sprauslām 9. Freons – gaiss 1 un freons – ūdens 2.2 siltummaiņi – kondensatori utilizē kompresora 4 saražoto siltumu. Kompresijas ciklā radītais aukstums tiek pārnests uz primāro loku ar iztvaikotāja 2.1 palīdzību. Primārais loks, kas dzesē ēkas patērētājus – fankoilus un gaisa apstrādes iekārtas, savukārt tiek atdzesēt ar ūdens - ūdens siltummaini, vai ar freona iztvaikotāju pēc nepieciešamības.



2.2. att. Eksperimentālās iekārtas principiāla shēma

Netiešās adiabatiskās dzesēšanas procesu, kas notiek iekārtā, var sadalīt trijos etapos:

- tiešā āra gaisa adiabatiskā dzesēšana ar ūdens iztvaikošanas - recirkulācijas kontūru.
- siltumapmaiņa starp sekundāro kontūru un āra gaisu iztvaikošanas gaiss – ūdens siltummainī;
- siltumapmaiņa starp primāro un sekundāro kontūriem šķidrums – šķidrums tipa siltummainī [73], [74], [91].

2.1. Iekārtas iztvaikošanas dzesēšanas procesa efektivitāte

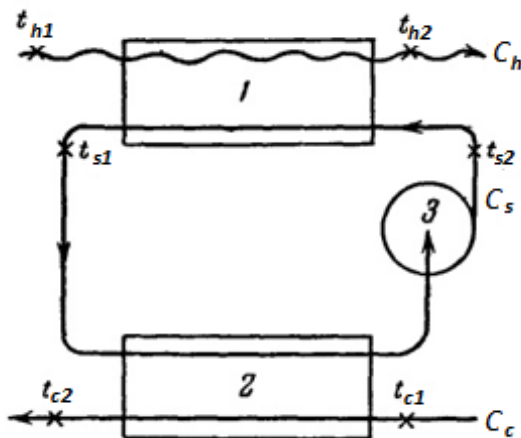
Dzesēšanas iekārtas rezultējošo efektivitāti kopumā izsaka vienādojums:

$$\eta_{ad.dzes.} = \frac{\text{saražotā dzesēšanas enerģija}}{\text{patērētā enerģija}}, \quad (2.1)$$

kur patērētā enerģija sastāv no:

- sekundārā un izsmidzināšanas kontūros sūkņu patērētās elektroenerģijas;
- ventilatora patērētās elektroenerģijas;
- zudumiem siltummaiņos (ūdens – ūdens, un ūdens – gaiss), ko nosaka siltummaiņu tehniskās īpašības [61], [66], [84].

Shematiski siltuma pārnese procesa attēlošanai, kas notiek iekārtā, var piemērot [45], [99], [101] apskatītu siltummaini ar starpsiltumnesēju:



2.3. att. Netiešais siltummainis ar starpsiltumnesēju [45],

kur:

1 – siltummainis „siltajā” pusē (ūdens - ūdens)

2 – siltummainis „aukstajā” pusē (mūsu gadījumā ūdens – gaiss siltummainis ar ūdens izsmidzināšanu gaiss pusē)

C – kapacitatīvā plūsma (Wc_p), kur savukārt W – masas plūsma, kg/s; c_p – īpatnējā siltumietilpība, J/(kg·K)

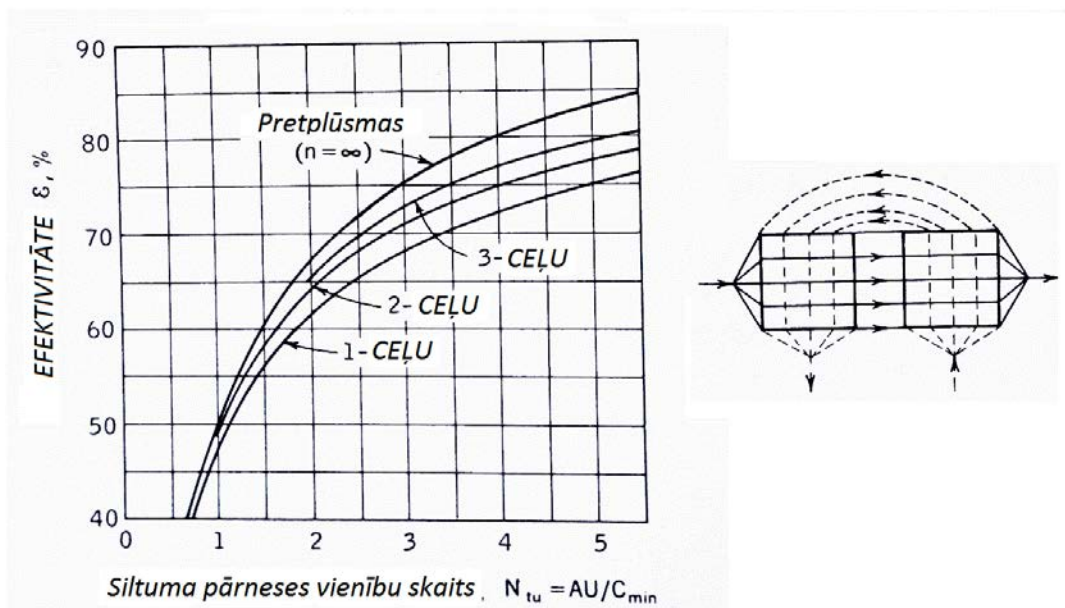
Starpsiltumnesēja sistēmas efektivitāte tiek rēķināta, atkarībā no C „aukstajā”, „siltajā” un starpsiltumnesēja pusēs. Gadījumā, kad $C_s > C_h > C_c$, efektivitāte ε ir vienāda ar:

$$\varepsilon = \frac{C_c(t_{c2}-t_{c1})}{C_c(t_{h1}-t_{c1})}, \quad (2.2)$$

vai, kad $C_s = C_h = C_c$:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} - \frac{1}{\varepsilon_h} - 1}. \quad (2.3)$$

Citiem kapacitatīvas plūsmas sadalījuma gadījumiem efektivitātes aprēķina formulas atrodamas specializētajā literatūrā, piem [45], [99], [100]. Izpētītas netiešās iztvaikošanas dzesēšanas iekārtas ir aprīkotas ar dubultajiem gais – ūdens šķērsplūsmas siltummaiņiem, ar ūdens izsmidzināšanu gaisa pusē. Pēc [45], siltummaiņa efektivitāte šādā gadījumā pēc $\varepsilon=N_{tu}$ metodes grafiski attēlota Att 2.4.



2.4. att. Siltumapmaiņas efektivitāte daudzkanālu (ceļu) siltummainī kā funkcija no pārneses vienību un kanālu skaita.

Siltumnesēja spiediena zudumi pakešu siltummainī ar kvadrāta kanāliem ir doti specializētā literatūrā [105], [111].

2.2. Ūdens – gaiss iztvaikošanas siltummainis

Iztvaikošanas dzesēšanas, gan tiešās, gan netiešās (ε_{ni}), efektivitāte lielā mērā ir pakļauta darba gaisa slapjā termometra temperatūrai. Tāpēc ε_{ni} ir definēta kā:

$$\varepsilon_{ni} = 100 \frac{t_{\text{ūd.1}} - t_{\text{ūd.2}}}{t_{\text{ūd.1}} - t_s}, \quad (2.4)$$

kur:

ε_{ni} – netiešās iztvaikošanas dzesēšanas efektivitāte, %

$t_{\text{ūd.1}}$ – ienākošā dzesējamā šķidruma sausā termometra temperatūra, °C

$t_{\text{ūd.2}}$ – izejošā dzesējamā šķidruma sausā termometra temperatūra, °C

t_s – ienākošā darba gaisa slapjā termometra temperatūra, °C [8], [39].

Vienlaicīga siltuma un masas pārneses gadījumā siltuma plūsmu q var aprēķināt, izmantojot entalpijas potenciālu [7]:

$$q = \alpha_m (h_i - h_g) \quad (2.5)$$

kur:

α_m – ir ūdens tvaika masas pārneses koeficients, kg/(m²·s)

h_g – gaisa entalpija, J/kg

h_i – entalpija uz ūdens plēves / gaisa robežas, J/kg [70].

Entalpijas bilance elementārās apmaiņas virsmas dA gadījumā, zinot gaisa masu m_g var tikt izteikta kā:

$$m_g dh_g = \alpha_m (h_i - h_g) dA \quad (2.6)$$

Vien. (2.6) ir zināms kā Merkela vienādojums [61]. Integrējot to visā dzesēšanas torņa laukumā, nonākam pie:

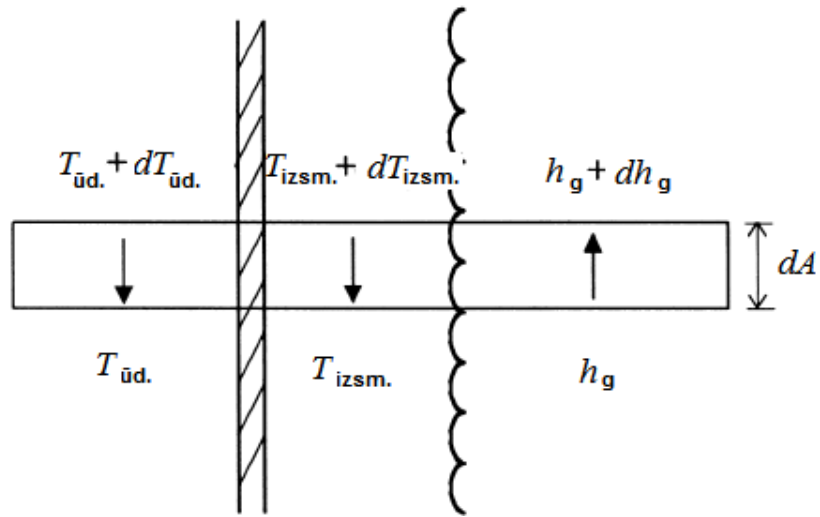
$$\frac{\alpha_m A}{m_g} = \int_{in}^{out} \frac{dh_g}{(h_i - h_g)} \quad (2.7)$$

Lokālu enerģijas bilanci elementārai virsmai dA (Att. 2.5) var izteikt kā:

$$k(T_{\bar{u}} - T_i) dA = \alpha_m (h_i - h_g) dA - m_{izsm} \cdot c_{p,izsm} \cdot dT_{izsm} \cdot, \quad (2.8)$$

kur:

k – siltumapmaiņas koeficients starp caurulēs esošo ūdeni, un ūdens plēves / gaisa robežu, W/(m²·K).



2.5. att. Elementāra siltuma un masas apmaiņas virsma [41], [44].

Izsmidzināmas ūdens plūsmas variācijas ignorētas. k var tikt aprēķināts, ievadot izteiksmē visas termiskās pretestības, izmantojot caurules ārējo virsmu kā referenci ($d_{ār.}$):

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\bar{u}}} \frac{d_{ār.}}{d_{iek.š.}} + \frac{d_{ār.}}{2k_{caur.}} \ln \frac{d_{ār.}}{d_{iek.š.}} + \frac{1}{\alpha_{izsm.}} \quad (2.9)$$

Vien. (2.8) uzskata robežas ūdens plēve – gaiss nosacījumus (h_i, T_i) par konstantām visā dzesēšanas tornī. Vienādojuma (2.7) integrācija noved pie:

$$\frac{\alpha_m A}{m_{air}} = \ln \frac{h_i - h_{air,in}}{h_i - h_{air,out}} \quad (2.10)$$

Vienādojuma (2.8) integrācija un vien. (2.10) aizvietošana noved pie

$$\frac{T_{w,in} - T_i}{T_{w,out} - T_i} = \frac{h_i - h_{air,in}}{h_i - h_{air,out}} \exp\left(\frac{k}{\alpha_m c_{pw}} \frac{m_{air}}{m_w}\right), \quad (2.11)$$

kur:

$T_{w,in}$ – ienakošā ūdens temperatūra, °C

$T_{w,out}$ – izejošā ūdens temperatūra, °C

T_{wb} – ienākošā gaisa slapjā termometra temperatūra, °C,

kas kopā ar $h_i = h_i(T_i)$ funkciju veido nelineāru vienādojumu kopu aprēķinam (T_i, h_i) . Tas ir vispārējais modelis, tā kā temperatūras / entalpijas variācijas tornī netiek aprēķinātas.

Saskaņā ar Kals [44] modeli, domēns tiek sadalīts vairākos mezglos ūdens temperatūras un gaisa entalpijas aprēķinam. Izsmidzinātā ūdens temperatūras variācijas arī netiek ņemtas vērā. Lai novērtētu esošā gaisa entalpiju, tiek izmantots sekojošs vienādojums:

$$\frac{dh_{air}}{dT_w} = \frac{\Delta h_{air}(j)}{dT_w(k)} = \exp\left(\frac{m_w c_{pw}}{m_{air}}\right), \quad (2.12)$$

Kur j un k apzīmē dažādus mezglus. Interfeisa nosacījumi (T_i, h_i) tiek aprēķinātas lokāli – katrā gaisa mezglā. Pēc T_w un vadu aprēķināšanas katrā mezglā, Vien. (2.7) integrētā entalpija var tikt aprēķināta ar skaitlisko integrāciju.

Peterson [72] aprēķinu modelī tiek izmantots dzesēšanas efektivitātes koncepts. Lineārā izteiksme (2.13) izsaka piesātinātības entalpiju kā funkcijai no slapjā termometra temperatūras.

$$\alpha_m \alpha = 5.028 \times 10^{-8} Re_g^{0.9} Re_{izsm.}^{0.15} d_{ext}^{-2.6}, \quad (2.13)$$

kur: α = attiecība starp starp siltumapmaiņas virsmu un siltummaiņa tilpumu. Tā ir spēkā esoša priekš $Re_{izsm.}$ vērtībam no 50 līdz 240, Re_{gais} starp 1200 and 14000 un $d_{ār.}$ no 12 līdz 40 mm. Šajā korelācija masaspārnese koeficients ir atkarīgs no izmidzinātās ūdens plūsmas. Siltumapmaiņas koeficients starp caurules virsmu un ūdens plēvi $\alpha_{izsm.}$ var tikt korelēts ar izsmidzināmas ūdens slodzes un caurules diametru. Mizushina [64] piedāvāja šādu izteiksmi:

$$\alpha_{izsm.} = 2100 \left(\frac{\Gamma}{d_{ār.}}\right)^{1/3}, \quad (2.14)$$

kas ir spēkā priekš: $\Gamma/d_{ār.}$ diapazonā no 0.2 līdz 5.5 kg/(m²·s).

Visiem aprakstītiem modeļiem ir nepieciešams eksperimentāli precīzēt masas un siltuma pārnese koeficientus [32].

Mitrā gaisa īpatnējā siltumietilpība $c_{p,a}$ tiek iegūta, izmantojot korekcijas faktoru $X_{c,w}$ mitram gaisam, kas atrodams literatūrā [45], [47], [51], [102].

2.3. Ūdens – ūdens siltummainis

Sekundārais un primārais loks kombinētā iekārtā tiek atdalīts ar šķidrums – šķidrums tipa siltummaini, kur siltuma atdevi [8], [52] var izteikt kā:

$$q = UA\Delta T_m, \quad (2.15)$$

kur U – kopējais siltuma atdeves koeficients (pieņemam, ka ir konstants visā siltummaiņa laukumā);

A – siltuma apmaiņas virsmas laukums, m^2

ΔT_m – vidējā temperatūras starpība, kas tiek aprēķināta pēc formulas:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_0}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_0)}, \quad (2.16)$$

kur, pretplūsmas siltummaiņa gadījumā:

$\Delta T_i = T_{ho} - T_{ci}$ – lielākā temperatūru starpība starp šķidrumiem;

$\Delta T_0 = T_{hi} - T_{co}$ – mazākā temperatūru starpība starp šķidrumiem.

Pieņemot, kā siltummaiņa ārējie siltuma zudumi ir niecīgi, seko, ka siltuma zudumi no siltā šķidruma ir vienādi ar aukstā šķidruma siltuma ieguvumiem:

$$Q = m_c c_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) = m_h c_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}), \quad (2.17)$$

Kur subskripti c un h apzīmē auksto un silto (atdzesējamo) šķidrumu, attiecīgi [1], [10].

2.4. Darba gaisa parametri

Āra gaisa devēji fiksē un ieraksta datu uzkrāšanas serverī gaisa temperatūras, °C, un relatīvā mitruma, % vērtības. Netiešās iztvaikošanas dzesēšanas darbības analīzēm ir

nepieciešami arī gaisa mitruma satura, entalpijas, un mitrā termometra temperatūras dati. Lai noteikt šos parametrus, tika izmantotās zemāk aprakstītas formulas.

Zinot augstumu virs jūras līmeņa, un gaisa temperatūru, piesātinātu ūdens tvaiku saturs tiek aprēķināts sekojoši:

$$W_s = 0.62198 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}}, \quad (2.18)$$

kur:

W_s – piesātinātu ūdens tvaiku saturs, $\text{kg}_w/\text{kg}_{da}$

p_{ws} – piesātinātu ūdens tvaiku spiediens, kPa

p – barometriskais spiediens, kPa

Barometriskais spiediens ir pieņemts kā funkcija no augstuma Z , kas Vecrīgā ir vīdēji 6 m:

$$p = 101.325(1 - 2.25577 \cdot 10^{-5}Z)^{5.2559} \quad (2.19)$$

Piesātināto ūdens tvaiku spiediens, kPa, tiek aprēķināts, izmantojot vienkāršotu Magnusa [77] formulu:

$$p_{ws}(t) = \alpha \cdot \exp\left(\frac{\beta \cdot t}{\lambda + t}\right), \quad (2.20)$$

kur:

t – gaisa temperatūra, °C

α – 0.6112, kPa

β – 17.62

λ – 243.12, °C

Izmantojot uzkrātus relatīvā mitruma datus, mitruma saturs gaisā tiek iegūts:

$$x = \varphi W_s, \quad (2.21)$$

kur:

x – mitruma saturs gaisā, $\text{kg}_w/\text{kg}_{da}$

φ – relatīvais mitrums, bez./m [2].

Zinot gaisa mitruma saturu un temperatūru, entalpiju nosaka [78], izmantojot:

$$h = c_{da} \cdot t + (R + c_{ds} \cdot t) \cdot x/1000, \quad (2.22)$$

kur:

c_{da} – sausā gaisa siltumietilpība, kJ/(kg·°C), $c_{da} = 1.006$

c_{ds} – sausā ūdens tvaika siltumietilpība, kJ/(kg·°C), $c_{ds} = 1.86$.

R – īpatnējais ūdens iztvaikošanas siltums, kJ/kg. Pie ūdens temperatūras $t = 0$ °C $R = 2501$. Pie citām temperatūrām tiek aprēķināts:

$$R = -2.362 \cdot t + 2501 \quad (2.23)$$

Slapjā termometra un rasas punkta temperatūras ērti aprēķināt, izmantojot [103] izstrādātas tiešās sakarības $t_{wb}=f(h)$, un $t_{dp}=f(x)$:

$$t_{wb} = \frac{-6.14+0.651 \cdot h}{1+0.0097 \cdot h-3.12 \cdot 10^{-6} \cdot h^2}, \quad (2.24)$$

$$t_{dp} = \frac{-200.802+117.843 \cdot x^{0.404}}{4.433+x^{0.404}}, \quad (2.25)$$

kur:

t_{wb} – slapjā termometra temperatūra pie noteiktās entalpijas, ar precizitāti 0.6% °C

t_{dp} – rasas punkta temperatūra pie noteiktā mitruma satura, ar precizitāti 0.4% °C.

Dzesētāja saražotā dzesēšanas jauda aprēķināta, izmantojot formulu:

$$Q = g \rho c_{cw} (T_{in} - T_{out}), \quad (2.26)$$

kur:

Q – dzesēšanas jauda, kW

g – dzesēšanas šķidrums plūsma, m³/s

ρ – dzesēšanas šķidrums blīvums, kg/m³

c_{cw} – dzesēšanas šķidrums īpatnējā siltumietilpība, kJ/(kg·°C).

Ja dzesēšanas šķidrums sistēmā ir 35% etilēnglikola šķīdums ūdenī, $\rho = 1045 \text{ kg/m}^3$, $c_{cw} = 3.585 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)}$.

Dzesēšanas iekārtas efektivitāte, saskaņā ar enerģijas bilances vienādojumu, ir [29], [89]:

$$\text{EER} = \frac{\text{Dzesēšanas jauda}}{\text{Elektriskā jauda}}. \quad (2.27)$$

Elektriskā jauda pētījumos tika aprēķināta katrai stundai izanalizētā periodā, izmantojot elektriskā skaitītāja datus (katrā 60. minūtes vērtība mīnuss katrā pirmā minūte katrā stundā).

Ūdens patēriņš iztvaikošanas dzesēšanas procesā, zinot darba gaisa sākotnējos (ieņemšanā) un beigās (izmešanā) parametrus, ir aprēķināts [70] pēc formulas:

$$m_{\text{ūdens}} = m_g (x_{\text{beigu}} - x_{\text{sākumā}}) \cdot 1000, \quad (2.28)$$

kur:

$m_{\text{ūdens}}$ – ūdens patēriņš, kg/st

m_g – gaisa masas plūsma, kg/st

$x_{\text{beigu}}, x_{\text{sākumā}}$ – darba gaisa mitruma saturs procesa beigās un sākumā, attiecīgi, g/kg.

3. ENERĢIJAS PATĒRIŅU UN EKONOMISKIE APRĒĶINI

3.1. Klimata dati enerģijas aprēķiniem

3.1.1. Dzesēšanas grādu dienas

Pastāv uzskats, ka enerģijas patēriņu ēku apkurei un dzesēšanai pamatā ietekmē āra gaisa temperatūras izmaiņas, liela loma ir arī izvietojuma un ilguma nosacījumiem. Eksistē dažādas metodes enerģijas patēriņu aprēķiniem un analīzēm. Metodes atšķirās pēc sarežģītības, apkārtējās vides apstākļu, kurus nepieciešams ņemt vērā, datu daudzuma, aprēķinu laika posma, dotās ēkas izbūves ģeometrijas apraksta detalizācijas un tās termiskajām īpašībām utml. Grādu dienu metode uz doto brīdi ir vienkāršākais un labāk izstrādātais enerģijas analīzes veids, kas nodrošina samērā atbilstošus rezultātus vienkāršām sistēmām. Šī metode ir piemērota gadījumos, kad ēkas noslogojums, telpu temperatūra siltuma avotu intensitāte un AVK aprīkojuma efektivitāte ir samērā konstantas. Pielietojot to var salīdzināt ēkas tekošo un vēsturisko enerģijas patēriņu, kā arī salīdzināt ēkas atšķirīgās klimatiskajās zonās.

Dažādās valstīs, tajā skaitā arī Latvijā, AVK projektētāji izvērtē dzesēšanas iekārtu nepieciešamās jaudas, izmantojot pilsētas, kur atrodas ēka, āra gaisa projektēšanas temperatūru [67]. Šī metode sniedz drošu rezultātu, bet bieži vien noved pie pārāk lielas jaudas rezerves, kas savukārt palielina enerģijas izmaksas ekspluatācijas laikā. Dzesēšanas grādu dienu metode (Cooling Degree Days - CDD) savukārt, palīdz izvēlēties dzesēšanas iekārtas ar augstāku precizitāti, kas ļauj izvairīties no minētām problēmām ilglaicīgās ekspluatācijas laikā. Tāpēc tā ir viena no visbiežāk izmantojamiem metodēm AVK nozarē, lai aprakstītu āra gaisa temperatūras ietekmi uz ēkas dzesēšanas enerģijas patēriņu [82].

Kopumā, CDD metode pieņem, ka ēkas enerģijas pieprasījums ir proporcionāls starpībai starp dienas vidējo un „bāzes” āra gaisa temperatūru. Par bāzes temperatūru tiek uzskatīta temperatūra, zem kuras, vai virs kuras apkure vai dzesēšana ir nepieciešama. Dzesēšanas grādu dienu skaits tiek aprēķināts pēc formulas:

$$CDD = \sum_{dienas} (T_{vid.} - T_b)^+, \quad (3.1)$$

kur:

T_b – bāzes temperatūra, °C

$T_{vid.}$ – dienas vidējā temperatūra, °C,

(+) zīme aiz iekāvēām nozīmē to, ka tiek summētās tikai pozitīvās vērtības.

Tradicionāli, CDD aprēķiniem pieņem +22°C bāzes temperatūru. Praktiski, T_b dažādās ēkās mainās atšķirīgu ēku parametru (siltumizolācijas, logu tipa un virsmas platības, u.c.) dēļ. Aprakstītās metodes atvasinājums ir dzesēšanas grādu stundas, jeb CDH (Cooling Degree Hours). Dažas programmas, kas balstītas uz CDD, patērējamo jaudu rēķina izmantojot CDH, ko iegūst reizinot CDD ar 24, lai iegūt stundu skaitu. Savukārt, precīzāka metode būtu izdalīt CDH no klimatiskiem datiem, ņemot vērā pēc iespējas ilgāku periodu (10-30 gadi). CDH katram mēnesim rēķina pēc formulas:

$$CDH = \sum_{j=1}^N (\overline{T_{vid.}} - T_B)^+, \quad (3.2)$$

kur:

T_m = stundas vidējā āra gaisa temperatūra, °C

N = stundu skaits mēnesī.

Daži autori norāda, ka pēc CDH metodes aprēķinātais dzesēšanas stundu skaits tās precizitātes dēļ gadā dod ievērojami lielāku, līdz pat 40-50% stundu skaitu, nekā reizinot CDD ar 24 [82].

3.1.2. Tipiskais meteoroloģiskais gads

Pasaulē eksistē vairāki klimatisko datu masīvi, kas sastāv no meteoroloģisko parametru ik stundas vērtībām un kas tiek pielietoti ne tikai ēkas kopējā un atsevišķu elementu enerģijas patēriņa novērtēšanai, bet arī ilgtspējīgu un atjaunojamu energoresursu skaitliskajā analizē. Zināmākie šāda veida klimatiskie dati ir testa references gads (*Test Reference Year - TRY*) un tipiskais meteoroloģiskais gads (*Typical Meteorological Year - TMY*). Abas metodes balstās uz tipiska gada izveidi no 12 raksturīgiem kalendārajiem mēnešiem, pamatojoties uz reāliem meteoroloģisko parametru novērojumiem [62], [68]. Šīs metodes var uzskatīt par laika apstākļu apkopojumiem, kas dod vislabāko priekšstatu par apkārtējās vides siltuma / aukstuma slodzi uz

ēku norobežojošām konstrukcijām. TMY izmanto arī vairākas komerciālas ēku simulācijas programmu paketes, tādas kā *TRNSYS*, *PV*SOL*, un *PVscout*. Pašreiz šīs programmas dod iespēju iegūt TMY datus ierobežotā daudzumā, kā sākuminformāciju. TMY datu pilnie kopumi (kas ietver plašu informāciju par pasaules reģioniem) ir pieejami pamatā par maksu. Turklāt, diezgan labi izveidota, moderna un daudzpusēja bezmaksas programma *EnergyPlus*, kas tapusi ar ASV Enerģijas Departamenta finansējumu, arī veic aprēķinus pēc tipiskā meteoroloģiska gada datiem, kas tiek ievadīti TRY3 formātā. Mājas lapā [31] var bezmaksas lejupielādēt gan pašu programnodrošinājumu, gan TRY datus lielam valstu daudzumam, tuvākā no kurām priekš mums būtu Lietuva (Latvijas dati diemžēl, nav pieejami) [85], [88].

References gadam enerģijas patēriņu aprēķiniem ir jāsniedz galveno klimata parametru vidējās vērtības, kas ir maksimāli tuvas ilgtermiņa vērtībām. H. Lund [56] izdalīja trīs galvenās prasības references gadam:

- ticamās frekvences, t.i. tik tuvas, cik vien tas ir iespējams reālajām vidējām vērtībām ilglaicīgā periodā, t.sk. mēnesī, un dabiskais augstāku un zemāku vērtību sakārtojums atsevišķajām dienām,
- ticamās sekvenses, t.i. laika apstākļiem ir jābūt tikpat ilglaicīgiem, un jābūt tādā pašā secībā, kā tas ir visbiežāk novērojamiem apstākļiem konkrētai vietai.
- ticamā korelācija starp dažādiem parametriem, t.i. āra gaisa temperatūra un mitrums, saules starojums, mākoņu daudzums un vēja parametri.

Amerikas apkures, dzesēšanas un gaisa kondicionēšanas inženieru Savienības (*ASHRAE*) testa references gada (*ASHRAE TRY*) noteikšanas princips ir balstīts uz gadu, kas satur ekstremāli augstās vai zemās sausā termometra temperatūras izslēgšanu no datu masīva, līdz brīdim kad paliek tikai viens gads, *ASHRAE TRY*. Mēneši tiek sakārtoti pēc to svarīguma enerģijas analīzēm. Piemēram, karstākais mēnesis jūlijs un aukstākais janvāris tiek uzskatīti par „svarīgākiem”, vēsākais oktobris un siltākais aprīlis – par „mazsvarīgākiem”. Atkarībā no klimatiskiem reģioniem, šī kārtība var mainīties. Pirmais solis TRY selekcijas procesā ir atzīmēt visus 24 mēnešus saskaņā ar to rangiem. Ja divi vai vairāki gadi paliek bez atzīmētiem mēnešiem, izslēgšanu jāturpina ar nākamo pēc karstākā jūliju, nākamo pēc aukstākā janvāri un tā tālāk, kamēr nepaliks viens pilnais gads ar neatzīmētiem mēnešiem, kas arī ir *ASHRAE TRY*.

Tipiskais meteoroloģiskais gads vai TMY, sastāv no divpadsmit tipiskiem meteoroloģiskiem mēnešiem (TMM), kuri tiek izvēlēti no daudzu gadu laika apstākļu datu bāzes.

TMM selekcija ir balstīta uz statistiskās datu analīzes un četru laika apstākļu parametru vērtēšanas: globālā saules starojuma (GSR), sausā termometra temperatūras (DBT), rasas punkta temperatūras (DPT) un vēja ātruma. Selekcijā ir iekļauts bloks no deviņiem parametriem: dienas maksimumālās, dienas minimālās, dienas vidējās DBT un DPT, dienas maksimālais, dienas vidējais vēja ātrums, un dienas GSR. Kandidāt – mēnešu atlasē izmanto neparametrisko metodi, saucamu par Finkelšteina – Šafera (FS) statistisko metodi, kas palīdz salīdzināt gada kumulatīvo vērtību sadalījumu ar ilgtermiņa sadalījumu. Klimatiskie parametri tiek sadalīti pēc to relatīvā nozīmīguma no 1/24 līdz 12/24. Metodes autori par nozīmīgāko parametru ir noteikuši saules starošanu, ka primāro faktoru saules enerģijas pārveidošanas sistēmās un ēkās. Noslēdzošā atlasē etapā tiek izvēlēts mēnesis ar mazāku FS vērtību, mazu deviāciju un tipisku parametru izmaiņas struktūru.

Klimatiskais, jeb laika apstākļu gads enerģijas aprēķiniem (WYEC), tiek sastādīts, atlasot atsevišķus mēnešus ar vidējo DBT, tuvāku pie ilglaicīgas mēneša vidējās vērtības. Ja dotā mēneša DBT pārsniedz 0.1 °C robežu, tad cita gada mēnesis, tuvākais pie vidējā, bet zemākais par to tiek atlasīts un dienas no tā aizstāj dotā mēneša dienas kamēr dotā mēneša DBT neiekļausies 0.1 °C robežās no vidējās vērtības. WYEC satur mēnešus no vairākiem gadiem. Atlasītie mēneši var saturēt klimatiskus datus no cita gada mēneša. Stoffel un Rymes 1998. gadā pārskatīja WYEC datu kopuma formātu, piedāvājot to aizstāt ar izstrādāto WYEC2 formātu.

Starptautiskā laika apstākļu aprēķinu metode enerģijas aprēķiniem (IWEC), un Kanādas klimata gads enerģijas aprēķiniem (CWEC) metodēs izmanto līdzīgus TMY principus, tikai ar atšķirīgiem nozīmīguma faktoriem.

ISO 15927-4:2005 standarta metodei ir tuva arī Dāņu atlasē metodika. DBT, GSR un gaisa mitrums tiek uzskatīti par primārajiem parametriem atbilstošu mēnešu atlasē pie references gada sastādīšanas. Izvēles process ir definēts tādā veidā, lai noteiktu atsevišķu parametru vidējās vērtības, frekvences izkārtojumu un korelācijas starp dažādiem mainīgiem katra mēneša ietvaros maksimāli tuvu pie attiecīgā kalendārā mēneša ilgtermiņa datiem [43].

Aprakstīto tipiskā gada atlasē metožu vēlākas versijas TMY2 un WYEC2 satur vairāk saules starojuma un apgaismojuma datu, nekā to sākumversijas TMY (NCDC 1983), WYES (ASHRAE 1985) un TRY (NCDC 1981). Izpētot un salīdzinot dažādas pieejamās metodes, A. Ebrahimpour tipiskā meteoroloģiska gada sastādīšanai ieteica sekojošu kombinētu procedūru:

- a) Izmantojot izmērītus (vai iepriekš definētus) laika apstākļu datus tipiskais meteoroloģiskais gads sastādams pēc Sandia metodes.
- b) Tipiskais meteoroloģiskais gads tiek sastādīts, izmantojot Meteororm un Weathergenerator programmnodrošinājumu.
- c) Sandia metodes abu programmu iegūtie rezultāti tiek salīdzināti ar ilgtermiņa galveno parametru mērījumiem (sausā termometra temperatūra, rasas punkta temperatūra, vēja ātrums, globālais saules starojums) katram gada mēnesim, izmantojot ERMSE vidējās kvadrātiskās kļūdas izslēgšanas metodi.
- d) Visi atsevišķie mēneši tiek sakārtoti pēc ERMSE vērtības.
- e) Izmanto Hall's oriģinālās metodes pēdējo soli, sastāda TMY no katra mēneša
- f) Rezultāti, kuriem ir vismazākā atšķirība no ilgtermiņa mērījumiem, un kas apmierina Hall' kritērijam, sastāda tipisko meteoroloģisko gadu [27].

Latvijas klimatam, pēc manā rīcībā esošās informācijas uz doto brīdi (2014. gads) ir izveidoti divi tipisko meteoroloģisku gadu datu apkopojumi, ko var izmantot enerģijas aprēķiniem [50]. RTU absolventa R. Paula maģistra darba ietvaros izstrādātais references gads sastādīts, apkopojot āra gaisa temperatūras, relatīvā mitruma un saules starojuma datus par desmit gadiem, laika periods no 2001. līdz 2010. gadam [69]. LLU absolventa M. Zariņa bakalaura darba ietvaros izveidotais TMG modelis balstīts uz āra gaisa parametru vērtībām par 14. gadiem, laika periodu no 1986. līdz 1999. gadam [98]. Savā modelī M. Zariņš apkopoja atlasītus datus ērti pārskatāmā $h-x$ diagrammas veidā (Att.3.1). Šie TMG dati jau tika veiksmīgi aprobēti enerģijas simulācijas modeļa izstrādē gaisa apstrādes iekārtām Matlab / Simulink vidē [53], un tika izvēlēti arī enerģijas aprēķinu veikšanai šī darba ietvaros.

Mitruma saturs gaisā, g/kg

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
33											2							2
32										2		1						3
30											3							3
29										2	4	1						7
28										2	3	3	2	1				11
27						2				5	1	7	6	1				23
26						3	2			1	2	6	11	2	1			27
25							5	3	3	6	1	5	8	4	8	2		45
24						1	4	10	9	9	5	12	5	11	9	2	1	78
23						6	12	24	7	10	11	13	10	11	6	3	2	115
22						2	11	23	24	11	12	16	11	9	4	1	1	125
21						7	14	29	30	19	14	12	8	15	6	3		157
20						4	10	23	24	32	28	19	15	22	6			183
19				2	8	20	47	42	30	25	18	22	18	4				236
18					9	13	36	41	44	49	40	25	7					264
17			1		14	23	46	50	47	58	50	15						304
16			1	2	14	36	46	46	47	76	53							321
15				1	16	37	52	63	57	115	5							346
14			5	6	12	40	56	55	91	33								297
13			4	16	18	32	63	85	95									313
12			10	20	24	47	61	126	44									332
11			5	25	37	64	110	126										368
10			7	23	30	82	86	35										263
9			5	30	31	66	108											240
8			6	31	44	130	47											258
7			7	33	57	130	2											229
6				11	48	97	90											246
5				12	82	156	27											277
4				20	139	171												330
3				28	183	173												384
2			5	56	282	107												450
1			8	73	393	6												480
0			12	18	32													62
-1			16	97	157													270
-2			23	157	124													304
-3			41	206	26													273
-4			44	215														259
-5			65	165														230
-6			44	59														103
-7			48	29														77
-8			86	9														95
-9			71															71
-10			43															43
-11		1	50															51
-12		1	33															34
-13		8	43															51
-14		12	36															48
-15		11	17															28
-16		12	1															13
-17		15																15
-18		16																16
	76	680	1204	1658	1048	895	872	766	554	442	261	138	101	44	11	4	8760	

Stundu skaits

3.1. att. Latvijas Tipiskā meteoroloģiska gada modelis [98]

3.2. Dzesēšanas sistēmu enerģijas patēriņa aprēķinu datorprogrammas. Apskats

3.2.1. TRNSYS

TRNSYS ir plašs komerciāls inženiersistēmu simulēšanas rīks, kas var tikt papildināts ar lietotāju papildprogrammām. Tas ir diezgan plaši izmantots pasaulē pētnieku un inženieru vidū, lai izvērtētu mūsdienu enerģijas paņēmienus, sākot no dzīvojamo māju karstā ūdens apgādes līdz kompleksai ēku projektēšanai un simulācijai, ieskaitot tās aprīkojumu, inženiersistēmas, vadības stratēģijas, iemītņieku aktivitātes, alternatīvās enerģijas sistēmas (vēja, saules, fotoaktīvās, ūdeņraža sistēmas), utml.

TRNSYS paketes galvenās īpašības:

- Spēcīgais multizonālais ēkas modelis ar iebūvētiem modeļiem termiski aktīviem pārsegumiem, kapilāro cauruļvadu un dzesēšanas griestu sistēmām;
- Plašā standarta komponentu bibliotēka, un liels klāsts ar papildus programmatūras komponentiem, ieskaitot ģeotermālas datu bāzes un gaisa plūsmu modeļus;
- Iespēja vienlaikus simulēt ēku un tās aktīvo sistēmu modeļus;
- Modulāra un atklāta struktūra, kas simulāciju procesā ļauj interaktīvi darboties ar citām programmām un lietotāja izveidotiem programmu moduļiem [87], [86].

Zinātniskā literatūrā ir atrodamas publikācijas par dzesēšanas sistēmu veiktspējas un darbības efektivitātes pētījumiem, kas veiktas ar šī simulēšanas rīka palīdzību [77], [83], [95]. D. Monfet izstrādāja simulācijas modeli programmā *TRNSYS* lielai apkures / dzesēšanas centrālei Kvebekā (Kanādā), nokalibrējot to ar 6 dienu mērījumu datiem. Simulācijas iegūtie dati tika izvērtēti, salīdzinot tos ar divu mēnešu dzesēšanas centrāles ierakstītiem darbības parametru datiem. Salīdzinot iegūtos rezultātus, tai skaitā EER nesakritības, maksimālā relatīvā kļūda bija zem 5%, variācijas koeficients aptuveni 7%. Sistēma ir aprīkota ar ūdens dzesējamiem dzesētājiem un dzesēšanas torņiem. Diemžēl, autors nav definējis DT izsmidzināmas ūdens daudzumu parametrus [65]. F.Yu un K.Chan savā pētījumā [95] analizē dzīves cikla izmaksas ar gaisu dzesējamiem dzesētājiem, kas aprīkoti ar konstanta ātruma skrūves kompresoriem, kondensācijas temperatūras kontroli, iztvaikošanas priekšdzesēšanu, un mainīgām ventilatoru griešanas ātrumiem. Modelēta dzesēšanas sistēma izglītības ēkai ar nominālu dzesēšanas jaudu 1000kW tika izvērtēta dažādās komplektācijās, ar mērķi noteikt, cik daudz katrs no minētiem

pasākumiem iespaido sistēmas enerģijas ikgadējo patēriņu, un ekspluatācijas izmaksas. Simulācija tika veikta *TRNSYS* 15 programmā, kur autori ievadīja dzesētāja efektivitāti EER, kas tika izmērīta esošajā objektā pie dažādām slodzēm un āra gaisa temperatūrām (no 10 °C līdz 35 °C). Atmaksāšanas termiņa aprēķins veikts, ievērojot Honkongas valdības piešķirtās elektroenerģijas tarifa atvieglojumus apskatītām objektam, kopumā var ļoti augsti novērtēt šo autoru pētījumu. Nesaisti rada uzrādītie dati par to, ka visas izskatītas papildaprīkojuma izmaksas maksimālā kombinācijā sadārdzināja dzesētāju tikai par 12%, un maksimālais vienkāršotais atmaksāšanas termiņš sasniedza tikai 1,11 gadus. Manuprāt, šie radītāji ir ārkārtīgi zemi, Eiropas tirgus apstākļos augstāk minētais papildaprīkojums sadārdzina dzesēšanas iekārtu līdz pat 100%, kas neļaus sasniegt tik pievilcīgi īsus atmaksāšanās termiņus.

3.2.2. *Energy Plus*

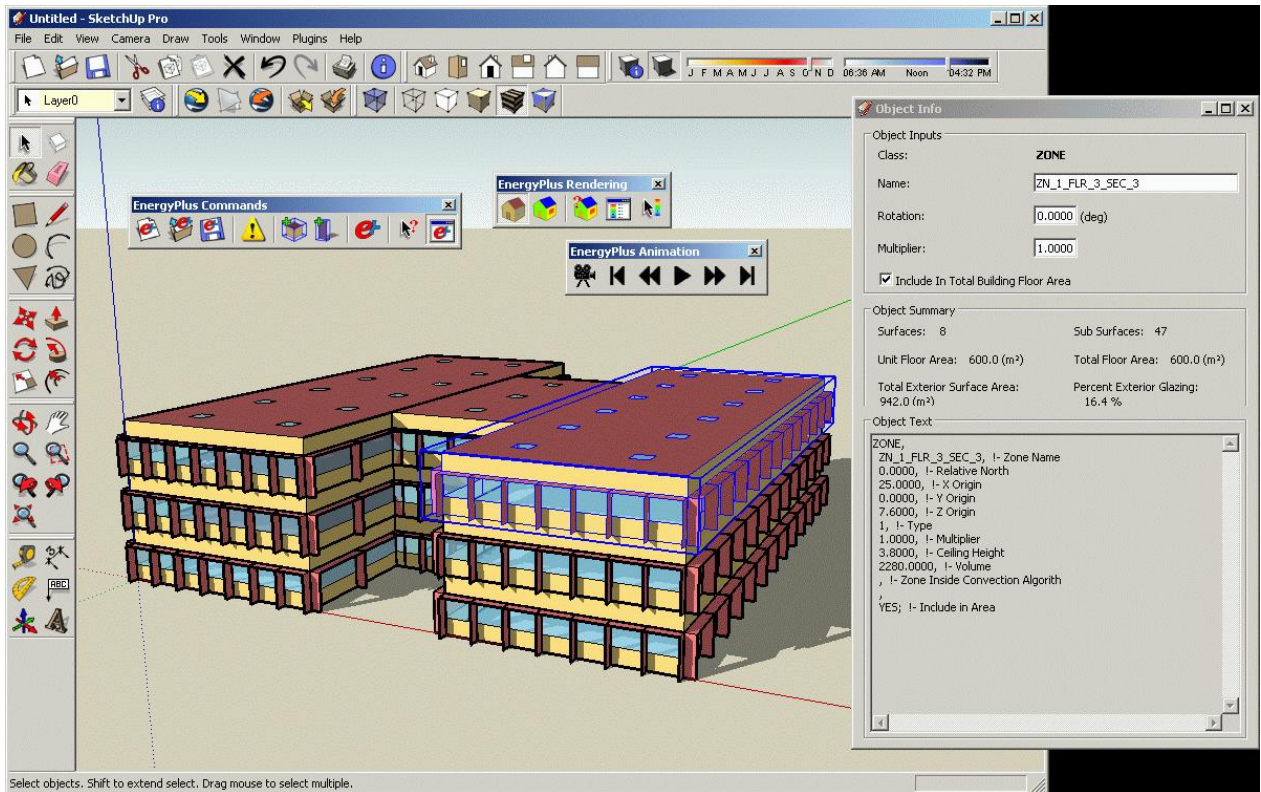
Energy Plus ir vēl viens brīvi pieejams simulācijas rīks, ko ir izveidojusi ASV Nacionālā Atjaunojamo Energoresursu Laboratorija ar Enerģijas departamenta atbalstu [31]. Sākotnēji balstīts uz *DOE-2.1E* un *BLAST* simulācijas dzinējiem. Pašreiz tas ir attīstījies līdz jaudīgas enerģijas analīzes un slodžu simulācijas programmai. Balstoties uz lietotāja ievadītu ēkas siltumtehniko īpašību un inženiersistēmu aprakstu, *Energy Plus* dod iespēju aprēķināt apkures un dzesēšanas slodzes, kas nepieciešamas komforta uzstādījumu nodrošināšanai, sekundāras apkures, ventilācijas un gaisa kondicionēšanas sistēmas slodzes, un siltummezgla, aukstummezgla enerģijas patēriņu.

Energy Plus galvenās īpašības:

- Integrēti vienlaicīgi risinājumi, kad ēkas reakcija, primārās un sekundārās sistēmas ir savstarpēji saistītas;
- Biežāk par ikstundas, lietotāja definētais laika intervāls termālo zonu un iekšējās vides un AVK sistēmu mijiedarbības aprēķiniem;
- *ANSCII* teksta veida formāta ikstundas laika apstākļu datu importa un eksporta iespējas;
- Kombinētas siltuma un masas apmaiņas modelis, kas dod iespēju rēķināt adsorbcijas / desorpcijas procesus;
- Termāla komforta modelis, kas balstīts uz aktivitātes, telpas gaisa temperatūras, mitruma u.c.;

- Anizotropiskais debess modelis, kas ļauj precīzāk aprēķināt saules starojuma intensitāti uz izliektām virsmām.

Teksta veida informācijas ievada un izvada interfeiss, ar papildus grafiska interfeisa uzstādīšanas iespējām [30]. Kā piemērs, viens no iespējamajiem grafiskiem noformējumiem, *SketchUp PRO*, ir uzrādīts Att. 3.2.



3.2. att. *Energy Plus* programmas papildu uzstādāmais interfeiss

Programma *Energy Plus* tiek izmantotā arī zinātniskajos pētījumos kā simulācijas rīks ēkas enerģijas modeļa izstrādē [34], [75]. Diezgan pilnveidīga norobežojošo konstrukciju siltumfizikas ziņā, tomēr programma nesniedz tik plašās iespējas VK sistēmu simulēšanai, ka *TRNSYS*, bet, ja lietotājam ir visa nepieciešamā informācija par pielietojamo iekārtu darbības efektivitāti, piem., eksperimentāli iegūta no līdzīga objekta, tad, izmantojot *Energy Plus*, var ar augstu precizitāti simulēt ēkas enerģijas patēriņus gada griezumā. F.W.Yu vadītā pētnieku komanda nesen nopublicētā pētījumā [94] izklāstīja simulācijas rezultātus par perspektīvo dzesēšanas enerģijas patēriņu gaisa dzesējamam dzesētājam ar un bez ūdens izsmidzināšanas uz

kondensatora. Pētījuma biroja ēku nosimulēja, izmantojot *Energy PLUS* programmu, ievērojot klimata pārmaiņas tendences. Tika izmantoti Honkongas tipiskā meteoroloģiskā gada (TMG) gaisa apstākļu dati, un prognozētie scenāriji nākotnes āra gaisa apstākļiem trim nākotnes periodiem, līdz 2080. gadam, ģenerējot to ar *CCWorldWeatherGen* programmu. Dzesētāja efektivitātes dati tika iegūti no eksperimentālas iekārtas, aprīkotas ar ūdens izsmidzināšanu un ventilatoru ātruma regulatoriem, mērījumiem. Pētnieki secina, ka enerģijas ekonomija sasniedz 17% TMG garumā, ar perspektīvi palielināties līdz -18,5% līdz prognozētam 2080 gadam. Autori uzsver iztvaikošanas dzesēšanas aktīvākas izmantošanas un attīstības nepieciešamību, kāvienu no svarīgākiem veidiem dzesēšanas sistēmu energoefektivitātes uzlabošanai.

3.2.3. RTU Dr.sc.ing. A.Krūmiņa izveidotā programma

RTU absolvents Andris Krūmiņš promocijas darba ietvaros ir izstrādājis simulācijas programmu gaisa apstrādes iekārtām. Izveidotie modeļi simulācijas programmā *Simulink* nodrošina enerģijas patēriņa noteikšanu gaisa apstrādes iekārtām un pieļaujot dažādas gaisa apstrādes iekārtas sekciju kombinācijas. Izmantojot *BinMaker Plus* programmas pielietoto datu apstrādes metodi, izveidots Latvijas meteoroloģisko datu modelis "Simulink" programma, kas ļauj analizēt ventilācijas iekārtu enerģijas patēriņu atbilstoši Latvijas klimatoloģijas apstākļiem ar datu apstrādi vienu reizi stundā. Izveidotais TKG neievērtē ekstremālos vasaras un ziemas gaisa parametrus. Nepieciešamo pieplūdes gaisa parametru analīze veikta konteksta kontekstā ar gaisa parametru izmaiņu virzienu telpā, izveidojot nepieciešamo pieplūdes gaisa parametru modeli. Pieplūdes gaisa parametri tiek aprēķināti ņemot vērā nepieciešamo pieplūdes gaisa daudzumu, nodrošinot energoefektīvu gaisa apstrādes iekārtas darbību, kā arī tiek analizēts nepieciešamais svaiga gaisa daudzums atkarībā no telpas gaisa piesārņojuma slodzes. Veicot aprēķinus izmantojot izveidoto gaisa apstrādes iekārtas patērētās enerģijas aprēķina simulācijas programmu vairākiem reāliem objektiem, zinātnieks pierāda, ka programma dod uzskatāmu grafisku informāciju par katras gaisa apstrādes iekārtas sekciju darbību un ļauj optimizēt gaisa apstrādes iekārtas konfigurāciju un darbības parametrus [13], [53].

3.2.4. RETScreen 4

RETScreen 4 ir uz *Microsoft Excel* pamata izveidots enerģijas projektu programnodrošinājums, kas ļauj diezgan ātri un viegli izvērtēt energoefektivitātes projekta aptuvenu tehnisko un finansiālo izdevīgumu. Izstrādāta ar Kanādas valdības finansējumu, sadarbībā ar Nacionālas aeronautikas un kosmosa aģentūru (*NASA*), programma ir bezmaksas un brīvi pieejama. Ar *RETScreen 4* var aprēķināt enerģijas ekonomiju izvēlētajā periodā, atmaksāšanas termiņu, kā arī izvērtēt CO₂ emisiju samazinājumu izvēloties konkrēto energoefektivitātes paaugstināšanas projektu. Dzesēšanas sistēmu projektu programma aprēķina, izmantojot dzesēšanas grādu dienas (CDD), kas algoritmos tiek pārveidotas stundās, reizinot CDD ar 24. Dati par CDD skaitu tiek iegūti no datu bāzes, kas ir iestrādāta programmā. Piemēram, izskatot kādu projektu, ir iespēja izvēlēties tuvāku meteostaciju, kuras dati tiks izmantoti. Par bāzes temperatūru dzesēšanas aprēķinos ir pieņemta 18,5 °C, ar iespēju ievadīt laika apstākļu neatkarīgas dzesēšanas korekciju, %, ja dzesēšana tiek izmantota CDD gaisa bāzes temperatūras [97].

3.3. Sezonālā iekārtas darbības efektivitāte

3.3.1. Eiropas sezonālais enerģijas efektivitātes radītājs ESEER

Dzesēšanas iekārtu efektivitātes noteikšana ir samērā komplicēts process. Iekārtu ražotāji pasaulē 20. gs. 90-jos gados savos katalogos definēja dažādas efektivitātes (EER – Energy Efficiency Ratio) vērtības pie pilnas slodzes, kas savukārt bija diezgan grūti salīdzināmas un pārbaudāmas pirms iekārtu uzstādīšanas. Ar mērķi sakārtot iekārtu veiktspējas parametru noteikšanas principus, 1995. gadā Eiropas ventilācijas un gaisa kondicionēšanas tirgus pārstāvošā organizācija Eurovent uzsāka pirmo Eiropas līmeņa dzesētāju sertificēšanas programmu. No šī brīža sertificēšana pilnveidojās, 2005. gadā startējot energoefektivitātes klasifikācijas programmai, kurā dzesēšanas iekārtas tiek sadalītas pēc EER pie maksimālās ražības klasēs no A (augstākā) līdz G (zemākā) [76].

Tā kā ekspluatācijas laikā dzesēšanas iekārtas reti tiek darbinātas pilnā slodzē, 2006. gadā, lai atspoguļotu iekārtas efektivitāti pie ilglaicīgas darbības, pēc analogijas ar ASV izmantojamu SEER, ir definēta Eiropas sezonālā enerģijas efektivitātes vērtība ESEER. (European Seasonal

Energy Efficiency Ratio). ESEER testa procedūras gaitā iekārtu efektivitāti noteic, atspoguļojot tās EER pie četriem dažādam slodzes līmeņiem un darba gaisa temperatūrām. Tas, manuprāt, ir labs universāls radītājs dzesēšanas efektivitātes novērtēšanai dažādos laika apstākļos. Sezonālā enerģijas efektivitāte, saskaņā ar EN14511:3-2011, tiek aprēķināta [58] pēc formulas:

$$ESEER = A \times EER_A + B \times EER_B + C \times EER_C + D \times EER_D, \quad (3.3)$$

kur:

3.1. tabula

Nosacījums	Dzesēšanas slodze, %	Ietekmes koeficients	Gaisa temperatūra kondensatora ieņemšanā (ar gaisu dzesējamās iekārtas) °C	Kondensatora ienākošā ūdens temperatūra (ar ūdeni dzesējamās iekārtas), °C
A	100	0.03	35	30
B	75	0.33	30	26
C	50	0.41	25	22
D	25	0.23	20	18

ESEER ieviešana manuprāt, ir liels sasniegums iekārtu novērtēšanas principos, kas visticamāk, precīzi atspoguļo efektivitāti Centrāleiropas, vai Vidusjūras Eiropas daļā. Savukārt, Latvijas klimata apstākļos, kad ēku dzesēšanas slodze tradicionāli tiek aprēķināta pie āra gaisa temperatūras +27 °C (Rīgai), ESEER testu parametri ir diezgan tāli no reāliem darbības apstākļiem. Pieredze rāda, ka dzesēšanas pieprasījums daudzos objektos rodas pie krietni zemākām āra gaisa temperatūrām – tādām kā +15 °C un pat +10 °C. Tas īpaši attiecās uz ēkām ar intensīvu apgaismojumu, ar lielām nenoēnotām logu virsmām, un iekšējiem siltuma izdalījumiem. Pie šādiem objektiem var pieskaitīt: biroju telpas ar lielu biroja tehnikas daudzumu, telpas ar augstu cilvēku blīvumu, tirdzniecības platības, serveru telpas, kā arī telpas ar precīzām klimata prasībām, piemēram, muzeji, tīrās ražošanas telpas. Tā kā ventilācijas gaisa sadalītāju izvietojums ne vienmēr ļauj dzesēt telpu ar gaisu tā, lai nesamazinātu cilvēku komfortu, gaisa dzesēšana šādos gadījumos tiek veikta ar dzesētājiem un telpas temperatūras pielāgotājiem. Sakarā ar to arī dzesēšanas iekārtas bieži vien tiek darbinātas pie samērā zemas āra gaisa temperatūras.

4. PĒTĪJUMU DAĻA

4.1. Eksperimentu plāns

Viens no šī promocijas darba mērķiem ir izvērtēt ekonomiskus aspektus netiešās iztvaikošanas dzesēšanas izmantošanai Latvijas klimata apstākļos. Sezonālo enerģijas patēriņu aprēķiniem nepieciešamā informācija par iekārtu efektivitāti ir stipri ierobežota. Parasti ir pieejamās iekārtas pilnās efektivitātes EER, un sezonālās efektivitātes ESEER dati, kurus nosaka testu procedūrās pēc attiecīgajiem standartiem.

4.1.1. Laboratorijas eksperimentu plāns

Pieejamās tehniskās informācijas trūkums rada sarežģījumus sezonālo enerģijas aprēķinu veikšanai. Līdz ar to ir nepieciešama pētījumu veikšana laboratorijas apstākļos, izvirzot sekojošus uzdevumus:

1. Kombinētās iztvaikošanas dzesēšanas – kompresijas cikla iekārtas efektivitātes datu ārpus tehnisku izdruku diapazona iegūšana;
2. Dzesētās ūdens lietderīgās temperatūras pieejamības izvērtēšana, izmantojot iztvaikošanas dzesēšanu. Respektīvi, pie kādiem āra gaisa parametriem ir iespējams iegūt dzesēšanas procesā izmantojamo ūdeni;
3. Ūdens izsmidzināšanas ietekme uz dzesēšanas procesu siltummainī gaiss–ūdens.

4.1.2. Eksperimentu plāns eksperimentālā objektā

Nākošais faktors, kuru ir nepieciešams ņemt vērā, ir dzesētāja saražotās enerģijas daudzums pie āra gaisa temperatūrām. Šis faktors ir tieši saistīts ar ēkas, kur atrodas sistēma, norobežojošo konstrukciju siltumīpašībam, siltuma izdalījumu intensitāti un ēkas inerci. Iztvaikošanas dzesēšanas gadījumā nepieciešams precizēt āra gaisa mitruma ietekmi uz procesa efektivitāti. Ir nepieciešams veikt analītiskus pētījumus eksperimentālā objektā, kas aprīkots ar darbojošo netiešās iztvaikošanas dzesēšanas sistēmu, izvirzot sekojošus uzdevumus:

1. Dzesēšanas enerģijas sadalījuma pēc āra gaisa temperatūras noteikšana dzesēšanas sezonas griezumā;
2. Āra gaisa mitruma ietekmi uz kombinētās dzesēšanas procesa efektivitāti ilglaicīgā perspektīvā.

4.2. Pētījumu rezultātu apstrādes metodika

4.2.1. Datu apstrāde

Izmantojot aprakstītus ūdens devējus, tika savākti dati par elektroenerģijas un ūdens patēriņu, dzesētāja darbības režīmiem, šķidrums temperatūrām un āra gaisa parametriem par periodu no 2011. gada augusta, līdz 2012. gada dzesēšanas sezonas beigām. Datu krājējs fiksēja vajadzīgo parametru vērtības katru minūti, ierakstot āra (ieņemšanas) gaisa temperatūru, relatīvo mitrumu, turpgaitas un atpakaļgaitas šķidrums temperatūras primārajā un sekundārajā lokos, kā arī patērētās elektroenerģijas un ūdens daudzumu. Pēc eksportēšanas uz MS Excel datu apjoms sastādīja vairāk par 450 tūkstošiem rindu, kas atbilst ik minūšu ierakstu skaitam. Rindas, kas saturēja vienu vai vairāk rupju kļūdu (devēju / signālu kļūdas), netika ņemtas vērā. Analīzei iegūti dati tika pārstrādāti uz stundas vidējām vērtībām, iegūstot 60 reizēs mazāku datu apjomu.

4.2.2. Mērījumu kļūdas

Eksperimentāli noteikto fizikālā lieluma vērtību, kura tādā mērā tuvojas patiesajai vērtībai, ka izmantojama tās vietā, sauc par šī fizikālā lieluma reālo vērtību. Starpību starp iegūto rezultātu x' un nosakāmā lieluma reālo vērtību x , t.i., lielumu $x'-x$, sauc par absolūto kļūdu un apzīmē Δx . Absolūtās kļūdas attiecību pret lieluma reālo vērtību sauc par relatīvo kļūdu (apzīmē ε). To izsaka procentos (4.1):

$$\varepsilon = \frac{x'-x}{x} 100\% = \frac{\Delta x}{x} 100\% \quad (4.1)$$

Klasificējot kļūdas pēc to izcelsmes, jāatzīmē trīs kļūdu grupas, kuras vispārīgā gadījumā veido rezultāta kopējo kļūdu:

- 1) rupjās kļūdas;
- 2) sistemātiskās kļūdas, kuras savukārt iedala trīs apakšgrupās:
 - korekcijas,
 - mērinstrumenta (mēraparatūras) kļūdas,
 - objekta kļūdas;
- 3) gadījuma kļūdas.

Rupja kļūda var rasties nepamanītas mērīšanas apstākļu izmaiņas dēļ (piemēram, izmainās elektriskajai ķēdei pieliktais spriegums), mērījuma nepareizas izpildes, mērinstrumenta rādījuma nepareizas nolasīšanas, nolasījuma kļūdaina pieraksta un citu līdzīgu iemeslu dēļ. Parasti rezultāti, kuri satur rupju kļūdu, ievērojami atšķiras no pārējiem skaitliski, ja izdarīta vairākkārtēja dotā lieluma vērtības noteikšana. To, vai kāds rezultāts nesatur rupju kļūdu, var konstatēt, izmantojot matemātisku kritēriju (4.2):

$$\frac{|x^* - x_{vid}|}{S_x(N)} > \tau_\beta(N), \quad (4.2)$$

kur:

x^* – aizdomīgs rezultāts

x_{vid} – vidējais mērījuma rezultāts

$\tau_\beta(N)$ – τ sadalījuma koeficients pie N mērījumiem un varbūtības β

S_x – vidējā kvadrātiskā kļūda

Par sistemātisku kļūdu sauc kopējās kļūdas komponenti, kas ir konstanta vai arī likumsakarīgi mainās atkārtotos viena un tā paša lieluma mērījumos. Tādu sistemātisku kļūdu, kuras daba ir zināma un vērtība pietiekami precīzi nosakāma, sauc par korekciju. Tādu sistemātisko kļūdu, kas saistīta ar mērinstrumenta vai mēraparāta ierobežotu precizitāti, sauc par mērinstrumenta (mēraparatūras) kļūdu. Tās vērtība un zīme katrā konkrētajā novērojumā nav precīzi zināma, tomēr ļoti augsta ir varbūtība, ka mērinstrumenta kļūda nepārsniedz noteiktu vērtību δ , ko sauc par mērinstrumenta pamatkļūdu. Ja mērinstrumenta pasē nav uzrādīta precizitātes klase vai precizitāte atbilstošā lieluma mērvienībās, tad par mērinstrumenta pamatkļūdu pieņem pusi no tā skalas sīkākās iedaļas vērtības. Ja mērinstrumentam uzdota precizitātes klase γ , tad kļūdu δ aprēķina, dalot γ ar 100 un reizinot ar izmantoto mērinstrumenta mērīšanas diapazonu, vai arī reizinot ar mērāmā lieluma vērtību. Sistemātisko kļūdu, kas saistīta ar kādu mērāmā objekta īpatnību, sauc par objekta kļūdu. No šādas kļūdas var izvairīties, lietojot citu mērīšanas metodiku [48].

Par gadījuma kļūdu sauc kopējās kļūdas sastāvdaļu, kuras daudzie cēloņi nav zināmi, bet, vairākkārt atkārtojot mērījumus, mainās kļūdas skaitliskā vērtība un zīme. Gadījuma kļūdas nav

iespējams novērst, tās var tikai samazināt un novērtēt to lielumu, izmantojot gadījuma kļūdu teoriju, kas izveidota balstoties uz varbūtību teoriju.

Mērījumu vidējo vērtību x_{vid} aprēķina pēc formulas (4.3) vai Excel vidē ar funkciju average.

$$x_{vid} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (4.3)$$

Gausa jeb normālā sadalījuma līknes maksimums atbilst mērāmā lieluma x vidējai vērtībai x_{vid} . Tālāk nodefinēsim lielumu σ , kuru nosauc par vidējo kvadrātisko novirzi (jeb standartnovirzi). Standartnovirzes kvadrātu σ^2 sauc par dispersiju un tam spēkā sakarība (4.4):

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x_i - x_{vid})^2 f(x) dx \quad (4.4)$$

Šo lielumu Excel vidē var iegūt, pielietojot komandu VAR. Standartnovirzi (vidējo kvadrātisko kļūdu) aprēķinām pēc formulas (4.5), vai ar STDEV komandu.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - x_{vid})^2}{N - 1}}, \quad (4.5)$$

Mērījumu sērijas vidējā kvadrātiskā kļūda S_x tiek parēķināta šādi (4.6), vai Excel vidē pielietojot MEDIAN komandu:

$$s_x = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - x_{vid})^2}{N(N - 1)}}, \quad (4.6)$$

Lai, izmantojot vidējās kvadrātiskās kļūdas vērtību, iegūtu galīgo mērāmā lieluma x gadījuma kļūdas vērtību, jāņem vērā arī izraudzītā ticamības intervāla īpašības. To, kāda gadījuma kļūda Δx_s atbilst ticamības varbūtībai β , nosaka, reizinot vidējo kvadrātisko kļūdu ar Stjudenta koeficientu, kuru atrod tabulā [6] un kurš ir atkarīgs no izvēlēta ticamības intervāla β un veikto mērījumu skaita N (4.7):

$$\Delta x_s = s_x t_\beta(N), \quad (4.7)$$

kur:

$t_\beta(N)$ – Stjudenta sadalījuma koeficients pie N mērījumiem pie varbūtības β

Lai aprēķinātu sistemātiskās kļūdas daļu, kas saistīta ar mērinstrumenta precizitāti, izmanto formula (4.8):

$$\Delta x_\delta = \frac{\delta}{3} t_\beta(\infty), \quad (4.8)$$

Šāds paņēmieni ir lietojams, jo mērinstrumentu pamatkļūdas trešdaļai atbilst aptuveni tāda pati ticamības varbūtība kā vidējai kvadrātiskajai kļūdai, ja tā aprēķināta bezgalīgi lielam mērījumu skaitam [6]. Mērījumu galīgo (absolūto) kļūdu Δx nosaka pēc formulas (4.9):

$$\Delta x = \sqrt{(\Delta x_s)^2 + (\Delta x_\delta)^2} \quad (4.9)$$

Mērījumu precizitātes raksturošanai izmanto relatīvās kļūdas, kuras aprēķina pēc formulas (4.10):

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{x_{vid}} 100\% , \quad (4.10)$$

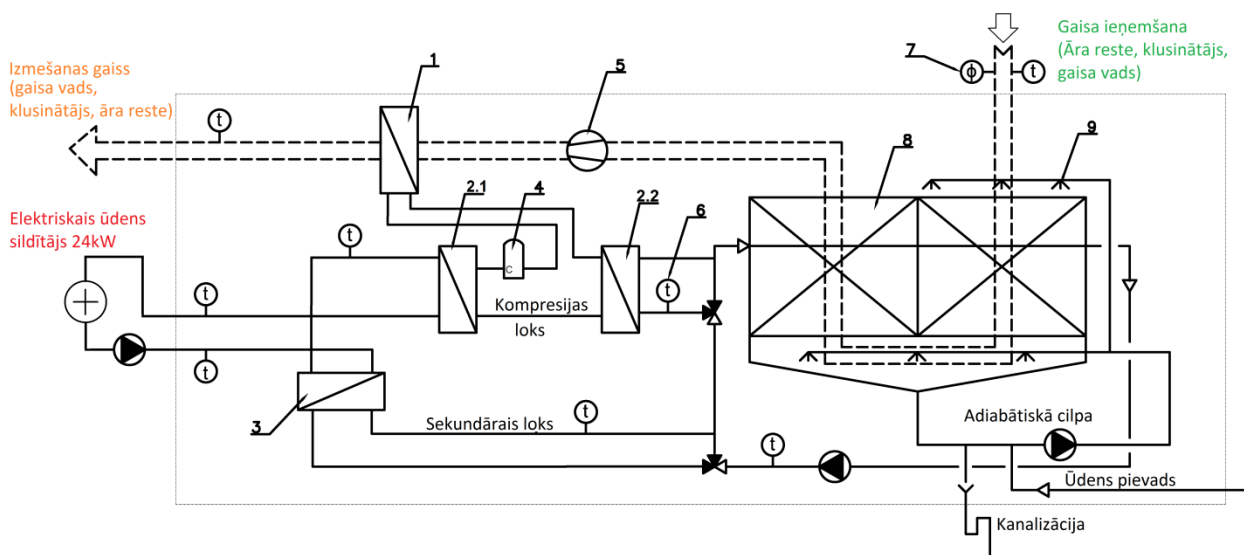
kur: ε – relatīvā kļūda, %.

4.3. Netiešās iztvaikošanas dzesēšanas laboratorijas pētījumi

Ar mērķi precīzāk novērtēt kombinētās freona cikla - netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas iekārtas darbības efektivitāti, tika veikta eksperimentu sērija. Pētījumi veikti, izmantojot Rīgas Tehniskās universitātes Būvniecības fakultātes Siltuma, gāzes un ūdens tehnoloģijas institūta energoefektivitātes laboratoriju [71]. Eksperimenti veikti divos etapos:

- a) vasaras periodā, darbinot iekārtu pie nosimulēta konstanta aukstuma patēriņa;
- b) rudenī, darbinot iekārtu pie nosimulētām mainīgām dzesēšanas slodzēm.

Siltuma slodzi iekārtai nodrošināja elektriskais caurteces ūdens sildītājs ar nominālu el. jaudu $Q_{el.} = 24 \text{ kW}$. Lai nodrošinātu patēriņu, esošā hidrauliskā shēma tika modificēta, sacilpojot dzesēšanas un apkures kontūrus. Laboratorijas iekārtas shēma parādīta 4.1. Att.



4.1. att. Iztvaikošanas dzesēšanas – kompresora cikla kombinētā eksperimentālā sistēma

Dzesēšanas iekārtas galvenās komponentes ir: ūdens – gaiss siltummainis ar ūdens izmidzināšanas sprauslām, cirkulācijas sūkņi, ūdens – ūdens un ūdens – freons siltummaiņi, centrālās ventilators ar frekvenču pārveidotāju, gaisa kondensators un kompresors.

4.1. tabula

Laboratorijas iekārtas dati

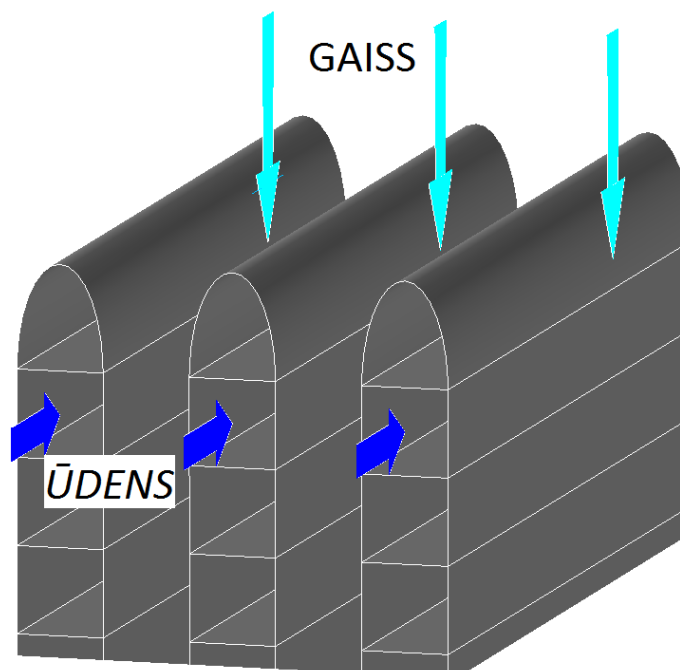
Nominālā ieņemšanas gaisa plūsma, m^3/h	4400	Sūkņu el. jauda „adiabātiskajā” lokā, kW	2·0.64
Ventilatora patērētā el. jauda, kW	2.13	Sekundārā loka brīvās dzesēšanas sūkņa el. jauda, kW	0.44
Ūdens – ūdens siltummaiņa tips	GBS700M-40	Sekundārā loka kondensatora sūkņa el. jauda, kW	0.44
Uzstādīta ūdens plūsma uz sistēmu, m^3/h	3.0	Kompresora elektriska jauda, kW	17.9

Laboratorijas iekārta ir aprīkota ar plākšņu „adiabātisku” ūdens - gaiss siltummaini ar ūdens izsmidzināšanas sprauslām gaisa ieņemšanā. Siltummainis ir dubultais, t.i. dzesējamās ūdens plūsmu samitrinātais darba gaiss šķērso divreiz, šķērsplūsmas (cross-flow) virzienā. Plāksnes izgatavotas no polipropilēna, un ir ribotas ūdens pusē, izveidojot kvadrāta šķērsriezuma ūdens kanālus.

4.2. tabula

Iztvaikošanas siltummaiņa parametri

Dzesējamā ūdens nominālā plūsma caur iztvaikošanas siltummaini, m ³ /h	6.0	Projekta dzesējamā ūdens temperatūra pirms / pēc iztvaikošanas siltummaiņa, °C	39.3/29.4
Dzesēšanas jauda pie nomināliem ūdens un gaisa parametriem, kW	69.4	Projekta darba gaisa relatīvais mitrums pirms / pēc siltummaiņa, %	70/85
Dzesējamā ūdens plūsmas ātrums pie nominālās plūsmas, m/s	0.0076	Siltumaipmaiņas virsmas laukums, m ²	108.0



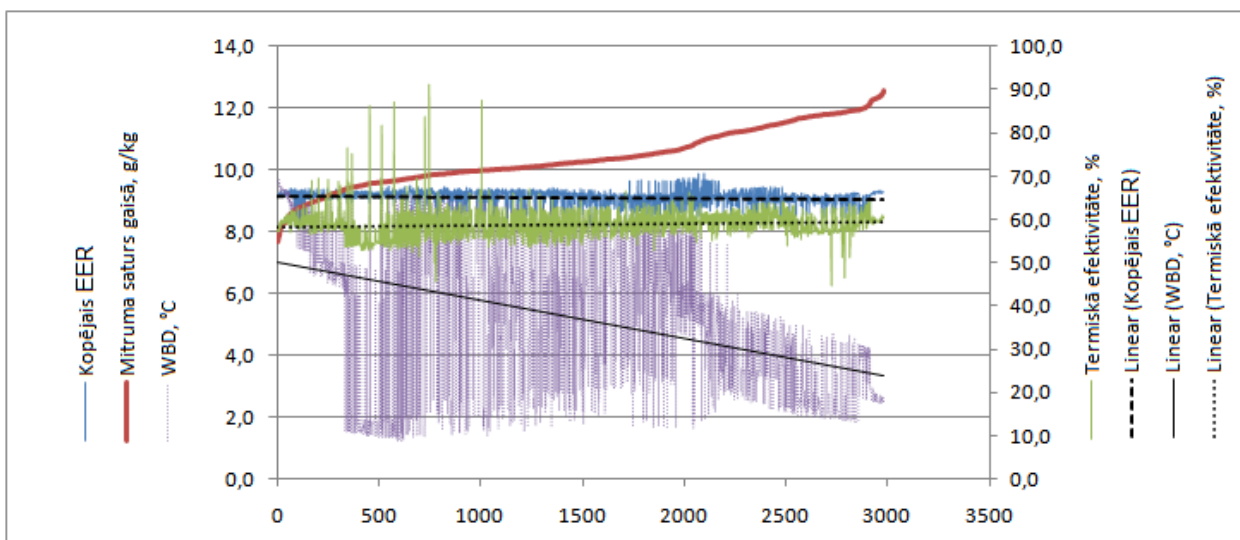
4.2. att. Laboratorijas iekārtas ūdens – gaiss „adiabātiskais” siltummainis

Eksperimentu veikšanas laikā iekārtas freona dzesēšanas cikls tika atslēgts, nodrošinot netiešās iztvaikošanas dzesēšanas darbību.

4.3.1. Laboratorijas pētījumu sērija vasaras laika apstākļos

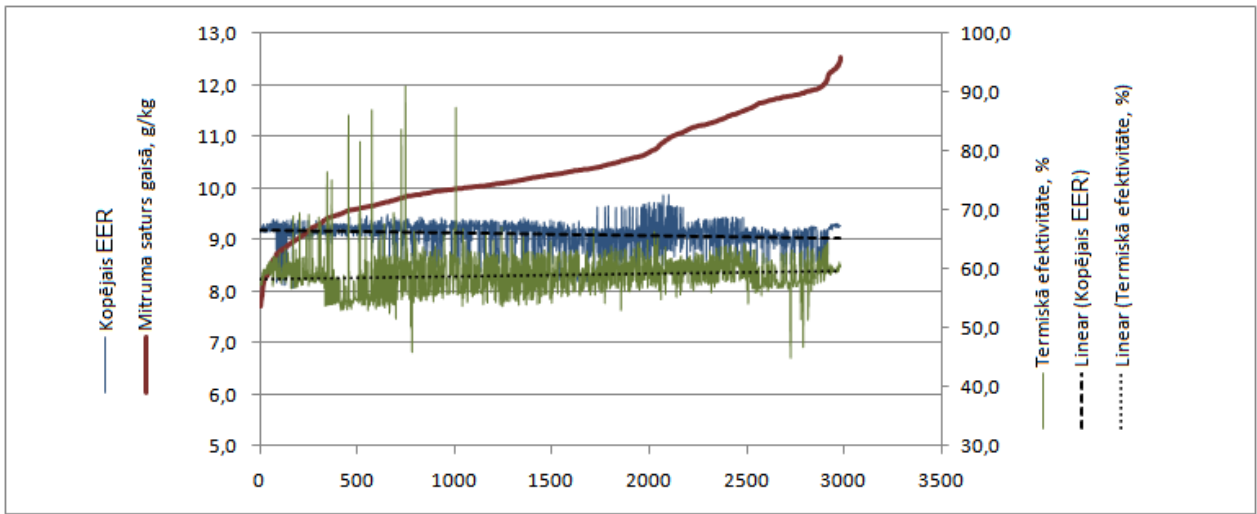
Vasarā pētījumi notika periodā no 2012. gada 17. augusta līdz 31. augustam, kopumā ierakstot darba parametrus 380 stundu jeb 23000 minūšu garumā. Tajā skaitā 51 stundu laikā iztvaikošanas dzesēšanas iekārta darbināta pie konstantās slodzes, ar mērķi noteikt termiskās un kopējās efektivitātes sakarības ar āra gaisa temperatūru un mitrumu.

Pētījumu rezultāti liecina par to, ka iekārtas kopējā efektivitātes EER atkarība no āra gaisa mitruma ir novērojama, kaut gan diezgan neizteikta. Pie datu masīva sakārtošanas pēc mitruma satura augošā secībā, kopējais EER krīt no 9,2 līdz 9, kas atbilst aptuveni 2%. Āra gaisa mitruma diapazons: no 8.0 līdz 12.5 g/kg. Pieaugot mitruma saturam, krasi samazinās WBD vidējā vērtība (Att. 4.3).



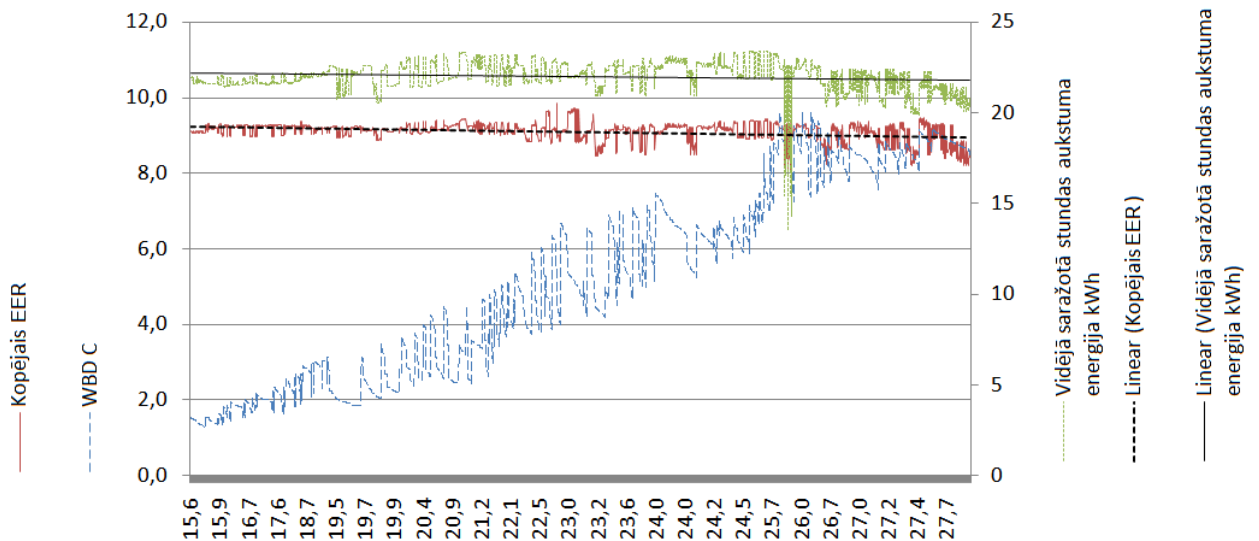
4.3. att. EER, x, Termiskā efektivitāte un WBD, y = laiks, min

Sakārtojot mērījumu masīvu augošā secībā pēc WBD (starpības starp sausā un mitrā temperatūras vērtības), varam konstatēt, ka dzesētāja termiskā efektivitāte vidēji pieaug no 55% līdz 62%, WBD vērtībai pieaugot no 2 °C līdz 9 °C. Savukārt, ieņemšanas gaisa mitruma saturs šajā diapazonā krīt vidēji no 11 līdz 9 g/kg (Att.4.4):



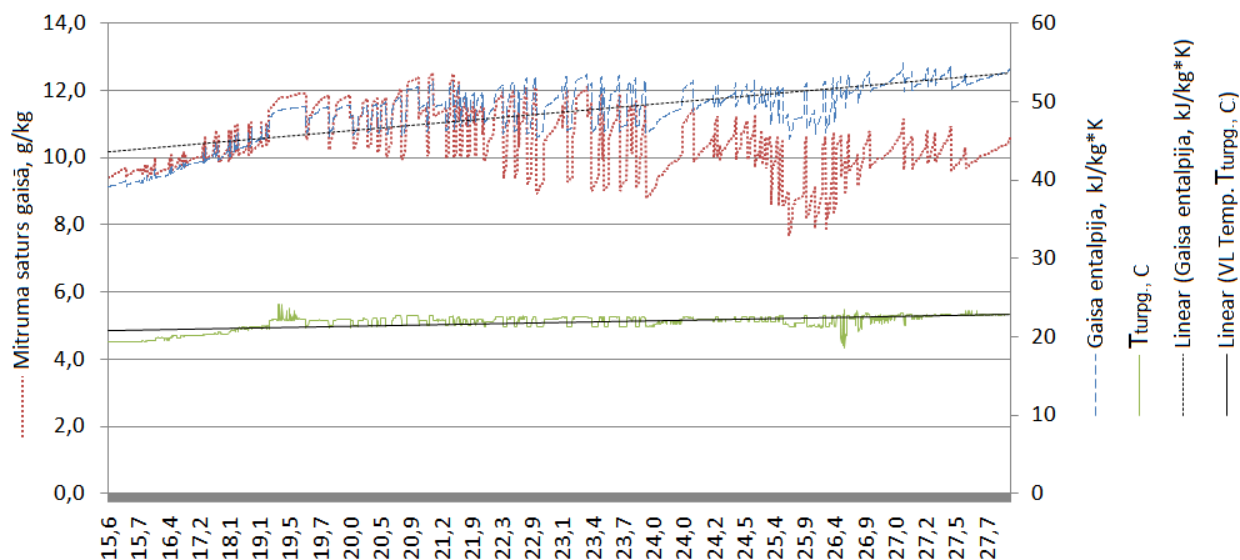
4.4. att. X, Termiskā efektivitāte un WBD, y = laiks, min

WBD, dzesēšanas iekārtas kopējā efektivitātes EER un vidēji saražotās aukstuma enerģijas stundā izmaiņas atkarībā no ieņemšanas (darba) gaisa temperatūrām ir attēlotā Att. 4.5. Gaisa temperatūrai pieaugot no 15,6 °C līdz 27,7 °C EER vidēji samazinās no 9,3 līdz 9,0, pie kā saražotā aukstuma enerģija samazinās no 19,0 kWh līdz 17,5 kWh. EER līkne labi atspoguļo WBD izmaiņas, šo abu parametru aproksimācijas līknes ir paralēlas viena otrai.



4.5. att. WBD, EER un vidēji stundā saražotās aukstuma enerģijas izmaiņas atkarībā no ieņemšanas gaisa temperatūras (y).

Viens no svarīgākajiem parametriem pie dzesēšanas iekārtas tipa izvēles ir turpgaitas temperatūras, ko tas spēj nodrošināt. Att. 4.6 ir parādītas mitruma saturs gaisā x , gaisa entalpija un dzesēšanas šķidrums turpgaitas temperatūra. Ir jāatzīmē tiešu sakarību starp gaisa entalpiju un mitruma saturu – abas līknes precīzi atkārto viena otras, svārstības to vērtībām vidēji pieaugot ar gaisa temperatūras palielināšanos. Turpgaitas temperatūras ir diezgan stabilas, svārstības ir ne vairāk kā uz 2 °C, un apskatāmā āra gaisa temperatūru diapazonā tās vidēji pieaug no 20,0 līdz 22,5 °C.



4.6. att. Āra gaisa mitruma saturs x , entalpija un ūdens dzesētās ūdens turpgaitas temperatūras atkarībā no āra gaisa temperatūras (y).

4.3.2. Laboratorijas pētījumu sērija rudens laika apstākļos

Rudens āra gaisa laika apstākļos laboratorijas pētījumi tika veikti no 2013. gada 28. oktobra līdz 31. oktobrim, kopumā nofiksējot sistēmas parametrus pie 74 darba stundām jeb 4460 minūtēm. Pētījumi tika veikti, izmantojot iepriekš aprakstītu laboratorijas iekārtu un sistēmu dažādos režīmos:

1. bez dzesēšanas slodzes un bez ūdens izsmidzināšanas (sausā dzesētāja režīmā), lai noteiktu zemāku iespējamo dzesējamās ūdens turpgaitas temperatūru;

2. bez dzesēšanas slodzes, palaižot ūdens izsmidzināšanu ieņemšanas gaisā („slapjā” dzesēšanas torņa režīmā), lai noteikt zemāku iespējamu dzesējamās ūdens turpgaitas temperatūru;
3. ar mainīgo dzesēšanas slodzi, ko nodrošināja elektriskais sildītājs, bez ūdens izsmidzināšanas
4. ar mainīgo dzesēšanas slodzi, izmantojot ūdens izsmidzināšanu ieņemšanas gaisā.

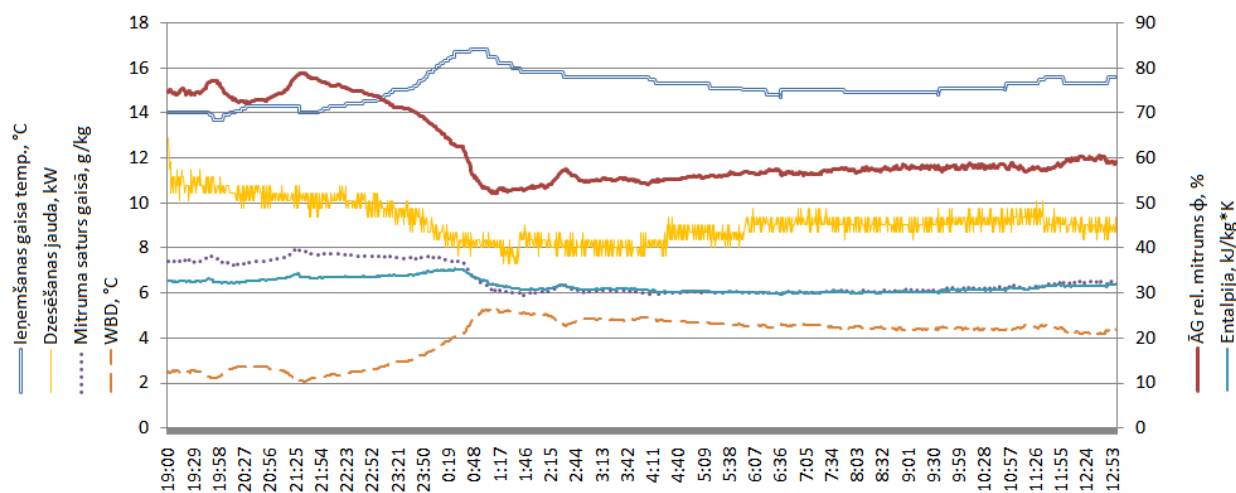
Sistēmas dati pie aprakstītiem darba režīmiem tika ierakstīti katru minūti, izmantojot laboratorijas mērījumu datu krājēju. Atsevišķi tika veikti dzesētāja izmešanas gaisa parametru mērījumi, izmantojot termo-higrometru *Testo 605-H1*, daudzfunkcionālu anemometru *TESTO 435-4* ar attālinātās darbības zondi 0554.0189. Ūdens temperatūras kontroles mērījumiem pie caurulēm tika izmantots kontakta termometrs ar Ni Cr-Ni termopāru, pieslēdzams pie *TESTO 435-4* aparāta. Izmešanas gaisa parametru mērījumi veikti caur atvērumiem gaisa vadā, 3 m attālumā no iekārtas (Att. 4.7)



4.7. att. Dzesētāja izmešanas gaisa parametru mērīšana

Iedarbinot eksperimentālu sistēmu bez āra gaisa priekš-dzesēšanas un ārējas dzesēšanas slodzes, konstatēts, ka sistēma spēj atdzesēt iekšējā lokā (300 l) un primārā lokā esošo ūdeni (250 l) no +21.0 °C līdz +17.0 °C 60 minūšu laikā. Tas ir pie nominālās gaisa plūsmas 4400 m³/h, āra gaisa parametriem $T_{AG} = 14.2$ °C un $\varphi = 90\%$.

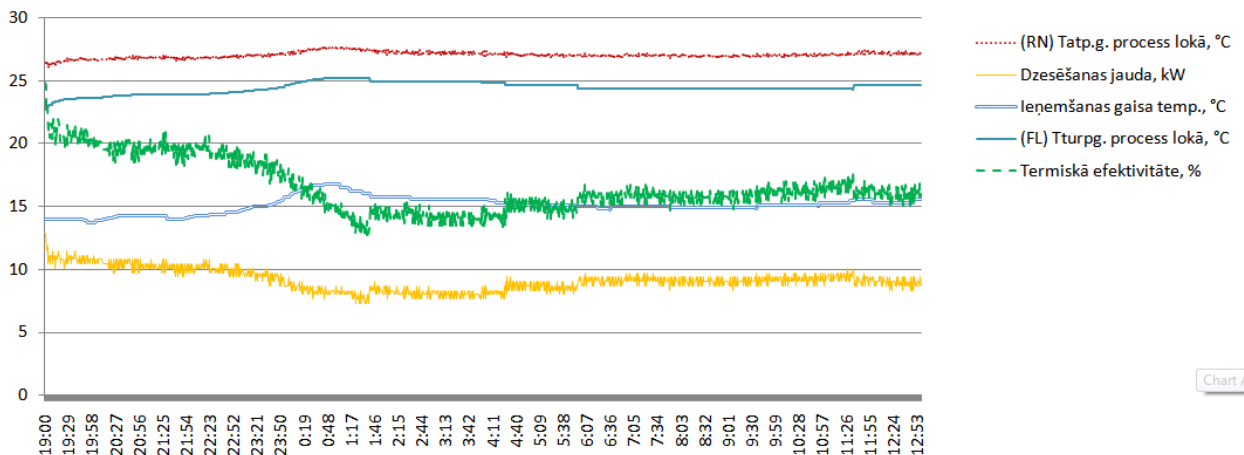
Sistēma tika atstāta darbībā uz nakti ar ārējo dzesēšanas slodzi – elektrisko ūdens sildītāju, iestatītu uz +30 °C. Laika posmā no 2013.10.28. 19:00 līdz 2013.10.29. 13:00 āra gaisa temperatūra bija ļoti stabila, $T_{AG} 15 \pm 1$ °C, savukārt, relatīvām mitruma φ svārstoties no 55 līdz 75%. Āra gaisa parametri, un iekārtas dzesēšanas jauda dotajā laika periodā parādītas Att. 4.8 Attēlā ir redzams īslaicīgs ĀG temperatūras kāpums no +14 °C līdz +17 °C, pie neliela mitruma satura pieauguma, pie kā relatīvais mitrums nokritis no 70 līdz 50%. Šīs ĀG parametru izmaiņas, visticamāk, tika izraisītas ar vēja virziena izmaiņām. Šeit, neskatoties uz WBD pieaugumu iekārtas dzesēšanas jauda samazinās no 10 līdz 8 kW, kas ir ievērojami. Var secināt, ka šajā gadījumā sistēmas efektivitāti stipri ietekmē ĀG temperatūra, nevis svarīgs iztvaikošanas dzesēšanas parametrs - WBD. Sistēmas dzesēšanas procesa efektivitātes izvērtēšanai un salīdzināšanai pie iekārtas darbības gan sausā, gan slapjā dzesēšanas torņa režīmos tika izmantota termiskā efektivitāte, aprēķināta pēc formulas (2.4).



4.8. att. Āra gaisa parametri un iekārtas dzesēšanas jauda laika periodā no 2013.10.28. 19:00 līdz 2013.10.29. 13:00

Raksturīgas ir arī ĀG entalpijas, relatīvā un absolūta mitrumu izmaiņu vizuālas sakritības. Piemēram, entalpijas un mitruma satura līknes pēc laika atzīmes 00:41 praktiski

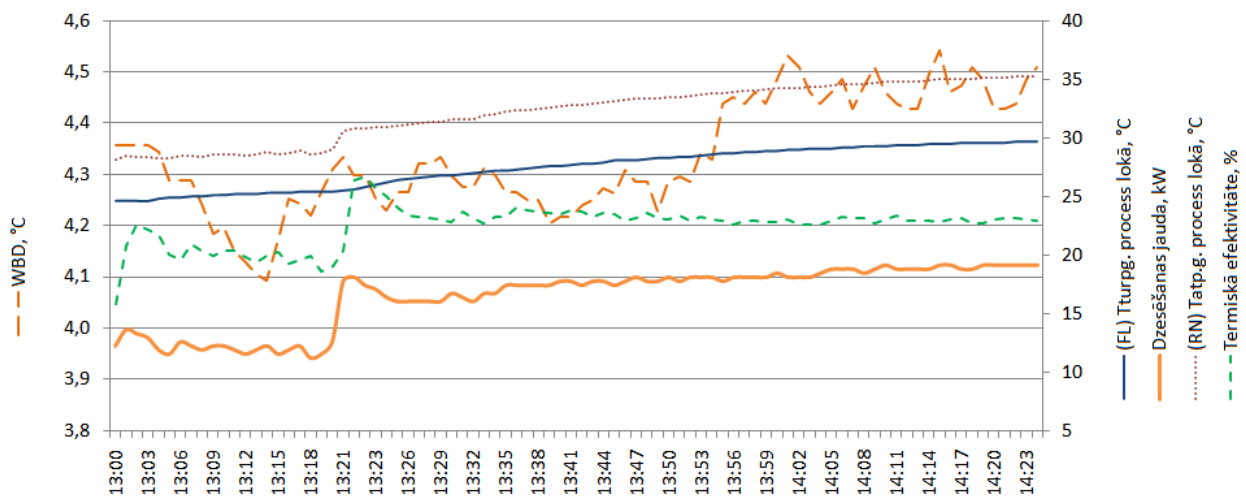
pārklāj viena otru. Dzesētas ūdens turpgaitas un atpakaļgaitas temperatūras parādītas Att. 4.9. Āra gaisa temperatūrai pieaugot uz 2–3 °C, turpgaitas temperatūra paaugstinājās vidēji uz 1 °C, pie tam atpakaļgaitas temperatūra praktiski nemainījās, ar šo samazinot dzesēšanas procesa termisku efektivitāti vidēji no 20% līdz 14%.



4.9. att. Dzesēšana sistēmas $T_{atp.g.}$, $T_{turpg.}$, dzesēšanas jauda un procesa termiskā efektivitāte ϵ_{ni}

Jāatzīmē, ka termiskā efektivitāte šajā eksperimentu sērijā, pie āra gaisa temperatūrām ap 15°C un bez ieņemšanas gaisa iztvaikošanas dzesēšanas, ir ievērojami zemāka, nekā pēc vasaras eksperimentu rezultātiem, kuru laikā ĀG temperatūra vidēji svārstījās no +20 °C līdz +25 °C.

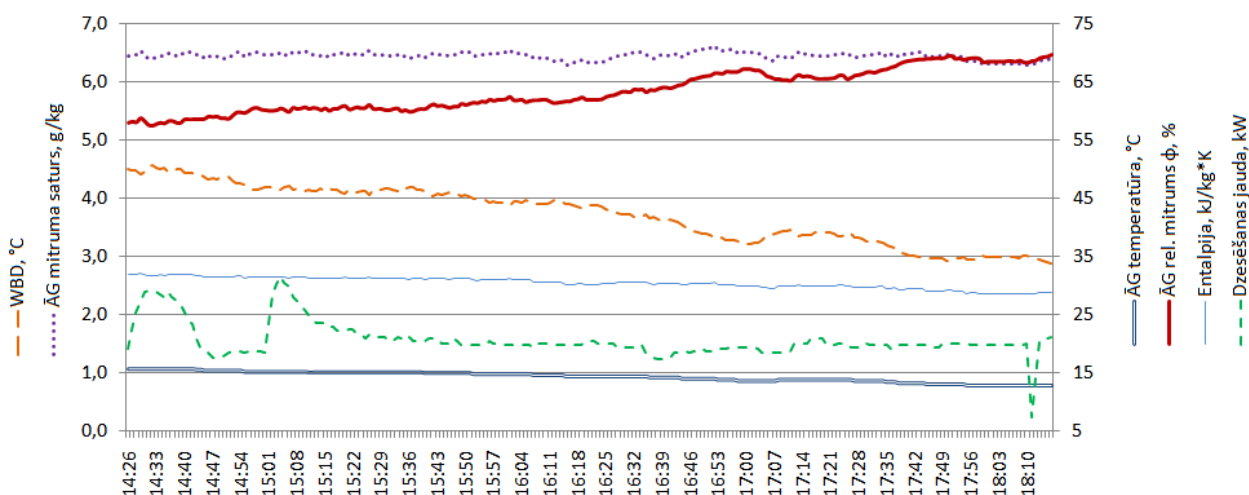
Nākošajā dienā eksperiments turpinājās no plkst. 13:00, pusotras stundas laikā pakāpeniski palielinot ārējā ūdens sildītāja jaudu līdz maksimālai. Šajā laikā ĀG temperatūra bija praktiski nemainīga, robežās 15,5-15,7 °C, relatīvais mitrums 58-61%, un, attiecīgi, WBD svārstījās no 4,1 °C līdz 4,5 °C. Līdz ar dzesēšanas slodzes palielināšanu, sistēmas $T_{turpg.}$, $T_{atp.g.}$, temperatūras pieauga attiecīgi no 25°C līdz 30 °C un no 29 °C līdz 35 °C (Att 4.10).



4.10. att. ĀG parametri un ϵ_{ni} 2013.10.30. darbojoties „sausajā režīmā”

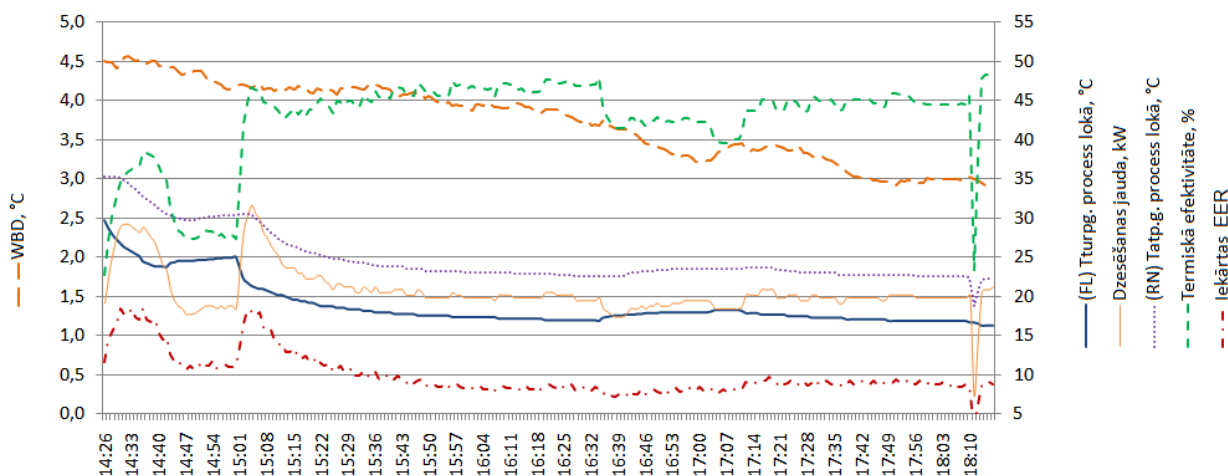
Tā kā starpība starp atdzesētās ūdens $T_{turpg.}$, $T_{atp.g.}$, un āra gaisa temperatūru palielinājās, pieauga arī iekārtas dzesēšanas jauda, vidēji no 13 kW līdz 19 kW. Neskatoties uz to, procesa termiskā efektivitāte laika posmā no 13:30 līdz 14:26 palika praktiski nemainīga, t.i. 22-23% robežās, lēzenā slapjā termometra temperatūras samazinājuma dēļ.

Tajā pašā dienā plkst. 14:26 tika ieslēgta ūdens izsmidzināšana ieņemšanas gaisa dzesēšanai. Šādā režīmā dzesētājs tika darbināts nepilnu četru stundu laikā, pakāpeniski tika samazināta dzesēšanas slodze (ūdens sildītāja uzstādīta vērtība). Āra gaisa parametri ir parādīti Att. 4.11. Ir konstatēts stabils ĀG temperatūras samazinājums no +15.7 °C līdz +12.8 °C, pie konstanta mitruma satura 6.5 g/kg, pie kam WBD samazinājās no 4.5 °C līdz 3.0 °C. Līdz ar to, attēlā redzamās dzesēšanas jaudas svārstības laika posmā no 14:26 līdz 15:15 nav saistīti ar ĀG parametru izmaiņām un var būt skaidrojami ar ūdens sildītāja nevienmērīgām jaudas izmaiņām.



4.11. att. ĀG parametri un $Q_{dzes.}$, darbojoties „slapjā režīmā”

Iekārtas darba parametri un efektivitātes parādītas Att. 4.12. Dzesēšanas jauda, izejot līdz 15:15 regulēšanas izraisītos pīkus, nostabilizējās uz līmeņa 20 ± 1 kW, pieaugot vidēji uz 10%, salīdzinot ar iekārtas darbību sausā dzesēšanas torņa režīmā. Dzesēšanas termiskā efektivitāte, ieslēdzot ūdens izmidzināšanu, pieauga no 23% līdz vidējiem 45%, tas ir praktiski divreiz, neskatoties uz salīdzinoši lielu, ap 60%, relatīvo mitrumu.

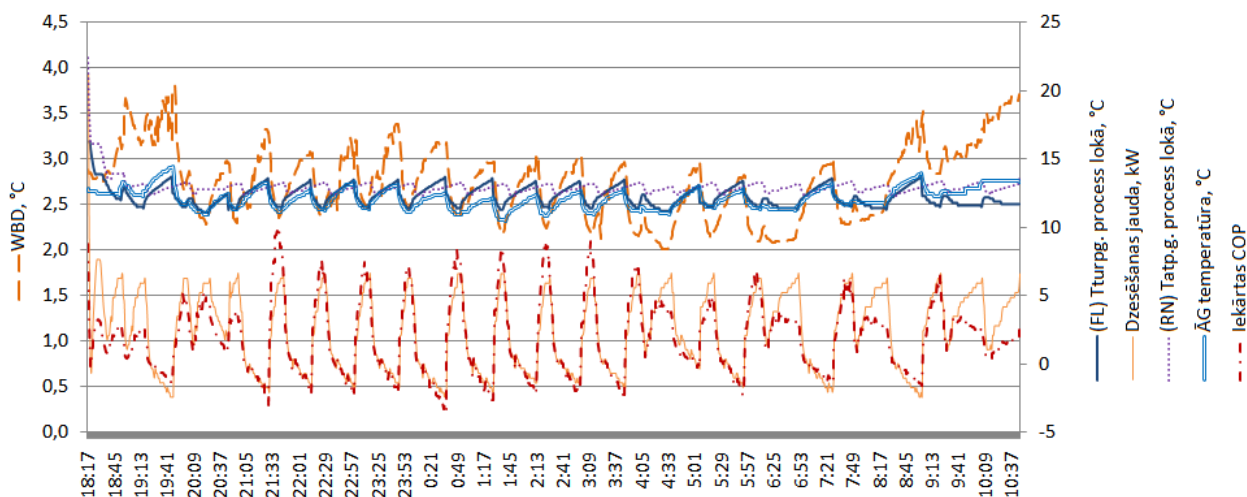


4.12. att. Sistēmas parametri, darbojoties „slapjā režīmā”

Ārēja sildītāja sildīšanas jaudas izmaiņas šajā gadījumā praktiski neietekmē dzesēšanas jaudu. Savukārt, sildītāja jaudai samazinoties, no $+20$ °C līdz $+16$ °C samazinās iekārtas

turpgaitas temperatūra, pie vidēji konstantās $T_{atp.g.}$ un $T_{turpg.}$ starpības 6 °C. Sistēmas temperatūru režīma 17/23 °C dotās iekārtas jauda (laika posmā 16:00-18:00) sasniedza vidēji 19.4 kW pie EER = 8.45. Šie dati tika izmantoti enerģijas aprēķinos nākošajās sadaļās.

Nākošā eksperimentu etapā iekārta tika atstāta uz 16 stundām darbībai bez ārējas dzesēšanas slodzes, lai noteiktu galvenos darbības parametrus un minimāli iespējamo dzesētas ūdens turpgaitas temperatūru pie zināmām āra gaisa parametriem. Iekārtas uzstādījums bija +12 °C, kas ir tuvu pie āra gaisa temperatūras darbības periodā, un tas tika sasniegts 40 minūšu laikā no ūdens sildītāja atslēgšanas. Att. 4.13 ir redzamas āra gaisa parametru, efektivitātes un dzesētas ūdens temperatūras svārstības iekārtas cikliskās darbības dēļ. Ventilatori un sprauslas tika aktivizētas pēc nepieciešamības, turpgaitas temperatūrai pārsniedzot 2 °C virs uzstādītas vērtības.

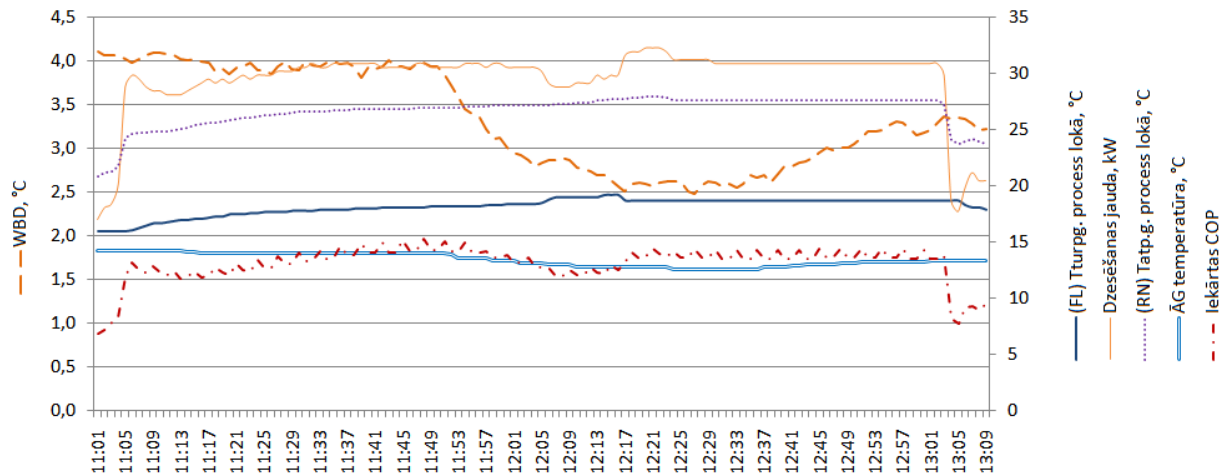


4.13. att. Dzesēšanas iekārtas un ĀG parametri, iekārtai darbojoties bez aukstuma slodzes

Āra gaisa parametru mērījumu cikliskās svārstības skaidrojamas ar temperatūras / mitruma devēju izvietojumu ieņemšanas gaisa vadā. Devējs tika vedināts, kad darbojās iekārtas ventilators.

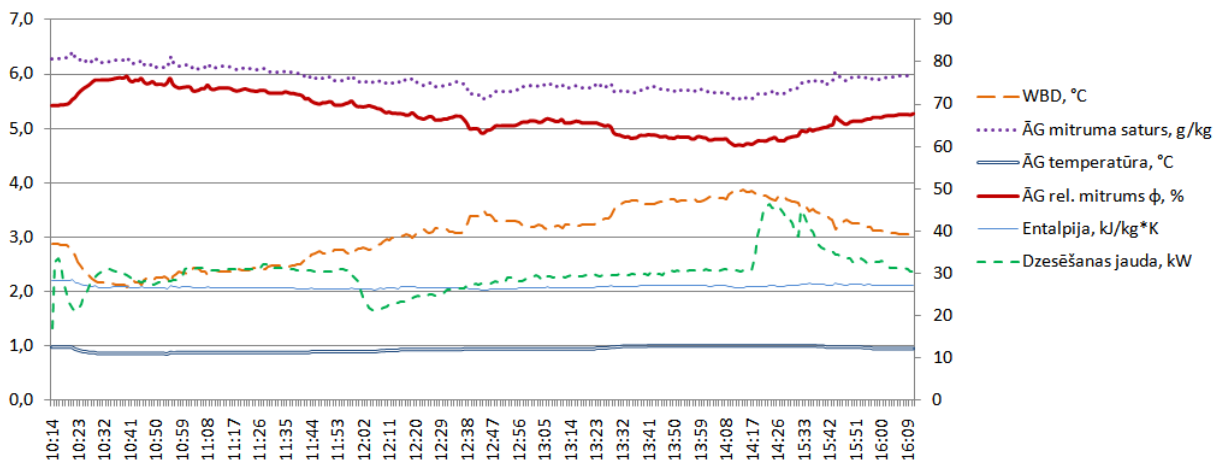
Nākošās divas stundas sistēma tika darbināta pie maksimālās ūdens sildītāja jaudas. 60 minūšu laikā $T_{turpg.}$, pieauga no +16.0 °C līdz +18.7 °C, atpakaļgaita uzsila no 21.2 °C līdz 27.6 °C, palielinot temperatūras starpību, un kopējo dzesēšanas jaudu (Att. 4.14). Otrā darbības stundā $T_{turg.}$ un $T_{atp.g.}$ bija praktiski nemainīgās, kas nozīmē, ka sistēma strādāja enerģijas līdzsvarā. WBD svārstības 2.5 °C – 4.0 °C robežās sistēmas darbību neietekmēja. Acīmredzot, pie diezgan

lielas – $17\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{atp.g.}$ un $T_{\bar{A}G}$ starpības iztvaikošanas procesam ir daudz mazāka nozīme, nekā pie mazākas sistēmas un āra gaisa temperatūru starpības.



4.14. att. Dzesēšanas sistēmas parametri, iekārtai darbojoties maksimālā slodzē

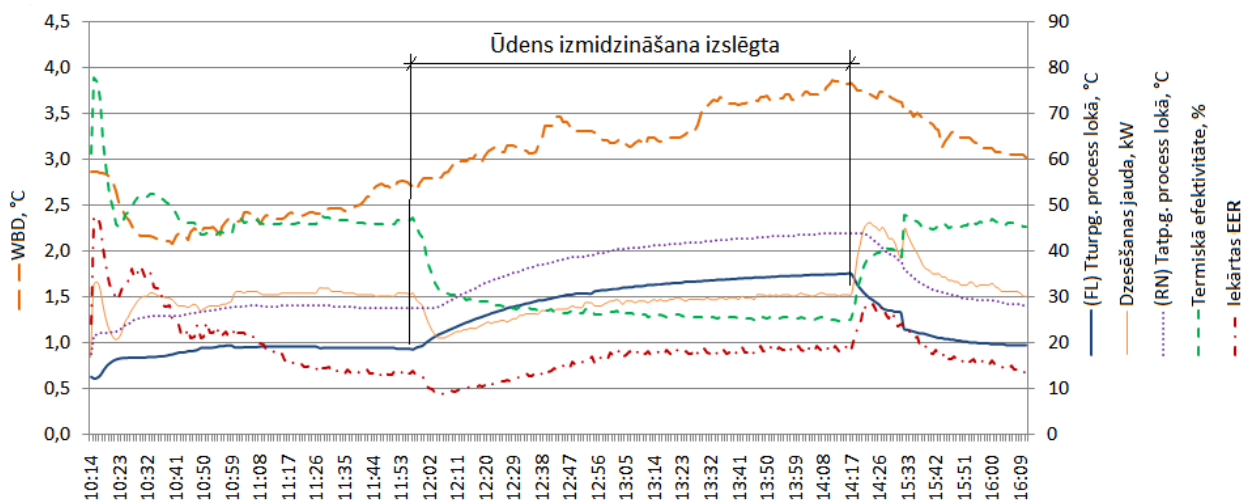
Nākošais šī eksperimentu sērijas etaps tika veikts 31. oktobrī. Sešu stundu laikā laboratorijas iekārta tika darbināta pie konstantas maksimālas dzesēšanas slodzes, slapjā un sausā dzesēšanas torņa režīmos. Mērķis – noteikt dzesētāja darba radītājus ar un bez ieņemšanas gaisa iztvaikošanas dzesēšanas. Āra gaisa temperatūra eksperimenta laikā turējās vidēji $12\pm 0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, mitruma saturs $6.0\pm 0.3\text{ g/kg}$ robežās (Att. 4.15). WBD aprēķināta $2..3,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ robežās, ĀG entalpija praktiski nemainīgi turējās uz $27\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.



4.15. att. ĀG parametri, iekārtai darbojoties maksimālā slodzē

Dzesētāja darbības radītāji norāda uz to, ka dotajai iekārtai pārejot no sausā uz mitru dzesēšanas torņa darbības režīmu, dzesēšanas jauda, kā arī kopējā efektivitāte EER praktiski nemainās. Šajā pētījumu etapā darbības stabilos posmos jauda abos režīmos sasniedza 29.7kW, ar nebūtiskām svārstībām, EER no 15.0 līdz 18.0. Asās EER izmaiņas novērotas pie režīmu pārejas dzesēšanas turpgaitas un atpakaļgaitas temperatūru starpības dēļ. Ieslēdzot ūdens izmidzināšanu termiskā efektivitāte ievērojami pieaug –no 30.0 līdz 45.0%, izslēdzot – krīt no 30.0 līdz 20.5%. Abu noviržu ilgums ir aptuveni 60 minūtes.

Sasniedzamās dzesēšanas $T_{turg.}$ un $T_{atp.g.}$, atšķirībā no EER pie dažādiem režīmiem mainās ievērojami, saglabājot praktiski vienādu starpību $\Delta T = 9.0$ °C. Sausā dzesēšanas torņa režīmā vidēji $T_{turg.} = 34.0$ °C, mitrajā $T_{turg.} = 19.5$ °C (Att. 4.16). Tas ir nozīmīgi pielietošanas ziņā, jo temperatūras, augstākas par +22 °C praktiski nav izmantojamās ēku dzesēšanas sistēmās, bet līdz 20 °C var tikt pielietotas augsto temperatūru dzesēšanas sistēmās.



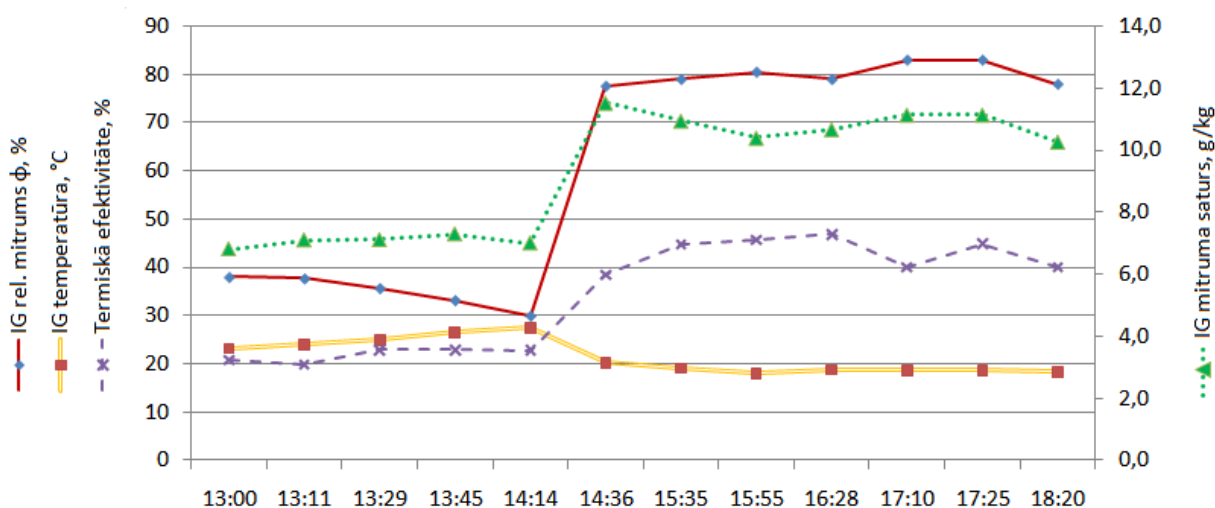
4.16. att. Dzesēšana sistēmas $T_{atp.g.}$, $T_{turg.}$, dzesēšanas jauda, WBD, procesa EER un termiskā efektivitāte

4.3.3. Ūdens patēriņš

Iztvaikošanas dzesēšanas sistēmas jebkurā izpildījumā - tiešā vai netiešā, ūdens izsmidzināšana darba gaisā, vai gaisa piesātināšana, tam plūstot caur samitrinātām virsmām, patērē ūdeni. Ūdens patēriņa atspoguļošanai laboratorijas iekārta ir aprīkota ar ūdens skaitītāju, ar

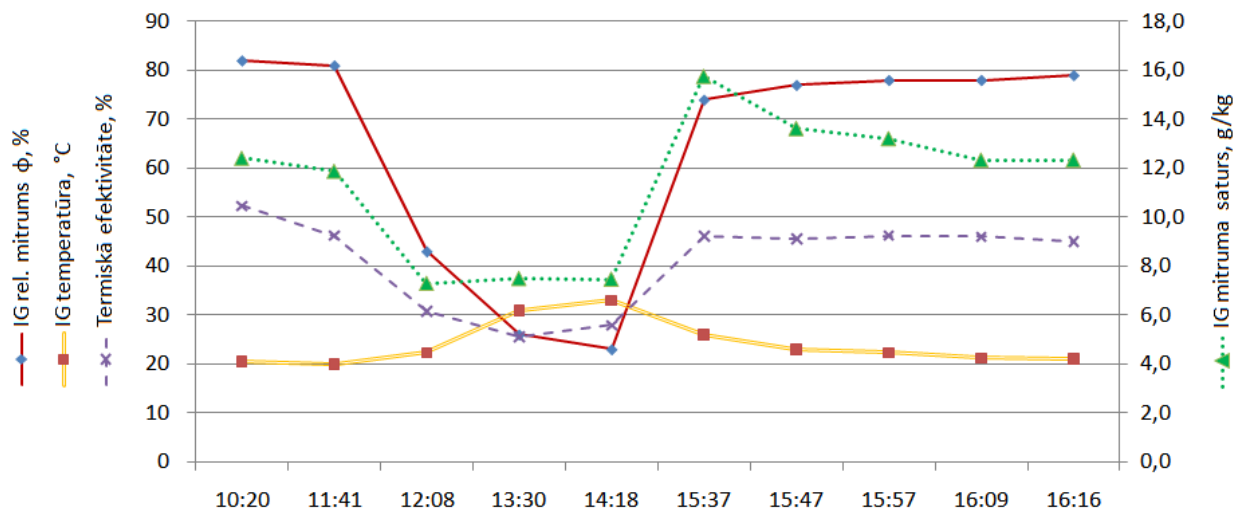
precizitāti $\pm 0,001 \text{ m}^3$. Eksperimentu etapos 2013. gada 29. un 31. oktobrī tika veikti arī izmešanas gaisa parametru mērījumi. Šie dati dod iespēju izvērtēt gan laboratorijas iekārtas darba gaisa piesātināšanas (mitrināšanas) efektivitāti, gan dzesēšanas ciklā izmantoto ūdens patēriņu.

Darba gaisa mitruma saturs 29. oktobrī, ieslēdzot ūdens izsmidzināšanu, izmešanas pusē pieaug vidēji no 7.0 līdz 11.0 g/kg, relatīvais mitrums no 30% (pieņēmu pēdējo mērījumu pirms režīma maiņas) līdz 81%. Procesa izmaiņas parādītas (Att. 4.17), data punktu skaits šeit ir ievērojami mazāks, jo mērījumi tika veikti ar iepriekš aprakstītu rokas instrumentu palīdzību.



4.17. att. Izmešanas darba gaisa parametri un dzesēšanas termiskā efektivitāte 2013-10-29.

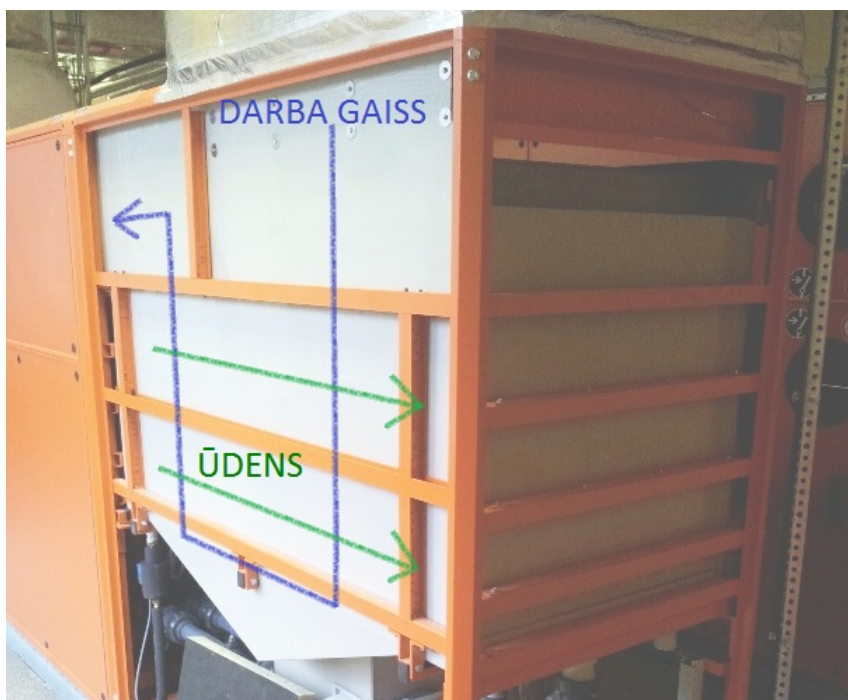
31. oktobrī mērījumi tika uzsākti, iekārtai darbojoties „slapjā” dzesēšanas torņa režīmā. Atslēdzot ūdens izsmidzināšanu, IG mitruma saturs 20 minūšu laikā krīt no 12.0 līdz 6.5 g/kg, relatīvais mitrums samazinās ilgāk, no 82 līdz 23%, jo dzesēšanas cilpā esošais ūdens pamazām uzsilst (Att. 4.18). Ieslēdzot ūdens izsmidzināšanu, abi mitruma parametri strauji pieaug, pie kā mitruma saturs, sākotnēji sasniedzot 15.8, pakāpeniski samazinās līdz 12.2 g/kg, jo izmešanas gaisa temperatūra, sistēmai ieejot līdzsvarā, samazinās no 33 °C līdz 21 °C.



4.18. att. Izmešanas darba gaisa parametri un dzesēšanas termiskā efektivitāte 2013-10-31.

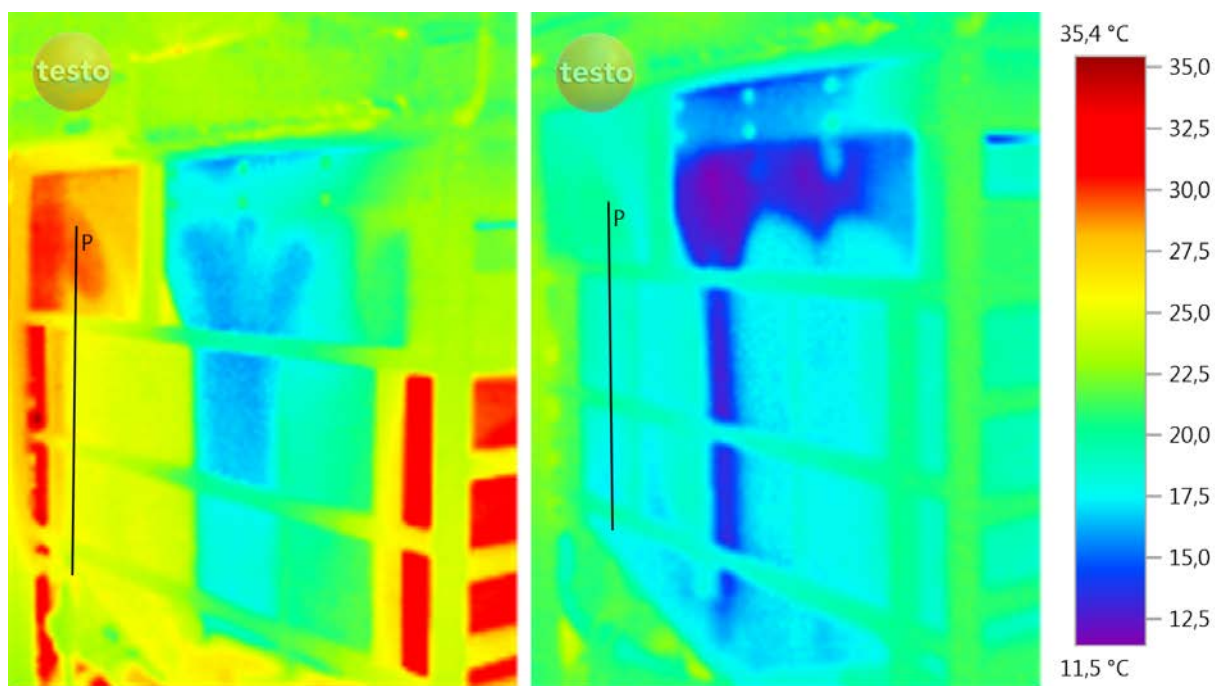
Tātad, eksperimentos izmantotais siltummainis pie āra gaisa temperatūrām 11...16 °C, ar esošām ūdens izsmidzināšanas sprauslām spēj adiabātiski samitrināt darba gaisu līdz 82%. Ūdens patēriņš pie dotās gaisa plūsmas 4400 m³/h, ieslēdzot ūdens izsmidzināšanu, ir aprēķināts pēc formulas (2.28), un pie ĀG temperatūras 12 °C sastāda 24.75 kg/h.

Šī pētījumu etapa ietvaros tika veikta arī eksperimentālās sistēmas un ūdens – gaisa siltummaiņa (Att. 4.19) termogrāfiskā [26] vizuālā izpēte. Siltummaiņa termogrāfijas aatēli pie vienādas temperatūras skalas ir parādītas Att.4.20, ar izslēgtu un ieslēgtu ūdens izsmidzināšanu.



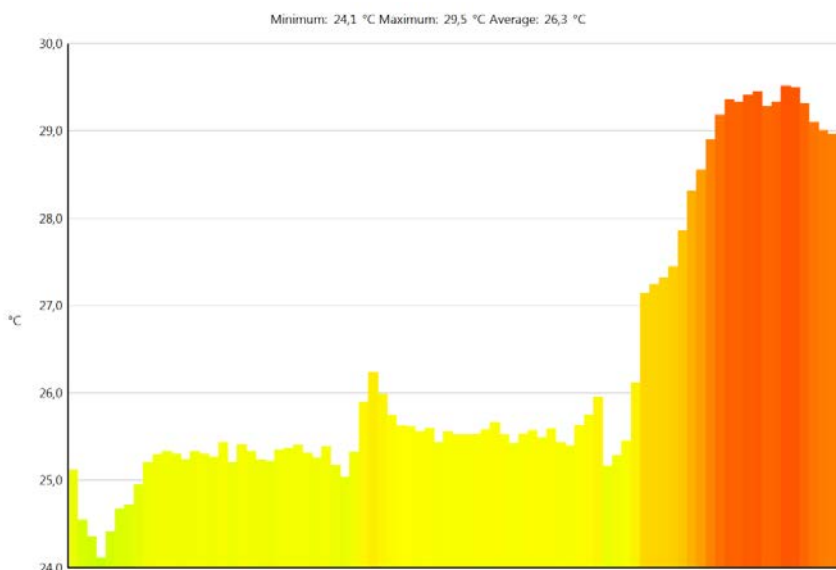
4.19. att. Siltummainis no termogrāfijas uzņemšanas vietas

Izvēlētais rakursr ļāva iegūt infrasarkanos attēlus no raksturīgas plaknes, attēlojot darba gaisa temperatūras izmaiņas, tam virzoties siltummaiņa kanālos.

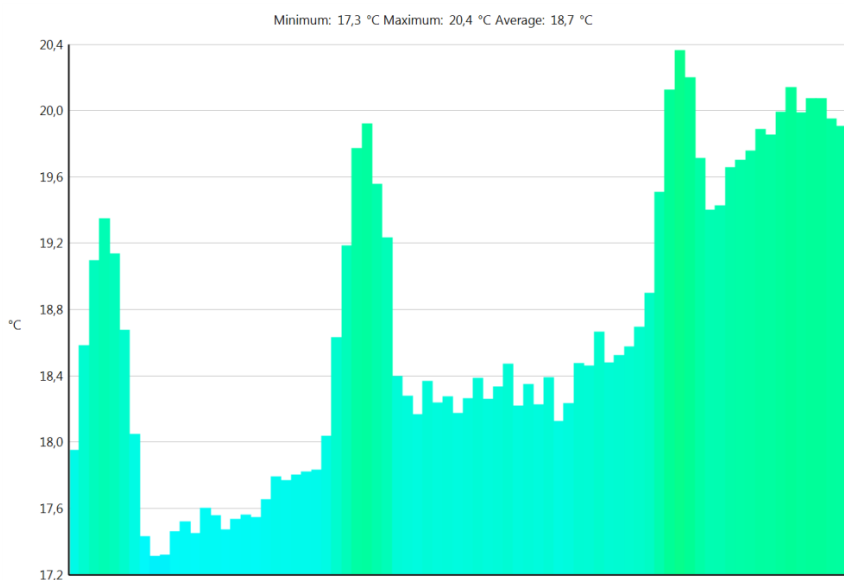


4.20. att. Dzesēšanas iekārtas gaiss-ūdens siltummaiņa termogrāfija pie izslēgtas (kreisā) un ieslēgtas (labā) ūdens izsmidzināšanas

Temperatūru histogrammas no iepriekšējā attēla P līnijas parādītas attēlos 4.22, 4.23. Raksturīgs ir tas, ka pie atslēgtas ūdens izsmidzināšanas, kad sistēmā strādā pie augstākām temperatūrām, iekārtas saturošie profili histogrammā attēlojas kā kritumi, jo ir sistēmas temperatūra ir augstākā par telpas temperatūru. „Mitrajā” dzesēšanas torņa režīmā profili attēloti kā pīķi.



4.21. att. Termogrāfijas virsmas temperatūru profils Att. 4.21 uzradītai P līnijai, pie darbības „sausajā” režīmā



4.22. att. Termogrāfijas virsmas temperatūru profils Att. 4.21 uzradītai P līnijai, pie darbības „slapjā” režīmā

4.3.4. Secinājumi

Īslaicīgu eksperimentu laikā āra gaisa mitrums parasti mainās nenozīmīgi, tāpēc tā ietekme uz dzesēšanas iekārtas izejas jaudu netika novērota, iekārtai darbojoties gan slapjā, gan sausā dzesēšanas torņa režīmos.

Dzesēšanas sistēmu energopatēriņu salīdzinošās analīzes projektētiem objektiem sarežģīt iekārtu darbības efektivitātes datu trūkums ārpus ESEER noteiktiem parametriem. Lai noteikt enerģijas patēriņu zemo āra gaisa temperatūru diapazonā, jebkuram dzesētājam ir jāņem vērā efektivitātes radītājus pie $\bar{A}G$ temperatūru intervāliem, un noteiktām slodzēm, kurus nosaka atsevišķa objekta specifika, un iekārtas dzesēšanas pakāpju skaits. Objektīvās analīzes veikšanai nepieciešams rēķināties arī ar iekārtu kompresoru cikliskās darbības īpašībām, kompresoru ieslēgšanas strāvu lēcieniem un aktīvās / reaktīvas jaudu attiecību pie tām. Sistēmas turpgaitas un atpakaļgaitas temperatūrām salīdzināmām iekārtām ir arī jābūt ļoti tuvām. Respektīvi, šāda veida analīzes var sniegt augstu precizitāti tad, ja references iekārtas ir uzstādītas ļoti līdzīgajos objektos (pēc iekšējām siltuma slodzēm, norobežojošo konstrukciju raksturlielumiem, tajā skaitā siltuma inerces, stiklojuma platības un tehniskiem parametriem).

Relatīva mitruma izmaiņas maz ietekmē kombinētā dzesētāja veiktspēju, ja darbojās kompresori. Rel. mitrumam pieaugot no 50 līdz 70%, dzesētāja EER mainās uz 0,1, kas gada griezumā dzesētājam ar dzesēšanas jaudu 320 kW nozīmē 740 kWh pieaugumu, jeb 110 EUR naudas izteiksmē. Savukārt, iekārtai strādājot dzesēšanas torņa režīmā pie $\bar{A}G$ temp.=10 °C, ar izslēgtiem kompresoriem, šis $\bar{A}G$ mitruma kāpums veic dzesēšanas jaudas un EER pazemināšanu uz 11-12%. Pie $\bar{A}G$ temp. = 15 °C relatīvam mitrumam samazinoties uz 20%, EER un dzesēšanas jauda samazinās uz 22%. Pie $\bar{A}G$ temperatūras +20 °C dzesēšanas torņa režīma izmantošana kļūst neefektīva: EER ir 3,9, pie $\varphi = 50\%$, un EER=2,9 pie $\varphi = 70\%$. Šajā gadījumā kompresoru iesaistīšana dzesēšanas ciklā ir daudz lietderīgāka, EER kombinētā cikla režīmā, 25% no maksimālās slodzes darbībā sasniedz 7.0. Iekārtas efektivitāte pie āra gaisa temperatūras 15C dzesēšanas torņa un kombinētā režīmos ir aptuveni līdzvērtīgas. Ja dzesēšanas slodze ir neliela, līdz 70 kW (jeb 20-25% no nominālās), un $\bar{A}G$ rel. mitrums līdz 60%, izdevīgāk ir izmantot dzesēšanas torņa režīmu, pie augstākās slodzes vai mitruma - ar kompresijas ciklu kombinētu darbības režīmu.

4.4. Pētījumi eksperimentālā objektā

4.4.1. Eksperimentālās iekārtas apraksts

Par pētniecības objektu šī darba ietvaros ir izvēlēta nesen restaurētā Rīgas biržas ēka Doma laukumā 6, Rīgā. 150 gadu vecā būve nesen tika atjaunota kā mākslas muzejs, kas aprīkots ar klimata kontroles sistēmām, kur dzesēšanu nodrošina adiabatiskais dzesētājs ar kompresijas ciklu. Uzstādītais dzesētājs ir aprīkots ar mūsdienīgu automātiku, kas nodrošina BACNET protokola savietojamību ar ēkas vadības automatizācijas sistēmu (VAS), un datu ierakstīšanu un uzkrāšanu ilgiem laika periodiem. Iekārtas dati izklāstīti 4.3 tabulā.

4.3. tabula

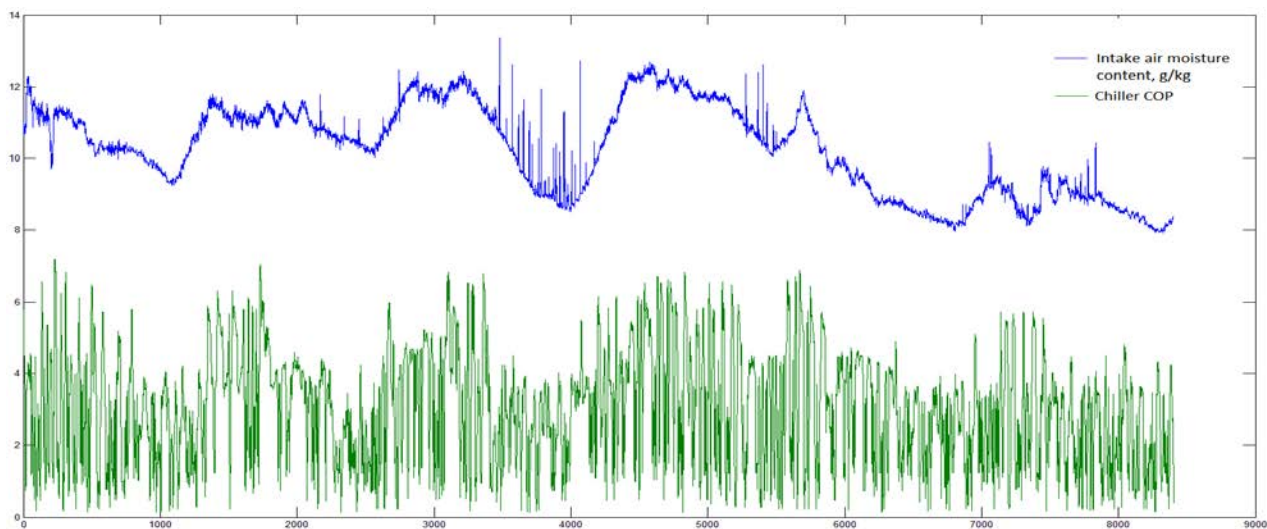
Eksperimentālas iekārtas dati

Nominālā ieņemšanas gaisa plūsma, m ³ /h	19000	Sūkņu el. jauda „adiabatiskajā” lokā, kW	2·0.75
Ventilatora patērētā el. jauda, kW	8.87	Sekundārā loka brīvās dzesēšanas sūkņa el. jauda, kW	0.75
Ventilatora statiskais spiediens, Pa	430	Sekundārā loka kondensatora sūkņa el. jauda, kW	1.1
Uzstādīta ūdens plūsma uz sistēmu, m ³ /h	54.5	Kompresora elektriska jauda, kW	2·59.8

Iekārta ir aprīkota ar āra gaisa mitruma un temperatūras devēju. Ūdens temperatūras devēji ir uzstādīti primārajā un sekundārajā lokā, turpgaitā un atpakaļgaitā. Adiabatiskā cikla ūdens patēriņš tiek uzskaitīts ar impulsa ūdens skaitītāju, kas uzmontēts ūdens padevē, ar precizitāti ±1 litrs. Elektroniskā elektrības skaitītāja precizitāte ±1 kWh. Adiabatiskās iekārtas darbība kopumā tika analizēta 1,5 gada periodā, sākot ar sistēmas palaišanas brīdi 2011. gada augustā. Ir izvērtētas stundas vidējā lietderības koeficienta EER izmaiņas atkarībā no āra gaisa mitruma satura.

4.4.2. Eksperimentālā objekta pētījums par 2011. gada darbības periodu

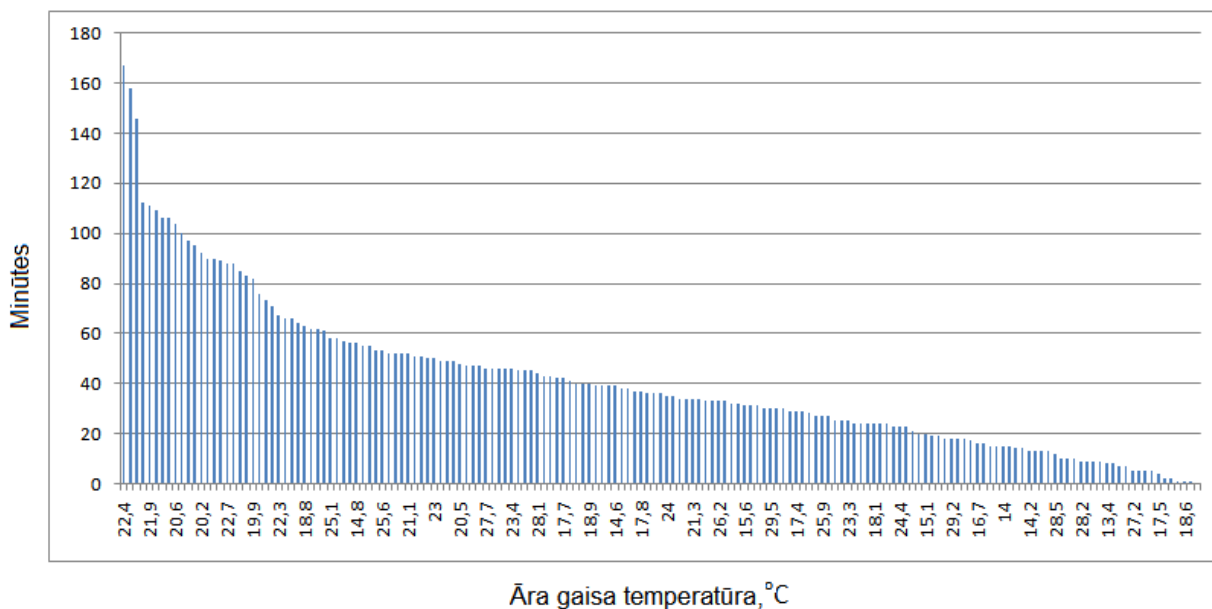
Raksts Clima 2013 konferences rakstu krājumā „Case study of indirect adiabatic cooling system in historical building” attēlo pētījuma rezultātus par objekta Mākslas muzeja Rīgas birža iztvaikošanas dzesēšanas sistēmas darbības periodu no 2011. gada 1. augusta līdz 2011. gada 13. oktobrim [72]. Pētījumā izmantoti āra gaisa dati no citas ēkas datu krājēja, kas atrodas aptuveni 600 m attālumā no eksperimentāla objekta. Visi parametri dotajā pētījumā tika ņemti vērā ar vienas minūtes intervālu, ignorējot ierakstus ar rupjām kļūdām. Importējot iegūtos .csv faila datus uz Matlab / Simulink vizualizācijas rīku, tika iegūts āra gaisa mitruma – dzesētāja efektivitātes grafiks (Att. 4.23). Uz x - EER grafika pie visām novērotām temperatūrām sakarība ir vizuāli saskatāma, un tā ir tiešā.



4.23. att. ĀG mitruma saturs un EER ik minūšu vērtības, periodā marts – oktobris, 2012. gadā

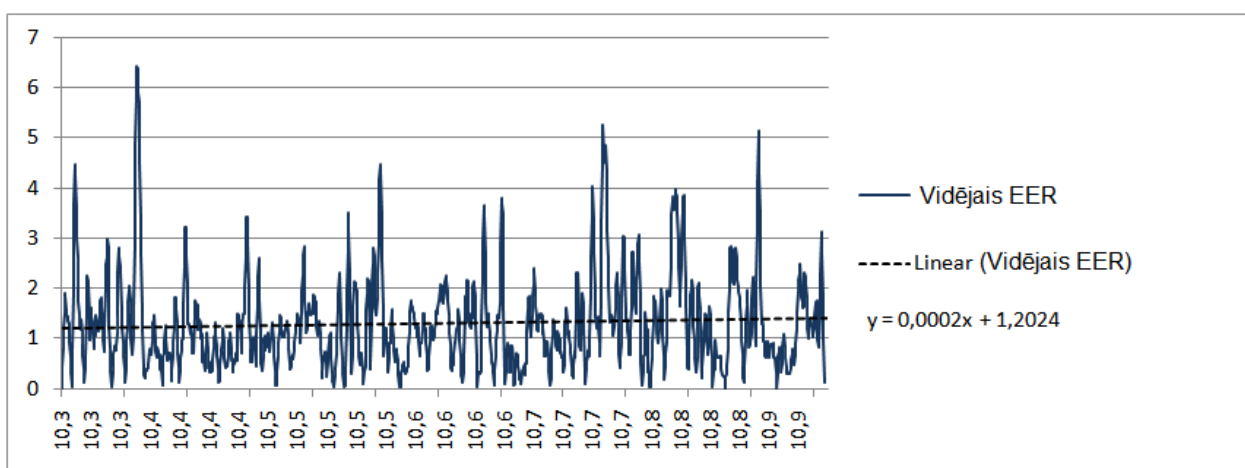
(X) = laiks, minūtes, (Y) = mitruma saturs, g/kg

Pēc āra gaisa parametru analīzes tika izvēlēta 2011. gada augusta pēdējā nedēļa, kā viskarstākais periods apskatītās dzesēšanas sezonas laikā. Izmantojot *MS Excel Pivot Table* funkcijas, tika noteikta visbiežāk novērotā (1038 minūšu laikā) temperatūra periodā, kas sastādīja diapazonu no 21.5 °C līdz 22.5 °C. (Att 4.24).



4.24. att. Temperatūru – minūšu daudzums laika posmā no 2011 gada 24. līdz 31. augustam

Pieņemot šo diapazonu par konstantu āra gaisa temperatūru ar precizitāti 22 ± 0.5 °C, tika veikta grafiskā vizualizācija āra gaisa mitruma satura un dzesētāja efektivitātes sakarības noteikšanai. Datu aproksimācija, kas redzama uz Attēla 4.25, norāda uz ļoti lēzenu tiešu sakarību starp āra gaisa mitrumu un iekārtas efektivitāti, un šo sakarību var izteikt ar vienādojumu $y = 0,0002x + 1,2024$, kur y = vidējais 5-minūšu EER, x – āra gaisa mitruma saturs g/kg, kas nofiltrēts augošā secībā.



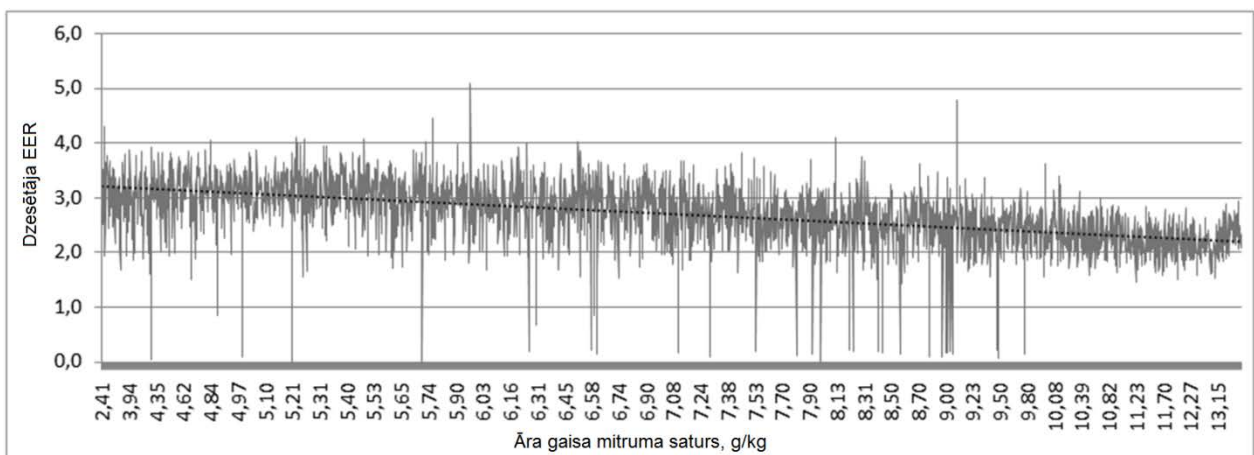
4.25. att. Iekārtas EER atkarība no āra gaisa mitruma satura pie $T_{AG} = 22 \pm 0.5$ °C

Secinājumi

Pētījuma rezultāti par eksperimentālā objekta dzesēšanas sistēmas darbību 2011. gadā, divu arpusi mēnešu periodā no sistēmas palaišanas liecina par vāji izteiktu tiešu sakarību starp āra gaisa mitruma saturu un dzesētāja efektivitāti. Izanalizējot šo parādību, tika secināts, ka iekārtas adiabatiskās dzesēšanas funkcija pie palaišanas netika ieregulēta, un aukstuma jauda tika nodrošināta ar iebūvēto kompresoru palīdzību. Pieaugot gaisa mitruma saturam, pie vienādas temperatūras, pieaug arī gaisa blīvums, līdz ar to, saskaņā ar [45], pieaug arī gaisa siltumietilpība, kas sekmē freons-gaiss siltummaiņa, un, galu galā, visas iekārtas efektivitātes kāpumu.

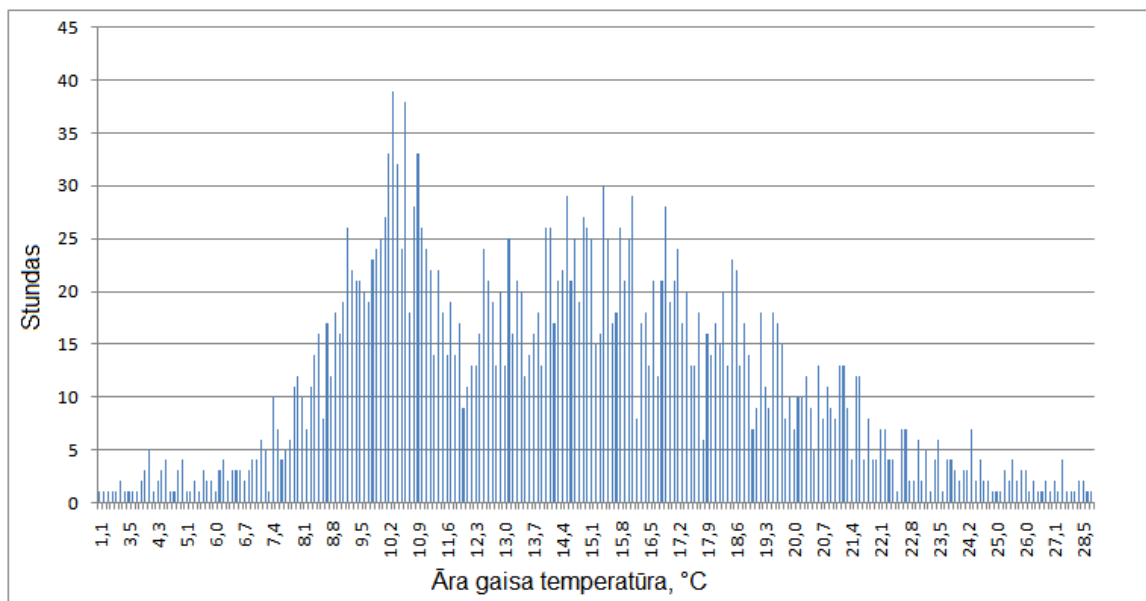
4.4.3. Eksperimentālā objekta pētījums par 3 mēnešu darbības periodu

Pētījumā tiek veikta ar kompresijas ciklu kombinētas iztvaikošanas dzesēšanas sistēmas darbības analīze periodu no 2012. gada 2. augusta līdz 2012. gada 29. novembrim. Rezultāti publicēti starptautiskās konferences Civil Engineering 2013 rakstu krājumā [14]. Pēc kļūdu analīzes, iegūtie dati tika pārrēķināti uz stundu vidējām vērtībām. Pētījumā izmantoti āra gaisa dati no datu krājēja, kas atrodas aptuveni 400 m attālumā no eksperimentāla objekta. Aprēķinātu dzesētāja EER un āra gaisa mitruma satura vērtību grafiks (Att. 4.26) attēlo izteiktu tiešu sakarību starp šiem lielumiem, pie mainīgām gaisa temperatūrām. Tas ir skaidrojams arī ar to, ka āra gaisa mitrums ievērojami mainās līdz ar temperatūras izmaiņām.



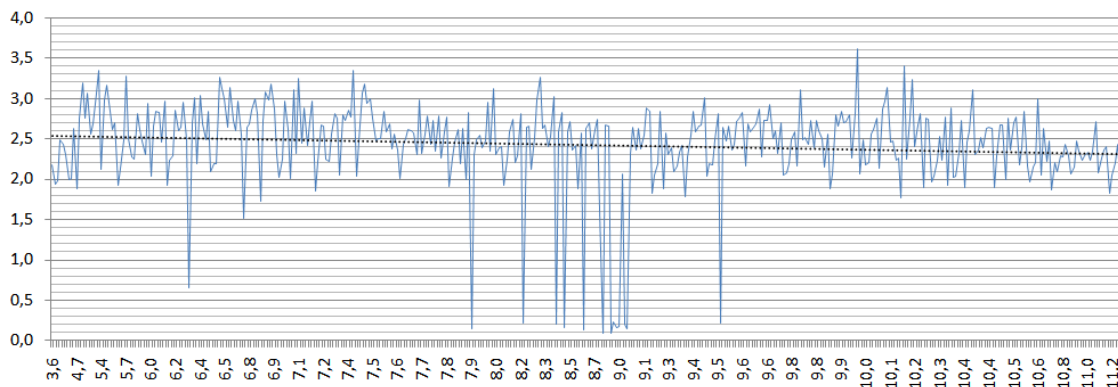
4.26. att. EER un āra gaisa mitruma satura korelācija visā ĀG temperatūru diapazonā [15]

Visbiežāk novērotas temperatūras dotajā periodā, kas ilga 2720 stundas, bija no 9 °C līdz 11 °C, un no 14 °C līdz 16 °C (Att. 4.27).



4.27. att. Novērotu AG temperatūru stundu biežums

Temperatūru diapazons no 14 °C līdz 16 °C, kas tika novērots 477 stundu laikā, tika izvēlēts padziļinātai analīzei, pieņemot to par konstantu temperatūru 15 ± 1 °C. Pie konstantās temperatūras sakarība starp EER un x joprojām saglabājas, savukārt, ne tik izteikti. Šajā gadījumā, āra gaisa mitrumam x mainoties no 4,2 līdz 14 g/kg, dzesētāja kopējā efektivitāte EER samazinās no 2.54 līdz 2.32, kas atbilst 8.6%. EER grafiks atkarībā no x un aproksimācijas līkne parādītas Att. 4.28.



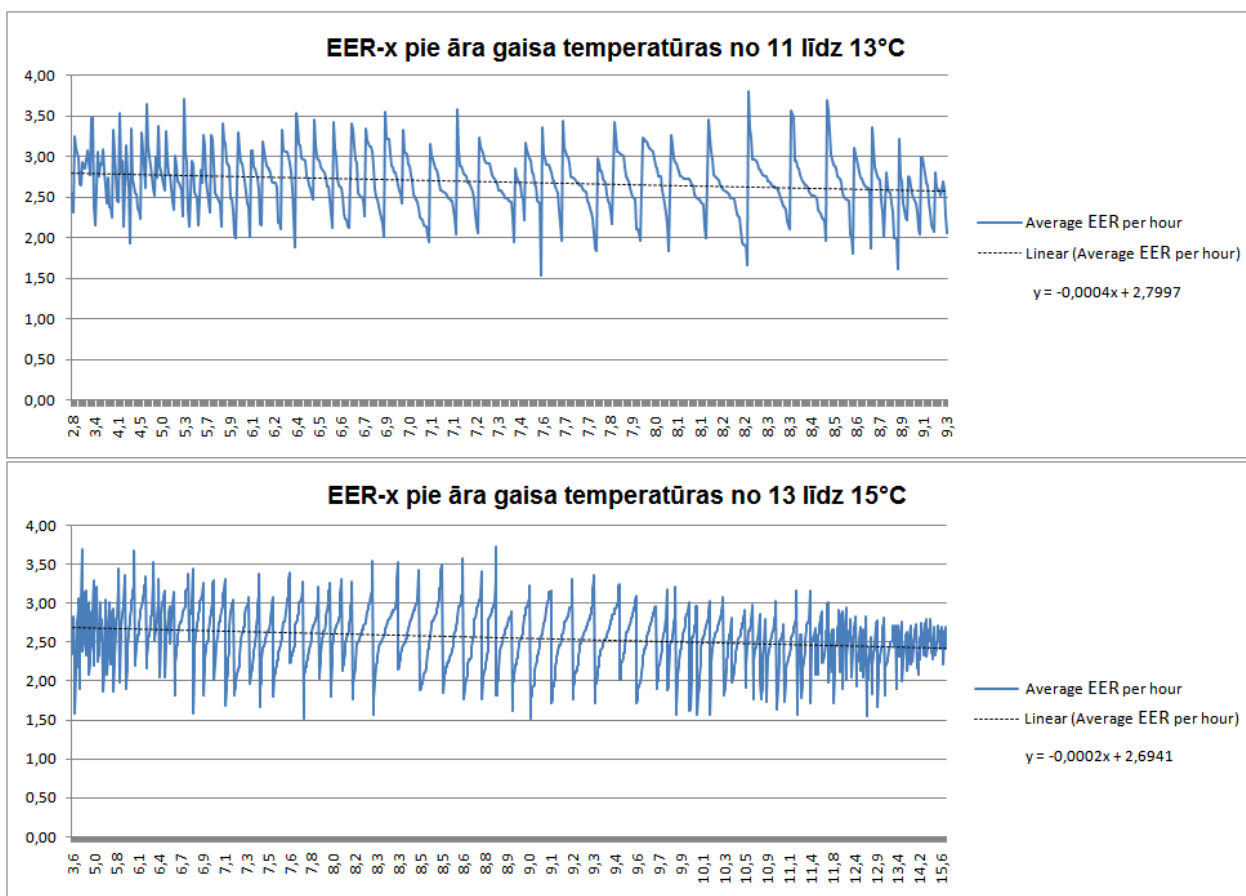
4.28. att. dzesētāja $EER = f(x)$ un aproksimācijas līkne

Saskaņā ar siltuma apmaiņas likumiem, siltummaiņa freons – gaiss gaisa puses siltumatdeve ir atkarīga no gaisa siltuma ietilpības c_p [42], [45]. Gaisa siltumietilpība un mitruma saturs ir tieši proporcionālās vērtības, līdz ar to mēs varam secināt, ka siltummaiņa efektivitātes kritums, ko izraisa pazemināts āra gaisa mitrums, tiek kompensēts ar adiabatiskās dzesēšanas cikla efektivitātes pieaugumu.

4.4.4. Eksperimentālā objekta apkopojošais pētījums par 2012. gada dzesēšanas sezonu

Plaša apkopojošā pētījuma rezultāti par pētniecības objekta dzesēšanas sistēmas darbību visa 2012. gada dzesēšanas sezonas laikā ir pieņemti publicēšanai Rīgas Tehniskās universitātes zinātniskajā žurnālā „*Construction Science*”, 2014 [16]. Elektrības un ūdens patēriņš, dzesētāja darbības režīmi, dzesēšanas vidējās temperatūras un citu sistēmas parametru dati ir savākti laika periodā no 2012. gada marta līdz oktobrim. Perioda ilgums tika izvēlēts pamatojoties uz ēkas dzesēšanas pieprasījumu.

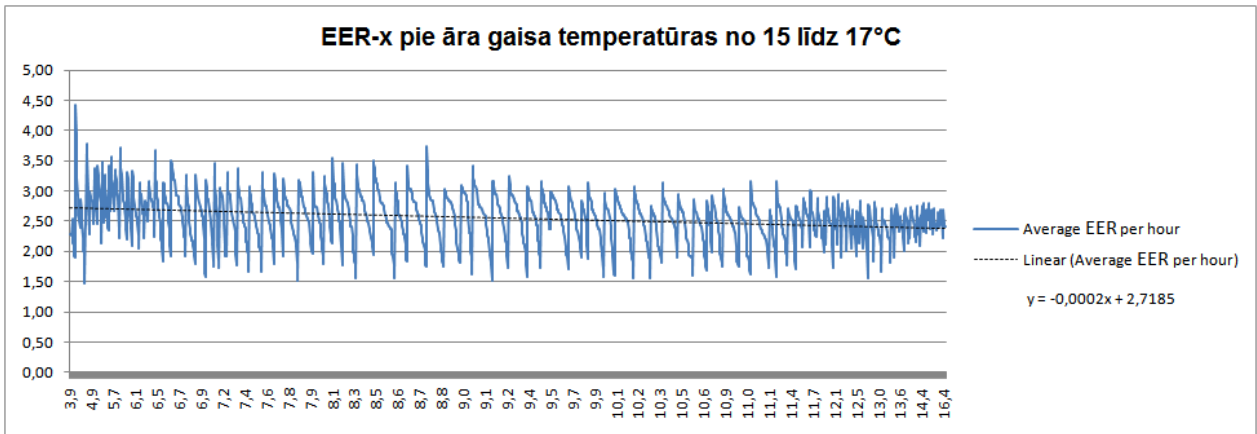
Āra gaisa parametri un dzesēšanas iekārtas EER katras minūtes aprēķini par pētāmo periodu ir atainoti Att. 4.23, kurā ir saskatāmas dažas aprēķinu un datu kļūdas, galvenokārt, ļoti zemas EER vērtības periodos bez dzesēšanas pieprasījuma vai sistēmas apkalpošanas laikā. Turpmākos aprēķinos īpaši zemās, EER vērtības mazākas par 1.0, tika ignorētas. Ik minūšu ierakstītie dati tika apstrādāti un pārrēķināti katras stundas vidējām vērtībām. Lai pareizi izvērtētu sakarību starp dzesētāja EER un ārējā gaisa mitruma saturu, tika nolemts izmantot EER vērtības pie konstantās āra gaisa temperatūras. 2 °C temperatūras intervāls tika pieņemts par konstantu. 8 mēnešu ilgais pētījuma periods nodrošināja diezgan lielu statistisku datu daudzumu, kas deva iespēju vairākām konstantām temperatūras vērtībām un EER korelāciju analīzēm. Temperatūru diapazonā no 11 °C līdz 34 °C tika izveidoti 7 temperatūras vērtības ar soli 2 °C. EER un ĀG mitruma grafika aprēķins visām reģistrētajām ĀG temperatūrām parādīja, ka dzesēšanas iekārtas EER atkarība no ārējā gaisa mitruma daudzuma ir skaidri redzama, un tā pretēja. Šī atkarība ir vairāk atainota ĀG temperatūru diapazonā no 11 °C līdz 21 °C, kas ir parādīts Att. 4.29.



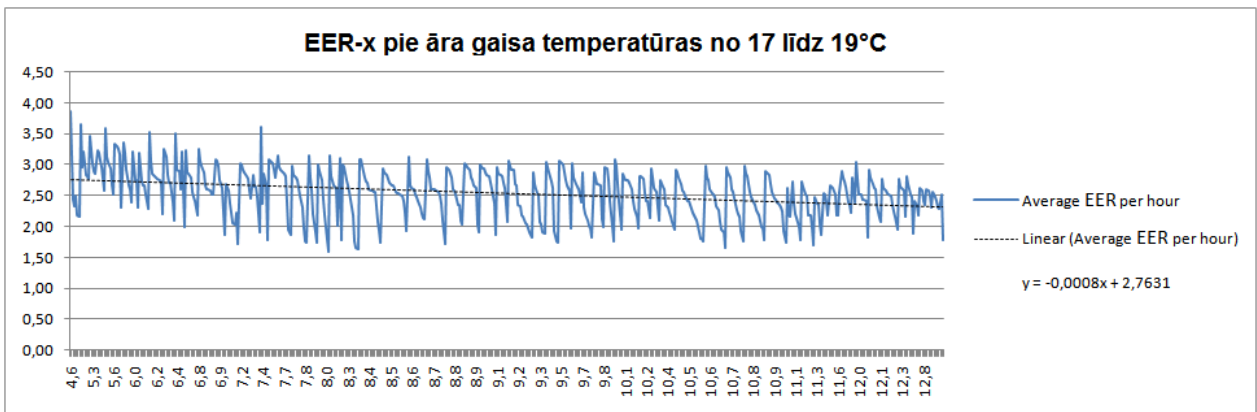
4.29. att. EER (y) un OA mitruma saturs (x, g/kg) temperatūru diapazonos no 11 °C līdz 13 °C un no 13 °C līdz 15 °C

kur – EER lineārā aproksimācija

Attēlos parādīta arī EER – x savstarpējās atkarības lineārā aproksimācija. Āra gaisa temperatūras diapazonā no 11 °C līdz 13°C tika reģistrētas 316 stundu laikā, un, kamēr mitruma līmenis palielinājās no 2,8 līdz 9,3 g/kg, dzesētāja efektivitāte EER samazinājās par 9,8%. ĀG temperatūras no 13 līdz 15 °C tika reģistrētas daudz ilgākā laika periodā – 1434 stundas. Šajā gadījumā, mitruma līmenis palielinājās no 3,6 līdz 15,6 g/kg, kā rezultātā EER samazinājās par 10,0%. EER – x grafiks gaisa temperatūrai no 15 °C līdz 17 °C ir parādīts Att. 4.30 un Att. 4.31.



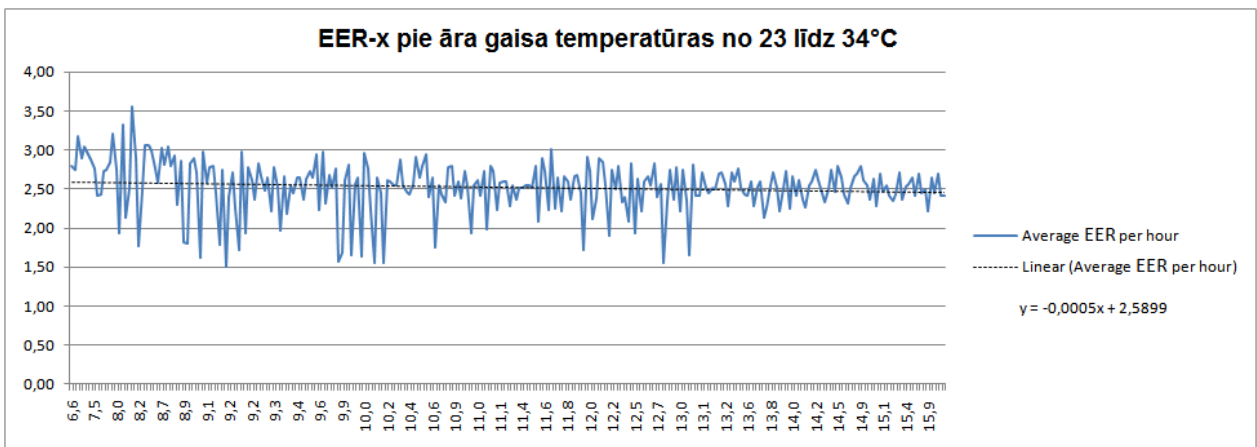
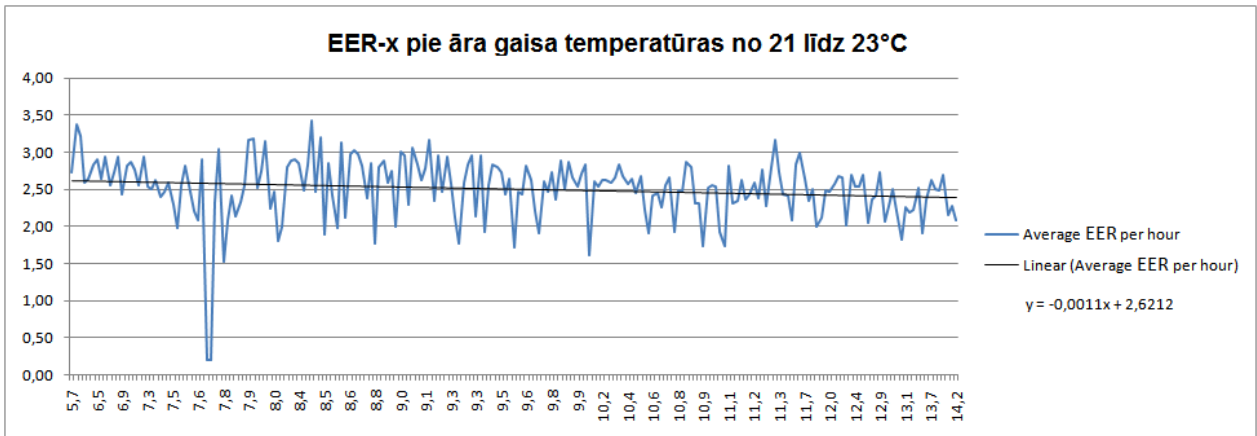
4.30. att. EER (y) un OA mitruma saturs (x, g/kg) temperatūru diapazonā no 15 °C līdz 17°C



4.31. att. EER (y) un OA mitruma saturs (x, g/kg) temperatūru diapazonā no 17 °C līdz 19° C

Apģieztī proporģionālā sakarģba starp ŗiem diviem mainģgajiem ir aģģmredzama, jo absolģtās mitruma izmaiņas ir stipri pakļautas arī Āģģ temperatģrai. Jo augstāka ir $T_{\text{Āģģ}}$, jo augstāks ir Āģģ mitrums, kas rezultātā samazina iztvaikošanas pieplģdes gaisa priekšģdesģšanas efektivitāti.

Temperatģras diapazonā 22 ± 1 °C, EER – Āģģ mitruma atkarģba joproģģm ir skaidri redzama. ŗajā gadģģģmā, mitruma paaugstināģģjums no 5.7 līdz 14 g/kg izraisģģja dģesģtāģģ EER samazināģģjumu no 2.74 līdz 2.42, kas atģģilst 11%. Savukģģrt, dģesģtāģģ efektivitātes atkarģba no āra gaisa mitruma pie āra gaisa temperatģrām virs 23 °C ir mazāk izģģekta Att. 4.32.



4.32. att. EER (y) $\bar{A}G$ mitruma saturs (x, g/kg) $T_{\bar{A}G}$ diapazonā no 21 °C līdz 23°C, un no 23 °C līdz 34 °C

Grafiks (Att. 4.32) parāda, ka stundu vidējais dzesētāja EER ļoti maz ir atkarīgs no $\bar{A}G$ mitruma satura $\bar{A}G$ temperatūrās virs 23 °C. Pamatojoties uz siltuma pārvades vienādojumiem, siltummaiņa efektivitāte ir atkarīga no gaisa īpatnējās siltumietilpības c_p [45], kur ir tieši proporcionāla mitruma saturam. Var secināt, ka mūsu gadījumā iztvaikošanas siltummaiņa efektivitātes samazinājums paaugstinātas $T_{\bar{A}G}$ dēļ tiek kompensēts ar darba gaisa iztvaikošanas priekšdzesēšanu.

4.5. Dzesēšanas iekārtu tehniski – ekonomiskais salīdzinājums

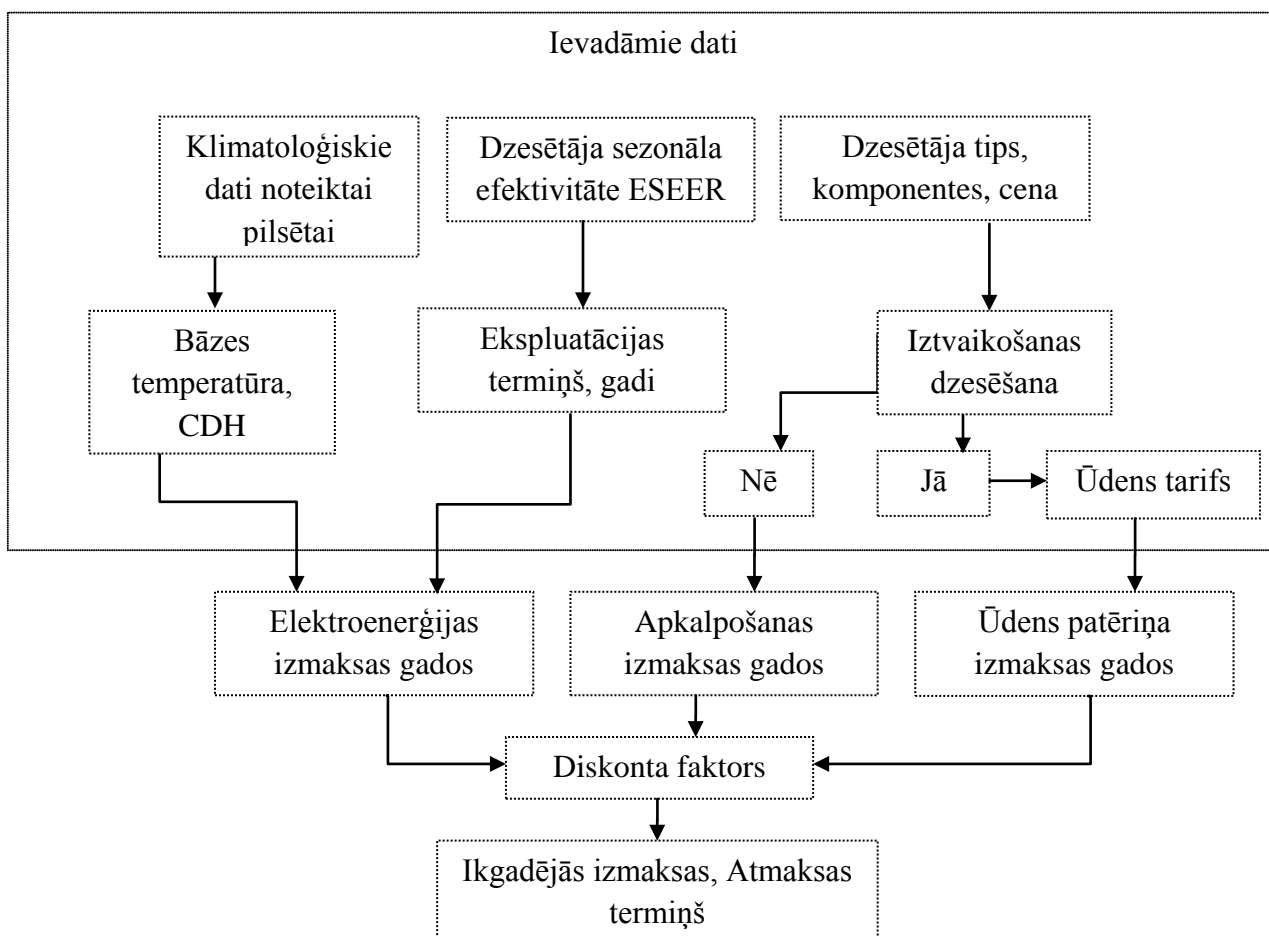
Šajā sadaļā ir kritiski izvērtētas tradicionālās kompresijas cikla (KCD) un kombinēto netiešās iztvaikošanas ūdens dzesētāju (KKCD) galvenie trūkumi un priekšrocības, kā arī veikti tehniski – ekonomiskie aprēķini ar nolūku precizēt pirmās vai otrās sistēmas mērķtiecīgu pielietojumu pie dažādiem apstākļiem. Tabulā 4.4 parādītas augstākminēto dzesēšanas iekārtu galvenās īpašības.

4.4. tabula

KCD un KKCD dzesēšanas iekārtu galvenās īpašības

Tradicionālā kompresijas cikla dzesēšanas iekārta	Kombinētā kompresijas – netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas iekārta
<ul style="list-style-type: none"> + Zemākā cena + Vienkāršāka konstrukcija (sūkņi, vārsti utml., vienkāršāka apkope) - Mazāks dzesēšanas diapazons, kas atkarīgs no kompresoru skaita un to cikliskās darbības - Pārsvārā paredzētas uzstādīšanai ārā 	<ul style="list-style-type: none"> + Paaugstināta kompresoru efektivitāte, izmantojot darba gaisa iztvaikošanas dzesēšanu + Plašs dzesēšanas diapazons + Mazāka kompresoru noslodze, izmantojot „brīvo dzesēšanu”, vai „brīvo dzesēšanu” ar netiešu iztvaikošanu vēsajos periodos - Augstākā cena - Konstrukcijas, apkalpošanas sarežģītība - Pārsvārā paredzētas montāžai iekštelpās
Efektivitātes radītāji modeļiem ar nominālu jaudu 70 kW, kW/kW:	
EER = 3.46 ESEER = 3.93	EER = 3.50 ESEER = 4.70
Efektivitātes radītāji modeļiem ar nominālu jaudu 320 kW, kW/kW:	
EER = 3.11 ESEER = 3.77	EER = 3.60 ESEER = 4.90

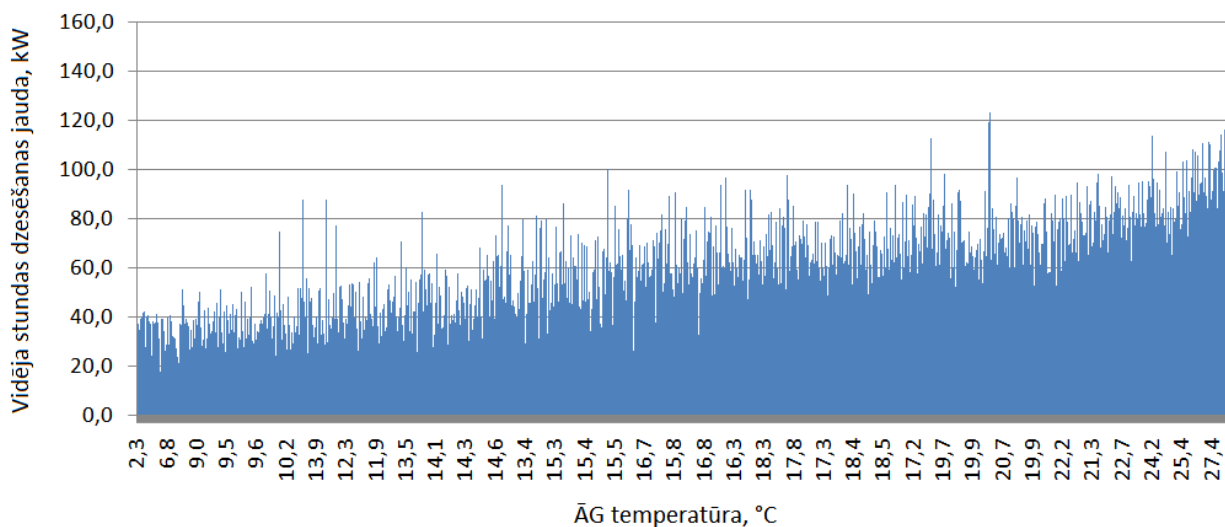
Salīdzināšanai tika izvēlētas abu tipu iekārtas ar līdzīgam dzesēšanas nominālām jaudām, pie vienādiem āra gaisa parametriem. Aprēķinos tika izmantoti iekārtu ražotāju katalogu, aprēķinu programmas [90], un laboratorijas pētījumu dati. Iekārtas atmaksāšanas termiņa aprēķina algoritms shematiski parādīts Att. 4.33.



4.33. att. Iekārtas atmaksāšanas termiņa aprēķina algoritms.

Ar mērķi noteikt saražotās dzesēšanas enerģijas sadalījumu pēc āra gaisa temperatūrām, tika izanalizēta kombinētā iztvaikošanas – kompresijas cikla dzesētāja darbība jau minētā objektā Mākslas muzejs Rīgas Birža, 2012. gada dzesēšanas sezonas garumā. Izmantotā aprēķinu metodika ir līdzīga iepriekš izklāstītai, uz kurās balstījās pētniecības objekta un laboratorijas pētījumi. No 4745 stundu gara dzesēšanas perioda (periods noteikts pēc dzesēšanas pieprasījuma, sākot ar dienu, kad vidējā dzesēšanas jauda pārsniedz 20 kW) ierakstītiem minūšu datiem tika

aprēķināta stundu saražotā vidēja dzesēšanas jauda, kW. Pēc tam dati tika sakārtoti pēc temperatūras. Aprēķināta izejas dzesēšanas jauda atkārtībā no āra gaisa temperatūras parādīta (Att. 4.34).



4.34. att. Dzesēšanas jauda pie ĀG temperatūrām

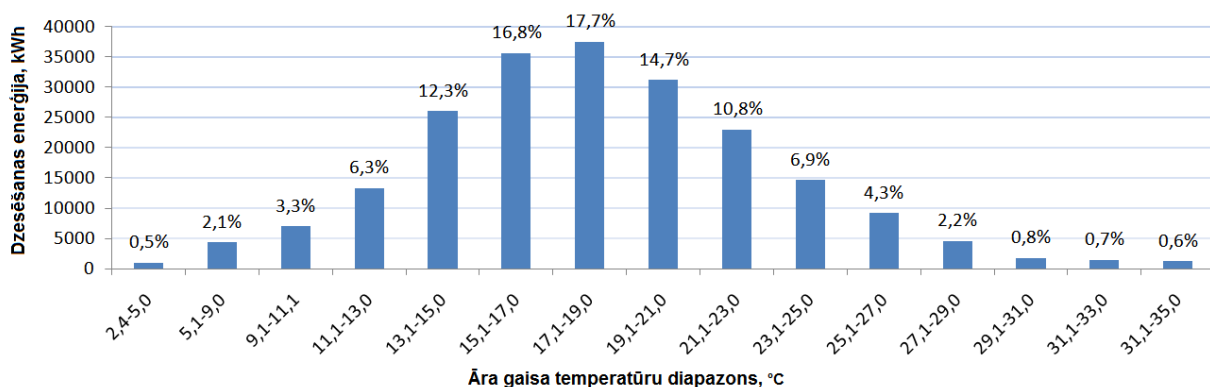
No iepriekšējā grafika izriet interesants secinājums par to, ka maksimālā stundas vidējā dzesēšanas jauda, kas tika sasniegta 2012. gada sezonā, ir aptuveni 140 kW, kas ir uz 60% mazāk par dotās iekārtas maksimālu jaudu 7/12 °C zemu temperatūru režīmā (320 kW). Tas nozīmē to, ka ēkas dzesēšanas pieprasījuma apmierināšanai bija pietiekams ar kompresoru ciklisku darbību, kas ilga ne vairāk par 30 minūtēm stundā.

Tabulā 3.1 un Vien. (3.3.) izklāstītā sezonālās efektivitātes ESEER aprēķina metodika ir balstīta uz EER summas pie četrām dzesēšanas slodžu pakāpēm, pie kā katra šī summas daļa reizīnāta ar ietekmes koeficientu, kurš nosaka dotās dzesēšanas pakāpes izmantošanas biežumu.

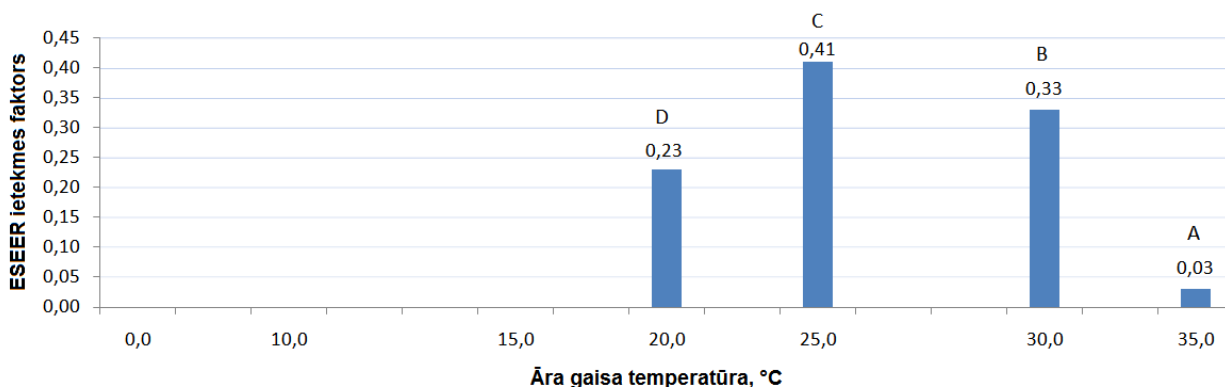
Saskaitīts saražoto kWh daudzums pie noteiktiem temperatūru intervāliem ar soli 2.0 °C uzrādīts Att. 4.35. Saskaņā ar aprēķiniem, lielākā daļa, aptuveni 67%, dzesēšanas enerģijas dzesēšanas perioda laikā tika saražota āra gaisa temperatūras diapazonā no 10°C līdz 20°. Izejot no vispārpieņemtās prakses, kad tiek uzskatīts, ka dzesēšana ir nepieciešama, kad $T_{\text{ĀG}}$ pārsniedz 18-19 °C, (kas ir arī vispārpieņemtās bāzes temperatūras dzesēšanas grādu stundu aprēķiniem), dotajā objektā laika apstākļu neatkarīga dzesēšana (angliski – Non-weather dependent cooling) sastāda vairāk par pusi no kopējās gada dzesēšanas enerģijas. Tas ir raksturīgs objektiem ar

lieliem siltuma izdalījumiem, un / vai ar augstās precizitātes mikroklimate prasībām. R.C.Sonderegger, balstoties uz daudzu enerģijas efektivitātes paaugstināšanas projektu analīzi, norādīja uz lielām neprecizitātēm apkures / dzesēšanas sistēmu enerģijas ekonomijas aplēsēs, ja tajos tiek ņemti vērā tikai laika apstākļu dati [81]. Dzesēšanas enerģijas daļa, kas tika saražota objektā eksperimentālā objektā pie $T_{\bar{A}G}$ līdz 10 °C, 2012. gadā sastādīja 5.9% no kopējās saražotās enerģijas. Šī daļa aprēķinos tiek pieskaitīta pie aprēķinu summas iekārtu darbības efektivitātes šajā diapazonā trūkuma dēļ.

ESEER ietekmes faktori pie līdzīga āra gaisa temperatūras sadalījuma uzskatāmībai parādīti Att. 4.36.



4.35. att. Saražotās dzesēšanas enerģijas sadalījums $T_{\bar{A}G}$ diapazonos



4.36. att. ESEER ietekmes faktori saskaņā ar [29]

Kā var secināt no šiem attēliem, saražotās jaudas – āra gaisa temperatūru sadalījums esošajā objektā ļoti atšķiras no ESEER ietekmes faktoriem, kas nozīmē to, ka ESEER rādītāja izmantošana enerģijas aprēķiniem Latvijas vēsajā klimatā sniegs tikai ļoti aptuvenus rezultātus.

Lai noteikt rezultātu starpību, dzesētāja patērētās enerģijas aprēķiniem, tika veikti salīdzinoši aprēķini pie ESEER testēšanas definētiem parametru vērtībēm, un pie koriģētiem parametriem atbilstoši objektā ierakstītiem datiem. Sezonālais elektroenerģijas patēriņš tika aprēķināts pēc izteiksmes:

$$Q_{el.sez.} = \sum_{\Delta T_n} \left(\frac{Q_{dz.nom.}}{EER_{\Delta T_n}} \cdot DS_{\Delta T_n} \cdot GS_{\Delta T_n} \right) + Q_{dz.dks.}, \quad (4.11)$$

kur:

$Q_{el.sez.}$ – elektroenerģijas patēriņš dzesēšanas sezonas laikā, kWh

$Q_{dz.nom.}$ – nominālā dzesēšanas jauda standarta apstākļos, kW

ΔT_n – temperatūras intervāls

EER – enerģijas efektivitātes radītājs dotajā temperatūras intervālā

DS – dzesēšanas slodze dotajā temperatūras intervālā, % vai daļas no 1, no nominālās iekārtas jaudas

GS – dzesēšanas grādu stundu skaits dotajā temperatūras intervālā, h

$Q_{dz.dks.}$ – elektroenerģijas patēriņš dīkstāvē, kWh.

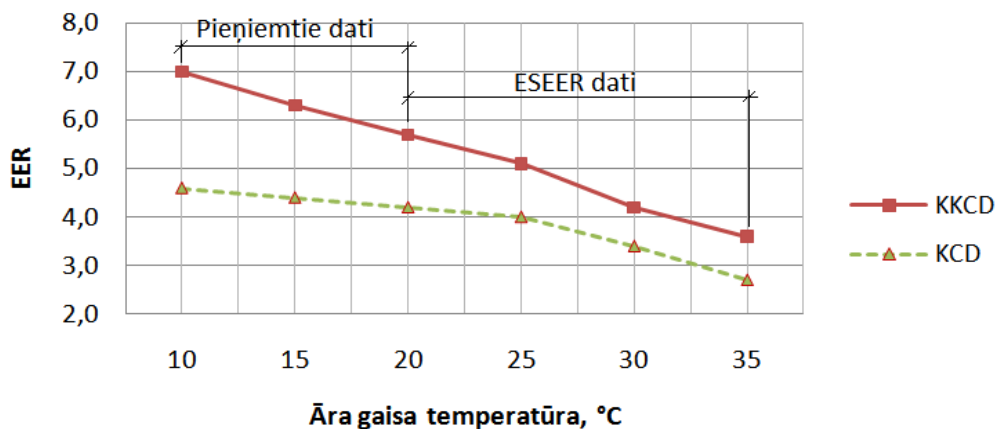
4.5.1. Kombinētā „adiabātiskā” - kompresijas cikla un konvencijālā kompakta dzesētāju darbības efektivitātes ekonomiskais salīdzinājums

Pieredze rāda, ka visplašāk izmantojamais ūdens dzesētāju tips ir kompakti šķidrums dzesētāji. Tās ir vislētākās, vienkāršākā izpildījuma iekārtas ūdens dzesētāju vidū, viegli ieprojektējamas un ātri piegādājamas. Latvijas tirgū ir pārstāvēti vairāki šāda tipa iekārtu ražotāji: *Carrier, York (Johnson Controls), Climaveneta, Aeredale, GEA* [36] un citi. Atkarībā no komplektācijas un atbilstības konkrētajam projektam sniedz vidēju vai vidēji augstu darbības efektivitāti. Kompakti dzesētāji parasti ir ārējā izpildījuma, tāpēc tos plaši pielieto sabiedriskās ēkās, kur iekārtu var uzstādīt uz jumta vai labi ventilējamā tehniskā telpā. Viens no galveniem trūkumiem ir troksnis, kas nāk no iekārtas apkārtējā vidē, un kas var traucēt blakus esošus cilvēkus.



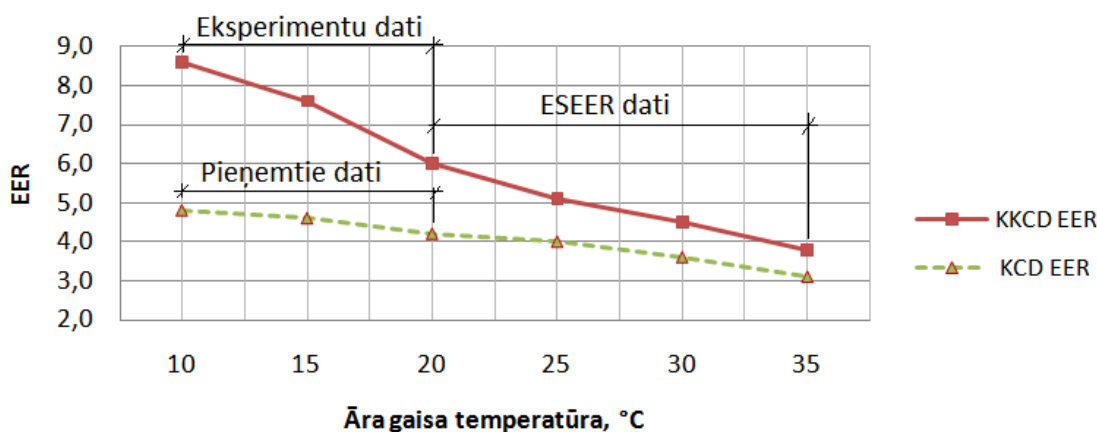
4.37. att. Kompakta tipa šķidrums dzesētājs [18]

Kombinētā kompresijas cikla dzesētāja un konvencionalā kompresijas dzesētāju darbības efektivitāte EER zemo temperatūru režīmā 7/12 °C pie dažādām āra gaisa temperatūrām un attiecīgajām slodzēm aprēķiniem (4.6. tabula) parādīta Att. 4.38. Uzrādītas EER vērtības ir balstītas uz ražotāju tehniskām izdrukām ESEER diapazonā (no +20 °C), kas papildināti ar datiem no eksperimentāliem kombinētā dzesētāja pētījumiem Rīgas Tehniskās universitātes Ēku energoefektivitātes simulatora laboratorijā, kuru rezultāti aprakstīti iepriekšējās sadaļās, kompresijas cikla dzesētājam efektivitātes dati ir pieņemti, aproksimējot ESEER diapazona līkni. Aprēķinos izmantotie dati iegūti no ražotāja tehniskām izdrukām.



4.38. att. EER dati 7/12°C temperatūru režīmā KCD un KKCD iekārtām

Gadījumos, kad aprēķiniem nepieciešamā slodzes / $T_{\bar{A}G}$ attiecība nesakrīta ar ESEER datiem, tika pieņemta aproksimētā efektivitātes vērtība, ievērojot tuvāko ESEER vērtību. Att. 4.39 atspoguļo EER – $\bar{A}G$ temperatūru attiecību augstu dzesēšanas temperatūru režīmā – 16/20 °C attiecīgajām slodzēm (4.7. tabula). KKCD eksperimentāli iegūtas EER vērtības tika novēroti pie dzesēšanas jaudas 19.4 kW, kas sastāda 23% no 85kW nominālās jaudas temperatūru režīmā 16/20 °C, $g = 3,0 \text{ m}^3/\text{h}$, un var tikt uzskatīti par minimāli iespējamām dotajos apstākļos.



4.39. att. EER dati 16/20 °C temperatūru režīmā KCD un KKCD iekārtām

Tabulā 4.4 izklāstīti rezultāti enerģijas – izmaksu aprēķinam darbībai 7/12 °C temperatūru režīmā, izmantojot ESEER parametrus, ar dzesēšanas grādu stundu skaitu atbilstošos temperatūras diapazonos. Diapazoni tika izvēlēti ar ± 2 °C soli, lai izmantotu vairāku dzesēšanas stundu skaitu. ESEER dati – no ražotāju produktu tehniskām datu lapām. Pieņemtais elektroenerģijas tarifs 0,15 EUR/kWh pēc [4], T2 pieslēgumam ievadslēdzīem virs 40 A. Enerģijas aprēķinu rezultāti, kas balstīti uz iekārtas sezonas darbības analīzes parādīti 4.5. tabulā. Kā var redzēt no tabulām, rezultāti gan gadā patērētiem kWh, gan kopējai brutto ekonomijai abu dzesētāju izmantošanai pirmā un otrā aprēķinu variantā krasi atšķiras, jo dzesēšanas stundu skaits (3823 CDH ar bāzes temp. 10 °C) otrajā gadījumā ir uz 66% lielāks nekā pirmajā (1279 CDH ar bāzes temp. 18 °C).

4.5. tabula

Enerģijas patēriņu aprēķins balstoties uz ESEER slodzes / $T_{\bar{A}G}$ sadalījuma

Nosacījums	ĀG temp. diapazons, °C	CDH skaits	Slodze, %	KKCD EER	KCD EER	KKCD kWh Gadā	KCD kWh Gadā	KKCD EUR gadā	KCD EUR gadā	KCD - KKCD Starpība gadā, EUR
A	33-37	2	100%	3,6	2,7	178	237	27	36	9
B	28-32	24	75%	4,2	3,4	1371	1694	206	254	48
C	23-27	288	50%	5,1	4	9035	11520	1355	1728	373
D	18-22	965	25%	5,7	4,2	13544	18381	2032	2757	726
Kopā:						24128	31832	3619	4775	1156

4.6. tabula

Enerģijas aprēķinu rezultāti, kas balstīti uz iekārtas sezonas darbības analīzes 7/12 °C režīmā

ĀG temp. diapazons, °C	CDH skaits	Slodze, %	KKCD EER	KCD EER	KKCD kWh Gadā	KCD kWh Gadā	KKCD EUR gadā	KCD EUR gadā	KCD - KKCD Starpība gadā, EUR
27-33	49	90%	4,2	3,3	3360	4276	504	641	137
24-26	150	75%	5,1	4,0	7059	9000	1059	1350	291
20-23	580	50%	5,7	4,1	16281	22634	2442	3395	953
17-19	804	30%	6,0	4,2	12864	18377	1930	2757	827
14-16	964	15%	6,3	4,3	7345	10761	1102	1614	512
10-13	1276	10%	7,0	4,5	5833	9074	875	1361	486
0-10	5,9% no kopējā kWh daudzuma				3112	4373	467	656	189
Kopā					55853	78496	8378	11774	3396

Nākošais aprēķins veikts abu tipu dzesētāju patēriņa salīdzināšanai, darbojoties augstās temperatūras dzesēšanas sistēmā ar turpgaitas / atpakaļgaitas režīmu 16/20 °C. Aprēķins balstīts uz ražotāju tehniskām izdrukām ESEER diapazonā (no +20 °C), kas papildināts ar datiem no eksperimentāliem kombinētā dzesētāja pētījumiem Rīgas Tehniskās universitātes laboratorijā, (Att. 4.1). Ir jāpiebilst, ka abas izmantotās ražotāju aprēķina programmas neļauj iespēju definēt vienlaicīgi sistēmas turp-atpakaļgaitas temperatūras, un nepieciešamu jaudu pie noteiktiem āra gaisa parametriem. Pēc abu programmu rezultātiem izejas jaudas pie ĀG temperatūrām zem +20 °C bija stipri lielākas, 2-4 reizēs, nekā nepieciešama. Tātad, šo aprēķinu var uzskaitīt par

atbilstošu, ja dzesēšanas sistēmas inerces nav ņemta vērā. Šajā gadījumā elektriskās enerģijas patēriņa samazinājums salīdzinot ar augstās temperatūras sistēmām KKCD gadījumā sastāda 6%, jeb 3058 kWh, un KCD iekārtai ap 2,8%, jeb 2174 kWh (Tabula 4.7).

4.7. tabula

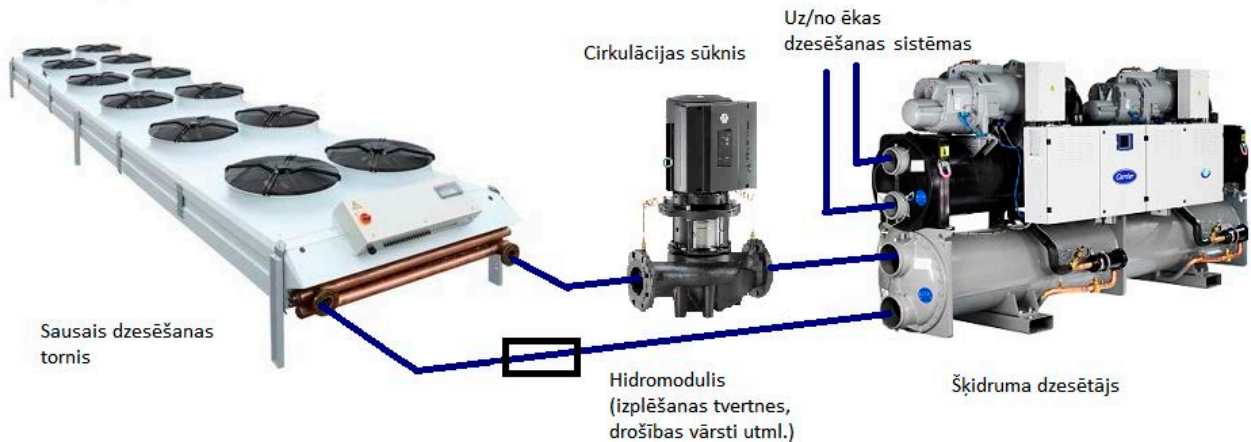
Enerģijas aprēķinu rezultāti, kas balstīti uz iekārtas sezonas darbības analīzes 16/20 °C režīmā

ĀG temperatūru diapazons, °C	Dzesēšanas stundu skaits diapazonā	Slodze, %	KKCD EER	KCD EER	KKCD kWh Gadā	KCD kWh Gadā	KKCD EUR gadā	KCD EUR gadā	KCD - KKCD Starpība gadā, EUR
10-13	1276	10%	8,6	4,8	4748	8507	712	1276	564
14-16	964	15%	7,6	4,6	6088	10059	913	1509	596
17-19	804	30%	6,3	4,3	12251	17950	1838	2692	855
20-23	580	50%	5,6	4,1	16571	22634	2486	3395	909
24-26	150	75%	5,1	4,0	7059	9000	1059	1350	291
27-33	49	90%	4,5	3,6	3136	3920	470	588	118
0-10	5,9% no kopējā kWh daudzuma				2941	4252	441	638	197
Kopā					52795	76322	7919	11448	3529

Bruto ekonomija uz elektroenerģijas rēķina, izmantojot augstās temperatūras sistēmām sastāda 3529 EUR gadā.

4.5.2. Kombinētā „adiabātiskā” - kompresijas cikla dzesētāja un dalītās sistēmas „dzesētājs – saussais dzesēšanas tornis” darbības efektivitātes ekonomiskais salīdzinājums

Ēkās, kur lielās jaudas kompakto dzesēšanas iekārtu nav iespējams izvietot uz jumta konstrukciju pastiprināšanas apsvērumu dēļ, kā arī dizaina prasību vai hidrauliskās sistēmas specifikas dēļ, bieži izmanto dalītas šķidrums dzesētāja – sausa dzesēšanas torņa (Chiller - Drycooler) sistēmas (KCD-DT). Parasti tās sastāv no tehniskā telpā izvietojamā dzesētāja, kas aprīkots ar skrūves vai gliemežu tipa kompresoriem, uz jumta vai ventilējamā telpā izvietojamā sausā dzesēšanas torņa (Att. 4.40). Iekārtas savā starpā savienoti ar caurulēm, cirkulāciju nodrošina atsevišķais sūknis, ko piemēklē atkarībā no dzesēšanas jaudas un spiediena zudumiem trasē.



4.40. att. Ūdens dzesētāja – sausa dzesēšanas torņa (Chiller - Drycooler) sistēma [28], [80]

Šajā piemērā tiks apskatīta KCD-DT sistēma ar skrūves kompresoru šķidruma dzesētāju. Skrūves kompresorus plaši izmanto lielu jaudu dzesētāju ražošanā, to priekšrocības ir plašāks darbības diapazons, salīdzinot ar gliemežu tipa kompresoriem, iespēja aprīkot to ar ātrumu regulatoriem, lēnās palaišanas iespēja, kas samazina palaišanas strāvas. Tāpat kā iepriekšējā piemērā, darbības efektivitātes T_{AG} diapazonā no $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ līdz $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ tika aproksimēti no iekārtas ESEER sezonālas efektivitātes izdrukas, T_{AG} zem $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ efektivitātes radītāji tika pieņemti, turpinot ESEER vērtību līkni. Tā kā šajā gadījumā runa iet par iekārtu sistēmu, tad sistēmas kopējā efektivitāte pilnā slodzē tika aprēķināta, dādot dzesētāja saražotu dzesēšanas jaudu uz visu iekārtu (dzesētājs, sūknis, dzesēšanas tornis) patērētas elektriskās jaudas summu. Sistēmas efektivitātes vērtības pie mazākām dzesēšanas jaudām un T_{AG} tika pieņemtas līdzīgas kā dzesētāja sezonālās EER vērtības attiecībā pret EER_{100} .

$$EER_{KCD-DT} = \frac{Q_{dz}}{P_{DZ} + P_S + P_{DT}} \quad (4.12)$$

Kur:

EER_{KCD-DT} – kopējā efektivitāte sistēmai dzesētājs – sauss dzesēšanas tornis

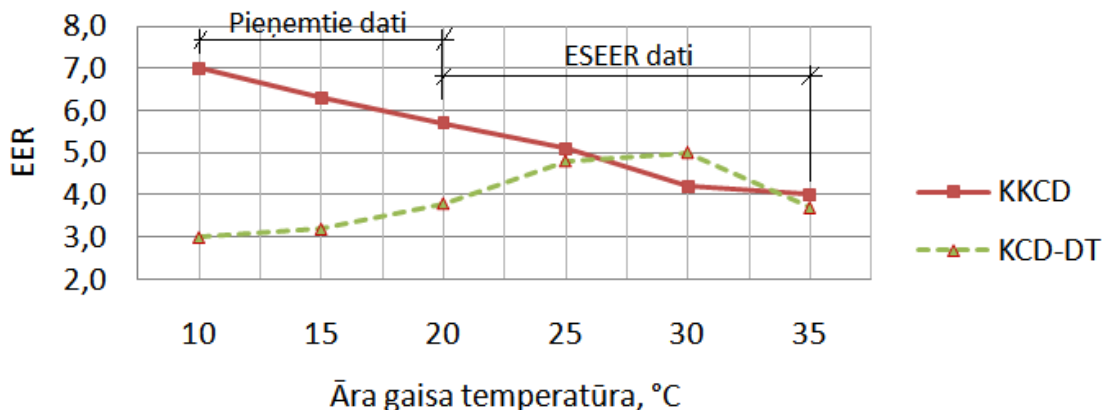
Q_{dz} – dzesēšanas jauda, kW

P_{DZ} – dzesētāja patērēta elektriskā jauda, kW

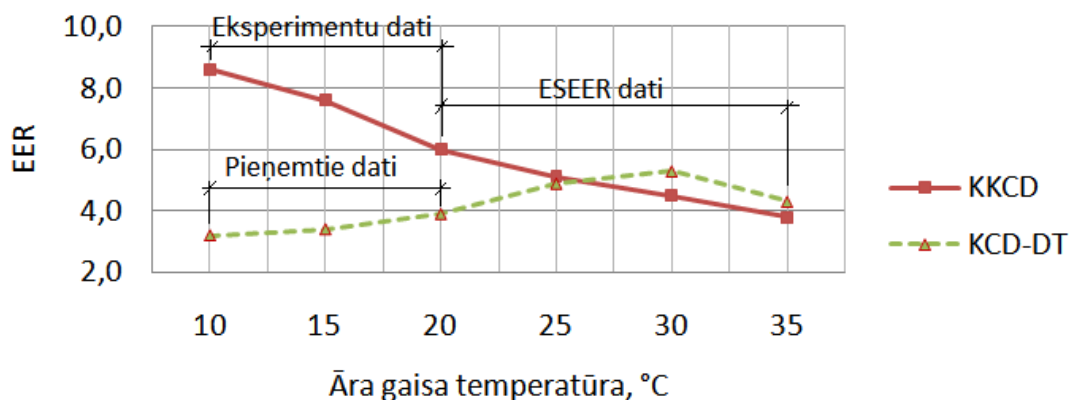
P_S – cirkulācijas sūkņa patērēta elektriskā jauda, kW

P_{DT} – dzesēšanas torņa patērēta elektriskā jauda, kW.

Izejas efektivitātes dati aprēķiniem, sistēmai darbojoties 7/12 °C un 16/20 °C temperatūru režīmos parādīti Att. 4.42 un Att. 4.43.



4.41. att. KKCD un KCD-DT sistēmu salīdzinošās efektivitātes vērtības 7/12°C temperatūru režīmā



4.42. att. KKCD un KCD-DT sistēmu salīdzinošās efektivitātes vērtības 16/20 °C temperatūru režīmā

No attēliem var secināt, ka pie augstām $T_{\text{ĀG}}$, virs 27 °C, izvēlēta KCD-DT sistēma darbojās pat efektīvāk par KKCD sistēmu, ko var skaidrot ar pazeminātu ieguvumu no adiabatiskā procesa šajās āra gaisa temperatūrās, kad pamata darbs tiek veikts ar kompresoru palīdzību. Savukārt, $T_{\text{ĀG}}$ samazinoties zem 25 °C, KKCD darbojās ievērojami efektīvāk. Salīdzinošie KKCD – KCD-DT enerģijas izmaksu aprēķini darbībai 7/12 °C un 16/20 °C temperatūru režīmos, uzrādīti tabulās 4.8 un 4.9.

4.8. tabula

Aprēķins 7/12 °C temperatūru režīmā

ĀG temperatūru diapazons, °C	Dzesēšanas stundu skaits diapazonā	Slodze, %	KKCD EER	KCD-DT EER	KKCD kWh Gadā	KCD-DT kWh Gadā	KKCD EUR gadā	KCD-DT EUR gadā	KCD_DT - KKCD Starpība gadā, EUR
10-13	1276	10%	7,0	3,0	5833	13611	875	2042	1167
14-16	964	15%	6,3	3,2	7345	14460	1102	2169	1067
17-19	804	30%	6,0	3,6	12864	21440	1930	3216	1286
20-23	580	50%	5,7	4,3	16281	21581	2442	3237	795
24-26	150	75%	5,1	4,9	7059	7347	1059	1102	43
27-33	49	90%	4,2	4,6	3360	3068	504	460	-44
0-10	5,9% no kopējā kWh daudzuma				3112	4809	467	721	255
Kopā					55853	86316	8378	12947	4569

4.9. tabula

Aprēķins 7/12 °C temperatūru režīmā

ĀG temperatūru diapazons, °C	Dzesēšanas stundu skaits diapazonā	Slodze, %	KKCD EER	KCD-DT EER	KKCD kWh Gadā	KCD-DT kWh Gadā	KKCD EUR gadā	KCD-DT EUR gadā	KCD_DT - KKCD Starpība gadā, EUR
10-13	1276	10%	8,6	3,2	4748	12760	712	1914	1202
14-16	964	15%	7,6	3,3	6088	14022	913	2103	1190
17-19	804	30%	6,3	3,7	12251	20861	1838	3129	1291
20-23	580	50%	5,6	4,4	16571	21091	2486	3164	678
24-26	150	75%	5,1	5,0	7059	7200	1059	1080	21
27-33	49	90%	4,5	4,8	3136	2940	470	441	-29
0-10	5,9% no kopējā kWh daudzuma				2941	4654	441	698	257
Kopā					52795	83527	7919	12529	4610

Ekonomiskie aprēķinu rezultāti norāda uz to, ka kombinētais dzesētājs sniedz ievērojumu finansiālu ekonomiju salīdzinot ar dzesētājs – dzesēšanas tornis sistēmu, kas ir tehniski komplicētāka par kompakto dzesēšanas iekārtu. Abas sistēmas, pārejot uz augstākām dzesēšanas temperatūrām, sniedz 5-6% enerģijas ekonomiju.

4.5.3. Dzesētāju tipu izvēles ekonomiskie aspekti. Atmaksāšanās termiņš.

Atmaksāšanās modelis palīdz izvērtēt laiku, kas ir nepieciešams ieguldīto investīciju atgriešanai. Īsākie atmaksāšanas termiņi ir vēlamākie. Tas ir vienkāršākais un visplašāk izmantojamais veids kā aprēķināt atmaksāšanas termiņu kāda projekta realizācijai. Atmaksāšanas modeļa galvenie trūkumi ir, ka tajā netiek ņemta vērā naudas laika vērtība, peļņa (ienākošā naudas plūsma) tiek izvērtēta investīcijas periodā (un ne ārpus tā), un tas nenosaka izdevīgumu. Atmaksāšanas periodu nosaka, dalot paredzētās projekta izmaksas ar prognozētiem ikgadējiem ienākumiem. Lai noteiktu atsevišķa projekta atmaksāšanās termiņu, projekta īstenošanas izmaksas ir jāsalīdzina ar kāda cita projekta izdevumiem, kura īstenošana sniedz līdzīgu rezultātu. Reālajā dzīvē diezgan grūti, pat gandrīz neiespējami atrast citu (ļoti līdzīgu) projektu, ko var izmantot šo pazaudēto iespēju izmaksu noteikšanai. Tāpēc tiek noteikta to resursu vērtība, kas tiks izmantoti esošajā projektā.

Alternatīvu novērtēšanai ir būtiski tikai tie resursi, ko var izmantot arī citā veidā. Izmaksas, kurām tas nav iespējams (tā saucamās nenovēršamās izmaksas), nav jāņem vērā.

Principā, izmaksas ir jānovērtē alternatīvas dzīves ciklam. Tas attiecas gan uz investīciju izmaksām (tās, kuras jāveic projekta pirmajos gados), gan uz ekspluatācijas un uzturēšanas izmaksām (ikgadējām izmaksām). Tam nepieciešams ņemt vērā iespējamās izmaiņas cenu līmeņos un inflāciju. Un ar tiem ir saistīta ļoti liela nenoteiktība. Tāpēc, šo izmaksu aprēķini balstās uz pastāvīgām cenām noteiktajā momentā (parasti tā gada līmenī, kurā notiek izpēte). Taču, relatīvās izmaiņas ir jāiekļauj.

Katrai alternatīvai ir iespējams noteikt kopējās izmaksas integrētā veidā, rezultātā gūstot reālās izmaksas, nepieciešamas projekta īstenošanai. Taču šos kopējos ir diezgan grūti interpretēt, īpaši kad tiek pētītas komplicētas alternatīvas. Tas pats attiecās uz gadījumu, kad jāsalīdzina efekti. Vienkārši summējot visas izmaksas vai izrēķinot vidējās gada izmaksas nevar gūt informāciju par to, kad šīs izmaksas būs jāveic.

Vispārpieņemts ceļš, kā apiet šo problēmu, ir diskontēšana, kas sniedz visu nākotnes izmaksu vai labumu tagadējo vērtību. Diskontēšanas rezultāts ir naudas plūsmu noteiktajos gados novešana pie kāda bāzes gada.

Tam izmanto diskonta faktoru, ko var izteikt kā

$$df = \frac{1}{(1+p)^n}, \quad (4.13)$$

kur:

df – diskonta faktors

p – diskonta koeficients, jeb likme % vai simtdaļās,

n – gads, kurā izmaksas tiek veiktas, attiecībā pret bāzes gadu.

Svarīgs jautājums ir kādu diskonta koeficientu izmantot. Tas ir lielā mērā atkarīgs no projekta ierosinātāja. Piemēram, Holandes valdības noteikts diskonta koeficients valdības projektiem ir 5%. Šis procents iekļauj starpību starp banku procentu likmēm un inflāciju. Tāds procents izmantojams valstīs ar augstu inflācijas līmeni, jo tad arī procentu likmes būs augstas. Procents ir universāls un ir “bez riska”:

- universāls nozīmē to, ka šis procents varētu nesvārstīties atkarībā no starpības projektu dzīves ciklā un no cenu un vērtību relatīvām izmaiņām;
- “bez riska” nozīmē to, ka tas neietver riskus, kas piemīt alternatīvu īstenošanai (tādi, ka augstākās īstenošanas izmaksas, neapmierinošie labumi).

Jāatzīmē, ka alternatīvas finansēšanas veids var izraisīt noteiktus efektus. Pastāv vienīgi netieša saikne, kad tiek vērtēta alternatīvu finansēšana [38], [55]. Šajā promocijas darbā df faktora vērtība 5% tika pieņemta atmaksāšanas periodu aprēķiniem.

Atlasītu alternatīvu vērtēšanu var veikt ar izmaksu summu aprēķinu. Tādā gadījumā vērtē:

- 1) projekta izstrādāšanas izmaksas;
- 2) projekta ieviešanas izmaksas;
- 3) projekta ekspluatācijas izmaksas;
- 4) ieņēmumi no projekta [54].

Diskontētās naudas plūsmas, jeb tīrās tagadnes vērtības metode (NPV – net present value) nosaka naudas plūsmas tagadnes vērtību, diskontējot to ar nepieciešamu atgriešanas likmi pēc sekojošās izteiksmes:

$$TTV(\text{projektam}) = A_o + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k+p_t)^t}, \quad (4.14)$$

kur:

F_t – tīrā naudas plūsma periodā t ,

k – noteiktā atgriešanas likne,

A_o – sākotnējie kapitālieguldījumi (negatīvā vērtībā, jo tā ir izejošā naudas plūsma).

Iekšējā atmaksāšanas likme (Internal rate of return). Ja ir pieejami dati par sagaidāmām projekta ienākošām un izejošām naudas plūsmām, tad Iekšējā atmaksāšanas likme ir diskontētā izteiksme, kas prezentē un vienādo šīs plūsmas. Ja A_t ir paredzētās izmaksas laika periodā t un R_t ir paredzētie ienākumi periodā t , tad Iekšējā atmaksāšanas likme ir vērtība k , kas apmierina sekojošu vienādojumu [38], [55], [60]:

$$A_0 + \frac{A_1}{(1+k)} + \frac{A_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{A_n}{(1+k)^n} = \frac{R_1}{(1+k)} + \frac{R_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{R_n}{(1+k)^n} \quad (4.15)$$

KCD - KKCD atmaksāšanas termiņš tika aprēķināts, pieņemot, ka 320 kW dzesēšanas jaudas KCD cena ir 45000 EUR, bet KKCD iekārtas iegādei ir nepieciešamas papildus 45000 EUR. Ikgadējie izdevumi uz servisa apkalpošanu pieņemti 600 EUR, un ūdens patēriņš 500 EUR (vēsturiskais par 2012. gadu no eksperimentālā objekta Rīgas Birža). Ūdens tarifs pieņemts 0.514 EUR/m³ [5]. Ikgadējie izdevumi uz KCD servisa apkalpošanu ir pieņemti 300 EUR apmērā. Aprēķins veikts, neievērojot iespējamus grantus vai cita veida atbalstu energoefektivitātes uzlabošanai.

KCD_DT – KKCD atmaksāšanas termiņš tika aprēķināts, pieņemot, ka 320 kW dzesēšanas jaudas KCD - sausais dzesēšanas tornis cena ir 59500 EUR, bet KKCD iekārtas cena ir 90000 EUR. Tas ir, tās iegādei ir nepieciešami papildus 30500 EUR. Ikgadējie izdevumi uz servisa apkalpošanu pieņemti 600EUR, un ūdens patēriņš 500 EUR (vēsturiskais par 2012. gadu no eksperimentālā objekta Mākslas muzejs Rīgas Birža). Ikgadējie izdevumi uz KCD servisa apkalpošanu ir pieņemti 450 EUR apmērā. Pieņemtās izmaksas apkopotas Tabulā 4.10.

Atmaksāšanas termiņa aprēķinos pieņemtās izmaksas

Iekārtas nosaukums	Sākotnējie ieguldījumi, EUR	Apkalpošanas /ekspluatācijas izmaksas gadā, EUR
Kombinēta kompresijas cikla – “adiabātiskā” dzesēšanas iekārta (KKCD)	90000	600 + 500 (ūdens patēriņš)
Kompresijas cikla ar gaisu dzesējamā dzesēšanas iekārta (KCD)	45000	300
Dzesēšanas sistēma: ar šķidrumu dzesējamā dzesēšanas iekārta – sausais dzesēšanas tornis (KCD-DT)	59500	450

Tabulās 4.11, 4.12 parādīti atmaksāšanas perioda aprēķini KKCD sistēmas izvēlei KCD dzesētāja vietā. Tabulās 4.13 un 4.14 parādīti atmaksāšanas perioda aprēķini KKCD sistēmas izmantošanai KCD–DT dzesēšanas sistēmas vietā. Aprēķins tika veikts 20 gadu periodam, bet tabulās 12 gadu aprēķina periods, lai iekļautos A4 lapas garumā.

4.11. tabula

Atmaksāšanas grafika aprēķins KKCD iekārtas izmantošanai KCD vietā, sistēmai darbojoties 7/12 °C temperatūru režīmā

Aprēķina gads	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(-)	-45 000	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900
(+)		3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396	3 396
Naudas plūsma, EUR	-45 000	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496	2 496
Diskonta factors	1,0000	0,9524	0,9070	0,8638	0,8227	0,7835	0,7462	0,7107	0,6768	0,6446	0,6139	0,5847	0,5568
Diskontētā naudas plūsma, EUR	-45 000	2 377	2 264	2 156	2 053	1 956	1 863	1 774	1 689	1 609	1 532	1 459	1 390
Tīrā tagadējā vērtība, EUR	-45 000	-42 623	-40 359	-38 203	-36 149	-34 194	-32 331	-30 557	-28 868	-27 259	-25 727	-24 267	-22 877
Tīrā tagadējā vērtība pēc 20 gadiem, EUR	-13 894												

4.12. tabula

Atmaksāšanas grafika aprēķins KKCD iekārtas izmantošanai KCD vietā, sistēmai darbojoties 7/12 °C temperatūru režīmā

Aprēķina gads	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(-)	-45 000	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900	-900
(+)		3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529	3 529
Naudas plūsma, EUR	-45 000	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629	2 629
Diskonta factors	1,0000	0,9524	0,9070	0,8638	0,8227	0,7835	0,7462	0,7107	0,6768	0,6446	0,6139	0,5847	0,5568
Diskontētā naudas plūsma, EUR	-45 000	2 504	2 385	2 271	2 163	2 060	1 962	1 868	1 779	1 695	1 614	1 537	1 464
Tīrā tagadējā vērtība, EUR	-45 000	-42 496	-40 112	-37 841	-35 678	-33 618	-31 656	-29 788	-28 008	-26 314	-24 700	-23 162	-21 699
Tīrā tagadējā vērtība pēc 20 gadiem, EUR	-12237												

4.13. tabula

Atmaksāšanas grafika aprēķins KKCD iekārtas izmantošanai KCD-DT sistēmas vietā, darbojoties 7/12 °C režīmā

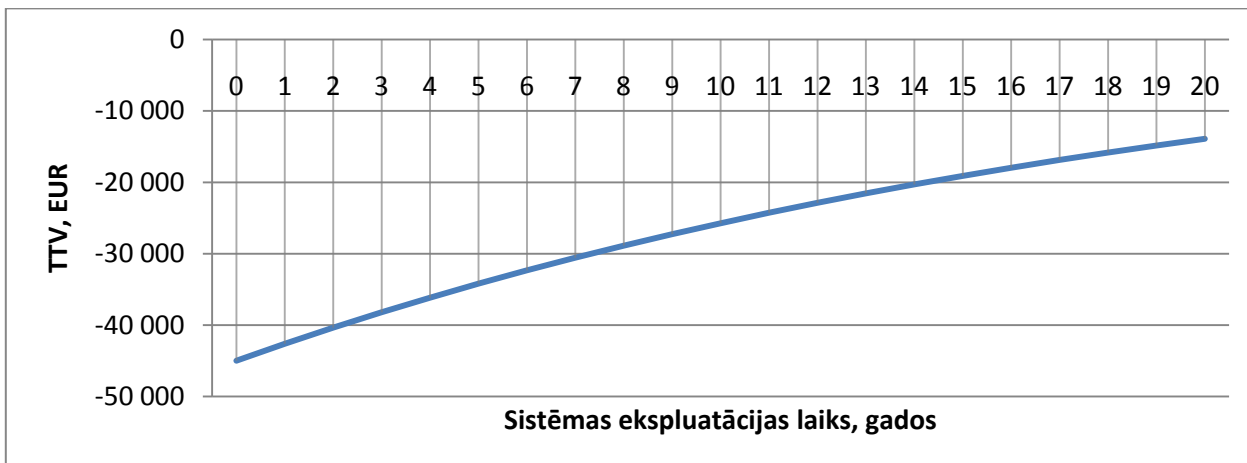
Aprēķina gads	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(-)	-25 500	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650
(+)		4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569	4 569
Naudas plūsma, EUR	-25 500	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919	3 919
Diskonta factors	1,0000	0,9524	0,9070	0,8638	0,8227	0,7835	0,7462	0,7107	0,6768	0,6446	0,6139	0,5847	0,5568
Diskontētā naudas plūsma, EUR	-25 500	3 733	3 555	3 386	3 224	3 071	2 925	2 785	2 653	2 526	2 406	2 292	2 182
Tīrā tagadējā vērtība, EUR	-25 500	-21 767	-18 212	-14 827	-11 602	-8 531	-5 606	-2 821	-168	2 358	4 764	7 056	9 238
Tīrā tagadējā vērtība pēc 20 gadiem, EUR													23 344

4.14. tabula

Atmaksāšanas grafika aprēķins KKCD iekārtas izmantošanai KCD-DT sistēmas vietā, darbojoties 7/12 °C režīmā

Aprēķina gads	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(-)	-25 500	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650	-650
(+)		4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610	4 610
Naudas plūsma, EUR	-25 500	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960	3 960
Diskonta factors	1,0000	0,9524	0,9070	0,8638	0,8227	0,7835	0,7462	0,7107	0,6768	0,6446	0,6139	0,5847	0,5568
Diskontētā naudas plūsma, EUR	-25 500	3 771	3 592	3 421	3 258	3 103	2 955	2 814	2 680	2 552	2 431	2 315	2 205
Tīrā tagadējā vērtība, EUR	-25 500	-21 729	-18 137	-14 717	-11 459	-8 357	-5 402	-2 588	92	2 645	5 076	7 391	9 596
Tīrā tagadējā vērtība pēc 20 gadiem, EUR													23 847

Atmaksāšanas perioda grafiks 7/12 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD dzesēšanas iekārtu pēc tabulas datiem grafiski attēlots Att. 4.43.



4.43. att. Atmaksāšanās perioda grafiks 7/12 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD dzesēšanas iekārtu

Atmaksāšanas perioda grafiks 16/20 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD dzesēšanas iekārtu pēc tabulas datiem grafiski attēlots Att. 4.44.

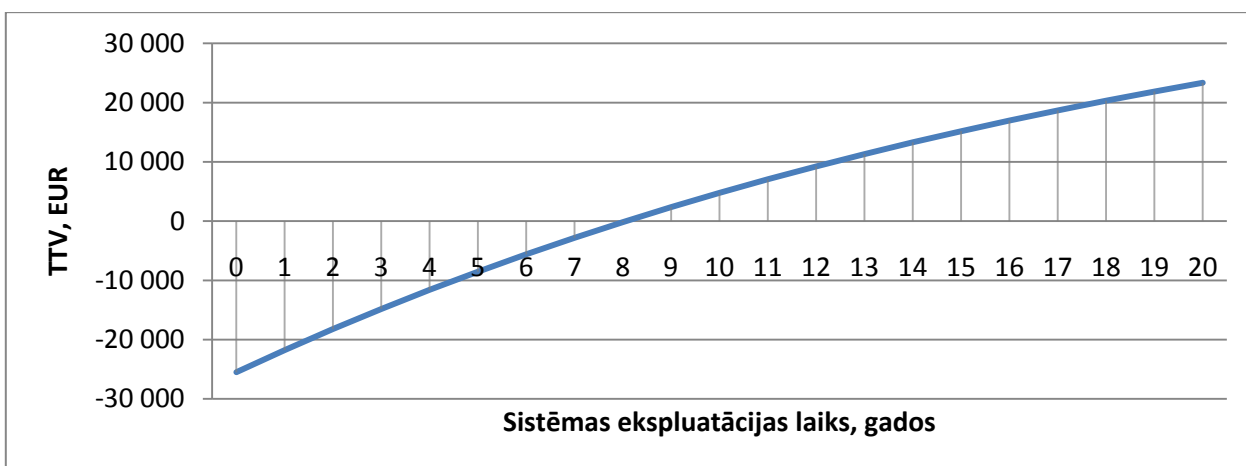


4.44. att. Atmaksāšanas perioda grafiks 16/20 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD dzesēšanas iekārtu

Ekonomiskie aprēķini izmantojot diskonta naudas plūsmas metodi liecina par to, ka kompakta dzesētāja nomaīņa uz kombinēto „adiabātisko” dzesētāju nav finansiāli izdevīga 20

gadu griezumā. Rēķinot ar nediskontētas naudas plūsuma metodi, iekārtas nomaiņa atpērkas 18 gadu periodā. Jāpiebilst, ka aprēķins neietver konkrētā objekta specifiku KCD izmantošanai – jumta pārseguma nostiprināšana, trokšņu slāpēšanas pasākumu īstenošana apkārt iekārtas utml.

Dzesēšanas sistēmas „dzesētājs – dzesēšanas tornis” aizvietošanas ar KKCD iekārtu atpirkšanas periods pie „zemās” un „augstās” temperatūras dzesēšanas sistēmas parādīts Att. 4.45 un Att. 4.46.



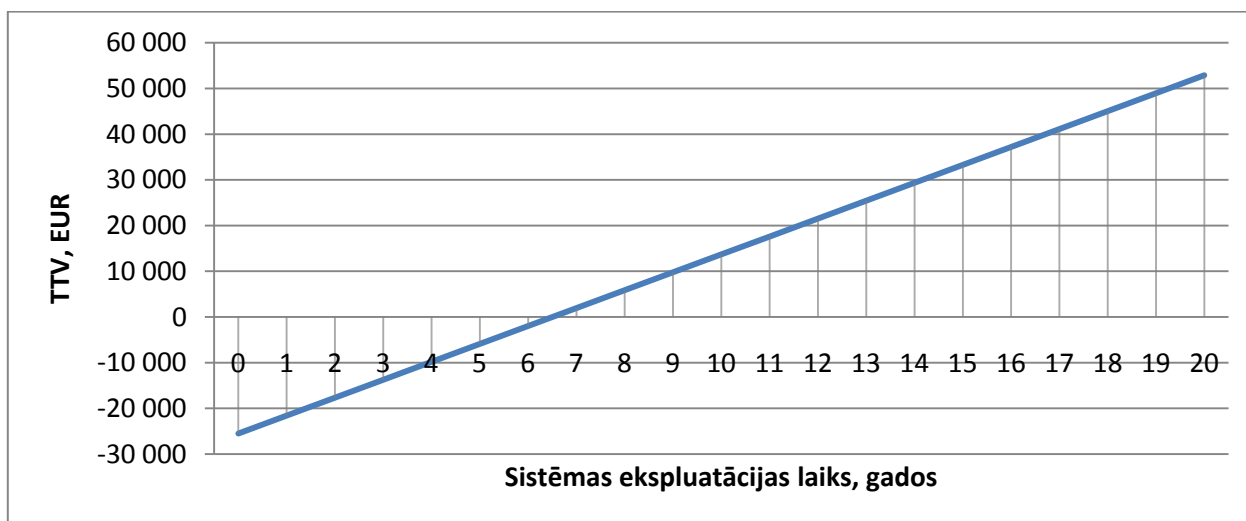
4.45. att. Atmaksāšanas grafiks 7/12 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD-DT dzesēšanas sistēmu



4.46. att. Atmaksāšanas grafiks 16/20 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD-DT dzesēšanas sistēmu

KCD-DT sistēmas aizvietošana ar kombinētu KKCD iekārtu atmaksājas 8,2 gados, ja sistēma darbojas zemo temperatūru režīmā, 7/12 °C, un 7,8 gados augsto temperatūru režīmā,

16/20 °C. Atmaksāšanas periods 7/12 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD-DT dzesēšanas sistēmu, izmantojot vienkāršu, nediskontētu naudas plūsmas metodi, parādīts Att. 4.47 (informatīvi).



4.47. att. Atmaksāšanās grafiks 7/12 °C temperatūru režīmā KKCD salīdzinot ar KCD-DT dzesēšanas sistēmu pie nediskontētas naudas plūsmas

Izmantojot nediskontētu naudas plūsmas aprēķinu, atmaksāšanās termiņš šajā gadījumā samazinās no 8,2 līdz 6,6 gadiem, kas ir gandrīz 20%. Bet, ievērojot šīs metodes vienkāršumu, to var ieteikt pielietošanai sākotnējā projekta izskatīšanas etapā.

4.5.4. Salīdzinošais aprēķins RETScreen 4 programmā

Izmantojot *RETScreen 4* datorprogrammu, ir veikti KCD dzesēšanas iekārtas aizvietošanas ar KKCD enerģijas ekonomijas un ekonomiskie aprēķini. Ievadītie dati uzrādīti Att. 4.48.

RETScreen Energy Model - Cooling project

Cooling project				Incremental initial costs
		Base case	Proposed case	
Cooled floor area for building	m ²	3 200		€ 45 000
Energy efficiency measures				
Cooling load for building	W/m ²	100	100	
Non-weather dependant cooling	%	50%	50%	
Total cooling	MWh	824	824	
Base load cooling system				
Technology			Compressor	
Capacity	kW	320,0	320,0	100,0%
Cooling delivered	MWh	823,9	823,9	100,0%
Fuel type		Electricity	Electricity	
Coefficient of performance - seasonal		3,77	4,90	
Fuel consumption - annual	MWh	219	168	MWh
Fuel rate	€/kWh	0,150	0,150	€/kWh
Fuel cost	€	32 779	25 220	

4.48. att. Ievadāmie aprēķinu dati *RETScreen 4* programmā KCD-KKCD gadījumā

Dzesēšanas telpu platība un slodzes dati tika ievadītas tādas, lai atbilstotu esošās iekārtas dzesēšanas nominālai jaudai, t.i. 320 kW. Laika apstākļu neatkarīgas dzesēšanas īpatsvars – saskaņā ar novērotu saražotu dzesēšanas jaudu (Att. 4.35) zem $T_{\bar{A}G} = 18,5^{\circ}\text{C}$. Programmas aprēķinu rezultāti liecina par siltumnīcas efekta gāzes emisiju samazināšanu par 13 tonnām gadā, kas ir ekvivalenti 1,2 meža hektāriem. Atmaksāšanās periods pie nediskontētas naudas plūsmas ir 13,3 gadi, kas ir krietni mazāks par šajā darbā veiktiem aprēķiniem ar mainīgām slodzes – efektivitātes vērtībām pie dažādām āra gaisa temperatūrām (18,5 gadi šādai sistēmai bez diskontēšanas). Tas ir skaidrojams ar to, ka programma strādā ar daudz lielākām dzesēšanas un attiecīgi – elektriskām slodzēm, izmantojot sezonālās efektivitātes vērtību dzesēšanas grādu stundās, plus CDD zem bāzes temperatūras (Att. 4.50). Manuprāt, tas sniedz ļoti aptuvenu rezultātu, bet, nenoliedzami, ievērojami vienkāršo aprēķinu gaitu.

Salīdzinošie aprēķini KCD-DT sistēmas aizvietošanai veikti, izmantojot sistēmas EER maksimālā slodzē, jo ražotāja dati par sezonālo efektivitāti no visām sistēmas elementiem pieejami tikai dzesētājam (At.4.49 un 4.51).

RETScreen Energy Model - Cooling project

Cooling project				Incremental initial costs
		Base case	Proposed case	
Cooled floor area for building	m ²	3 200		
Energy efficiency measures				€ 30 500
Cooling load for building	W/m ²	100	100	
Non-weather dependant cooling	%	50%	50%	
Total cooling	MWh	824	824	
Base load cooling system				
Technology			Compressor	
Capacity	kW	320,0	320,0	100,0%
Cooling delivered	MWh	823,9	823,9	100,0%
Fuel type		Electricity	Electricity	
Coefficient of performance - seasonal		3,70	4,90	
Fuel consumption - annual	MWh	223	168	MWh
Fuel rate	€/kWh	0,150	0,150	€/kWh
Fuel cost	€	33 399	25 220	

4.49. att. Ievadāmie aprēķinu dati RETScreen 4 programmā KCD_DT–KKCD gadījumā

Atmaksāšanās termiņš pēc programmas aprēķina šajā gadījumā sastādīja 10 gadus, kas par 18% atšķirās no šī darba ietvaros veikto aprēķinu rezultātiem (8,2 gadi).

Emission Analysis

Base case electricity system (Baseline)		GHG emission factor (excl. T&D)	T&D losses	GHG emission factor
Country - region	Fuel type	tCO2/MWh	%	tCO2/MWh
Latvia	Natural gas	0,258		0,258

GHG emission

Base case	tCO2	56,4		
Proposed case	tCO2	43,4		
Gross annual GHG emission reduction	tCO2	13,0		
GHG credits transaction fee	%			
Net annual GHG emission reduction	tCO2	13,0	is equivalent to	1,2 Hectares of forest absorbing carbon
GHG reduction income				
GHG reduction credit rate	€/tCO2			

Financial Analysis

Financial parameters

Inflation rate	%	0,0%
Project life	yr	20
Debt ratio	%	

Initial costs

Cooling system	€	45 000	50,0%
Other	€	45 000	50,0%
Total initial costs	€	90 000	100,0%

Incentives and grants

	€		0,0%
--	---	--	------

Annual costs and debt payments

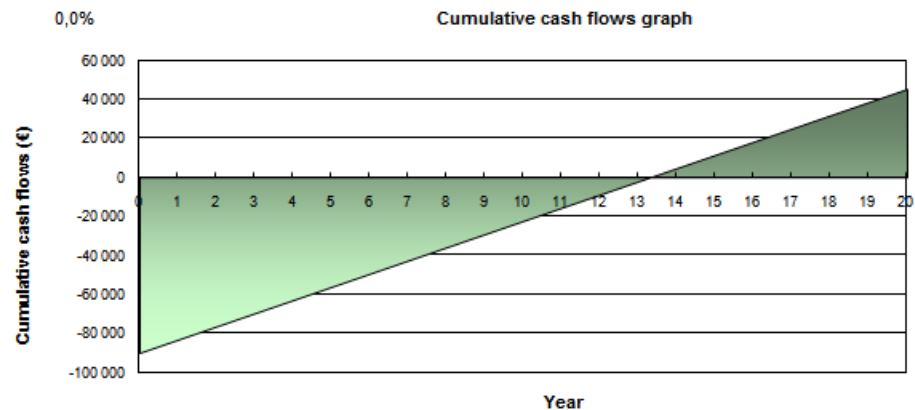
O&M (savings) costs	€	1 100
Fuel cost - proposed case	€	25 220
Other	€	
Total annual costs	€	26 320

Annual savings and income

Fuel cost - base case	€	32 779
Other	€	300
Total annual savings and income	€	33 079

Financial viability

Pre-tax IRR - assets	%	4,2%
Simple payback	yr	13,3
Equity payback	yr	13,3



4.50. att. RETScreen 4 datorprogrammas CO₂ izmešu un ekonomiskās analīzes rezultāti KCD iekārtas aizvietošanai ar KKCD

Emission Analysis

Base case electricity system (Baseline)		GHG emission factor (excl. T&D)	T&D losses	GHG emission factor
Country - region	Fuel type	tCO ₂ /MWh	%	tCO ₂ /MWh
Latvia	Natural gas	0,258		0,258

GHG emission		
Base case	tCO ₂	57,4
Proposed case	tCO ₂	43,4
Gross annual GHG emission reduction	tCO ₂	14,1
GHG credits transaction fee	%	
Net annual GHG emission reduction	tCO ₂	14,1

is equivalent to 1,3 Hectares of forest absorbing carbon

GHG reduction income	
GHG reduction credit rate	€/tCO ₂

Financial Analysis

Financial parameters		
Inflation rate	%	
Project life	yr	20
Debt ratio	%	

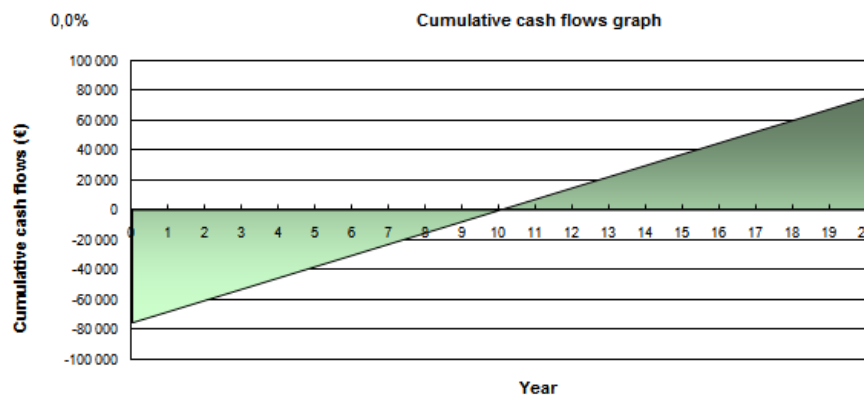
Initial costs		
Cooling system	€	30 500 40,4%
Other	€	45 000 59,6%
Total initial costs	€	75 500 100,0%

Incentives and grants		
	€	0,0%

Annual costs and debt payments		
O&M (savings) costs	€	1 100
Fuel cost - proposed case	€	25 220
Other	€	
Total annual costs	€	26 320

Annual savings and income		
Fuel cost - base case	€	33 399
Other	€	450
Total annual savings and income	€	33 849

Financial viability		
Pre-tax IRR - assets	%	7,7%
Simple payback	yr	10,0
Equity payback	yr	10,0



4.51. att. RETScreen 4 datorprogrammas CO₂ izmešu un ekonomiskās analīze rezultāti KCD–DT sistēmas aizvietošanai ar KKCD iekārtu

SECINĀJUMU APKOPOJUMS

- Promocijas darba ietvaros ir izvērtētas esošās dzesēšanas sezonālo enerģijas patēriņu aprēķinu metodes, un konstatēts, ka tās nav tieši izmantojamās Latvijas klimata apstākļos.
- Darba zinātniskā novitāte: ir izveidota dzesētāju sezonālā enerģijas patēriņa aprēķinu metodika, balstoties uz proporcionālas jaudas un enerģijas efektivitātes radītāja (EER) sadalījuma atbilstoši tipiskajam meteoroloģiskajam gadam. Metodika ir aprobēta dzesēšanas sistēmas enerģijas patēriņa aprēķinos esošai vēsturiskai ēkai Latvijas klimatā.
- Veikti ekonomiskie aprēķini ar kompresijas ciklu kombinētas netiešās iztvaikošanas ūdens dzesēšanas sistēmas izmantošanai, salīdzinot to ar citām dzesēšanas principiem / sistēmām. Ir secināts, ka diskontētas naudas plūsmas gadījumā, neņemot vērā iespējamus grantus / subsīdijas, NID pielietošana ir ekonomiski attaisnojama, jo atpērkas 8 gadu laikā (Att. 4.46).
- NID metode ir pārbaudīta darbībā eksperimentālā objektā Mākslas muzejs Rīgas Birža dzesēšanas sezonas garumā. Ir noteikts saražotās dzesēšanas enerģijas procentuālais sadalījums atkarībā no āra gaisa temperatūras dzesēšanas sezonas garumā, un tas ir rekomendēts izmantošanai dzesēšanas sistēmas enerģijas patēriņu aprēķinu veikšanai līdzīgajās vēsturiskajās ēkās.
- Ekonomisku un enerģijas patēriņu aprēķinu precizitātes paaugstināšanai, ir piedāvāts veikt izmaiņas Eiropas standartā 14511:3–2007, kas nosaka sezonālas efektivitātes ESEER aprēķinu procedūru, ievērojot dažādu objektu tipu specifiku, un vēsāka klimata nosacījumus.
- Izmantojot pētniecības objektā iegūtos datus, ir noteiktas korelācijas starp kombinētā netiešās iztvaikošanas dzesētāja efektivitāti un āra gaisa mitruma saturu āra gaisa temperatūras diapazonā no +11 °C līdz +34 °C. Ir konstatēts, ka pie āra gaisa temperatūras virs 24 °C āra gaisa saturam nav būtiska ietekme, un šī korelācija tuvojās konstantai EER vērtībai. Savukārt, pie zemākās āra gaisa temperatūras mitruma satura ietekme uz efektivitāti ir vairāk izteikta (Att. 4.32). Piemēram pie $T_{āg} = 22 \pm 0.5$ °C mitruma satura x kāpums no 5.7 līdz 14.0 g/kg veicināja EER 14,8% pieaugumu.

- Eksperimentāli izvērtēta ar NID metodi atdzesētā ūdens lietderīgās temperatūras pieejamība. Ir konstatēts, ka pie āra gaisa temperatūras +15 °C un zemāk ūdens temperatūra primārā kontūrā tiek pazemināta līdz 19 °C, un var tikt izmantotā augstās temperatūras dzesēšanas sistēmās, tādas kā dzesētie griesti.

- Pētījuma rezultātus var izmantot AVK projektētāji, arhitekti un nekustamo īpašumu attīstītāji ēku inženiersistēmu ilgtspējīgo risinājumu novērtēšanai.

Literatūra

- [1] Akmens P., Krēsliņš A. Ēku apkure un ventilācija, 1.daļa, Rīga, Zvaigzne ABC, 1995. - 166 lpp.
- [2] Akmens P., Krēsliņš A. Ēku apkure un ventilācija, 2.daļa, Rīga, Zvaigzne ABC, 1995. - 167 lpp.
- [3] Albieri M. et al. Advanced control systems for single compressor chiller units. International Journal of Refrigeration 32, 2009. - p. 1068 – 1076
- [4] AS “Latvenergo” elektroenerģijas tarifi. [https://www.latvenergo.lv/lat/klientiem/elektroenerģijas tarifi/](https://www.latvenergo.lv/lat/klientiem/elektroenerģijas%20tarifi/) [accessed online on 04.06.2014.]
- [5] AS Rīgas Ūdens tarifi. <https://www.rigasudens.lv/pakalpojumi/tarifi-un-cenas/> [accessed online on 18.05.2014.]
- [6] ASHRAE Handbook: Applications SI Edition. - Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2003. - approx. 400 p.
- [7] ASHRAE Handbook: Fundamentals SI Edition. - Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001. – approx. 400 p.
- [8] ASHRAE Handbook: Systems and Equipment SI Edition. - Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2004. - approx. 400 p.
- [9] ASW Engineering, Inc. Chiller performance evaluation report, EPRI, Palo Alto, CA: 1998. - 52 p.
- [10] Ay H., Yang J. Y., Yeh J. N. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 2002. – p. 4069–4078.
- [11] Benassis, F. et al. Chiller systems’ overall energy efficiency / A comparative study of Paris, Helsinki and Gothenburg. www.climespace.fr [accessed online on 30.05.2014.]
- [12] Bisioniya, T.S., Rajput, S.P.S., Kumar, A. Comparative thermal analysis of theoretical and experimental studies of modified indirect evaporative cooler having cross flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed. International Journal of Energy and Environment Vol. 2 (5), 2011. - p. 921-932.
- [13] Brahmanis A. Mikroklimats peldbaseinos. Eneģija un Pasaule, Vol. 2, 2011. - lpp. 43-44.

- [14] Brahmanis A., Lešinskis A., Indirect Evaporative Pre-Cooled Compressor Cooling System Performance under Various Outdoor Air Humidity Conditions. In: Conference “Civil Engineering `13”, Jelgava, Latvia, 2013. – 7 p.
- [15] Brahmanis A., Lešinskis A., Krūmiņš A. Case study of indirect adiabatic cooling system in historical building. In: 11th REHVA World Congress and 8th International Conference on IAQVEC “CLIMA 2013”, Prague, Czech Republic, 2013. – 8 p.
- [16] Brahmanis A., Pelīte U. Investigation of Combined Indirect Evaporative Ducted Cooling equipment efficiency in Historical Building in Temperate Climate. Construction Science, (accepted) vol. 15, 2014. – 7 p.
- [17] Camargo J. R., Ebinuma C. D., Cardoso S. Three methods to evaluate the use of evaporative cooling for human thermal comfort. Engenharia Térmica (Thermal Engineering), Vol.5, No. 02, 2006. - p. 09-15.
- [18] Carrier dzesēšanas iekārtas. <http://ahicarrier.com/> [accessed online on 04.06.2014.]
- [19] Casvendi B., et. al. Improving the Energy Performance of Air-Cooled Chillers with Water-Spray Mist Pre-Cooling: An Application. CLIMA2010 conference proceedings. Turkey, Antalya – 8 p.
- [20] ColdAir. Проектирование летнего охлаждения производственных помещений. <http://losevonline.ru/> [accessed online on 30.05.2014.]
- [21] Costelloe B, Finn D. Thermal effectiveness characteristics of low approach indirect evaporative cooling systems in buildings. Energy and Buildings 39, 2007. – p. 1235–1243.
- [22] Costelloe B., Finn D. Indirect evaporative cooling potential in air–water systems in temperate climates. Energy and Buildings 35, 2003. - p. 573–591.
- [23] Costelloe B., Finn, D.P. Heat transfer correlations for low approach evaporative cooling systems in buildings Applied Thermal Engineering 29, 2009. – p. 105–115.
- [24] Delfani S., et al. Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran. Energy and Buildings 42, 2010. – p. 2169 – 2176.
- [25] Duan Z., et al. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012. – p. 6823–6850.
- [26] Dudzik S. Investigations of a heat exchanger using infrared thermography and artificial neural networks Sensors and Actuators A: Physical 166, 2011. – p. 149–156.

- [27] Ebrahimpour A., Maerafat M.. A method for generation of typical meteorological year. *Energy Conversion and Management* 51, 2010. – p. 410–417.
- [28] Elektroniskā izstāde Medical EXPO. <http://www.medicalexpo.com/prod/ciat/dry-coolers-healthcare-facilities-78902-489404.html> [accessed online on 04.06.2014.]
- [29] EN 14511:3-2007: Gaisa kondicionētāji, šķidra aukstumnesēja dzesētājpaketes un siltumsūkņi ar elektriskas piedziņas kompresoriem telpu apsildei un dzesēšanai. 3. daļa: Testēšanas metodes.
- [30] EnergyPlus simulation package/ http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/energyplus_about.cfm [accessed online on 30.05.2014.]
- [31] EnergyPlus, a whole building energy simulation program. US Department of Energy. Visited online 2014.04.27. Available at: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>
- [32] Facao J., Oliveira A. C. Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings. *Applied Thermal Engineering* 20, 2000. – p. 1225-1236.
- [33] Fahmy F. T. et al. Modeling and Simulation of Evaporative Cooling System in Controlled Environment Greenhouse. *Smart Grid and Renewable Energy*, 2012. – p. 67-71.
- [34] Foster. R. E. Evaporative Air-Conditioning Contributions to Reducing Greenhouse Gas Emissions and Global Warming. <https://www.researchgate.net/publication/> [accessed online on 30.05.2014.]. 10 p.
- [35] Frīdenbergs G., Lešinskis A. Supply air temperature and humidity interaction on thermal performance of indirect evaporative air cooling. *CYSENI 2012*, May 24-25, Kaunas, Lithuania. – 8 p.
- [36] Geoclima dzesēšanas iekārtas. <http://www.geoclima.com/turbomiser/> [accessed online on 30.03.2013.]
- [37] Glanville P., Kozlov A., Maisotsenko, V. Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals. *ASHRAE Transactions*, 2011. - p. 111-118.
- [38] Gray C. F., Larson E. W. *Project Management: The Managerial Process*. Mc.Graw-Hill, 2006 - p. 31-37.
- [39] Hasan A., Siren K. Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of building. *Energy and Buildings* 34, 2002. - p. 477-486.

- [40] Heidarinejad G., et al. Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions *Building and Environment* 44, 2009. – p. 2073–2079.
- [41] Hirde K. G., Patil C. R. Indirect evaporative cooling – a past review. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research* 2, 2013. - pp. 247-254.
- [42] Ipekoglu, B., Boke, H., Cizer, O. Assessment of material use in relation to climate in historical buildings *Building and Environment* 42, 2007. - p. 970–978
- [43] Kalamees T., Kurnitski J.. Estonian test reference year for energy calculations *Proc. Estonian Acad. Sci. Eng.*, 2006. – p. 40–58.
- [44] Kals W.A., Wet-surfaces air coolers, *Chemical Engineering* 78, 1971. – p. 90-94.
- [45] Kays W. M., London A. L. *Compact heat exchanger*, 3rd edition. New York: McGraw-Hill. 1998. - 336 p.
- [46] Khattar, M., *HVAC Chiller Plant Screening Case Studies*. EPRI Technical report. Palo Alto, 2000. 36 p.
- [47] Ķigurs J. *Ventilācija*. - R.: Liesma, 1976. - 215 lpp.
- [48] Klincāre I., Ķiploka A., Knite M., Klemenoks I. u.c. *Fizikas praktikums tehniskās universitātes studentiem*, izd. 3., Rīga: RTU Izdevniecība, 2003 – 190 lpp.
- [49] Knight I. Assessing electrical energy use in HVAC systems. *REHVA Journal*, January 2012. - 11 p.
- [50] Kona D., Kon T. B., Dzelzitis E., Lesinskis A., Brahmanis A. Weather data for indirect evaporative cooling equipment simulations. *Proc. Int. Conference 41st International Congress & Exhibition on Heating Refrigeration and Air Conditioning*, Belgrade (Serbia), 01.-03.12.2010. – p. 34-40.
- [51] Kreider J. F. *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning*, CRC Press LLC, (668) 2001. - p. 87-96.
- [52] Krieder J. F. et. al. *Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning*. New York, CRC Press, 2001. - 668 p.
- [53] Krūmiņš A.. *Promocijas Darbs*. Rīgas Tehniskā Universitāte, Rīga, 2008. - 113 lpp.
- [54] LU elektroniskie resursi. http://home.lu.lv/~ludarbi/marketing/tir_projektu_vadisana_teol.doc [accessed online on 20.05.2014.]

- [55] LU vides zinātņu elektroniskie resursi. http://vide.lu.lv/coastlearncd/policy_analysis/Policy_Analysis_evaluatingalternatives_FRcost.htm [accessed online on 20.05.2014.]
- [56] Lund, H. The Design Reference Year. In Proc. Building Simulation '91. Nice, 1991. – p. 600–606.
- [57] Maheshwari G. P., et. al. Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler. *Applied Energy* 69, 2001. – p. 69-76.
- [58] Marinhas S., Eurovent chiller certification key stones and future challenges. *REHVA Journal* – March 2013. - p. 31-33.
- [59] Menerga dzesēšanas iekārtas. <http://www.menerga.com/Menerga.40.0.html?&L=2>
- [60] Meredith J. R., Mantel S. J., Jr. *Project Management. A Managerial Approach*. JohnWiley & Sons (Asia), 2010 - p. 42-45.
- [61] Merkel F., Verdunstungskuehlung, VDI Forschungsarbeiten No. 275, Berlin, 1925. – 160 p.
- [62] Miguel de A., Bilbao J. Test reference year generation from meteorological and simulated solar radiation data. *Solar Energy* 78, 2005. - p. 695–703.
- [63] Mizushina R.I.T, Miyashita H., Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers, *Int. Chemical Engineering* 8 (3), 1968. – 15 p.
- [64] Mizushina R.I.T, Miyashita H., Experimental study of an evaporative cooler, *Int. Chemical Engineering* 7 (4), 1967. – 8 p.
- [65] Monfet D., Zmeureanu R.. Simulation of a large central cooling and heating plant using TRNSYS and calibration with monitored data. 11th IBPSA Conference. Glasgow, Scotland, July 27-30, 2009. p. 1899-1906.
- [66] Niitsu Y., Naito K., Anzai T., Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers, *Journal of SHASE* 43 (7), 1969. – p. 581-590..
- [67] Noteikumi par Latvijas būvnormatīvu LBN 003-01 "Būvklimatoloģija". Latvijas Mnistru kabinets. "Latvijas Vēstnesis", 123 (2510), 29.08.2001.
- [68] Parker R.O., Treybal R.E., The heat and mass transfer characteristics of evaporative coolers, *Chemical Engineering Progress Symposium* 57 (32), 1961. – 9 p.
- [69] Pauls R., Klimatoloģiskie dati ēkas enerģijas patēriņa novērtēšanai. Maģistra darbs, Rīgas Tehniskā universitāte, Rīga, 2011 – 70 lpp.
- [70] Peļīte U. Lekciju kurss. Rīgas Tehniskā universitāte, 2006.

- [71] Pelīte U., Krūmiņš, A., Brahmanis A. Energoefektīvas ēkas simulators RTU. Latvijas būvniecība, s. 37, 2013. - lpp. 92-93.
- [72] Perez Galvez F. et. al. Sustainable restoration of traditional building systems in the historical centre of Sevilla (Spain). *Energy and Buildings*, 2012. - 12 p.
- [73] Peterson J.L., An effectiveness model for indirect evaporative coolers, *ASHRAE Transactions* 99 (part II), 1993. – 503-510. p.
- [74] Pruissen R. Evaporative cooling. Space cooling using a wet cooling tower. Master project 3, Eindhoven University of Technology, 2010. - 44 p.
- [75] Rasouli M. et al. Uncertainties in energy and economic performance of HVAC systems and energy recovery ventilators due to uncertainties in building and HVAC parameters. *Applied Thermal Engineering* 50, 2013. – p. 732-742
- [76] Saheb Y., Becirspahic S., Simon J. Effect of the Certification on Chillers Energy Efficiency IEECB, Frankfurt, Germany, 2006. – 12 p.
- [77] Schicktanz M. D., Wapler J., Henning H.-M. Primary energy and economic analysis of combined heating, cooling and power systems. *Energy* 36, 2011. p. 575-585.
- [78] SENSIRION. Introduction to relative humidity. Version 2.0, 2009. - 6 p. [accessed on 25.11.2012] Available: <http://www.sensirion.com>
- [79] Shonder J., Fact Sheets on HVAC measures. Oak Ridge National Laboratory, Dallas, TX, 2010. - 33 p.
- [80] SIA GRUNDFOS. <http://lv.grundfos.com/> [accessed online on 04.06.2014.]
- [81] Sonderegger R. C., A Baseline Model for Utility Bill Analysis Using Both Weather and Non-Weather Related Variables. ASHRAE Summer Meeting, Toronto, Canada, June 18-25, 1998. - 10 p.
- [82] Stankevica G., Varavs V., Kreslins A.. Trends in Cooling Degree Days for Building Energy Estimation in Latvia. *Construction Science* 14, 2013. p. 89-94.
- [83] Steeman M., et al. Performance evaluation of indirect evaporative cooling using whole-building hygrothermal simulations *Applied Thermal Engineering* 29, 2009. - p. 2870 – 2875.
- [84] Taufiq B.N. et al. Exergy analysis of evaporative cooling for reducing energy use in a Malaysian building. *Desalination* 209, 2007. – p. 238–243.

- [85] Test Reference Year (TRY). Historical digital dataset DSI-9706. Visited online 2014.04.27. Available at: http://gcmd.nasa.gov/records/GCMD_gov.noaa.ncdc.C00049.html
- [86] TRNSYS simulation programs. <http://www.trnsys.com/> [accessed online on 30.05.2014.]
- [87] TRNSYS solar system simulation programs. http://www.transsolar.com/software/docs/trnsys/trnsys_uebersicht_en.htm [accessed online on 30.05.2014.]
- [88] Typical meteorological year. Wikipedia, the free encyclopedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Typical_meteorological_year
- [89] U.S. Department of Energy. *Buildings Energy Data Book*, D&R International, 2012. – 286 p.
- [90] Varun J., Mullick S.C., Tara C. K. A financial feasibility evaluation of using evaporative cooling with air-conditioning (in hybrid mode) in commercial buildings in India. *Energy for Sustainable Development* 17, 2013. - p. 47–53.
- [91] Watt J. R., Brown W. K. *Evaporative air conditioning handbook*. 3rd Edition. Fairmont Press Inc. Lilburn, 1997. - 262 p.
- [92] Working Group 16. Report No.24. Ventilation, good Indoor Air Quality and rational use of energy. Joint research centre - institute for health & consumer protection – physical & chemical exposures unit, 2003. - 95 p.
- [93] Yu F. W., Chan K. T. Part load performance of air-cooled centrifugal chillers with variable speed condenser fan control. *Building and Environment* 42, 2007. – p. 3816–3829.
- [94] Yu F.W. et al. Energy simulation of sustainable air-cooled chiller system for commercial buildings under climate change. *Energy and Buildings* 64, 2013. – p. 162–171.
- [95] Yu F.W., Chan K.T.. Life cycle analysis of enhanced condenser features for air-cooled chillers serving air-conditioned buildings. *Building and Environment* 41, 2006. – p. 981–991.
- [96] Yu-Ling S., Liang Y., Chun-Lu Z. Air management modeling of condensing units in a confined space and its impact on the chiller system performance. *Energy and Buildings* 43, 2011. - p. 2673–2677.
- [97] “Zaļās” enerģijas aprēķina programmas pakete RETScreen. <http://www.retscreen.net/ang/home.php> [accessed online on 30.05.2014.]

- [98] Zariņš M. Latvijas klimata datu apstrāde kondicionēšanas sistēmu darbības optimizācijai. Maģistra darbs, Latvijas Lauksaimniecības universitāte, 2002. – 115 lpp.
- [99] Аверкин А.Г. и др. Экспериментальные исследования конвективного теплообмена при охлаждении воздушных потоков различной относительной влажности в оребренном теплообменнике. Известия КГАСУ, № 1(19), 2012. – стр. 74-80.
- [100] Барановский Н.В. и др. Пластинчатые и спиральные теплообменники. Москва: Машиностроение, 1973. - 289 стр.
- [101] Бессонный А.Н., Дрейцер, Г.А., Кунтыш, В.Б. и др. Основы расчёта и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Санкт-Петербург: Недра, 1996. - 512 стр.
- [102] Бурцев С.И., Цветков Ю.Н. Влажный воздух. Состав и свойства. Уч. пособие. Санкт-Петербург: Санкт - Петербургская гос. акад. холода и пищевых технологий, 1998 - 146 стр.
- [103] Гаврилкин В.П., Куранов Е.А., Аналитическое определение параметров влажного воздуха. Вестник АГТУ, № 2(37), 2007. - стр. 148-151.
- [104] Джаяни Т.Г., Креслинь А.Я. Границы экономически выгодного применения двухступенчатого косвенного испарительного охлаждения воздуха. Рижский политехнический институт: Вентиляция и кондиционирование воздуха. № 23. Рига, 1980. - стр. 43-45.
- [105] Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. Изд. 2. Москва: Энергия, 1967. - 226. стр.
- [106] Кокорин О.Я.. Расчёты процессов охлаждения и осушения воздуха в камерах орошения центральных кондиционеров. Уч. пособие по курсу „Вентиляция и кондиционирование воздуха”. Москва, 1977, 48 стр. (МИСИ)
- [107] Креслинь А.Я., Манусов Е.Г. Орошаемый теплообменник для систем вентилиации и кондиционирования воздуха. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха в промышленных и общественных зданиях. сб. тез. VII научн. – техн. совещ. по кондиц. воздуха. Тбилиси, 24.-27.05.1977. 6 стр.
- [108] Креслинь А.Я., Манусов Е.Г. Орошаемый теплообменник для систем приточной вентиляции тепловых электростанций. Рижский политехнический институт: Вентиляция и кондиционирование воздуха. № 8. Рига, 1975, стр. 35-41.

- [109] Манусов Е.Г. Основные результаты экспериментальных исследований орошаемого теплообменника из трубок с петельно-проволочным оребрением. Рижский политехнический институт: Вентиляция и кондиционирование воздуха. Рига, 1978, стр. 89-95.
- [110] Манусов Е.Г. Применение орошаемых теплообменников в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Рига, ЛатНиинти, 1978. - 34 стр.
- [111] Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург, АВОК Северо-запад, 2005. - 403 стр.
- [112] Тарабанов М. Г. Косвенное испарительное охлаждение приточного наружного воздуха в СКВ с доводчиками. АВОК. 2012. [accessed online on 30.03.2013.] http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=4278&version=print

Publikācijas

1. Brahmanis A, Frīdenbergs G., Borisova V. Economical aspects of water–mist assisted air-cooled chillers usage in the temperate climate of Latvia. Proc. 13th SCANVAC Int. Conference on Air Distribution in Rooms. Sao Paulo, Brazil, 19–22.10.2014. – 8 p.
2. Frīdenbergs G., Brahmanis A., Lešinskis A., Experimental device modelling for IEAC thermal performance study. Proc. 13th SCANVAC Int. Conference on Air Distribution in Rooms. Sao Paulo, Brazil, 19–22.10.2014. – 8 p.
3. Brahmanis A., Lešinskis A., Krūmiņš A. Case Study of Indirect Adiabatic Cooling System in Historical Building. *Journal of Energy and Power Engineering* vol. 8, 2014, - p. 313-317
4. Brahmanis A., Pelīte U. Investigation of Combined Indirect Evaporative Ducted Cooling equipment efficiency in Historical Building in Temperate Climate. *Construction Science*, vol. 15, 2014. – 6 p.
5. Brahmanis A., Lešinskis A., Krūmiņš A. Case study of indirect adiabatic cooling system in historical building. In: 11th REHVA World Congress and 8th International Conference on IAQVEC “CLIMA 2013”, Prague, Czech Republic, 2013. – 7 p.
6. Brahmanis A., Lešinskis A., Indirect Evaporative Pre-Cooled Compressor Cooling System Performance under Various Outdoor Air Humidity Conditions. In: *Conference “Civil Engineering `13”*, Jelgava, Latvia, 2013. – 7 p.
7. Pelīte U., Krūmiņš, A., Brahmanis A. Energoefektīvas ēkas simulatori RTU. *Latvijas būvniecība, 2013, vol. 37, p. 92-93.*
8. Brahmanis A., Pelīte U., Lešinskis A., Kona D., Kon Tai Bui. Extract air energy utilization using heat pump in buildings with indoor swimming pools. Proc. Int. *The 8th International Conference of Young Scientists on Energy Issues “CYSENI2011”*, Kaunas (Lithuania), 26.-27.05.2011. – 9 p.
9. Brahmanis A. Mikroklimats peldbaseinos. *Eneģija un Pasaule, 2011, vol. 2011/2, pp. 43-44.*
10. Brahmanis A., Pelīte U., Lešinskis A., Krūmiņš A. Energy efficient indoor climate model for public buildings with high humidity gains and spectator areas. – Proc. Int. *Conference “Clima 2010”*, Antalya (Turkey), 9-12.05.2010. – 8 p.
11. Kona D., Kon T.B., Dzelzītis E., Lešinskis A., Brahmanis A.. Weather data for indirect evaporative cooling equipment simulations. Proc. Int. *Conference 41st International Congress & Exhibition on Heating Refrigeration and Air Conditioning*, Belgrade (Serbia), 01.-03.12.2010. – 8 p.
12. Krumins A., Pelīte U., Dzelzītis E., Lešinskis A., Brahmanis A. Case Study of Ventilation System Development of Archive Premises. In: 6th Annual Conference of Young Scientists on Energy Issues „CYSENI 2009”, Kaunas, Lithuania, 2009. – 7 p.
13. Krūmiņš A., Pelīte U., Dzelzītis E., Lešinskis A., Brahmanis A. Optimal control strategy of air handling unit for different microclimates in working and swimming areas of a swimming pool hall. - Proc. Int. Conference „*Indoor Air 2008*”, EERenhagen (Denmark), 17-22.08.2008. – 8 p.