



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
INSENERITEADUSKOND  
Ehituse ja arhitektuuri instituut

**KÜLMHOONE JAHUTUSKOORMUSE JA -  
VAJADUSE ANALÜÜS NING ENERGIATÕHUSUSE  
TÕSTMISE VÕIMALUSED:  
SIMULATSIOONIPÕHINE UURIMUS**

**COOLING LOAD AND COOLING NEED ANALYSIS OF A  
COLD STORAGE FACILITY AND OPPORTUNITIES FOR  
INCREASING IT'S ENERGY EFFICIENCY: A  
SIMULATION-BASED STUDY**

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Remy Niineorg

Üliõpilaskood: 182346EAKI

Juhendaja: Raimo Simson,  
Vanemteadur

Kaasjuhendaja: Alo Mikola,  
Vanemteadur

# AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud.

Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad,

kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

15. mai 2023

Autor: Remy Niineorg

/allkirjastatud digitaalselt/

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

15. mai 2023

Juhendaja: Raimo Simson

/allkirjastatud digitaalselt/

Kaitsmisele lubatud

".....".....201... .

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

/ nimi ja allkiri /

# **Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks<sup>1</sup>**

Mina Remy Niineorg (03.08.1999)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

Külmuhoone jahutuskoormuse ja -vajaduse analüüs ning energiatõhususe tõstmise võimalused: simulatsioonipõhine uurimus,

*(lõputöö pealkiri)*

mille juhendajad on Raimo Simson ja Alo Mikola,

*(juhendaja nimi)*

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

---

<sup>1</sup>*Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.*

/allkirjastatud digitaalselt/

15.05.2023 *(kuupäev)*

## LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

**Üliõpilane:** Remy Niineorg, EAKI182346 (nimi, üliõpilaskood)  
Õppekava, peaariala: EAKIO2/17 - Hoonete sisekliima ja veetehnika (kood ja nimetus)  
**Juhendaja(d):** Vanemteadur, Raimo Simson, (amet, nimi, telefon)  
Vanemteadur, Alo Mikola (amet, nimi, telefon)  
**Konsultant:** Teet Kullas, Juhataja (nimi, amet)  
Cooltec OÜ, 50191111, teet@cooltec.ee (ettevõtte, telefon, e-post)

### Lõputöö teema:

(eesti keeles) Külmhoone jahutuskoormuse ja -vajaduse analüüs ning energiatõhususe tõstmise võimalused: simulatsioonipõhine uurimus

(inglise keeles) Cooling Load and Cooling Need Analysis of a Cold Storage Facility and Opportunities for Increasing it's Energy Efficiency: A Simulation-Based Study

### Lõputöö põhieesmärgid:

1. Leida ja analüüsida simulatsioonidele tuginedes laadimisdokkide infiltratsiooni, ventilatsiooni ja transporditavate toiduainete mõju külmhoone tehnoloogilisele jahutuskoormusele.
2. Leida tehnoloogilisest jahutusest tuleva jääksoojuse hulk aastas ja analüüsida selle kasutamise võimalusi.
3. Hinnata elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali külmhoonel.

### Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Tutvuda teemaga lugedes kirjandust ja uuringuid ning suheldes konsultandiga	10.02.23
2.	Lähteülesande, esmase kirjanduse ja metoodika ülevaatusesitamine	06.03.23
3.	Simulatsioonimudeli koostamine paralleelselt teoreetilise osa koostamisega	20.03.23
4.	Esmased simulatsioonid IDA ICE tarkvaras ja dokumenteerimine	31.03.23
5.	Pooleliolevate ülesannete lõpetamine ja vormistamine, postri ettevalmistamine 75% ülevaatuses	09.04.23
6.	Simulatsioonide lõpetamine ja analüüsimine, graafikute koostamine	26.04.23

7.	Töö parandamine ja vajadusel korrigeerimine	10.05.23
8.	Lõputöö viimane vormistamine, printimine ja esitamine	15.05.23

**Töö keel:** Eesti Keel                      **Lõputöö esitamise tähtaeg:** 15. mai 2023. a

**Üliõpilane:** Remy Niineorg      /allkirjastatud digitaalselt/  
/allkiri/                                      15. mai 2023. a

**Juhendaja:** Raimo Simson      /allkirjastatud digitaalselt/  
/allkiri/                                      15. mai 2023. a

**Juhendaja:** Alo Mikola              /allkirjastatud digitaalselt/  
/allkiri/                                      15. mai 2023. a

**Konsultant:** Teet Kullas              /allkirjastatud digitaalselt/  
/allkiri/                                      15. mai 2023. a

**Programmijuht:** ..... ".....".....201....a  
/allkiri/

*Kinnise kaitsmise ja/või lõputöö avalikustamise piirangu tingimused formuleeritakse pöördel*

# SISUKORD

EESSÕNA .....	8
SISSEJUHATUS .....	9
1. KIRJANDUSE ÜLEVAADE .....	11
2. UURIMISTÖÖ TAUST .....	13
2.1 Külmhooned.....	13
2.2 Külma tootmise viisid .....	14
2.2.1 Kompressorkülmajaam.....	15
2.2.2 Absorptsioonjahutusseadmed.....	16
2.2.3 Alternatiivne külma tootmine .....	17
3. TEOREETILISED ALUSED .....	19
3.1 Süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama eripärad .....	19
3.1.1 Kaskaadsüsteem .....	20
3.1.2 Transkriitiline booster süsteem.....	21
3.2 Puu- ja juurvilja hoidlate ventileerimine.....	23
3.3 Elektrienergia paindlikkusteenus.....	24
4. METOODIKA.....	25
4.1 Uuritav hoone .....	25
4.1.1 Ruumide jaotus.....	26
4.1.2 Tehnosüsteemid.....	27
4.1.3 Vabasoojused, töögraafikud, kaubakäive .....	28
4.1.4 Piirdetarindid .....	29
4.2 Simulatsioonid.....	30
4.3 Toiduainetest eemaldatav soojusenergia .....	32
4.4 Laadimisdoki infiltratsioon.....	34
4.4.1 CELVO mudel.....	34
4.4.2 Võrreldav uuring ja selle modelleerimine .....	37
4.5 Infiltratsioon läbi siseuste .....	41
4.6 Külmajaam ja aurustid .....	41
5. TULEMUSED JA ANALÜÜS .....	44
5.1 Laadimisdoki infiltratsioonimudeli kalibreerimine.....	44
5.2 Arvutuslik jahutuskoormus.....	45
5.2.1 Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine .....	46
5.2.2 Sügavkülm .....	52
5.3 Ventilatsioonivajaduse hindamine .....	53
5.4 Energiatarve .....	55
5.4.1 Tarnitud elektrienergia tagamine päikesepargiga .....	57
5.5 Külmajaama aastase perioodi jahutustegur .....	58
5.6 Jääksoojus külmajaamast .....	59
5.6.1 Jääksoojuse kasutamine laohoones.....	61
5.7 Elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali hindamine.....	63
KOKKUVÕTE .....	66
SUMMARY.....	68

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU .....	70
.....	

## EESSÕNA

Magistritöö idee tuli ettevõttelt, kelle igapäevatööks on tehnoloogiliste jahutussüsteemide projekteerimine ja ehitamine. Selles valdkonnas nähakse simulatsioonitarkvara kasutamisel potentsiaali, kuid siamaani pole seda praktikas kasutatud. Töös leitakse ja analüüsitakse oluliste komponentide mõju külmoone tehnoloogilisele jahutuskooormusele ja energiatarbimisele. Lisaks leitakse süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama jääksoojuse hulk ja analüüsitakse selle kasutamise võimalusi. Tuginedes saadud tulemustele hinnatakse külmoone elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali. Töö tehakse planeeritava külmoone põhjal, kus keskendutakse rohkem standardsematele ruumidele.

Töö autor tänab juhendajat Raimo Simsonit ja kaasjuhendajat Alo Mikolat konstruktiivse tagasiside ja heade mõtete eest. Lisaks tänab autor konsultanti Teet Kullast erialaspetsiifiliste küsimuste kiires nõustamises.

Võtmesõnad: tehnoloogiline jahutus, jahutuskooormus, paindlikkus, IDA ICE, jääksoojus.



## SISSEJUHATUS

Tänapäevane toiduainete tarnesüsteem ei ole asukohapõhine. See tähendab, et poelettidelt inimeste tarbimisse jõudvatest toiduainetest suur osa ei ole kodumaine ja on enne poodi jõudmist läbinud pika teekonna. Pikkade tarneahelate tõttu on toidu säilitamiseks mõeldud välja erinevaid lahendusi, millest peamine on nende hoiustamine ja transportimine kindlate temperatuuride ja teiste õhuparameetrite juures. Vähendades toiduainete temperatuuri, pikeneb nende säilivusaeg oluliselt [1]. Külmhoonetes aastaringselt madalate temperatuuride hoidmine on energiamahukas ja sel on suur mõju keskkonnale. Seetõttu on selliste hoonete kavandamisel oluline analüüsida eri variante, vähendamaks hoone energiakasutust ja seeläbi ka mõju keskkonnale.

Traditsiooniliselt külmatootmisseadmetes kasutusel olnud külmaained on globaalse kliimasoojenemise ja osoonikihi vähenemise üheks suureks põhjuseks. Selle tõttu on paljud riigid ratifitseerinud eri külmaainete kasutamist piiravaid protokolle. Näiteks piiratakse Kyoto ja Montreali protokollis külmaainete kasutamist, millel on kõrge globaalse kliimasoojenemise potentsiaal [2] [3]. Süsihappegaasi (CO<sub>2</sub>) hakati külmatootmisseadmetes kasutama juba kümneid aastaid tagasi, kuid selle füüsikaliste iseärasuste tõttu olid esialgsed süsteemid kulukad ja süsteemis oleva kõrge rõhu tõttu ka ohtlikud [4]. Seadusandlusest tingitud suunitlused on innustanud teadlasi välja arendama tehnoloogiaid, mis võimaldaks looduslikke külmaaineid efektiivsemalt ja ohutumalt kasutusele võtta.

Magistritöös leitakse ja hinnatakse kavandamisjärgus oleva toiduainete käitlemisega tegeleva logistikahoone tehnoloogilist jahutuskoormust ja analüüsitakse põhiliste komponentide mõju sellele. Kasutades Eesti energiaarvutuse baasaasta kliimaandmeid, leitakse tehnoloogilise jahutussüsteemi netoenergiatarve. Jahutuskoormuse ja netoenergiatarbe leidmiseks tehti dunaamilisse simulatsioonitarkvarasse IDA ICE hoonest mudel. Lisaks leitakse analüüsitava hoone põhjal süsihappegaasil (CO<sub>2</sub>) töötava kompressorkülmajaama sesoonne jahutustegur ja analüüsitakse jääsoojuse kasutamise võimalusi.

Kirjanduses on vähe viiteid, kuidas kasutada simulatsioonitarkvara tehnoloogilise jahutuskoormuse ja energiatarbe leidmiseks. Töodes, kus seda on tehtud, on jäetud arvestamata olulised komponendid, nagu näiteks infiltratsioon läbi laadimisdokkide. Leidmaks infiltratsiooni läbi laadimisdokkide ja veoauto vahele jäävate lekete, võrreldakse IDA ICE simulatsioonitarkvaras kasutatavat matemaatilist mudelit uuringuga ja teoreetilise valemiga. Ameerika kütte-, külmutus- ja kliimaseadmete inseneride (ASHRAE) pakutud laadimisdoki infiltratsiooni arvutamise valem jätab

hinnangulise parameetri kasutaja valida. Selle tõttu võivad saadud tulemused oluliselt erineda ega pruugi anda olukorrale korrektset hinnangut.

Riigi seadusandlus ei kohusta praegu hoone energiatõhususe arvutamisel arvestama tehnoloogilisi süsteeme [5]. Selle tõttu erineb hoone tegelik energiatarve oluliselt arvutuslikust ja annab kasutajale teatud juhtudel väär informatsiooni. Simulatsioonitarkvara kasutamine võimaldab täpsemini hinnata hoone soojuskoormust ja energiatarbimist, tänu millele saab hoone kasutaja parema ülevaate eesootavatest reaalistest energiakuludest. Samuti annab see võimaluse hinnata külmajaamast tekkivat jääksoojust ja planeerida selle kasutamist.

Magistritöö eesmärgid on:

- leida ja analüüsida simulatsioonidele tuginedes laadimisdokkide infiltratsiooni, ventilatsiooni ja transporditavate toiduainete mõju tehnoloogilisele jahutuskoormusele;
- leida tehnoloogilisest jahutusest tuleva jääksoojuse hulk aastas ja analüüsida selle kasutamise võimalusi;
- hinnata elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali külmhoonel.

# 1. KIRJANDUSE ÜLEVAADE

Utage, Mali ja Kadami tegid Sinhgadi ülikoolis töö, milles kasutatakse tarkvara EnergyPlus, et simuleerida külmhoone jahutuskoormusi ja energiatarbimist [6]. Analüüsitav hoone asub Indias ja tulemused näitavad, et läbi simulatsioonitarkvara on võimalik edukalt leida külmhoone jahutuskoormusi. Töös analüüsitakse põhjalikumalt isolatsioonikihi materjali muutmise mõju jahutuskoormusele ja energiatarbimisele. Simulatsiooni lihtsustamiseks kasutatakse otseaurustusega ventilaatorkonvektoreid. Simulatsioonitarkvara kalibreeriti vastavalt reaalsele näidishoone andmetele, mida salvestati iga tunni tagant. Tulemused näitavad, et asendades 150 mm paksuse vahtpolüstüreeni (EPS) soojustuskihi 100 mm paksuse polüuretaanvahuga (PUR-vaht), vähendatakse suvise arvutuspäeva jahutuskoormust 9,78%. Simulatsioonimudelis on jäetud arvestamata kauba laadimise tõttu uste avamine, mis võib tähendada märkimisväärset erinevust seadme hetkelise maksimaalse võimsuse leidmiseks, sest tekkinud külmakadu on vaja kompenseerida [7]. Hoone asub Indias, mille väliskliima on võrreldes Eestiga täiesti erinev.

Tähelepanuväärne on ka külmatootmisest tekkiv jääksoojus ja selle efektiivne kasutamine. Eesti Maaülikoolis Meieri koostatud bakalaureusetöös uuriti AS Nõo lihatööstuse jahutusseadmete heitsoojuse kasutust ja arutati välja heitsoojussüsteemi kasutamise tasuvusaeg [8]. Toiduainete käitlemisega tegelevatel ettevõtetel on ruumide temperatuuride osas väga kindlad nõudmised. Ruume on vajalik jahutada ka talvel, seega tekib heitsoojust ka külmal perioodil. Hoones on kokku 8 jahutusseadet ja 1 suruõhukompressor koguvõimsusega 959 kW (vt tabel 1.1).

Tabel 1.1. Kompessorseadmete tehnilised andmed ja teenindusalad [8]

Süsteemi tähis	Teenindusala	Mudel, tootja	Jahutusvõimsus kW	Külmaine
KM1	tootmisruumide jahutus +7 °C	RTWB 214, Trane	389	R134a
KM2	tootmisruumide jahutus +7 °C	RTWB 211, Trane	302	R134a
SÕ1	suruõhukompressor	VS 37, Gardner Denver	37	
SK1	sügavkülm -18 °C	AU-LR1202700A, Refra	11	R404a
TK	tootmisruumide jahutus +4 °C	AU-MR1302500A, Refra	28	R404a
KK1	kiirkülmutus -30 °C	AU-LR1203300A, Refra	11	R404a
KK2	kiirkülmutus -30 °C	AU-LR1203300A, Refra	11	R404a
KJLP1	tootmisruumide jahutus		80	R404a
KJLP2	tootmisruumide jahutus		90	R404a
Kompessorseadmete võimsus kokku:			<b>959</b>	

Tasuvusaja leidmiseks teisendati heitsoojussüsteemi poolt toodetud energiahulk vedelkütuseks. Hoone esialgne kütteallikas oli õlikatel ja sellega võrreldes tasuks heitsoojussüsteemi ehitamine ennast ära 2,28 aastaga. Võrreldes kaugküttega oleks tasuvusajaks 3,14 aastat. Nii kiire tasuvusajaga on 180 000 € suurune investeering heitsoojussüsteemi kindlasti tulevikus positiivselt märgata ka ettevõtte kasumiaruandest.

Easti, Jeffery ja Clelandi Uus-Meremaal tehtud uuringus analüüsiti kahe eri kaubalaadimise doki infiltratsiooni õhuvooluhulka [9]. Selle jaoks kasutati märkegaasi meetodit [10]. Esimese (A) uuritava hoone osa pindala on 500 m<sup>2</sup> ja sellel on 5 laadimisdokki, 1 tavaline välisukse ja 3 siseust. Teise (B) uuritava hoone osa pindala on ca 1100 m<sup>2</sup> ja sellel on 3 laadimisdokki, 4 tavalist välisust ja 3 siseust. Katsete tegemise jaoks mõõdeti esmalt infiltratsiooni õhuvooluhulk, kui kõik ukсед ja laadimisdokid olid suletud, ja seejärel korrati mõõtmist, avades analüüsitava laadimisdoki. Mõõtmiste käigus leiti infiltratsioon täiesti avatud laadimisdokile; avatud laadimisdokile, kui seal on veoauto sees; ja avatud laadimisdokile koos veoautoga, aga ilma kummist kaitselabadeta. Kõigi juhtude puhul võrreldi saadud tulemusi ka teoreetiliste valemitega. Vertikaalsete avade puhul kasutati Tamme loodud valemit [10] ja horisontaalsete avade puhul kasutati õhu tiheduste vahest tekkiva õhuvoolu arvutusmeetodikat. Leiti, et neid valemiteid kasutades on teoreetilise ja mõõdetud õhuvooluhulkade erinevus kuni 60%. Kasutades laadimisdokis kummist kaitselabasid, on võimalik õhu infiltratsiooni vähendada 65%.

Tuginedes varasematele uuringutele, on selgelt näha suurt potentsiaali külmhoonete jahutuskoormuse ja energiatarbimise simuleerimises projekteerimise faasis. Eesti praktikas ei ole seda siiani väga palju kasutatud. Peamisteks põhjusteks võivad olla nii piisava kompetentsi puudumine tööjõu näol kui ka otsese kohustuse puudumine seda teha. Arvestades praegust energiakriisi ja Euroopa plaane rohepöördeks, on oluline külmhoone jahutuskoormust ja energiatarbimist võimalikult täpselt analüüsida [11] [12]. See annab võimaluse süsteeme paremini optimeerida ja külmajaamast tekkivat jääksoojust ära kasutada.

Autorile teadaolevalt ei ole varem simulatsiooniprogrammi kasutades Eesti kliimavööndis asuva külmhoone jahutuskoormusi ja netoenergiatarbimist leitud. Varasemas uuringus, mis on tehtud Indias, on küll kasutatud simulatsiooniprogrammi, kuid arvestamata on jäetud infiltratsioon läbi laadimisdokkide. Sõltuvalt hoone ehitusest võib see olla üheks peamiseks soojuskoormuse allikaks, mistõttu pakutakse magistritöös välja lahendus selle simuleerimiseks IDA ICE tarkvaras.

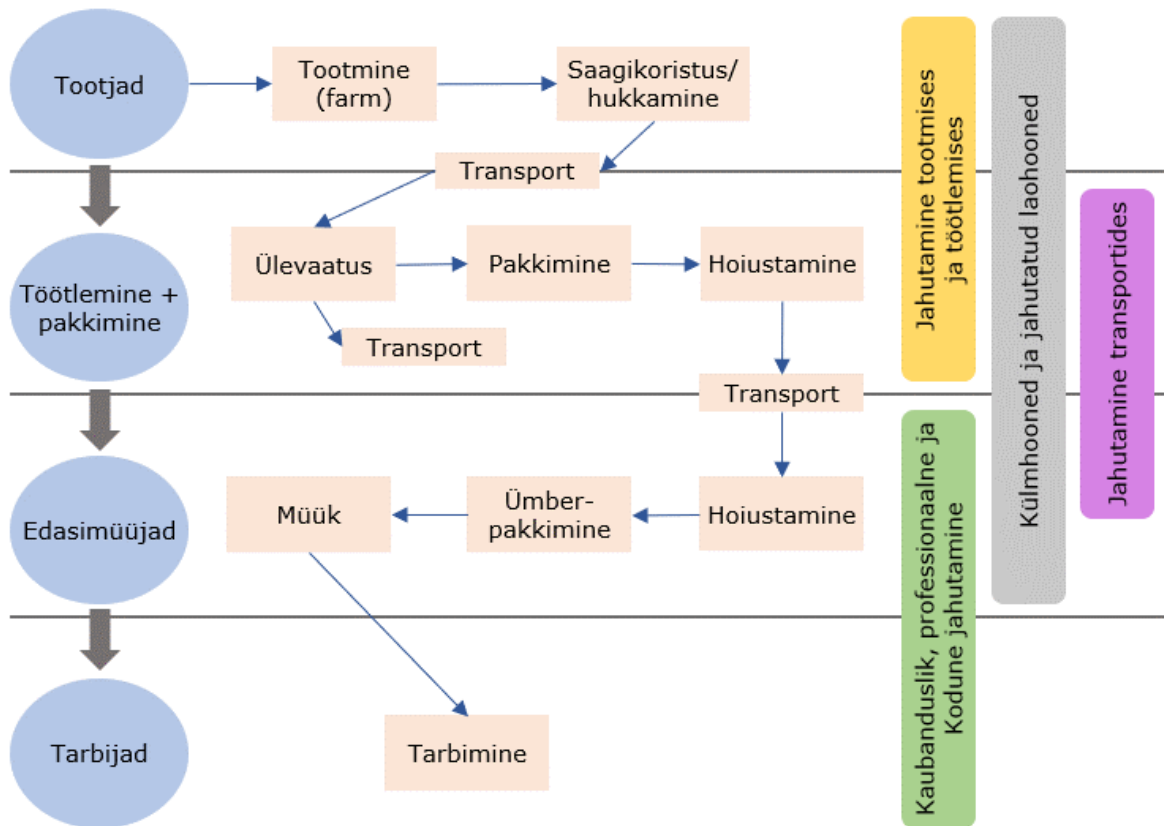
## **2. UURIMISTÖÖ TAUST**

Teadlikkuse suurenemine energiatarbimisest ja kliimamuutustest on suurendanud elamu- ja tööstusvaldkondade soovi vähendada nende tekitatavaid kasvuhoonegaase. Külmatootmis- ja konditsioneerimisseadmed tervikuna tarbivad umbes 17% kogu toodetavast elektrienergiast [13]. Umbes 20% külmutusseadmete kliimasoojenemise mõjust tuleb freoonide lekkimisest atmosfääri ja 80% süsteemide tarbitavast elektrienergiast, kui see on toodetud fossiilsetest kütustest [13]. Selle tulemusena on jahutus- ja külmutussüsteemides hakatud üha enam kasutama külmaainena loodusõbralikumat süsihappegaasi (CO<sub>2</sub>) [14].

Külmhooned tarbivad võrreldes tavahoonetega oluliselt rohkem energiat, sest seal on vaja aastaringselt tagada väga madalad temperatuurid [15]. Sõltuvalt külmhoone arhitektuurilisest lahendusest moodustab tehnoloogiline jahutussüsteem kogu energiatarbest 60–70% [15]. Arhitektuurilise lahenduse all peetakse silmas, kas hoone on ainult külmhoone või on seal ka näiteks büroopinnad. Sõltuvalt nende omavahelisest suhtest muutub ka tehnoloogilise jahutussüsteemi energiatarbe osakaal, kuid see moodustab endiselt suure osa kogu hoone energiatarbimisest.

### **2.1 Külmhooned**

Külmhooned on toiduainete rahvusvahelises tarneahelas üks põhilisematest komponentidest (vaata joonis 2.1). Alates hetkest, mil puu- või köögivilj korjatakse või loom hukatakse, hakkab see riknema. Vähendades toiduaineid hoiustatavas ruumis temperatuuri, saab aeglustada nende metabolismi ja seeläbi ka riknemist [16].



Joonis 2.1 Külmutust vajavate toiduainete tarneahel [17]

Külmuhoonetes võidakse lisaks toiduainetele hoida ka näiteks ravimeid, kosmeetikat ja kemikaale [18]. Hoonetes on spetsiifilised nõuded õhu temperatuuri, niiskuse ja ventilatsiooni kohta, et säilitada ladustatavate toodete värskus ja kvaliteet. Tulenevalt planeedi rahvastiku kasvust, suurenenud toidutarbimisest ja aina rangematest nõuetest toiduainetele on nõudlus külmuhoonete järele olnud pidevas kasvutrendis [19]. Ennustatakse, et inimeste arv maailmas jõuab 2050. aastaks 9,7 miljardini, kes kõik vajavad söömiskõlbulikku toitu [16].

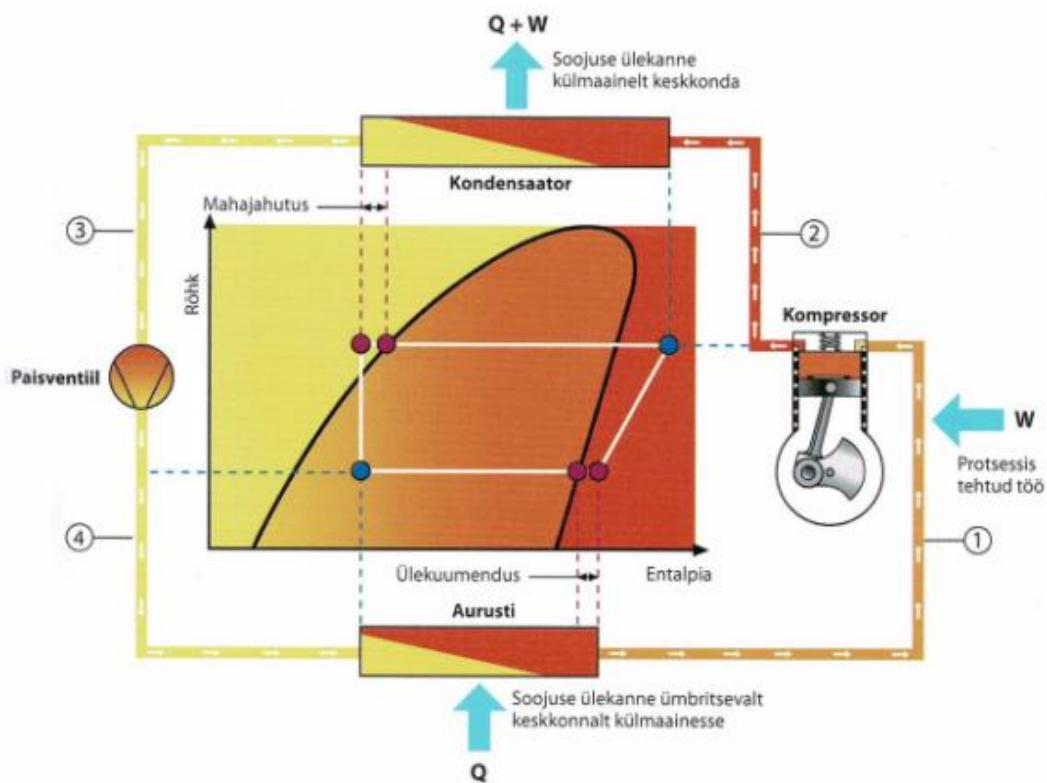
## 2.2 Külma tootmise viisid

Antiikajal, enne mehaaniliste külmatootmise viiside leiutamist, transporditi mägedest või külmunud järvede juurest suured jäätükid linnadesse. Jäätükkide ja toidu pikemaks säilitamiseks kaevati need maasse ja kaeti puidu ning põhuga. Sellisel viisil toiduainete jahutamist kasutati põhiliselt kuni 20. sajandini ja mõnedes üksikutes kohtades kasutatakse siiani [20]. Tuhandeid aastaid tagasi leiutati ka esimesed jahutussüsteemid, kus kasutati ära vee aurustumise tõttu tekkivat temperatuurilangust. Sellised süsteemid olid kasutusel näiteks Iraanis, kus õhk juhiti üle veekanalite majadesse [21]. John Gorrie ehitas 1842. aastal ühe esimestest gaasi komprimeerimisel

töötavatest külmutusseadmetest ja pani sellega aluse tänapäevastele teadmistele külma tootmisel [22].

### 2.2.1 Kompresorkülmajaam

Külmutusseadmete töö põhineb ringprotsessil, kus soojust kantakse madalama temperatuuriga keskkonnast kõrgema temperatuuriga keskkonda. Sellistes süsteemides on soojuskandjaks külmaaine. Protsessi käigus muutub külmaaine olek vedelast gaasiliseks [23]. Külmutusseadme tööpõhimõte on leitav joonisel 2.2, kus on välja toodud ka külmaaine olekud protsessi eri osades. Külmutusseadmetes ja soojuspumpades on vähemalt neli komponenti: kondensaator, paisventiil, aurusti, kompressor.



Joonis 2.2 Külmutusseadme ringprotsessi tööpõhimõte [23]

Ringprotsessi selgitus [24] [23]

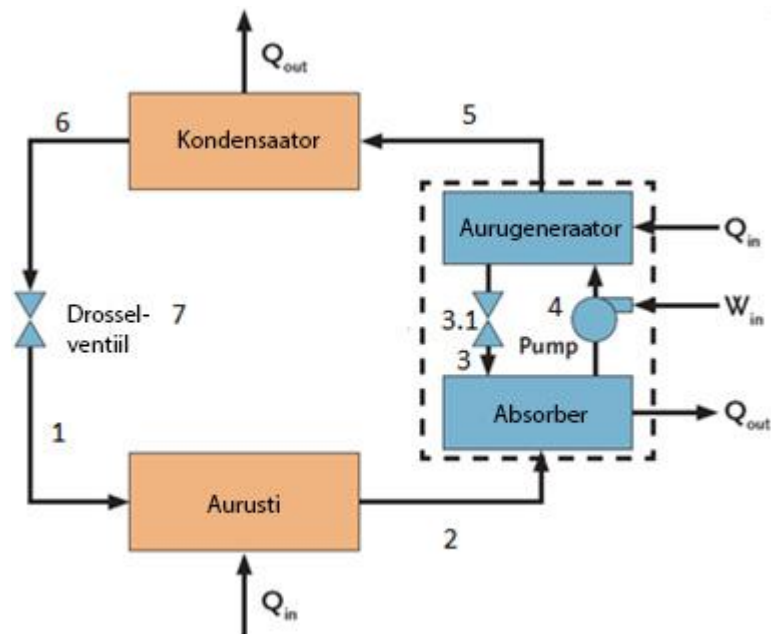
1. Aurustist võetakse jahutada soovitavalt keskkonnalt soojusenergia, mille abil aurustatakse aurustisse sisenev külmaaine gaasiliseks. Aurustist väljub gaasilises olekus külmaaine.
2. Gaasilises olekus külmaaine komprimeeritakse kompressoriga, mille tulemusel tõusevad külmaaine temperatuur ja rõhk. Külmaaine on ülekuumendatud gaasilises olekus.

- Pärast komprimeerimist suunatakse külmaaine kondensaatorisse, kus see loovutab soojust ümbritsevale keskkonnale ja seeläbi kondenseerub. Kondensaatorist väljub kõrge rõhu all olev vedelas olekus külmaaine.
- Kondensaatorist suunatakse külmaaine edasi paisventiili, kus tema rõhk ja temperatuur oluliselt langevad. Edasi suunatakse madalatemperatuuriline osaliselt aurustunud külmaaine aurustisse.

### 2.2.2 Absorptsioonjahutusseadmed

Paljude tööstuslike protsesside tegevusest tekib kõrgetemperatuurilist üleliigset soojusenergiat. Tihti juhitakse see lihtsalt keskkonda. Kasutades absorptsioonjahutusseadet, on võimalik kompressori asemel kasutada külmaaine temperatuuri tõstmiseks üleliigset soojust [25]. Näiteks Rootsis on osa absorptsioonsüsteeme ühendatud kaugküttevõrku, kus sooja saadakse prügi põletamisest. Prügi põletades tekib suvekuudel palju üleliigset ja odavat soojust [26].

Absorptsioonjahutusseadme tööpõhimõte sarnaneb kompressorseadmete omaga, ainult et kompressor on asendatud absorbeerimise, aurugeneraatori ja pumbaga (vaata Joonis 2.3). Tihti kasutatakse absorbendiks vett ja külmaaineks ammoniaaki [27]. Vee keemispunkt on 100 °C ja ammoniaagil -33 °C [28].



Joonis 2.3 Absorptsioonjahutusseadme töösükkel [27]

Absorptsioonjahutusseadme selgitus [29] [30]

- Väga külm, vedeliku kujul külmaaine (nt ammoniaak) tuleb paisventiilist ja siseneb aurustisse.



2. Aurustist läbi liikudes võtab ammoniaak ümbritsevast keskkonnast soojust ja muutub seetõttu gaasiliseks ning liigub edasi absorberisse.
3. Absorberis lisatakse gaasilisele ammoniaagile läbi paisventiili (3.1) aurugeneraatorist tulev madala ammoniaagi kontsentratsiooniga vesilahus. Absorberis toimub kondenseerumine ehk absorptsioon. Kondenseerumise käigus eralduv soojus ( $Q_{out}$ ) juhitakse eemale, et mitte vähendada ammoniaagi neeldumisvõimet.
4. Pumbaga suunatakse kõrgema ammoniaagi kontsentratsiooniga vedelik aurugeneraatorisse. Paisventiil (3.1) hoiab muutumatuna eri keemistemperatuuridega komponentide kontsentratsiooni.
5. Aurugeneraatoris aurustatakse segust välja ammoniaak, mis suunatakse kondensaatorisse. Aurugeneraatoris kasutatakse välist soojusenergiat ( $Q_{in}$ ).
6. Kondensaatoris jahutatakse ülekuumendatud aur maha, kus see kondenseerub ja muutub vedelikuks.
7. Paisventiilis alandatakse kõrge rõhu all oleva ammoniaagi rõhku, mille tulemusena langeb ka selle temperatuur.

Külmhoone tehnoloogilise jahutuskoormuse osaliseks tagamiseks sobiks absorptsioonsüsteem, kui selle läheduses oleks näiteks tööstushoone, kus tekib aastaringselt palju jääsoojust. Külmhooned vajavad tehnoloogilist jahutamist ka jahedamate ilmadega ja see tähendaks, et lisaks absorptsioonjahutusseadmele tuleks kasutusele võtta ka teine tehnoloogia. Mitme seadme rajamine on kulukas ja selle tasuvus on problemaatiline.

### **2.2.3 Alternatiivne külma tootmine**

Tänu elektrilise ja soojusliku energia omavahelisele seotusele atomaarsel tasandil on võimalik soojuslikku energiat muuta otse elektriliseks energiaks ja vastupidi [31]. Elektrivoolu liikumine eri metallide liitmikes põhjustab ühes metallis temperatuurilangust ja teises -tõusu. Seda kutsutakse ka Peltieri efektiks. Praktikas nõuab see tugevat elektrivoolu ja seetõttu kasutatakse seda väikestes süsteemides sõjatööstuses, kosmoseteaduses ja laborites [32].

Magnetjahutus toimib tänu magnetokalori efektile, mille käigus osa ainete temperatuur muutub, kui seda magnetväljaga mõjutada [32]. Magnetkalori töösükkel on sarnane Carnot' tsükliga. Võrreldes magnetjahutust kompressoriga töötava külmajaamaga, ei

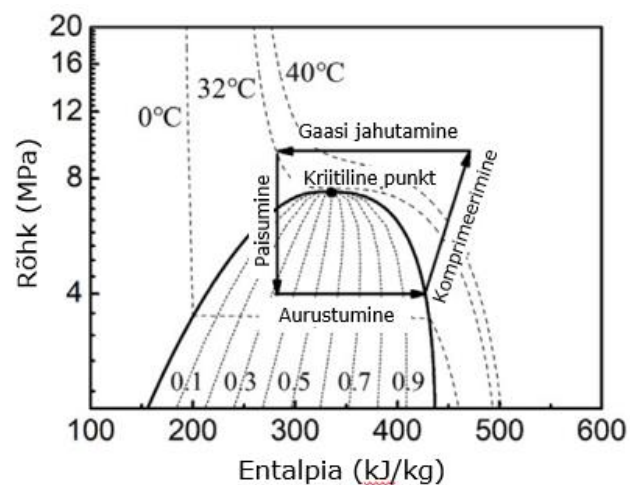
tõsteta süsteemis rõhku, vaid suurendatakse magnetvälja. See süsteem ei ole siia maani laialdast kasutust leidnud [33].

Aurustusjahutus on soojus- ja massiülekanne protsess, mis kasutab aurustumist õhu jahutamiseks. Selle tulemusena antakse suur hulk soojusest ära õhult veele, tänu millele õhutemperatuur langeb. Sellised süsteemid on laialdasemalt kasutusel Lõuna-Euroopas, sest nende jõudlus tõuseb õhutemperatuuri kasvamisega ja niiskuse langemisega [34].

### 3. TEOREETILISED ALUSED

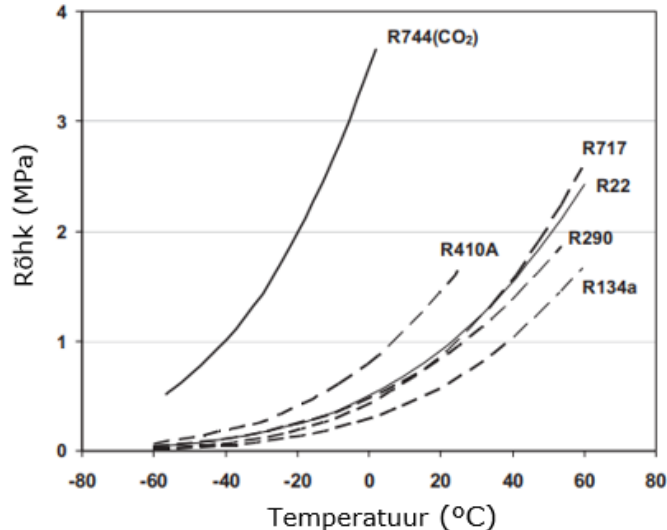
#### 3.1 Süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama eripärad

Tavapärase külmaainetega töötavate süsteemide puhul, nagu näiteks R22, R410A, R134a, toimub ringprotsess allpool kriitilist punkti (vaata joonis 2.2). Süsihappegaasi (R744) ringprotsess võib toimuda nii sub- kui transkriitilises osas. Transkriitiline protsess tähendab, et komprimeeritud gaasi jahutamine toimub ülevalpool kriitilist punkti, kus kondenseerumist ei toimu (vaata joonis 3.1) [35].



Joonis 3.1 Transkriitiline süsihappegaasi ringprotsess P-h diagrammil [35]

Sellise süsteemi puhul tõuseb süsihappegaasi rõhk pärast komprimeerimist ligikaudu 100 baarini. Täpne rõhk pannakse paika vastavalt konkreetse süsteemi ülesehitusele ja vajadustele. Võrreldes teiste külmaainetega ei ole selline rõhk tavaline ja nõuab kõigilt süsteemi komponentidelt erilist vastupidavust. Eri külmaainete sõltuvus temperatuurist on välja toodud joonisel 3.2 [36].



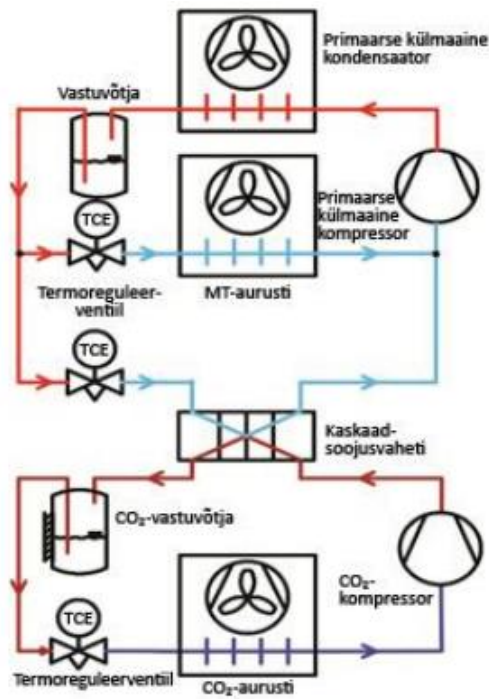
Joonis 3.2 Eri külmaainete rõhu sõltuvus temperatuurist [36]

Süsihappegaasi külmaainena kasutamise peamisteks eelisteks on [37]:

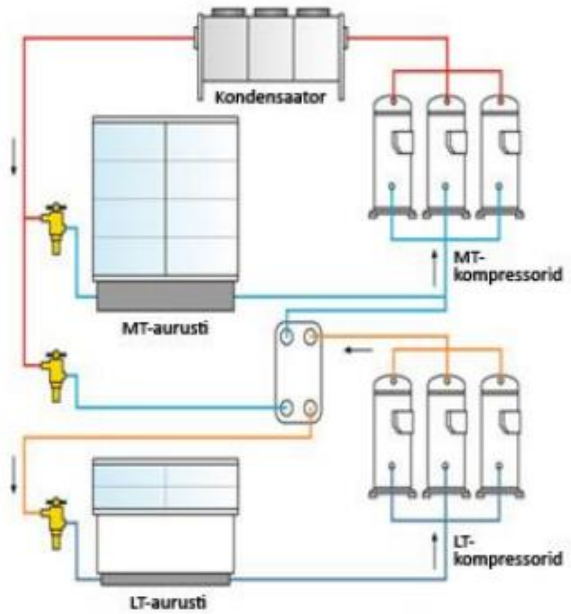
- GWP väärtus on võrdne ühega;
- vähetundlik rõhukaole, sest töötab kõrge rõhu juures;
- väga madal viskoossus;
- kõrge rõhu juures kõrge soojusülekanne tegur;
- kõrge soojusmahtuvus kõrgetel temperatuuridel;
- madal kompressioonirõhu suhe suurendab mahtvuslikku efektiivsust ja lubab kasutada väiksema võimsusega kompressoreid;
- suur gaasitihedus ja vähene tundlikkus rõhukadudele võimaldab kasutada oluliselt väiksemate mõõtudega torustikku.

### 3.1.1 Kaskaadsüsteem

Kaheastmelisi kaskaadsüsteeme saab kasutada, et saavutada väga madalaid, kuni  $-50\text{ °C}$  temperatuure. Sellises süsteemis on kaks eraldi kompressorsüsteemi omavahel ühendatud läbi soojusvaheti, kus alumise astme külmaaine kondenseerumisest eralduva soojuse võtab endasse teises astmes aurustuv külmaaine. Mõlemas astmes võib külmaaineks kasutada süsihappegaasi, kuid üldjuhul valitakse erinevad külmaained, mis sobivad sellele temperatuurile. Alumise astme külmaaine on tavaliselt süsihappegaas (R744), ülemises astmes kasutatakse ammoniaaki (R717) [36].



Kaskaadsüsteem

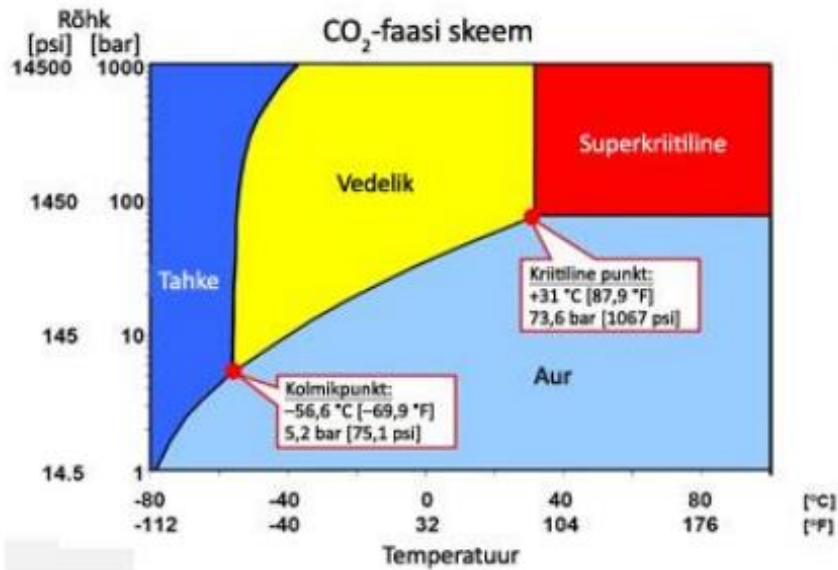


Joonis 3.3 CO<sub>2</sub> kaskaadsüsteem [37]

Kaskaadsüsteem on küll efektiivne, kuid leiab rohkem kasutust pigem soojema kliimaga riikides [36].

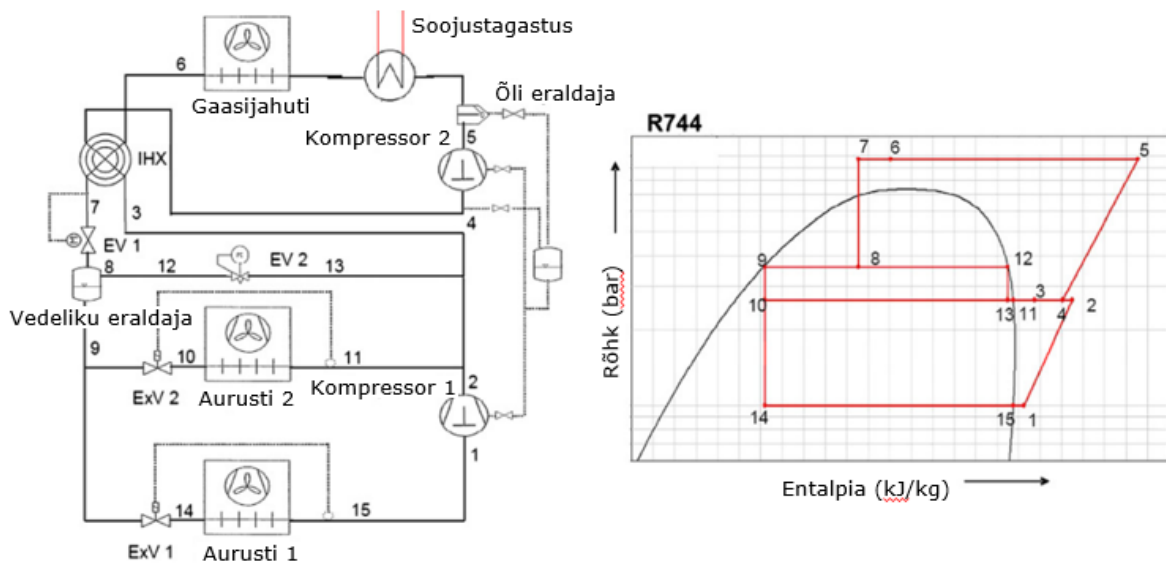
### 3.1.2 Transkriitiline booster süsteem

Külma kliimaga aladel peetakse paljulubavaks transkriitilist *booster*’iga süsteemi [37]. Need süsteemid on ülesehituselt lihtsamad ja odavamad kui kaskaadsüsteemid, kuid suudavad külmas kliimas saavutada sarnase efektiivsuse [38]. *Booster*-süsteemis vahetatakse kaskaadsüsteemis olev soojusvaheti ja alumise astme CO<sub>2</sub> vastuvõtja läbi vedelikueraldi välja otseühendusega madala temperatuuri (LT) ja keskmise temperatuuri (MT) süsteemi vastu.



Joonis 3.4 CO<sub>2</sub> faaside skeem p-T diagrammil [37]

Väga madalate temperatuuride saamiseks kasutatakse *booster*-kompressorit. Sellise süsteemi puhul kasutatakse külmaaina ainult süsihappegaasi.



Joonis 3.5 Otseaurustusega transkriitiline *booster*-süsteem [36]

Joonise 3.5 punktis 8 on näha vedelikueraldi, mis eraldab gaasi ja vedeliku kujul süsihappegaasi. Gaasilises olekus külmaaine (punkt 12) rõhk alandatakse rõhualandusventiilis (EV2) sobivaks kompressori 2 imipoolse jaoks. Sellega saab efektiivselt kontrollida rõhku vedelikueraldis. Vedelas olekus süsihappegaas (punkt 9) suunatakse jahutada soovitavates ruumides olevatesse aurustitesse, näiteks otseaurustusega ventilaatorikonvektoritesse. Aurusti 2 teenindab kõrgema temperatuuriga ruume ja aurusti 1 madalama temperatuuriga ruume. Külmaaine rõhk ja sellega ka temperatuur alandatakse sobivaks aurusti ees olevate rõhualandusventiilidega (ExV1 ja ExV2). Kompressoriga 1 tõstetakse

madalatemperatuurilise külmaaine rõhk sobivaks vedelikueraldist ja aurustist 2 tuleva külmaaine rõhuga; selle segu tulemus vastab punktile 3. Sealt edasi soojendatakse külmaainet sisemises soojusvahetis (IHX) ja suunatakse kompressorisse nr 2 [36].

Selline süsteem leiab kõige rohkem kasutust toiduainete jaekaubanduses [36].

## 3.2 Puu- ja juurvilja hoidlate ventileerimine

Ruumides, kus hoitakse puu- ja juurviljasid, on vajalik ventileerimine, sest nende seismisel tekivad eri gaasid. Lisaks ainevahetuse käigus tekkivale süsihappegaasile ja veeaurule toodavad nad etüleen. Etüleen on gaas, mis kiirendab puu- ja juurviljade küpsemist ning lagunemist ja vähendab oluliselt säilivusaega [39]. Seega on väga oluline hoida etüleeni kontsentratsioon õhus kontrolli all ja eraldada seda gaasi rohkem tootvad toiduained nendest, millel on selle toimele suurem mõju. Puu- ja juurviljadest eralduva etüleeni kogus on igal toiduainel erinev ja see sõltub temperatuurist. On teada, et kahjustatud toiduained eritavad märgatavalt rohkem etüleen kui terved toiduained [4].

Tabel 3.1 Etüleeni tootmise kogused erinevate tasemete juures [4]

<b>Etüleeni tootmise tase</b>	<b>Etüleeni tootmise kogus, <math>\mu\text{L}/(\text{kg} * \text{h})</math></b>
Väga madal	<0,1
Madal	0,1 kuni 1,0
Keskmine	1,0 kuni 10,0
Kõrge	10 kuni 100
Väga kõrge	>100

Tuntumatest toiduainetest toodavad etüleen kõige rohkem õunad, pirnid, banaanid, tomatid, avokaadod, melonid ja kiivid. Etüleenile kõige tundlikumad on banaanid, lehtköögiviljad, porgandid, kartulid, tomatid ja õunad. Näiteks küps avokaado toodab 20 °C juures vähemalt 100  $\mu\text{L}/(\text{kg} * \text{h})$  ja banaan 15 °C juures ligikaudu 5  $\mu\text{L}/(\text{kg} * \text{h})$  etüleen [40]. Täpsemad andmed eri toiduainete kohta puuduvad, kuid suurusjärgu ventilatsioonivajaduse hindamiseks saab teada. Soovituslik etüleeni tase ruumides, kus hoitakse puu- ja juurviljasid, on 1 mg/kg [4]. Sellise kontsentratsiooni juures etüleen inimestele ohtu ei valmista ja süttimisohtlik ei ole.

### 3.3 Elektrienergia painedlikkusteenus

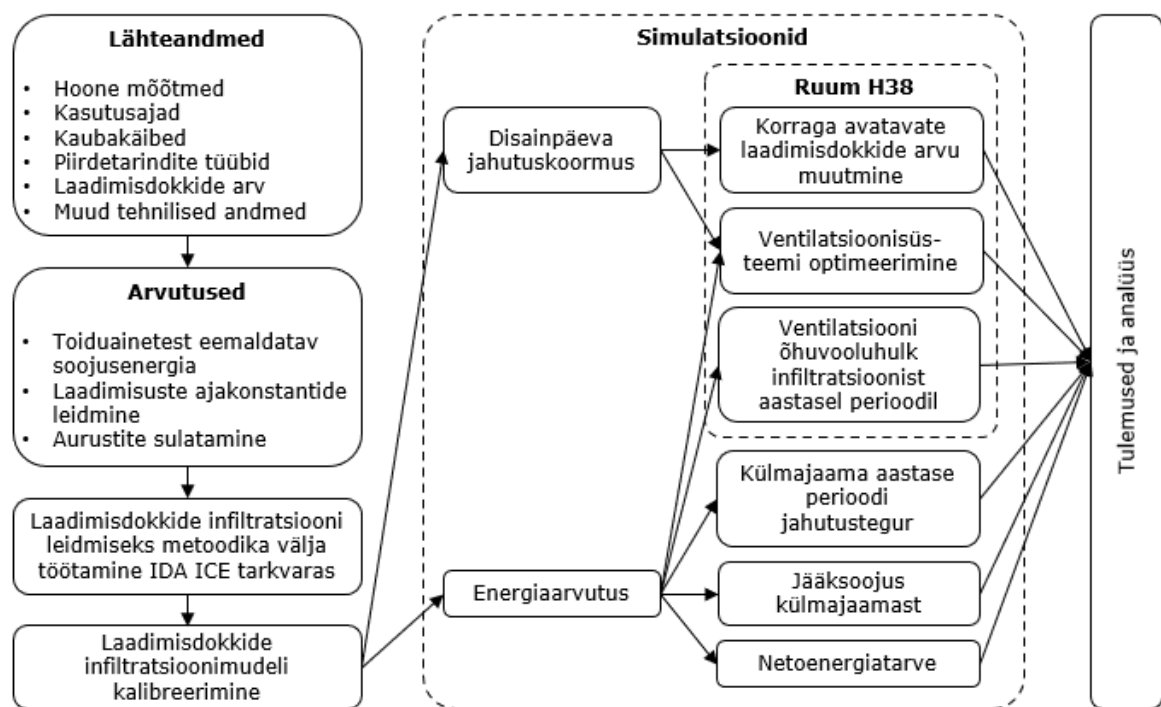
Taastuenergiaallikate lisamine elektrivõrku on kogumas ühe rohkem populaarsust. Selle tõttu küll elektrivõrkude mahud ja roheline energia osakaal kasvavad, aga stabiilsus langeb. Vastavalt energijäävuse seadusele peab elektrienergia võrgus olema tarbimine sama suur nagu on toomine. Taastuenergiaallikate lisamisega süsteemidesse suurendatakse ka tootmise ettearvamatus, teatud hetkel võib toodetav energiakogus ületada tarbitava koguse. Ettearvamatus on tingitud ilmast, näiteks päikesepeaistilise ja tuulise ilmaga toodavad nii päikese-, kui tuulepargid elektrienergiat. Tuulevaikse ja pilvise ilma korral on taastuenergiaallikate osakaal elektrisüsteemis palju väiksem. Tarbimise ja tootmise erinevuse kompenseerimiseks tuleks kasutada elektrisalvesteid, ilma nendeta ei suudeta tagada süsteemi toimimiseks sobilikku sagedusvahemikku. [41]

Taastuenergia suures mahus kasutamise jaoks on vaja tarkvõrkusid. Tarkvõrgud kasutavad süsteemi integreeritud tarbijaid, et tasakaalustada kõikuvat elektrienergiatootmist tarbimisega [42]. Põhiliselt kasutatakse selle jaoks suuri elektrienergiatarbijaid, näiteks tööstused ja külmhooned. Tarkvõrkudega liitujaid premeeritakse rahaliselt vastavalt nende panusele [43]. Külmhoonetes, kus on lubatud väikene temperatuurikõikumine, saab kompressorkülmajaama võimsust vähendada hetkedel, millal võrgu tootmisvõimsused on madalad ja ka vastupidi. Tootmisvõimsuse kasvades saab rohkem külma ette toota ja kasutada seda hiljem soojusinertsina.



## 4. METOODIKA

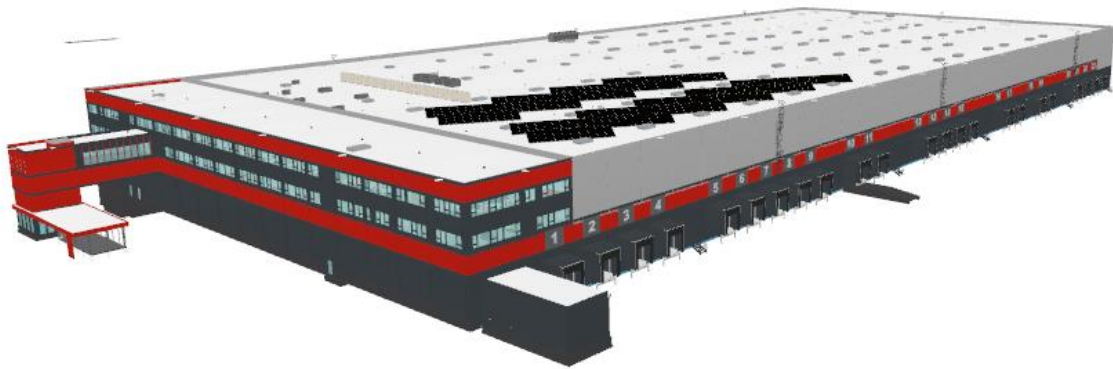
Uurimistöös uuritakse eri komponentide mõju külmhoone jahutuskoormusele. Selle jaoks võetakse aluseks planeeritav toiduainete käitlemisega tegeleva ettevõtte logistikahoone ja kasutatakse selle lähteandmeid. Kasutades simulatsioonitarkvara, leitakse disainpäeva jahutuskoormus ja Eesti kliima baasaasta põhjal netoenergia tarve. Uuritakse ventilatsioonisüsteemi vajadust laadimisdokkidega ruumis, leitakse külmajaama jahutustegur, hoone netoenergiatarve ja jääksoojuse hulk aastasel perioodil. Muutes eri parameetreid, analüüsitakse saadud tulemusi ja pakutakse lahendusi optimeerimiseks. Põhiliselt keskendutakse kahele standardsemale ruumile, et tulevikus oleks võimalik saadud tulemusi kasutada ka teiste sarnaste rajatavate hoonete puhul.



Joonis 4.1 Uurimistöö põhimõtteline skeem

### 4.1 Uuritav hoone

Analüüsitavaks hooneks on valitud toiduainete käitlemisega tegeleva ettevõtte logistikakeskus Saue vallas. Hoone on magistritöö koostamise hetkel projekteerimisjärgus ja ehitustöödega pole veel alustatud. Hoonet hakatakse kasutama peamiselt laohoonena, kus ladustatakse eri kaubagrupidesse kuuluvaid tooteid. Lisaks on hoones büroopinnad ning kulinaariatoodangu köök. Hoone arhitektuuriosa mudel on näha joonisel 4.2.



Joonis 4.2 Vaade hoone arhitektuuri osa mudelist

### 4.1.1 Ruumide jaotus

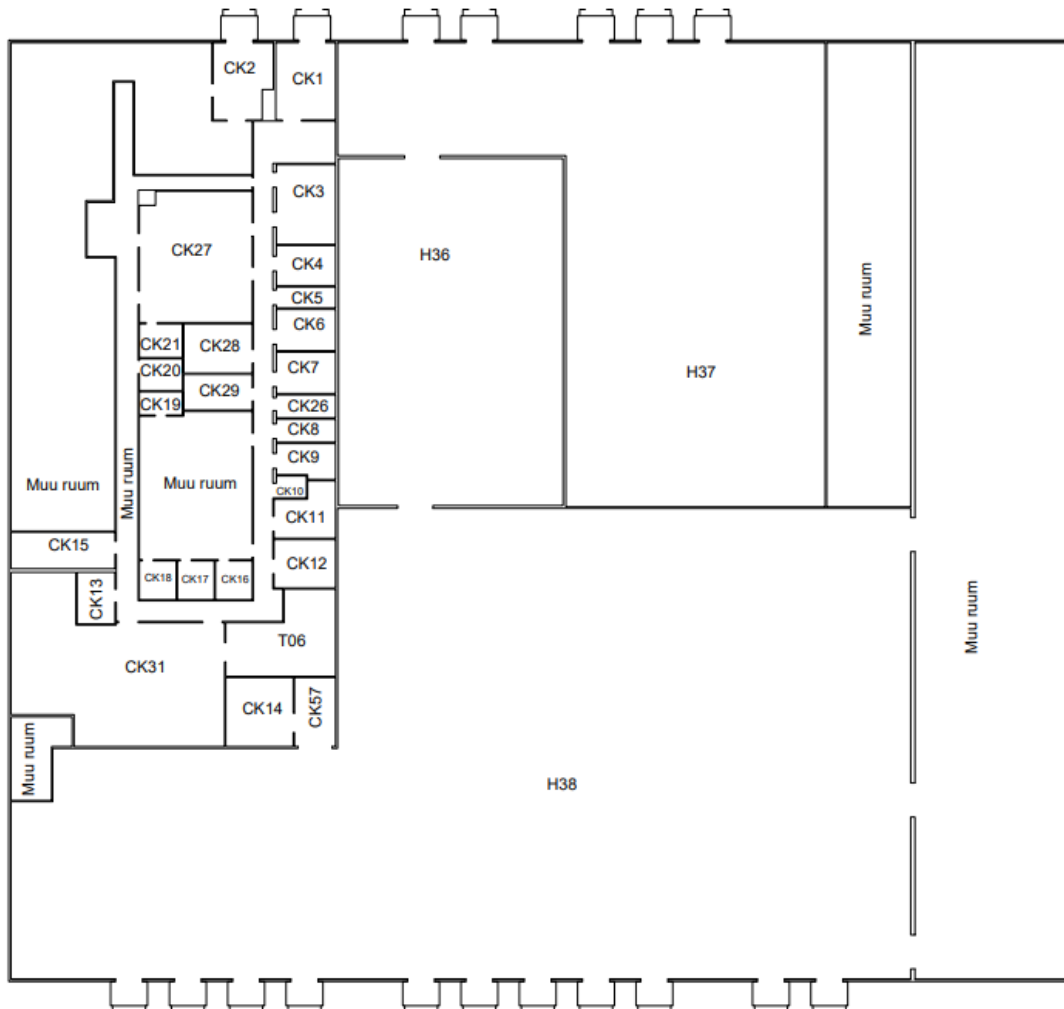
Põhihoone suletud netopind 24 888,2 m<sup>2</sup>, millest tehnoloogilist jahutus vajavate ruumide pindala on 7057,7 m<sup>2</sup> (vt tabel 4.1).

Tabel 4.1 Tehnoloogilist jahutust vajavate ruumide andmed

Nimetus	Ruumi nr	Temperatuur (°C)	Pindala (m <sup>2</sup> )
Laadimine 1	CK1	2	48,7
Laadimine 2	CK2	2	45,7
Külmkamber (puu- ja juurvili)	CK3	2	50,0
Külmkamber (piim)	CK4	0	25,0
Külmladu	CK5	2	13,3
Sügavkülm	CK6	-20	26,1
Sügavkülm	CK7	-20	26,0
Külmkamber (liha ja kala)	CK8	0	14,5
Külmkamber (liha)	CK9	0	21,0
Külmkamber (kala)	CK10	0	7,0
Külmladu (konservid)	CK11	2	30,4
Külmkamber (kuumkööök)	CK13	2	20,8
Külmladu (valmistoit)	CK14	2	49,1
Külmkamber (külmkööök)	CK15	2	40,2
Kiirjahutus	CK16	0	15,2
Kiirjahutus	CK17	0	15,2
Kiirjahutus	CK18	0	15,2
Külmkamber (kuumkööök)	CK19	2	10,4
Külmkamber (puu- ja juurvili)	CK20	2	14,5
Külmkamber (külmkööök)	CK21	2	15,5
Kiirsulatus	CK26	2	14,4
Külmkööök	CK27	14	154,5
Ettevalmistus (puu- ja juurvili)	CK28	14	35,9
Ettevalmistus (liha ja kala)	CK29	10	26,0
Pakendamine	CK31	14	290,7
Külmladu (valmistoit)	CK57	2	30,0
Sügavkülm	H36	-25	823,7
Külmladu (liha ja kala) laadimine	H37	0	1558,3

Nimetus	Ruumi nr	Temperatuur (°C)	Pindala (m <sup>2</sup> )
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38	2	3620,4

Joonisel 4.3 on näha lihtsustatud kujul hoone esimese korruse plaani väljavõtte ruumidest, kus on vaja tehnoloogilist jahutust.



Joonis 4.3 Tehnoloogilist jahutust vajavate ruumide plaan

## 4.1.2 Tehnosüsteemid

### 4.1.2.1 Soojusvarustus ja küte

Hoone soojusvarustus tagatakse kahe kondensatsiooni gaasikatlaga. Sooja toodetakse nii radiaatoritesse, põrandküttesse, ventilatsiooniseadmetesse, õhkkardinasse ja tarbevette, mille summaarseks soojuskoormuseks on 1133 kW.

Lisaks nähakse sügavkülmade põranda konstruktsiooni alumisse kihti ette põrandküte, et vältida hoonealuse maapinna külmumist.

#### 4.1.2.2 Ventilatsioon

Hoone varustatakse mehaanilise sissepuhke-väljatõmbeventilatsiooniga. Ventilatsiooni normatiivarvud on valitud kas vastavalt standardile või tellija lähteülesandele.

Tehnoloogilist jahutust vajavatest ruumidest ventileeritakse ainult mõnda (vt tabel 4.2). Teised ruumid kas ei vaja õhuvahetust või toimub piisav õhuvahetus läbi transpordiuuste. Puu- ja juurviljade ruumide õhuvahetus on võetud vastavalt tellija läheülesandele.

Tabel 4.2 Õhuvahetus tehnoloogilist jahutust vajavates ruumides

Nimetus	Ruumi nr	Õhuhulk, l/s		Pindala, m <sup>2</sup>
		SP	VT	
Külmkööök	CK27	+400	-400	154,5
Ettevalmistus (puu- ja juurvili)	CK28	+160	-160	35,9
Ettevalmistus (liha ja kala)	CK29	+80	-80	26,0
Pakendamine	CK31	+300	-300	290,7
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38	+1000	-1000	3620,4

#### 4.1.2.3 Jahutus

Selles osas peetakse silmas olme- ja bürooruumide jahutust ning ventilatsiooniõhu jahutamist, mis ei kuulu tehnoloogilise jahutuse alla.

Eelmainitud ruumide ja ventilatsiooniõhu jahutuskoormus on kokku 744,5 kW. Selle tagamiseks kasutatakse nii otseaurustusega *split* tüüpi ja kompressorkülmajaamasid.

#### 4.1.3 Vabasoojused, töögraafikud, kaubakäive

Külmhoonetes moodustavad olulise osa soojuskoormusest ka ruumides viibivad inimesed, valgustid, tehnilised seadmed ja transporditav või jahutatav kaup. Tabelis 4.3 ja 4.4 on välja toodud hoone soojuskoormust mõjutavad andmed. Lisaks on välja toodud kauba laadimise dokkide kasutamise andmed. Selle töö puhul ruumis paiknevate ventilaatorikonvektorite täpset valikut ei tehta, mistõttu võetakse nende elektrimootorite toodetavaks soojuskoormuseks 3 W/m<sup>2</sup> põrandapinna kohta. Ruumides H36–38 töötatakse ööpäevaringselt kolmes vahetuses, ülejäänud ruumides kahes vahetuses kell 06.00–22.00.

Tabel 4.3 Vabasoojused ja töögraafikud

Ruumi nr	Inimeste arv, tk	Valgustuse elektritarve, W/m <sup>2</sup>	Tõstukid		Tööaeg, h/24h
			Arv, tk	Max võimsus, W	
H36	5	6	4	2500	24
H37	9	6	8	2500	24
H38	25	6	22	2500	24
Ülejäänud	Vastavalt töökohtadele	6	-	-	16

Kogu tõstukite elektrimootorite maksimaalne võimsus ei muutu soojusenergiaks. Arvestades elektrimootorite kasuteguriks 0,8, muutub maksimaalsest võimsusest 20% soojusenergiaks ja ülejäänud kulub tõstuki liigutamiseks. Seega teame, et ühe tõstuki soojuseraldus ruumi on 500 W.

Tabel 4.4 Kaubakäive ja laadimised

Ruumi nr	Kauba iseloomustus	Käive, kg/24h	Laadimiste arv, korda/24h	Keskmine laadimisaeg, min
H36	Segakaup	15 000	640	0,5
H37	Liha ja kala	34 000	25	30
H38	Puu- ja juurvili	55 000	90	30

Lisaks on teada, et ruumides CK16–18, kus toimub kiirjahutus, on vajaliku jahutatava kauba kogus 2560 kg. Kõrgist tuleb sinna puder temperatuuril 90 °C, mis on 180 minutiga vaja jahutada temperatuurini 3 °C. Pudru soojuskoormuse arvutamiseks tehakse lihtsustus ja kasutatakse piima soojusfüüsikalisi omadusi.

Ruumi H36 kasutatakse tihedalt ja sellepärast on sinna ette nähtud õhkkardinad.

#### 4.1.4 Piirdetarindid

Tehnoloogilist jahutust vajavate ruumide sise- ja välisseinad tehakse *sandwich*-paneelidest. Põrandad valatakse betoonist ja kaetakse sobiva katematerjaliga, Kõikide tehnoloogilist jahutust vajavate ruumide põrandad on isoleeritud. Piirdetarindite soojustehnilised omadused on välja toodud tabelis 4.5. Seinte õhulekkearvuks projekteeritakse 2,0 m<sup>2</sup>/(h \* m<sup>2</sup>) @ 50 Pa.

Tabel 4.5 Piirdetarindite soojustehnilised omadused

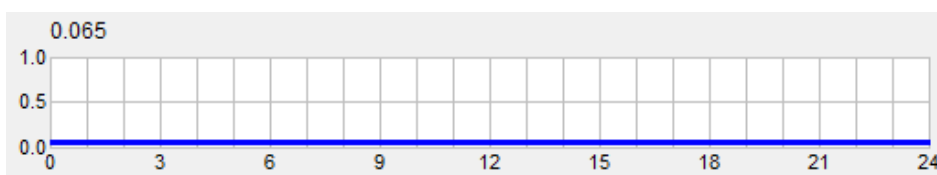
Nimetus	Soojusjuhtivus, W/m <sup>2</sup> * K
Välissein	0,16
Külmkamri sisesein	0,20
Põrand pinnasel	0,30
Põrand pinnasel, sügavkülm	0,22
Katuslagi	0,15

## 4.2 Simulatsioonid

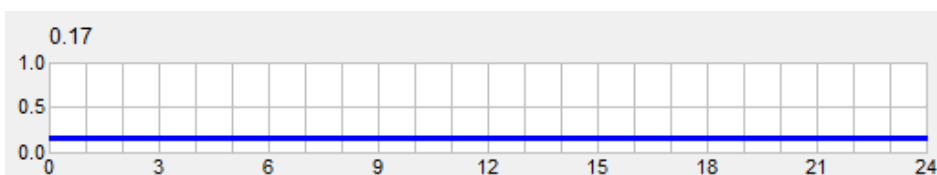
Logistikakeskuse tehnoloogilise jahutuskoormuse leidmiseks koostatakse IDE ICE 4.8 simulatsiooniprogrammis hoonest mudel. Seda kasutatakse jahutuskoormuse ja netoenergiatarbe leidmiseks. IDA ICE simulatsiooniprogramm võimaldab väiksemate detailide kasutajapoolset seadistust, avaldab enda tarkvaras kasutatavad matemaatilised valemid ja on sellepärast lähteülesandes seatud probleemide lahendamiseks usaldusväärne valik.

Hoone summaarse jahutuskoormuse leidmiseks kasutatakse IDA ICE tarkvara „Cooling load“ käsklust. Disainpäeva välisõhuparameetrid on +30 °C ja suhteline õhuniiskus 70%, need on valitud vastavalt standardile EVS 906 „Mitteeluhoonete ventilatsioon“ [44]. Öise aja minimaalne temperatuur on +19 °C. Tulenevalt Eesti kliimavööndist tehakse simulatsioon ainult mai-, juuni-, juuli- ja augustikuule. Jahutuskoormuse leidmiseks arvestatakse, et valgustuse, kaubakäibe ja personali kasutusaste on maksimaalne ning kauba laadimine toimub kõikidest dokkidest korraga.

Energiaarvutuste jaoks kasutatakse Estonian TRY kliimafaili ja „Energy“ tüüpi simulatsioone. Valgustuse, personali, kaubakäibe ja seadmete koormuseks arvestatakse 90%. Hoone kasutusaeg on vastavalt töögraafikule. Laadimisdokkide avamisgraafik ühtlustatakse ööpäevaseks, kasutades valemit 4.20. Laadimisdokkide lekete infiltratsiooni kohta on täpsemalt kirjutatud peatükis 4.4. Samasugust lähenemist kasutatakse ka siseuste puhul ja seda on kirjeldatud peatükis 4.5. Laadimisdokkide avamise ühtlustamise tõttu ei toimu ruumides äkilisi soojuskoormuse muutusi ja sellepärast kasutatakse simulatsioonis sammu 1 h. Laadimisdoki uste ja avade väärtused simulatsioonitarkvaras on näha joonistel 4.4 ja 4.5.



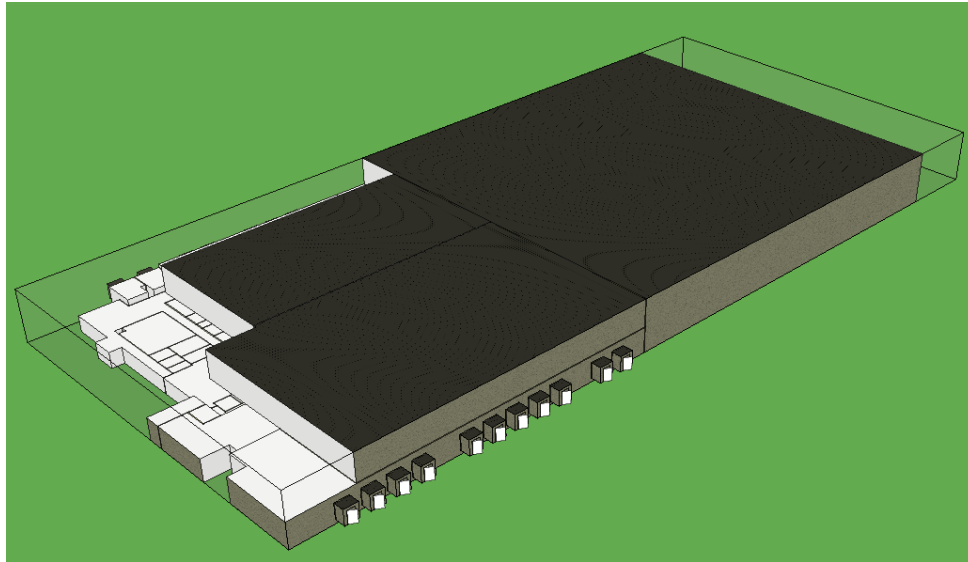
Joonis 4.4 Laadimisdoki välimise ava avamisgraafik simulatsioonitarkvaras



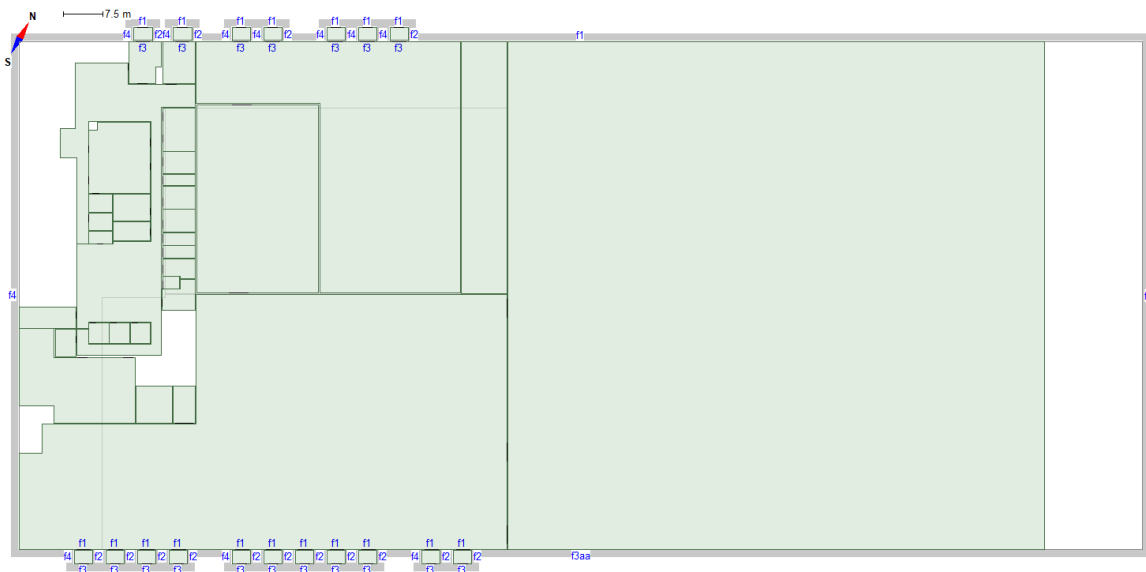
Joonis 4.5 Laadimisdoki sisemise ukse avamisgraafik simulatsioonitarkvaras

Eraldi on välja modelleeritud kõik tehnoloogilist jahutust vajavad ruumid ning lisaks mõned kõrvalised ruumid, millega on ühendus läbi siseuste. Ilma kõrvalisi ruume

tegemata ei arvestaks IDA ICE infiltratsiooni läbi siseuste. Simulatsioonitarkvaras väljendatakse igit ruumi eraldi tsoonina. Kõrvalistes tsoonides hoitakse projekteeritavaid temperatuure. Osa tsoonidel puudub ühendus teise tsooniga (joonisel 4.6 valged pinnad), sellepärast määratakse nende piirete väliseks pinnatemperatuuriks +16 °C. Joonistel 4.6 ja 4.7 on näha arvutusmodel IDA ICE simulatsioonitarkvarast.



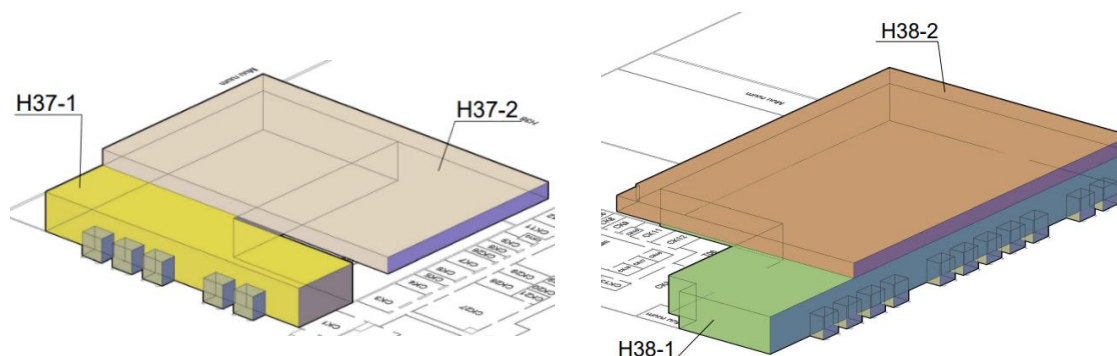
Joonis 4.6 Kolmemõõtmeline mudel IDA ICE simulatsioonitarkvaras



Joonis 4.7 Arvutusmodeli plaaniline vaade IDA ICE simulatsioonitarkvarast

Ruumid H37 ja H38 on ülesehituselt keerulised ja nende simuleerimiseks tuleb need jaotada lihtsamateks ruumilisteks komponentideks. Mõlemad ruumid jaotati kaheks tsooniks, alumise tsooni kõrguseks on 6,31 meetrit ja ülemise tsooni kõrguseks on 2,6 meetrit. Mõlema ruumi puhul ulatub ülemine tsoon katuseni. Analüüsiks paigutati kõik vabasoojused alumistesse mahukamatesse tsoonidesse. Ruumide H37 ja H38

tsoonideks jaotamine on näha jooniselt 4.8. Seal on näha ka laadimisdokid, mis on samuti arvestatud eraldi tsoonidena.



Joonis 4.8 Ruumide H37 ja H38 tsoonideks jaotamine

### 4.3 Toiduainetest eemaldatav soojusenergia

Toiduainetest külmhoonesse tulevad soojuskoormused jagunevad kaheks. Alguses on vaja eemaldada soojus, et viia toiduaine temperatuur külmhoone temperatuurile, ja teine soojuskoormus tekib toiduainete (puu- ja juurviljade) seismisel [4]. Tabelis 4.6 on esitatud töös kasutatud toiduainete soojusfüüsikalised omadused.

Tabel 4.6 Toiduainete soojusfüüsikalised omadused [4]

Toiduaine nimetus	Niiskuse osakaal, %	Külmumis-temperatuur, °C	Erisoojus sulanuna, kJ/(kg * K)	Erisoojus külmununa, kJ/(kg * K)	Sulamissoojus, kJ/kg
Õun (värske)	83,93	-1,1	3,81	1,98	280
Banaan	74,26	-0,8	3,56	2,03	248
Lõhe	76,35	-2,2	3,68	2,17	255
Siga (terve)	68,26	-2	3,47	2,22	228
Veis (välisfilee)	71,7	-1,7	3,53	2,11	239
Piim	87,69	-0,6	3,89	1,81	293
Peet	87,58	-1,1	3,91	1,94	293
Kartul	78,96	-0,6	3,67	1,93	264
Porgand	87,79	-1,4	3,92	2	293

Eemaldatud soojusenergia arvutamiseks mingi kindla oleku piirides kasutatakse valemit 4.1.

$$Q = m * c * (t_1 - t_2) \quad (4.1)$$

kus Q – eemaldatud soojusenergia, kJ

m – toote mass, kg

c – erisoojus vastavalt aine olekule, kJ/(kg \* K)



$t_1$  – toote esialgne temperatuur, °C

$t_2$  – toote lõpptemperatuur või temperatuur kuni oleku muutuseni, °C

Toiduaine külmutamiseks vajaliku soojusenergia saab leida valemiga 4.2.

$$Q = m * \lambda \quad (4.2)$$

kus  $\lambda$  – sulamissoojus, kJ/kg

Oluline on tähele panna, et näiteks aine jahutamiseks temperatuurilt +50 °C temperatuurini -20 °C tuleb teha kolm arvutust. Esimene arvutus, kasutades valemit 4.1, tehakse +50 °C kuni aine külmumistemperatuurini; teine arvutus tehakse, kasutades valemit 4.2, et leida faasimuutusest tulev soojushulk; ja kolmas arvutus tehakse valemiga 4.1, et leida soojushulk, langetades külmunud aine temperatuuri kuni -20 °C.

Puu- ja juurviljade seismisel tekib soojuseraldus ainevahetuse ehk metabolismi tõttu. Metabolismi käigus orgaanilised ühendid lõhutakse ja sellest tekkivat energiat kasutatakse uute rakkude ehitamiseks. Selle jaoks kasutavad puu- ja juurviljad õhus olevat hapnikku ja toodavad süsihappegaasi ja vett. Suurem osa taimede toodetud energiast muutub soojuseks [45].

Tabel 4.7 Puu- ja juurviljade seismisel tekkiv soojuseraldus [4]

Temperatuur, °C	Ainevahetuse soojuseraldus, mW/kg				
	0	5	10	15	20
Õun	20,4	35,9	60,6	106,2	166,8
Banaan	-	-	-	130,9	155,2
Peet	21,3	28,1	40,3	68,9	-
Kartul	34,9	62,1	91,7	133,7	-
Porgand	45,6	58,2	93,1	117,4	209,0

Mida kõrgem on temperatuur, seda rohkem tekib ka toiduainete ainevahetusest soojust. Tabelis 4.7 on välja toodud võrreldavate puu- ja juurviljade ainevahetuse soojuseraldus eri temperatuuride juures. Kahjuks osa toiduainete kohta andmed puuduvad, sest pole tehtud piisavalt katsetusi. Puu- ja juurviljade seismisel tekkivat ainevahetuse soojust võetakse arvesse ainult siis, kui neid hoiustava ruumi temperatuur on üle 0 °C. Soojuskoormuse arvutamisel arvestatakse, et ruumis hoitavate toiduainete maht on kolmekordne kaubakäive ööpäevas.

Puudub täpne informatsioon, millises vahekorras toiduaineid külmhoolesse transporditakse. Seega ei ole teada hoiustatavate toiduainete omavaheline osakaal. Leidmaks toiduainete jahutamiseks eemaldatava soojuse hulga, võrreldakse vastavalt

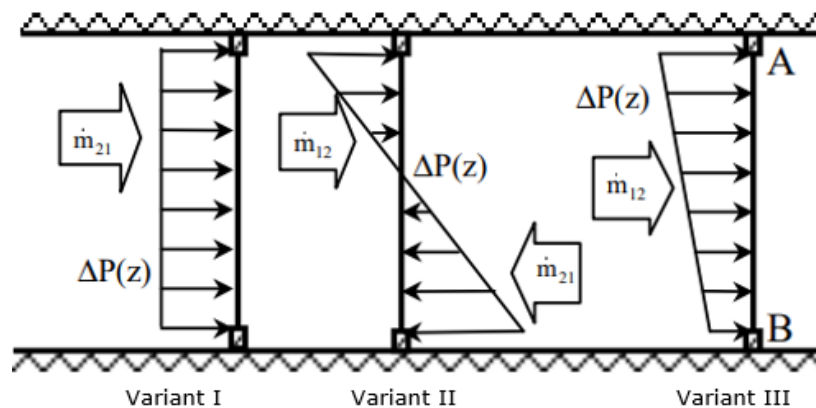
ruumi kirjeldusele seal hoitavatest toiduainetest tekkivat soojuskoormust ja valitakse välja suurim. Seda kasutatakse jahutuskoormuse leidmisel ja energiaarvutustes.

## 4.4 Laadimisdoki infiltratsioon

Laadimisdoki õhuleketest tuleneva infiltratsiooni arvutamiseks pakutakse ASHRAE standardis välja valemid 4.19 ja 4.20. Valemis soovitatakse kasutada keskmist õhuvoolukiirust avas, mis varieerub 0,3 ja 1,5 m/s vahel. Täpset õhuvoolukiirust avas on keeruline leida ja seetõttu võib sellisel lähenemisel olla suur eksimus. IDA ICE simulatsioonitarkvara kasutab läbi suurte avade õhuliikumise arvutamiseks CELVO mudelit. Mõlemad arvutusmetoodikad on erinevad ja seetõttu oleks oluline neid võrrelda realselt tehtud katsega, et leida võimalikult täpselt laadimisdokkide infiltratsiooni mõju jahutuskoormusele.

### 4.4.1 CELVO mudel

IDA ICE simulatsioonitarkvara kasutab läbi suurte avade õhu massivooluhulga arvutamiseks CELVO mudelit. Mudel on disainitud võtma arvesse samal ajal eri suunas liikuvaid õhuvoolusid. Selle jaoks leiab see ja võtab arvesse avas tekkiva rõhujaotusprofiili, millest sõltuvalt valib vajaliku valemi, leidmaks õhu massivooluhulka [46]. Eri rõhuprofiilide jaotus on toodud joonisel 4.9.



Joonis 4.9 Rõhujaotusprofiilide ülevaade suurte avade puhul [47]

Esimesel juhul on tegemist ühtlase rõhujaotusprofiiliga ja selle arvutamiseks kasutab tarkvara valemeid 4.3 ja 4.4 [46].

Kui  $P_1 > P_2$ , siis

$$\dot{m}_{12} = C_d * w(t) * z_t * \sqrt{2 * \rho_1 * (P_1 - P_2)} \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_{21} = 0$$

Kui  $P_2 > P_1$ , siis

$$\dot{m}_{12} = 0$$

$$\dot{m}_{21} = C_d * w(t) * z_t * \sqrt{2 * \rho_2 * (P_2 - P_1)} \quad (4.4)$$

kus  $m_{21}$  ja  $m_{12}$  – õhu massivooluhulk, kg/s

$C_d$  – tühjenemise koefitsient, mis vaikimisi on 0,65

$W(t)$  – ava laius ajahetkel, m

$z_t$  – ava kõrgus, m

$\rho$  – õhu tihedus, kg/m<sup>3</sup>

$P$  – õhu rõhk, Pa

Õhurõhkude erinevuse arvutamiseks ava alumises osas kasutatakse valemit 4.5 [46].

$$\Delta p_{\text{alumine}} = (P_1 - \rho_1 * g * z_{b1}) - (P_2 - \rho_2 * g * z_{b2}) \quad (4.5)$$

kus  $g$  – gravitatsioonikonstant, m/s<sup>2</sup>

$z_b$  – ava alumise osa kõrgus pörandast, m

Õhurõhkude erinevus ava ülemises osas leitakse valemiga 3.6.

$$\Delta p_{\text{ülemine}} = \Delta p_{\text{alumine}} - (\rho_1 * g * z_t + \rho_2 * g * z_t) \quad (4.6)$$

Joonise 3.6 teise ja kolmanda juhtumi puhul on tegemist muutuva rõhuprofiiliga, selle jaoks leiab tarkvara esmalt õhurõhkude neutraalse punkti valemiga 4.7 [46].

$$Z_n = \frac{\Delta p_{\text{alumine}}}{g * (\rho_1 - \rho_2)} \quad (4.7)$$

Lisaks leitakse kaks abistavat muutujat valemiga 4.8 [46].

$$Top = \frac{C_d * \frac{2}{3} * w(t) * |\Delta p_{\text{ülemine}}|^{3/2}}{g * (\rho_1 - \rho_2)} \quad (4.8)$$

$$Bot = \frac{C_d * \frac{2}{3} * w(t) * |\Delta p_{alumine}|^{3/2}}{g * (\rho_1 - \rho_2)}$$

Juhul kui neutraalne punkt langeb alla ava alumist osa, leitakse õhu massivooluhulk valemitega 4.9 ja 4.10 [46].

Kui  $\rho_1 > \rho_2$ , siis

$$\dot{m}_{12} = 0$$

$$\dot{m}_{21} = (Top - Bot) * \sqrt{2 * \rho_2} \quad (4.9)$$

Kui  $\rho_2 > \rho_1$ , siis

$$\dot{m}_{12} = (Bot - Top) * \sqrt{2 * \rho_2} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{21} = 0$$

Juhul kui neutraalne punkt on ava ülemisest osast kõrgemal, leitakse õhu massivooluhulk valemitega 4.11 ja 4.12 [46].

Kui  $\rho_1 > \rho_2$ , siis

$$\dot{m}_{12} = (Bot - Top) * \sqrt{2 * \rho_2} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{21} = 0$$

Kui  $\rho_2 > \rho_1$ , siis

$$\dot{m}_{12} = 0$$

$$\dot{m}_{21} = (Top - Bot) * \sqrt{2 * \rho_2} \quad (4.12)$$

Juhul kui neutraalne punkt on ülemise ja alumise osa vahel, leitakse õhu massivooluhulk valemitega 4.13 ja 4.14 [46].

Kui  $\rho_1 > \rho_2$ , siis

$$\dot{m}_{12} = Bot * \sqrt{2 * \rho_1} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_{21} = \text{Top} * \sqrt{2 * \rho_2}$$

Kui  $\rho_2 > \rho_1$ , siis

$$\dot{m}_{12} = -\text{Top} * \sqrt{2 * \rho_1} \tag{4.14}$$

$$\dot{m}_{21} = -\text{Bot} * \sqrt{2 * \rho_2}$$

Lõpuks leitakse kõikide rõhuprofilide erinevad vood valemitega 4.15, 4.16, 4.17 [46].

$$\dot{m} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{21} \tag{4.15}$$

$$Q = \dot{m}_{12} * h_1 - \dot{m}_{21} * h_2 \tag{4.16}$$

$$hum_f = \dot{m}_{12} * x_1 - \dot{m}_{21} * x_2 \tag{4.17}$$

kus Q – soojusvoog, kW

h – entalpia, kJ/kg

hum<sub>f</sub> – niiskuse voog, kg/s

x – niiskussisaldus, kg/kg<sub>kõ</sub>

#### 4.4.2 Võrreldav uuring ja selle modelleerimine

Võrdlemaks IDA ICE tarkvaras kasutatavat CELVO arvutusmudelit laadimisdokis tekkivale reaalsele õhuvooluhulgale ja seeläbi ka soojuskoormusele, luuakse Easti, Jeffery ja Clelandi 2003. aastal tehtud uuringute põhjal simulatsioon [9]. Mudel tehakse A-variandi põhjal, mille ruumi pindala on 500 m<sup>2</sup>, ning laadimisdoki ja veoauto tihendamiseks kasutatakse kummilabasid, mida on näha joonisel 4.10.

Uuringu ajal olnud sise- ja väliskliima parameetrid on toodud tabelis 4.8. Vastavalt uuringu kohale on ka IDA ICE tarkvaras hoone asukohaks määratud Wellington, Uus-Meremaa.

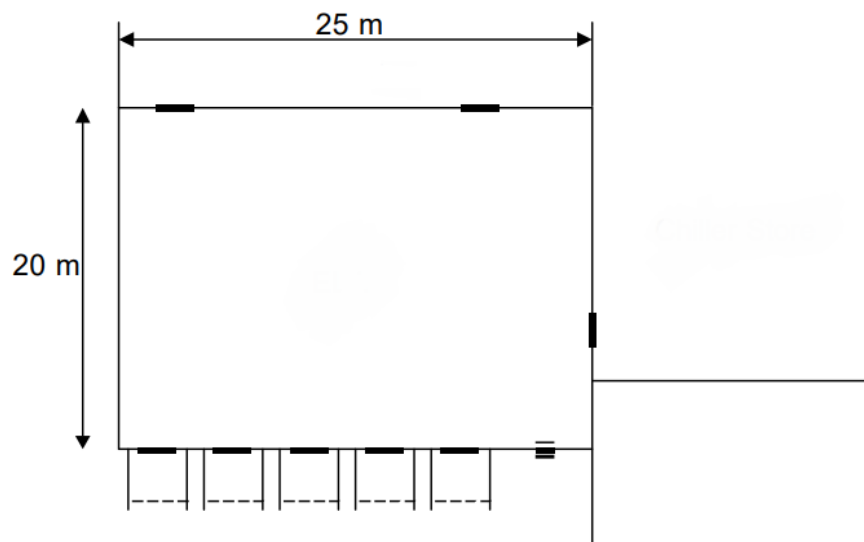
Tabel 4.8 Sise- ja välisõhu parameetrid Easti, Jeffery ja Clelandi tehtud uuringus

Nimetus	Temperatuur, °C	Suhteline õhuniiskus	Õhu tihedus, kg/m <sup>3</sup>	Entalpia, kJ/kg
Külmkamber	5,6	76%	1,265	16,4
Välisõhk	21,4	48%	1,195	40,8



Joonis 4.10 A-variandi laadimisdokk [9]

Joonisel 4.11 on näha hoone plaan ja joonisel 4.12 on hoone plaan IDA ICE simulatsiooniprogrammis. Välja on modelleeritud üks laadimisdokk, sest infiltratsiooni läbi ülejäänud avade ja piirdetarindite ei arvestada. Laadimisdoki ja külmkambri vahele paigutati üks (U1), mis on avatud olekus ainult veoauto laadimise ajal. Uksega laadimisdoki ja väliskeskonna vahel (U2) simuleeritakse õhu liikumist dokis kauba laadimise ajal. Uks (U2) väljendab simulatsiooniprogrammis ava, mis reaalsuses on kummitihendite vahele jääv osa. See on näha joonisel 4.10.



Joonis 4.11 Analüüsitava A-hoone korruse plaan [9]

Ukse avatuse simuleerimiseks kasutab IDA ICE tarkvara ajagraafikut, mille abil on võimalik CELVO mudelis manipuleerida ka ava suurust. CELVO mudelis korrutatakse ukse laius läbi ajagraafiku väärtusega või minimaalse lekkearvuga. Sellega leitakse ukse või ava laius mingil kindlal ajahetkel, nagu on toodud valemis 4.18. Valem valib käsuga

„max“ maksimaalse väärtuse minimaalse lekke pindala või juhtsignaali ajagraafiku vahel. Teades, et minimaalse lekke pindala väärtus on 0, jääb alles ainult ukse või ava laius korrutatuna juhtsignaaliga ajagraafikust.

$$w(t) = \max(A_{leke}; S_{ajakava}) * w \quad (4.18)$$

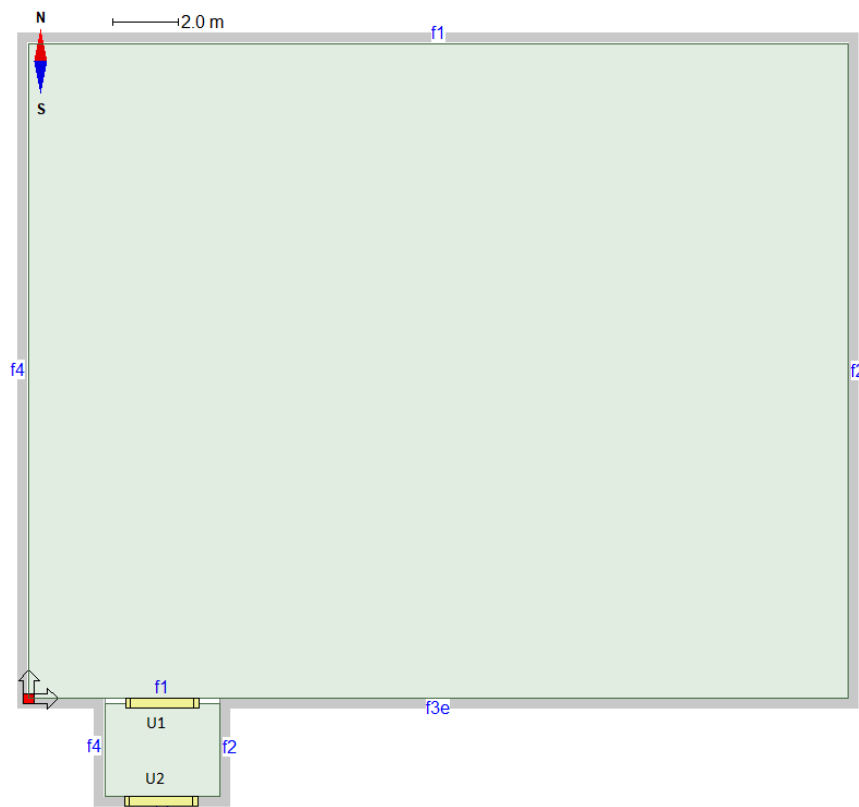
kus  $w(t)$  – ava laius ajahetkel  $t$

$A_{leke}$  – minimaalne lekke pindala, vaikumisi 0

$S_{ajakava}$  – juhtsignaal ajagraafikust, väärtusega 0–1

$w$  – ava (ukse) laius täiesti avatud olukorras

Kui kaupa ei laeta, on ukse U2 ajagraafiku väärtus 1, sest siis on ava täiesti avatud. Kauba laadimise ajal on võimalik lekke pindala määrata, muutes ajagraafiku juhtsignaali CELVO mudelisse. Näiteks teades, et lekke pindala moodustab ava (U2) pindalast 10%, oleks ajagraafiku väärtus 0,1.



Joonis 4.12 Hoone plaan IDA ICE simulatsiooniprogrammis

Mudeli aluseks olevas uuringus leiti, et õhulekete pindala on summaarselt 0,175 m<sup>2</sup>. Mudelis oleva ukse (U2) mõõdud on samad kui katsetamise hetkel seal paikneva veoauto haagise omad (2,5 x 2,8 m) ja ukse (U1) mõõdud on 2,2 x 2,7 m. Järelikult

moodustab lekke pindala ava (U2) pindalast 2,5%. Laadimisdoki pikkus on 3,0 m, laius 3,5 m ja kõrgus 3,4 m.

Simuleerimiseks kasutati „Cooling load“ simulatsiooni ja see tehti kõikidele kuudele. Simulatsiooni tulemuse hindamiseks kasutatakse 15. jaanuari tulemusi, sest siis on väliskliimast tulev soojuskoormus hoonele kõige suurem.

Lisaks tehakse laadimisdokkide jaoks arvutus ASHRAE välja pakutud valemitega 4.19 ja 4.20 [4]. Teoreetiliselt keskmise õhuvoolukiiruse leidmine avas on keeruline, sest seda mõjutavad mitmed faktorid ja selle tõttu pakutakse kasutamiseks väärtuste vahemikku 0,3–1,5 m/s. Edaspidistes arvutustes kasutatakse keskmist väärtust 0,9 m/s. Ajakonstandi võib jätta kasutamata, kui leida hetkelist soojuskoormust. Valemist 4.19 ainult õhuvooluhulga teadasaamiseks tuleb jätta arvestamata entalpia vahe ja külmkambris oleva õhu tihedus.

$$q_t = V * A * (h_i - h_r) * \rho_r * D_t \quad (4.19)$$

kus  $q_t$  – keskmine soojuskoormus, kW

$V$  – keskmine õhuvoolu kiirus avas, m/s

$A$  – Lekke pindala, m<sup>2</sup>

$h_i$  – välisõhu entalpia, kJ/kg

$h_r$  – külmkambris õhu entalpia, kJ/kg

$\rho_r$  – külmkambris õhu tihedus, kg/m<sup>3</sup>

$D_t$  – ukseava ajakonstant

Ajakonstant väljendab proportsionaalset avatust mingi ajaperioodi kohta. Seda saab leida valemiga 4.20.

$$D_t = \frac{P * O_p + 60 * O_o}{3600 * O_d} \quad (4.20)$$

kus  $P$  – uksest läbikäimiste arv perioodi  $O_d$  kohta

$O_p$  – ukse avamise ja sulgumise aeg, sekundit ühe läbimise kohta

$O_o$  – aeg, millal uks on lihtsalt avatud, min

$O_d$  – arvutuse aluseks olev ajavahemik (üldiselt 24h), h



## 4.5 Infiltratsioon läbi siseuste

Infiltratsiooni õhuvooluhulga arvutamiseks läbi siseuste kasutab IDA ICE simulatsioonitarkvara CELVO mudelit. Läbikäigu korral avanevad siseuksed 100% ulatuses, muul ajal on nad täiesti suletud. Ruumides, milles puudub kindel ajagraafik, oletame, et siseuksi avatakse 30 korda päevas ja iga kord on avatuse kestuseks 30 sekundit. Kuna pole täpselt teada, millise aja tagant uksi avatakse, tuleks leida nende proportsionaalne avatus ööpäeva jooksul. Selle jaoks saab kasutada valemit 4.20, et leida ajakonstant ööpäevaste avamiste kohta. Kasutades seda ajakonstanti IDA ICE simulatsioonitarkvara ajagraafikus (vaata valem 4.18), saame määrata ühtlase keskmise õhuvoolu ja seeläbi ka soojuskoormuse.

Ruumis H36 on laadimisuste avamisest tuleva soojuskoormuse vähendamiseks ette nähtud õhkkardinad. ASHRAE standardis öeldakse, et selliste õhkkardinate efektiivsus on väga madalast kuni 70%-ni [4]. See tähendab, et parimal juhul suudetakse õhkkardinate kasutamisega vähendada soojuskoormust läbi laadimisuste 70%. Selles töös eeldatakse, et kasutatakse õhkkardinaid, mille efektiivsus on vähemalt 40%. Lisaks inimestele transpordivad analüüsitava hoones kaupa ka tõstukid, mille liikumine võib samuti efektiivsust vähendada, seega on madalama efektiivsuse kasutamine õigustatud.

$$D_{tE} = D_t * (1 - E) \quad (4.21)$$

kus  $E$  – õhkkardinate efektiivsus

$D_{tE}$  – ukseava ajakonstant, arvestades õhkkardinaid

Arvestamiseks õhkkardinaid simulatsioonitarkvaras, tuleb valemiga 4.20 leitud ajakonstant läbi korrutada efektiivsusega. Saadud tulemust (valem 4.21) saab simulatsioonitarkvaras kasutada samamoodi nagu ilma õhkkardinateta variandi puhul.

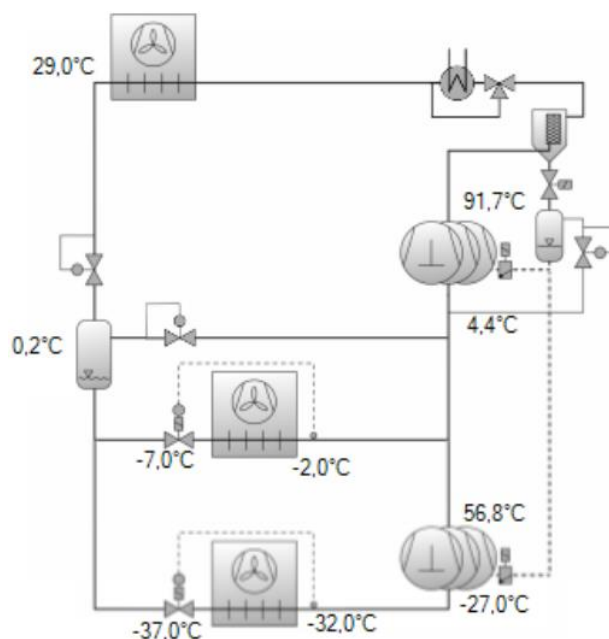
## 4.6 Külmajaam ja aurustid

Süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama jõudluskõvera koostamiseks leitakse hoone energiaarvutustest jahutuskoormus erinevate välisõhu temperatuuride korral. Seejärel leitakse kompressorkülmajaama jahutustegur (EER) erinevate välisõhu temperatuuride ja jahutusvõimsustega. Selle jaoks kasutatakse Bitzeri veebipõhist valikutarkvara versiooni 6.18.0 [48].

Välisõhu temperatuuridel +23 °C kuni +27 °C on süsihappegaasil töötav kompressorkülmajaam transkriitilises piirkonnas, kus gaasijahutist väljuva gaasi temperatuur on välisõhu temperatuurist 2 °C kõrgem. Välisõhu temperatuuri langemisel alla +22 °C läheb süsteem subkriitilisse piirkonda ja külmaaine hakkab jahutamisel kondenseeruma. Sellisel juhul arvestatakse väljuva külmaaine temperatuur välisõhu temperatuurist 8 °C kõrgemaks. Joonisel 2.7 on näha, et süsihappegaasi kriitiline punkt asub temperatuuril +31 °C.

Välisõhu temperatuuri langemisel alla +4 °C kondensaatorist väljuva külmaaine temperatuur enam ei vähene. Kõige madalam lubatav külmaaine temperatuur kondensaatorist väljumisel on +12 °C. Madala temperatuuri (LT) aurustitesse siseneva külmaaine temperatuuriks määratakse -37 °C ja keskmise temperatuuri (MT) aurustitesse -7 °C. Välisõhu temperatuur määratakse gaasijahutist/kondensaatorist väljuva külmaaine temperatuuriga.

Külmajaama jääsoojust saab ära kasutada, kui lisada enne gaasijahutit soojusvaheti, mis näha ka joonisel 4.13. Soojusvahetisse juhitakse soojuskandja, mis saab soojusenergiat jahutust vajavalt ülekuumendatud süsihappegaasilt. Joonisel 4.13 olevas näidisolukorras oleks soojusvahetisse siseneva gaasi temperatuur 91,7 °C ja gaasijahutist väljuva külmaaine temperatuur 29,0 °C.



Joonis 4.13 Valikutarkvaras kasutatava külmajaama skeem

Aurustitesse siseneva külmaaine temperatuur on alla 0 °C ja sellepärast jäätub nende külge ruumiõhust kondenseeruv vesi. Jää tekkimine vähendab jahutusvõimsust ja seetõttu on neid vaja sulatada. Aurusteid sulatatakse programmkella järgi iga 4 tunni

möödudes. Arvutuslikes tingimustes arvestatakse, et ühe sulatusperioodi pikkuseks on 20 minutit. Sulatamisest ruumi eralduv soojushulk sõltub soojuskandja ja ruumitemperatuuri vahest. Töös arvestatakse, et aurusti sulatusvõimsus on jahutusvõimsusega sama. Jää ei sula igalt poolt ühe kiirusega, seega jõuab osa sulatamiseks vajalikust soojusest ka ruumi. Arvestatakse, et ruumi jõudva soojuse hulk on 20% kogu sulatusvõimsusest.

$$D_{t_2} = \frac{t_1}{t_2 * 60} \quad (4.21)$$

kus  $D_{t_2}$  – sulatamise ajakonstant

$t_1$  – ühe sulatusperioodi pikkus, min

$t_2$  – sulatusperioodide vahe, h

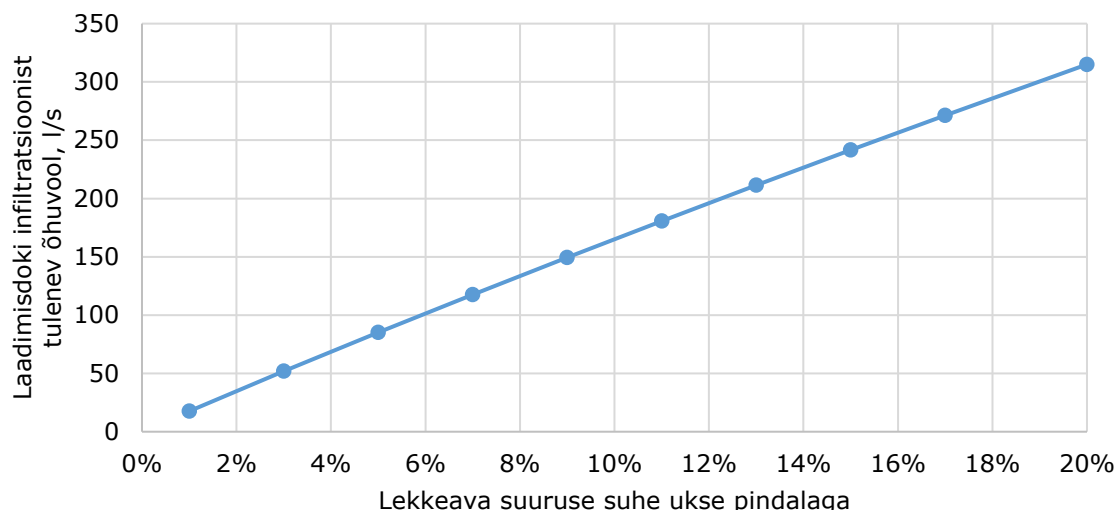
Siin töös ei valita välja konkreetseid ventilaatorkonvektoreid ning nende arvu ruumis. Seega leitakse valemiga 4.21 ajakonstant, millega jaotatakse sulatamiseks kuluv aeg ööpäevasele perioodile. Korrutades ajakonstandi sulatusvõimsusega, saame keskmise sulatamiseks kuluva soojusenergia tunnis. Selline lähenemine on vajalik ka sellepärast, et kõikides ruumis olevate aurustite sulatamine ei toimu reaalselt samal ajal, vaid ükshaaval.

## 5. TULEMUSED JA ANALÜÜS

### 5.1 Laadimisdoki infiltratsioonimudeli kalibreerimine

Easti, Jeffery ja Clelandi tehtud uuringus leiti, et õhuleketest tuleneva infiltratsiooni summaarne õhuvooluhulk on  $0,27 \text{ m}^3/\text{s}$ , sellest lahutati maha teistest piirdetarinditest ja pragudest tulenev infiltratsiooni õhuvooluhulk  $0,16 \text{ m}^3/\text{s}$  ning laadimisdoki infiltratsiooni õhuvooluhulgaks saadi  $0,11 \text{ m}^3/\text{s}$ . Mõõtmised tehti kauba laadimise ajal ja kummist tihendeid kasutades.

Analüüsimaks simulatsiooniprogrammis mõõdetud infiltratsiooni läbi laadimisdoki, leiti õhuvooluhulk, kasutades eri lekke pindala väärtusi. Neid muudeti, kasutades ajagraafiku väärtust. Saadud tulemused on esitatud joonisel 5.1.



Joonis 5.1 Laadimisdoki lekkeavadest tuleneva õhuvooluhulga sõltuvus lekke ava suurusest

Infiltratsioonist tulenev õhuvool on ühesugustel õhu parameetritel lineaarses sõltuvuses lekkeava suurusega. Tabelis 5.1 on välja toodud laadimisdoki infiltratsiooni õhuvooluhulkade võrdlus eri lähenemiste korral.

Tabel 5.1 Laadimisdoki infiltratsiooni õhuvooluhulgad

Nimetus	Laadimisdoki infiltratsiooni õhuvooluhulk, l/s	Lekkeava pindala suuruse suhte ukse pindalasse
Easti, Jeffery ja Clelandi tehtud uuring	110	2,5%
IDA ICE tarkvara	43	2,5%
ASHRAE valem, kasutades keskmist õhuvoolukiiruse väärtust	158	2,5%
IDA ICE tarkvara	110	6,5%

Tulemustest selgub, et IDA ICE tarkvara kasutades on laadimisdoki õhuleketest tulenev vooluhulk tunduvalt väiksem kui Easti, Jeffery ja Clelandi tehtud uuringus. Kõige suurem on õhuvooluhulk, kasutades ASHRAE pakutud keskmist õhuvoolukiirust avas. ASHRAE keskmise õhuvoolukiiruse põhjal võib oletada, et sellist tüüpi laadimisdoki leketest tulenev infiltratsioon on väiksem kui keskmiselt. Erinevus reaalselt mõõdetud ja simulatsioonitarkvaras saadud tulemuse vahel võib tulla ebatäpsest lekkeavade mõõtmisest objektil, ebatihedusest laadimisdoki piirdetarindites või välisest tuulekoormusest. Simulatsioonitarkvaras kasutati ühtlast tuulekiirust 8 m/s, mis puhus otse lõunast põhja. Rõhu koefitsiendid valiti otsese mõju käes oleva hoone jaoks ehk tuult takistavad varjestused puuduvad. Kasutades IDA ICE tarkvaras laadimisdoki lekkeavast tekkiva infiltratsiooni arvutamiseks sellist lähenemist, peaks lekkeava suhet suurendama 6,5%-le, et see ühtiks reaalselt mõõdetud tulemusega.

## 5.2 Arvutuslik jahutuskoormus

Hoone arvutuslik tehnoloogiline jahutuskoormus on 947 kW, mis on leitud 15. mai lähtetingimustel. Summaarne jahutuskoormus arvestab nii varjatud kui ilmseid soojuseraldusi. Tabelis 5.2 on välja toodud jahutuskoormused ruumide kaupa. Suurima võimaliku jahutuskoormuse leidmisel arvestatakse, et kõik laadimisdokid on korruga kasutuses, kõik inimesed on tööl, kasutatakse maksimaalselt töstukeid, töötab valgustus ja ruumides transporditakse maksimaalselt kaupa. Tulemused on esitatud ainult kõige suuremate ruumide kohta, sest selle töö kontekstis ei ole põhjust teistes ruumides toimuvat täpsemalt analüüsida.

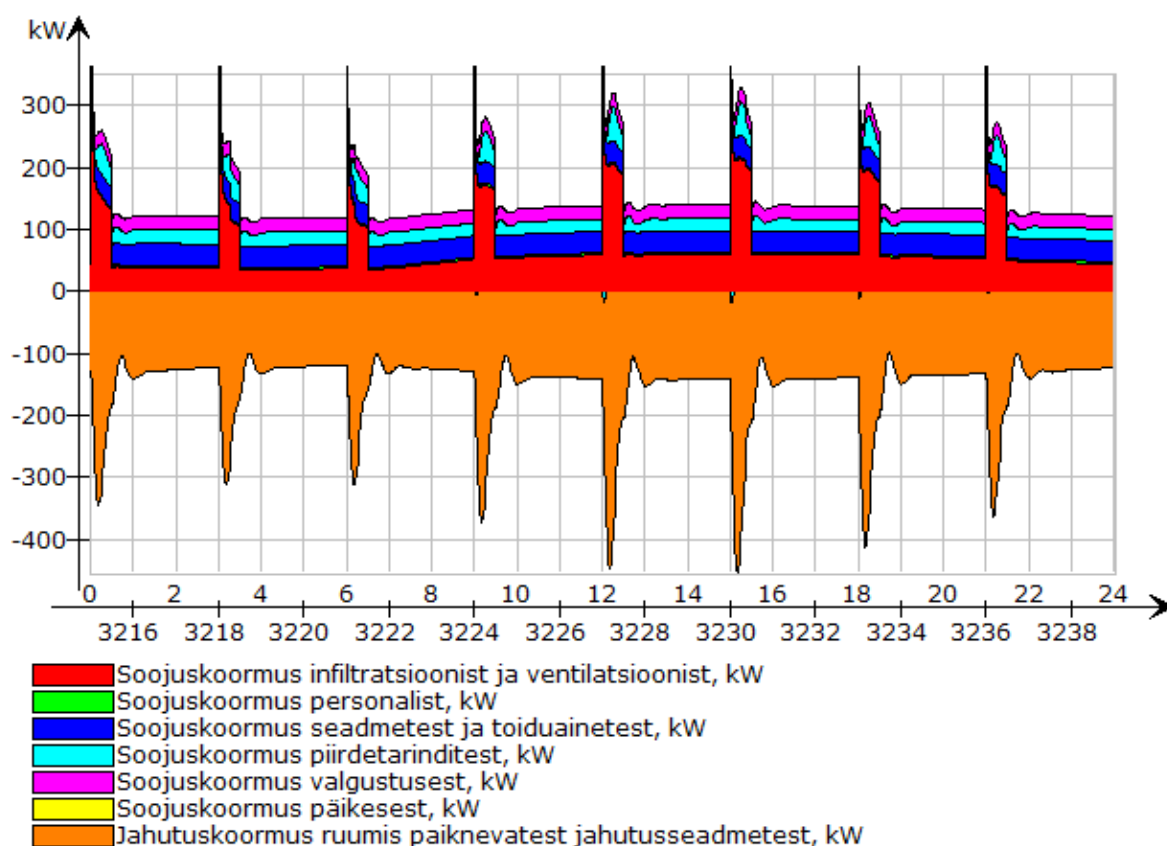
Tabel 5.2 Jahutuskoormused

Nimetus	Ruumi nr	Temp (°C)	Pindala (m <sup>2</sup> )	Ilmne jahutuskoo rmus, kW	Kogu jahutuskoo rmus, kW	Kogu jahutuskoo rmus W/m <sup>2</sup>
Sügavkülm	H36	-25	823,7	69,4	74,8	90,8
Külmladu (liha ja kala) laadimine	H37-1	0	1558,3	116,9	142,4	100,4
Külmladu (liha ja kala) laadimine	H37-2	0	-	14,1	14,1	
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38-1	2	3620,4	280,6	403,0	126,1
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38-2	2	-	36,7	53,6	

Jahutuskoormus on kõige suurem ruumis H38 ja seal on ka arvuliselt kõige rohkem laadimisdokke, seega analüüsitakse täpsemalt selles ruumis toimuvat.

### 5.2.1 Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine

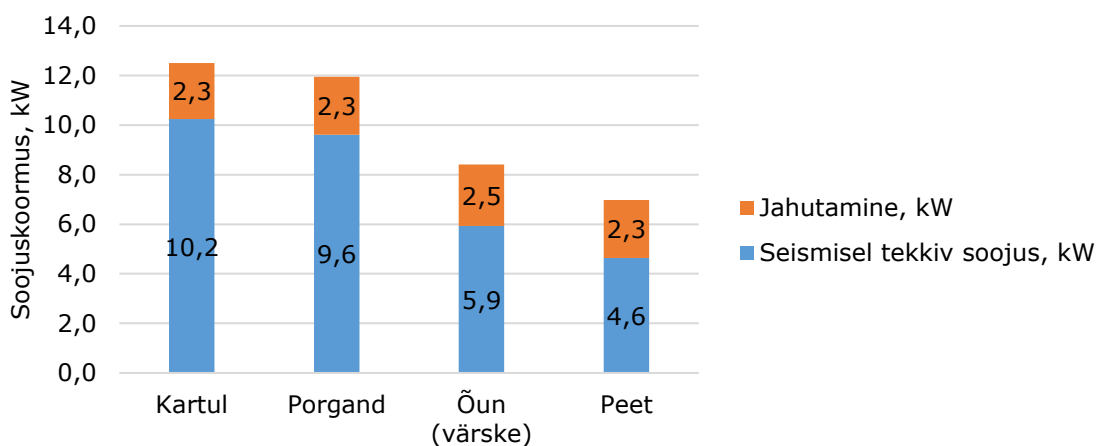
Joonisel 5.2 on näha tsooni H38-1 soojusbilanss. Kõige suurema osa soojuskoormusest moodustab infiltratsioon ja ventilatsioon. Infiltratsiooniõhu soojuskoormuse äkilisest muutumisest on näha laadimisdokkide avamine. Jättes arvestamata laadimisdokkide avamise, on infiltratsioonist ja ventilatsioonist tulenev soojuskoormus siiski stabiilselt kõrge. Selle peamiseks põhjuseks on ruumi teenindav sissepuhke ventilatsioonisüsteem, mille õhku jahutatakse samuti tehnoloogilise külmaajaamaga ja millel puudub soojustagastus. Välja tõmmatakse õhk läbi katusel olevate väljatõmbeventilaatorite. Sellist lahendust kasutatakse, et eemaldada puu- ja juurviljade ladustamisest tekkivad ohtlikud gaasid.



Joonis 5.2 Tsooni H38-1 soojusbilanss 15. mail

Kolmas kõige suurem soojuskoormuse allikas on seadmed ja toiduained. Puudub täpsem informatsioon, millises vahekorras toiduaineid hoonesse transporditakse, ning selle tõttu leitakse tuntumate puu- ja juurviljade soojuskoormused ja valitakse neist suurim. Õuna, peedi, porgandi ja kartuli soojuskoormused on välja toodud joonisel 5.3. Toiduaine temperatuuri alandamiseks vajalik jahutuskoormus on leitud 55 000 kg kauba

jahutamisel 1 °C võrra, siseneva kauba temperatuur on 3 °C ja jahutatud kauba temperatuur on 2 °C. Jahutamiseks kuluvaks ajaks on määratud 24 h. Hoiustamisel tekkiva soojuskoormuse leidmisel on arvestatud hoiustatavate toiduainete koguseks 165 000 kg ehk kolmekordne kaubakäive.



Joonis 5.3 Eri toiduainete soojuskoormused

Selle tulemusel valiti välja kõige suurema soojuskoormusega toode, milleks on kartul. Kartuli soojuskoormusest 2,3 kW tuleb temperatuuri alandamisest ja 10,2 kW on seismisel tekkiv soojus. Kõikide toiduainete puhul moodustab enamuse seismisel tekkiv soojus. Selle peamiseks põhjuseks on, et temperatuuri alandatakse ainult 1 °C võrra. Tabelis 5.3 on välja toodud ruumis arvestatud seadmete ja toiduainete soojuskoormused.

Tabel 5.3 Soojuskoormused seadmetest ja toiduainetest ruumis H38-1

Nimetus	Kogus	Aeg, h	Soojuskoormus, kW
Toiduained	55 000 kg	24	12,5
Tõstukid	22 tk		11,0
Ventilaatorikonvektorid			10,8
Aurustite sulatamine			4,7

Tabelis 5.4 on välja toodud eri komponentide mõju ja osakaal jahutuskoormusele hetkel, mil see on kõige suurem. Tabelis välja toodud komponentide soojuskoormuste summa on väiksem kui ruumi maksimaalne jahutuskoormus, sest simulatsiooniprogrammi arvutus on dünaamiline ja ruumi jahutusseadmete juhtimiseks kasutatakse PI kontrollereid.

Tabel 5.4 Tsooni H38-1 komponentide mõju soojuskoormusele

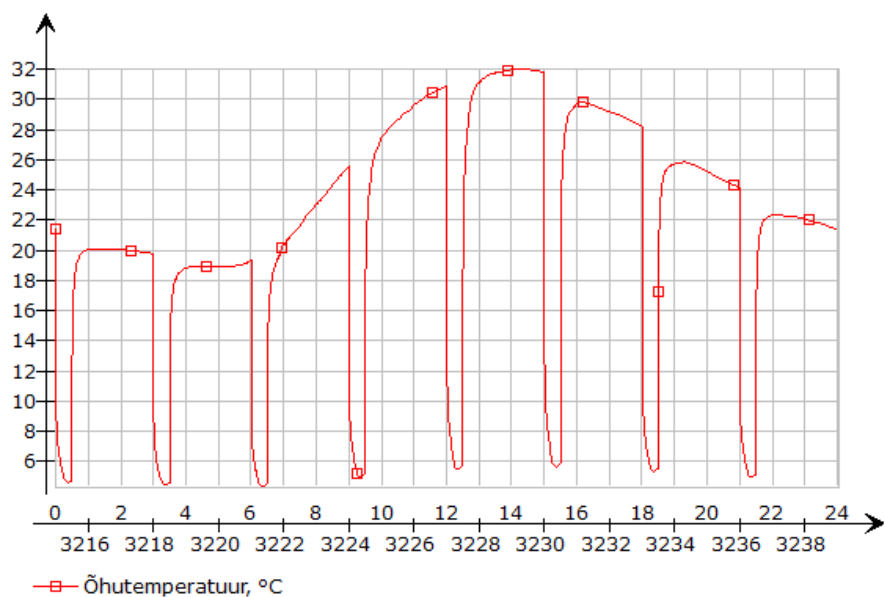
Nimetus	Soojuskoormus, kW	Osakaal	Soojuskoormus, W/m <sup>2</sup>
Soojuskoormus infiltratsioonist	135,4	43,1%	37,4
Soojuskoormus ventilatsiooniõhu jahutamisest	77,7	24,7%	21,5
Soojuskoormus seadmetest ja toiduainetest	39,0	12,4%	10,8
Soojuskoormus valgustusest	21,8	6,9%	6,0
Soojuskoormus välisseintest ja lagedest	19,4	6,2%	5,4
Soojuskoormus siseseintest ja vahelagedest	15,3	4,9%	4,2
Soojuskoormus päikesest	3,7	1,2%	1,0
Soojuskoormus personalist	2,0	0,6%	0,6

Valgustuse osakaal soojuskoormusele on suurem kui piirdetarindite oma, seega on oluline hästi läbi mõelda valgustuse kasutamine. Soojuskoormust päikesest arvestab simulatsiooniprogramm siis, kui laadimisdokk on avatud ja mingi osa päikesekiirgusest jõuab läbi lekkeavade ka ruumi. Personali osa soojuskoormusest on marginaalne.

### 5.2.1.1 Laadimisdokkide mõju tehnoloogilisele jahutuskoormusele

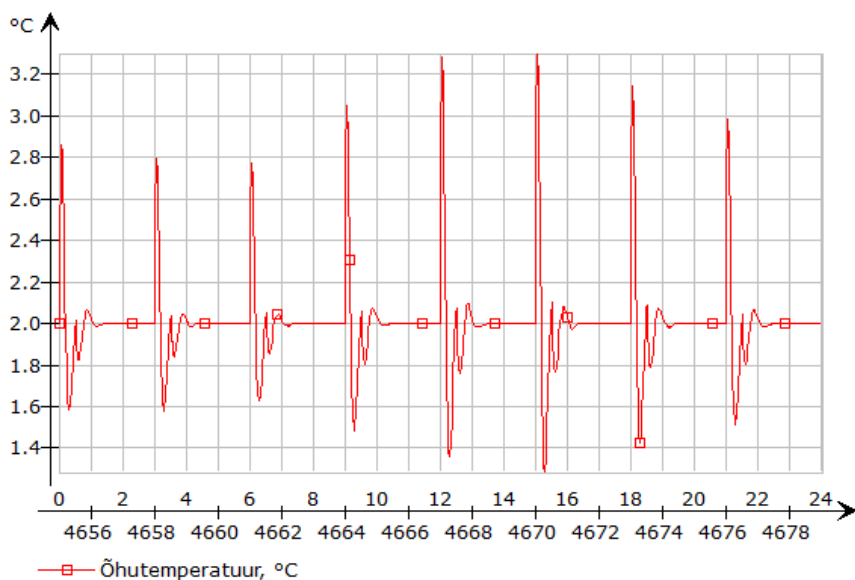
IDA ICE simulatsiooniprogrammis simuleeriti välja kõik laadimisdokid vastavalt nende mõõtudele ja tehti sinna eraldi tsoonid. Jooniselt 5.2 on näha, et esimesel hetkel, kui avatakse laadimisdokid, on infiltratsioonist tulenev õhuvool suur ja seetõttu ka hetkeline soojuskoormus väga kõrge. Hetkeline kõrgeim soojuskoormus laadimisdokkide avamisest ulatub ligi 3 MW-ni. Selle põhjuseks on, et mõne sekundiga jahutatakse maha kogu laadimisdoki välistemperatuuril olev õhk. Pärast õhu mahajahutamist toimub infiltratsioon ainult läbi veoauto ja laadimisdoki vahele jäävate lekete. Lekete pindala on 6,5% ava pindalast ja see on määratud vastavalt kalibreerimisele. Uste (avade) juhtimisloogika on sama alapeatükis 4.4.2 kirjeldatule. Joonisel 5.4 on näha õhutemperatuuri muutumine laadimisdokis, kui avatakse uks ja alustatakse kauba laadimist.





Joonis 5.4 Ühe laadimisdoki õhutemperatuur 15. mail

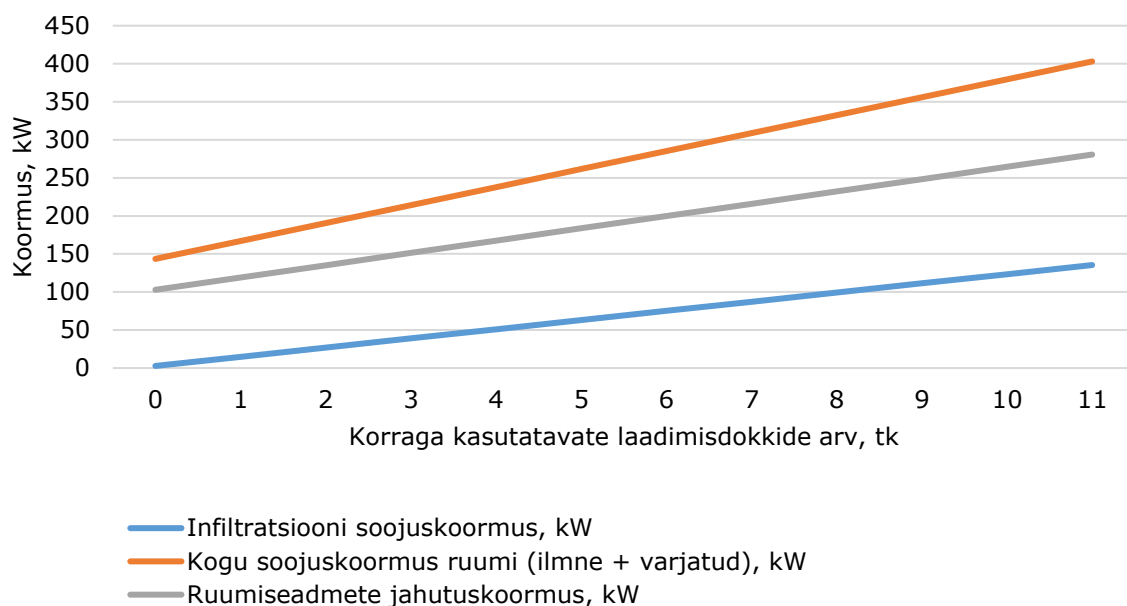
Maksimaalse soojuskoormuse ajal on infiltratsioon läbi ühe laadimisdoki lekkeava 150 l/s. Joonisel 5.5 on näha laadimisdokkide infiltratsiooni mõju õhutemperatuurile ruumis H38-1. Laadimisdokkide avamisel tekkiva hetkelise suure soojuskoormuse tõttu tõuseb õhutemperatuur ligikaudu 1,2 °C võrra. See tähendab, et avamise hetkel tekkiv suur soojuskoormus kompenseeritakse siseõhu temperatuuri tõusuga ja selle järgi ruumi jahutuskoormust ei arvutata.



Joonis 5.5 Ruumi H38-1 siseõhu temperatuur 15. mail

Vähendades korraga avatavate laadimisdokkide arvu, on võimalik oluliselt vähendada sealt tulevat soojuskoormust. Joonisel 5.6 on näha korraga kasutatavate laadimisdokkide mõju soojuskoormusele. Infiltratsiooni soojuskoormuse sisse

arvestatakse piirdetarindite ebatihedustest tulevad kaod ja siseuste avamise mõju, milleks on 2,8 kW olukorras, kui kõik laadimisdokid on suletud.

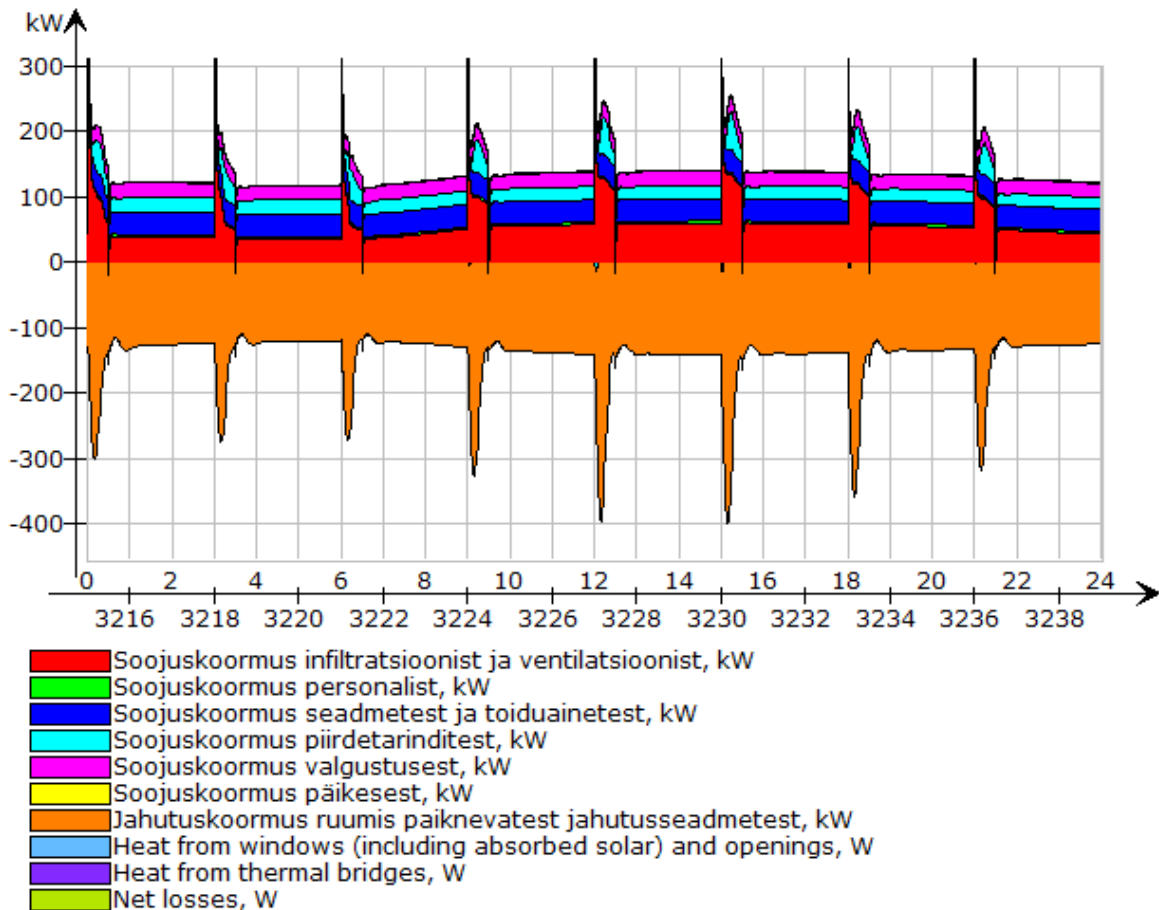


Joonis 5.6 Korrage kasutatavate laadimisdokkide mõju soojuskoormusele

Kui korrage on avatud kõik laadimisdokid, oleks kogu infiltratsiooni soojuskoormuseks 135,4 kW. Vähendades korrage avatavate laadimisdokkide arvu 6-le, oleks arvutuslikes tingimustes soojuskoormuseks 75,1 kW.

### 5.2.1.2 Ventilatsioon

Vastavalt lähteülesandele töötab sissepuhke-väljatõmbeventilatsioonisüsteem ööpäevaringselt, kuid muutes selle töögraafiku vastavaks laadimisdokkide avamisega, on võimalik olulisel määral tipukoormust vähendada. See tähendab, et ventilatsioonisüsteem lülitatakse kauba laadimise ajaks välja. Võrreldes jooniseid 5.7 ja 5.2 on näha ka soojuskoormuse ventilatsioonist vähenemise mõju soojusbilansile.



Joonis 5.7 Tsooni H38-1 soojusbilanss pärast ventileerimise optimeerimist

Sulgedes ventilatsioonisüsteemi laadimisdoki uste avamise ajaks, väheneb tsooni H38-1 kogu jahutuskoormus 58,4 kW võrra ja ilmne jahutuskoormus 32,4 kW võrra, nagu on näha tabelist 5.5. Selline lahendus vähendaks oluliselt jahutuse tipukoormust. Ventilatsiooni eesmärk selles ruumis on ainult ohtlike gaaside eemaldamine, järelilikult võiks kasutada konkreetse gaasi mõõtmiseks andureid ja juhtida ventilatsioonisüsteemi tööd vajaduspõhiselt. Teistes ruumides tagatakse inimeste jaoks piisav puhas õhk laadimisdokkide avamisel tekkiva infiltratsiooniga. Täpsemalt on ruumi H38 ventileerimise vajadust analüüsitud peatükis 5.3.

Tabel 5.5 Ventilatsioonisüsteemi töö optimeerimise mõju jahutuskoormusele

Nimetus	Ruumi nr	Temp (°C)	Pindala (m <sup>2</sup> )	Ilmne jahutuskoormus, kW	Kogu jahutuskoormus, kW	Kogu jahutuskoormus W/m <sup>2</sup>
Enne optimeerimist	H38-1	2	3620,4	280,6	403,0	111,3
Pärast optimeerimist	H38-1	2	3620,4	248,2	344,6	95,2

## 5.2.2 Sügavkülm

Ruumi H36 summaarne jahutuskoormus on kokku 74,8 kW, mis arvestab nii ilmseid kui varjatud soojuseraldusi. Kõige suurema osakaalu soojuskoormusest moodustavad laadimisüksed. Tabelis 5.6 on välja toodud eri komponentide mõju soojuskoormusele. Soojuskoormus läbi põranda on kõrge, sest maapinna jäätumise tõttu on põranda alumises kihis põrandküte. On arvestatud, et põranda alumise kihi temperatuur ei langeks alla +2 °C.

Tabel 5.6 Ruumi H36 komponentide mõju soojuskoormusele

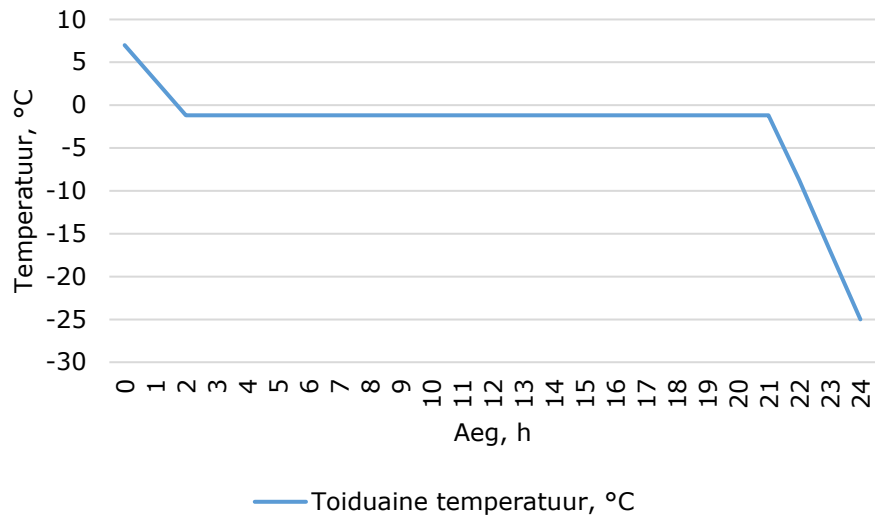
Nimetus	Soojuskoormus, kW	Osakaal	Soojuskoormus, W/m <sup>2</sup>
Soojuskoormus laadimisustest	33,2	47,8%	40,3
Soojuskoormus seadmetest ja toiduainetest	12,9	18,6%	15,7
Soojuskoormus põrandalt ja külmasildadest	9,6	13,8%	11,7
Soojuskoormus siseseintest ja lagedest	7,6	11,0%	9,2
Soojuskoormus valgustusest	4,9	7,1%	5,9

Seadmete ja toiduainete soojuskoormused on näha tabelis 5.7. Võrreldes teiste komponentidega moodustavad kõige suurema koormuse laadimisüksed. Sarnaselt ruumiga H38 võrreldi eri toiduainete soojuskoormusi ja leiti, et kõige suurem on see kartuli puhul.

Tabel 5.7 Soojuskoormused seadmetest ja toiduainetest ruumis H36

Nimetus	Sisenemis-temperatuur, °C	Lõpp-temperatuur, °C	Kogus	Aeg, h	Soojuskoormus, kW
Toiduained	-24	-25	15 000 kg	24	8,4
Tõstukid			4 tk		2,0
Ventilaatorkonvektorid					2,5

Analüüsitava hoones sisenevad külmkambrisse juba külmutatud tooted ja seal külmutamist ei toimu. Mõne teise hoone puhul ei pruugi see nii olla ja sellepärast tehakse võrdlus, kus külmkambrisse viiakse kõrgema temperatuuriga tooted. Joonisel 5.8 on näha värskete õunade külmutamisest eemaldatav soojusenergia. Arvestatakse, et toiduaine külmutatakse lõplikult 24 h möödudes. +7 °C kuni -1,2 °C jahutamiseks on vaja eemaldada 15 000 kg õunadelt 5,6 kWh soojusenergiat, faasimuutuseks 49,3 kWh soojusenergiat ja külmutatud toote temperatuuri langetamiseks -1,2 °C kuni -25 °C on vaja eemaldada 8,3 kWh soojusenergiat.

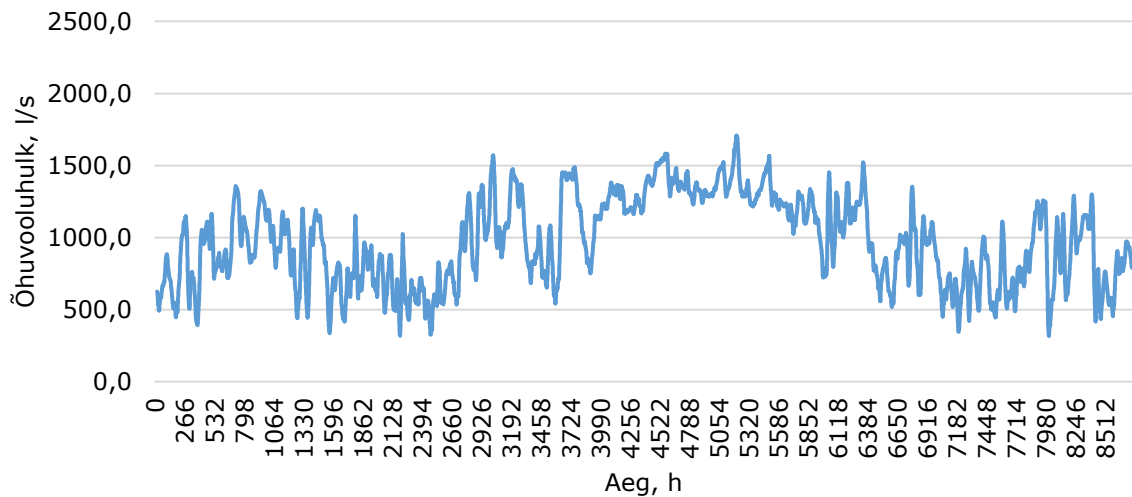


Joonis 5.8 Värskete õunade jahutamise ja külmutamise soojuskoormus

Puuviljade, nagu näiteks õunade puhul kulub kõige rohkem energiat siis, kui neid on vaja külmutada. Seda sellepärast, et suure osa nende koostisest moodustab vesi, mille faasimuutuseks kulub palju energiat.

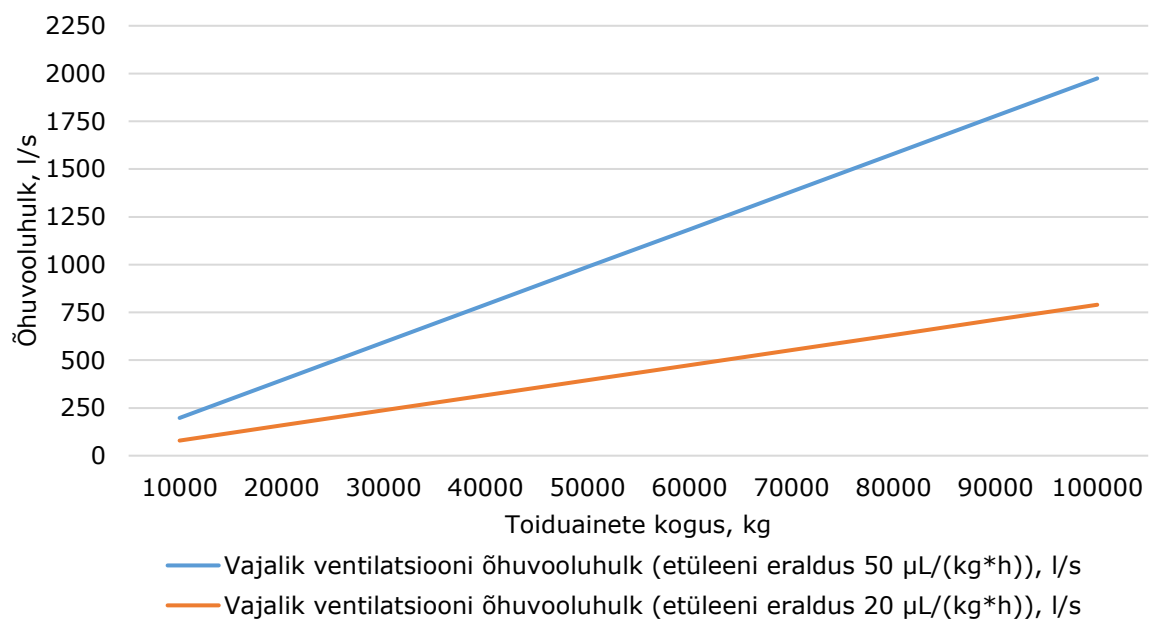
### 5.3 Ventilatsioonivajaduse hindamine

Vastavalt lähteülesandele on ruumi H38 ventilatsiooni õhuvooluhulk 1000 l/s. Selle peamine eesmärk on puu- ja juurviljade säilitamisest tekkivate gaaside eemaldamine. Jooniselt 5.9 on näha, et suvekuudel, kui sise- ja välisõhu temperatuuride erinevus on suurem, pole nõutava õhuvahetuse tagamiseks ventilatsiooni vaja. Aasta alguses ja lõpus, kui välisõhu temperatuur on madalam, langeb infiltratsiooni õhuvooluhulk alla 1000 l/s, mis ei ole vastavalt lähteülesandele piisav. Aasta lõikes infiltratsiooni õhuvooluhulkade kõikumise peamiseks põhjuseks on sise- ja välisõhu temperatuuride erinevus. Joonise 5.9 ajatelg hakkab aasta algusest ja lõppeb aasta lõpuga. Infiltratsioonis on arvestatud nii piirdetarindite kui laadimisdokkidega.



Joonis 5.9 Ruumi H38 infiltratsiooni õhuvooluhulk, 24 h keskmine trend

Alla 500 l/s langeb infiltratsioonist tulenev õhuvooluhulk väga harva. Aasta keskmine õhuvooluhulk on 973 l/s. Kuna ruumi H38 saasteallikaks on puu- ja juurviljad, mille omavaheline osakaal ja täpne ladustatav kogus sõltub vajadusest, siis saab järeldada, et konstantsel õhuvooluhulgal töötava ventilatsiooni vajadus puudub. Erinevate toiduainete kaalude ja etüleenini eralduste juures ventileerimiseks vajalik õhuvooluhulk on näha joonisel 5.10. Mõistlikum oleks kasutada vajaduspõhist ventilatsiooni, mis mõõdaks ruumis olevate ohtlike gaaside kontsentratsiooni ja lülitaks ennast tööle, kui vastav näitaja läheb üle piirmäära. Suvekuudel saab vajaliku õhuvahetuse tagada infiltratsiooniga, talvekuudel võib tekkida vajadus sisse lülitada ka väljatõmbe ventilaator.



Joonis 5.10 vajalik ventilatsiooni õhuvooluhulk sõltuvalt toiduainete kaalust ja etüleenini eraldusest

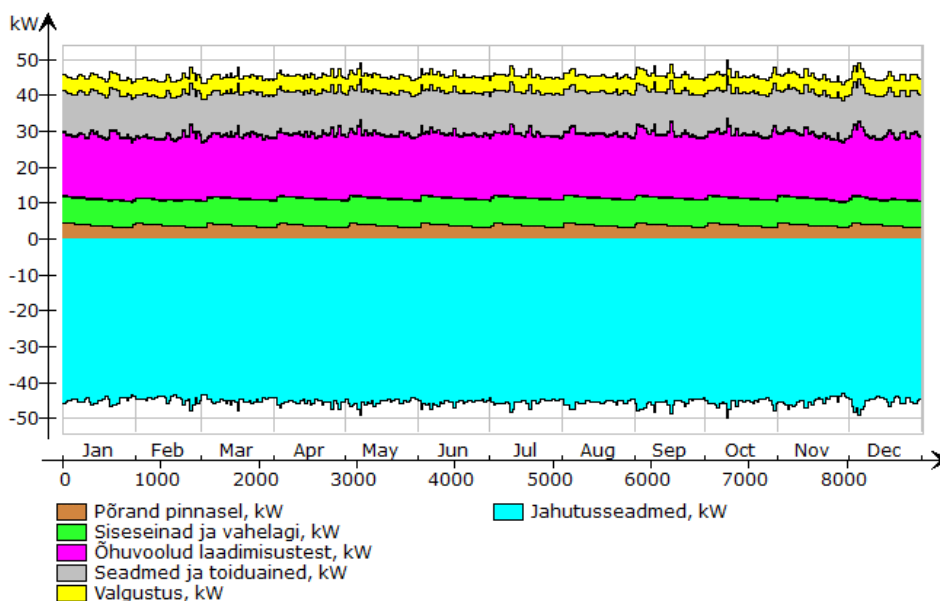
## 5.4 Energiatarve

Kogu hoone aastase perioodi tehnoloogilise jahutuse netoenergiatarve on 2776 MWh. Kõige suurema osa netoenergiatarbesse annab külmladu (H38), järgnevad sügavkülm (H36) ja teine külmladu (H37). Jahutuse netoenergiatarbe arvutamisel on vähendatud kõikide sisemiste soojuseralduste osakaalu 90 protsendile, kasutusaeg on vastavalt töögraafikule. Tuuletõmbe tekkimise vältimiseks arvestatakse, et ruumi H36 ukсед ei oleks samaaegselt kõrval asuvasse ruumidesse avatud.

Tabel 5.8 Netoenergiatarve

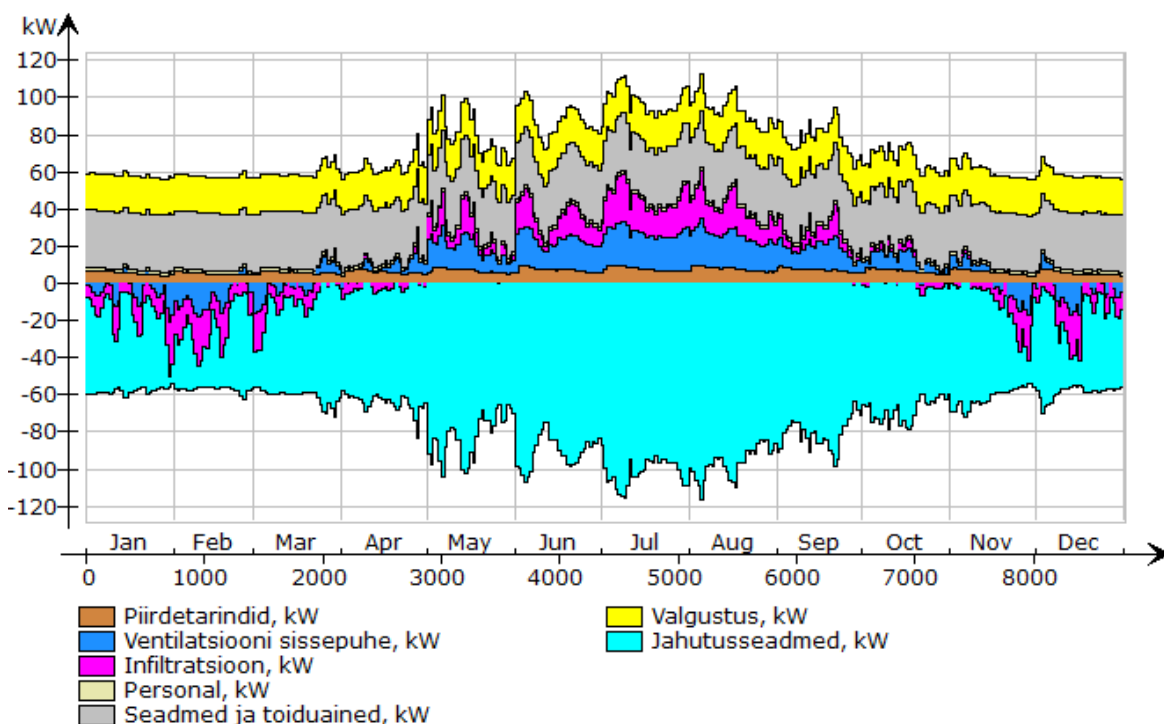
Nimetus	Ruumi nr	Pindala (m <sup>2</sup> )	Netoenergiatarve, MWh	Netoenergiatarve kWh/m <sup>2</sup>
Sügavkülm	H36	823,7	397,8	482,9
Külmladu (liha ja kala) laadimine	H37-1	1558,3	199,3	146,8
Külmladu (liha ja kala) laadimine	H37-2	-	29,4	
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38-1	3620,4	586,1	179,8
Külmladu (puu- ja juurvili) laadimine	H38-2	-	64,8	

Sügavkülma (H36) osakaal netoenergiatarbest on oluliselt suurem, kui oli selle osakaal jahutuskoormusest. Selle põhjuseks on, et sel puuduvad otsesed ühendused välisõhuga. Sügavkülma jahutuskoormus ja seega ka netoenergiatarve on aasta lõikes ühtlane (vaata joonis 5.11). Küll aga väheneb oluliselt ruumide H38 ja H37 jahutuskoormus välisõhu temperatuuri langedes ja sellepärast väheneb ka energiatarve.



Joonis 5.11 Ruumi H36 soojuskoormuse ja jahutusvõimsuse aastase perioodi aegrida

Joonisel 5.12 on näha tsooni H38-1 energiabilanss. Talveperioodil välisõhu temperatuuri langedes alla ruumitemperatuuri soojeneb infiltratsiooni ja ventilatsiooniõhk toas. Seetõttu väheneb oluliselt jahutusseadmete energiatarbimine. Mõnedel ekstreemsematel juhtudel võib infiltratsiooni ja ventilatsiooniõhu jahutuskoormus ületada ruumis olevate vabasoojuste soojuskoormuse ja seetõttu langetada ruumi õhutemperatuuri alla piirväärtuse. Energiaarvutuse baasaasta andmetel seda ei juhtu, küll aga võib selline olukord realses elus ette tulla. Kui peaks tekkima kütmisvajadus, saaks ära kasutada muidu jahutamiseks mõeldud ventilaatorikonvektoreid, kuhu on sisse ehitatud sulatusrežiim.



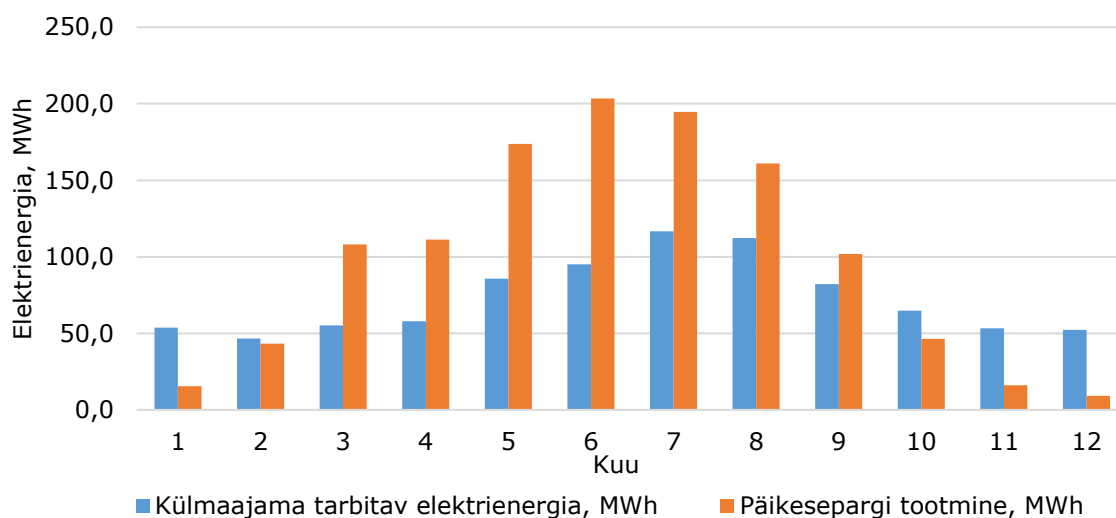
Joonis 5.12 Tsooni H38-1 soojuskoormuse ja jahutusvõimsuse aastase perioodi aegrida

Kasutades soojustagastusega ventilatsioonisüsteemi, mille soojustagasti temperatuuri suhtarv on 0,8, väheneks tsooni H38-1 aastane netoenergiatarve 5%. Lülitades ventilatsioonisüsteemi välja, väheneks aastane netoenergiatarve 9%. Muutes kauba laadimise ajaks 15 minutit, väheneks kogu ruumi aastane netoenergiatarve 2%. Tähele tuleb panna, et nii kauba laadimise kui ventilatsioonisüsteemiga jahutatakse ruumi, kui välisõhu temperatuur langeb alla ruumitemperatuuri. Järelikult nende õhuvooluhulkade vähendamisega suvisel ajal jahutusseadmete koormus väheneb, kuid talvisel ajal tõuseb. Selle mõju külmajaama tarnitud elektrienergiele on suurem kui netoenergiele, sest külmajaama jahutustegur on madalamate välisõhu temperatuuride juures kõrgem.

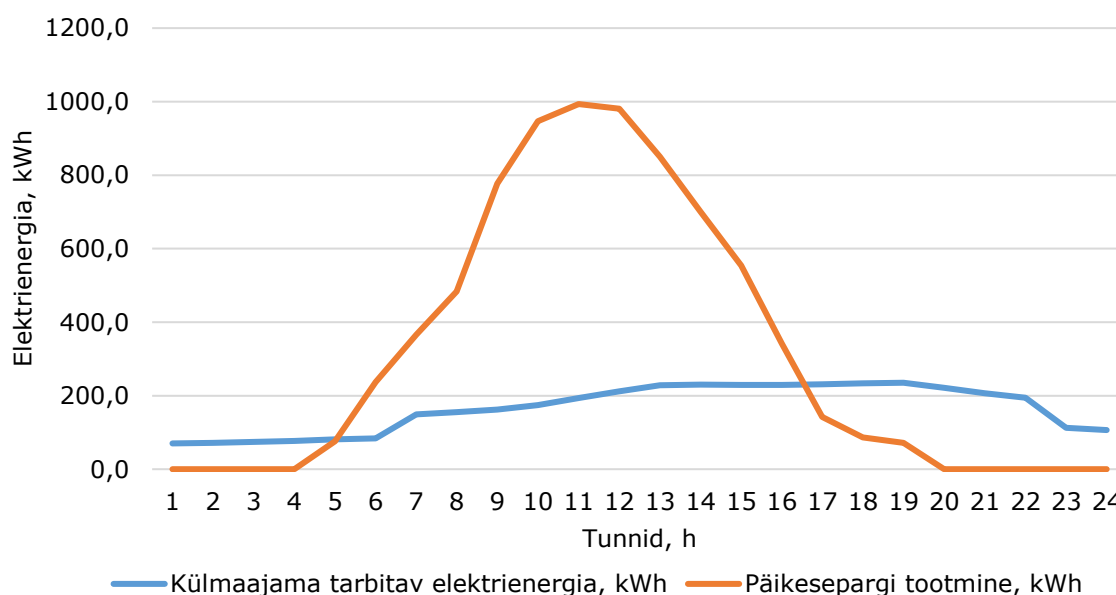


### 5.4.1 Tarnitud elektrienergia tagamine päikesepargiga

Külmajaama kompressoriid ja teised komponendid vajavad töötamiseks aastaringselt suures koguses elektrienergiat. Lokaalne elektrienergia tootmine on heaks võimaluseks hoidmaks kokku elektriarvete pealt. Täites hoone katuse 30% ulatuses päikesepaneelidega suudetakse aastas toota 1184 MWh elektrienergiat. Päikesepargi asimuut on vastavalt hoone asetusele 150° ja kalle 25°. Arvestatakse, et päikesepaneelide maksimaalne võimsus on ligikaudu 0,2 kW/m<sup>2</sup>. Kuude lõikes summeeritud külmajaama tarbitav ja päikesepargi toodetav elektrienergia on näha joonisel 5.13.



Joonis 5.13 päikesepargi toodetav ja külmajaama tarbitava elektrienergia



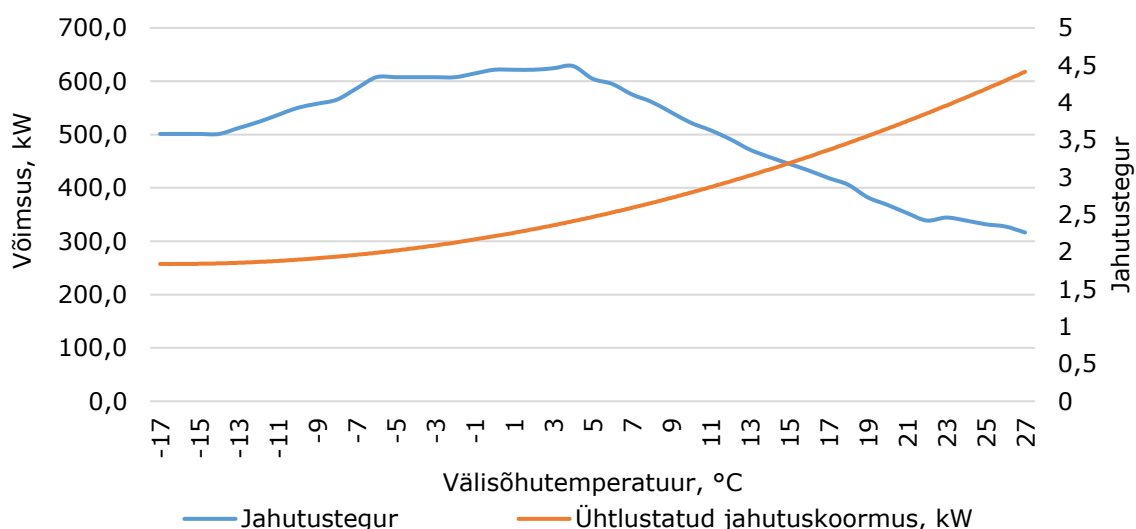
Joonis 5.14 päikesepargi toodetav ja külmajaama tarbitav elektrienergia 1. juunil

Päikesepargi kuude lõikes summaarne toodetud energia on küll suurem kui külmajaama tarbitud energia, aga see ei jagune ühtlaselt. See tähendab, et päevasel ajal toodetakse

rohkem elektrienergiat kui külmajaam tarbib (vaata joonis 5.14) ja öösel ning pilvistes oludes ei toodeta üldse. Päikesepargist saaks otseselt ära katta ligikaudu 27% külmajaama elektrienergia vajadusest, ülejäänut saab kasutada teistes hoone osades või müüa võrku tagasi. Samuti on variant reguleerida külmasüsteemide võimsust vastavalt päikesepargi tootmisele, millest on pikemalt juttu peatükis 5.7.

## 5.5 Külmajaama aastase perioodi jahutustegur

Aastase perioodi jahutuse netoenergiatarve on 2776 MWh ja süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama aastase perioodi jahutustegur (SEER) on 3,62. Jahutusteguri leidmiseks vaadati valikutarkvaras süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama jõudlust erinevate välisõhutemperatuuride juures. Sesonne jahutustegur on võrdne aasta jooksul toodetud külmaenergia ja tarbitud elektrienergia jagatisega.



Joonis 5.15 Hoone jahutusvõimsuse ja kompressorkülmajaama jahutusteguri sõltuvus välisõhu temperatuurist

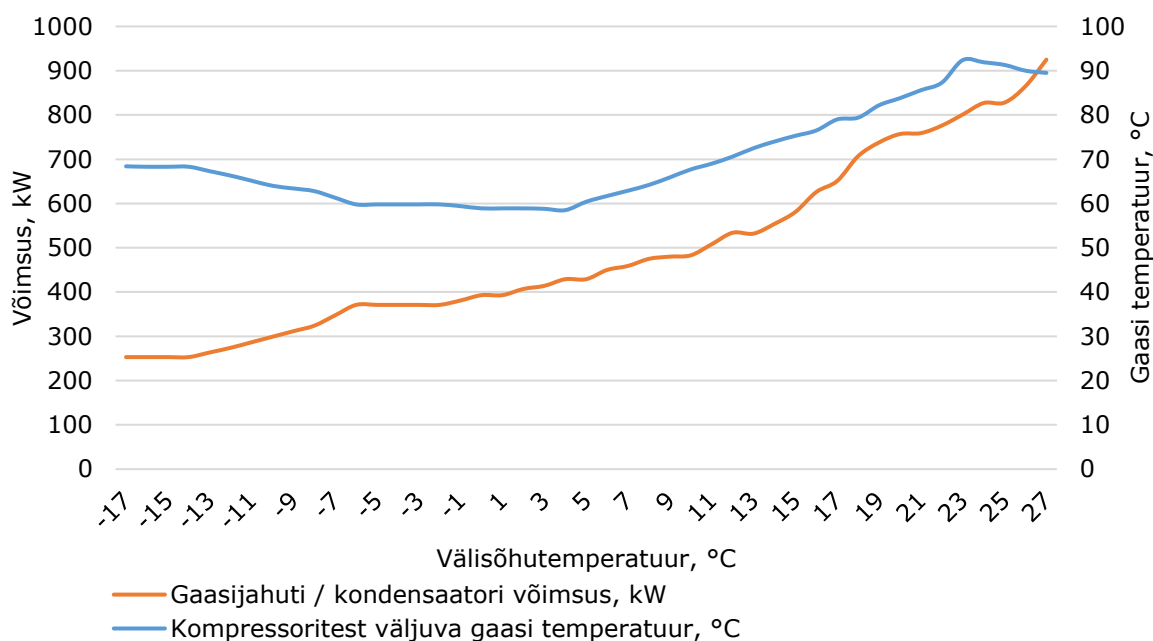
Joonisel 5.15 on näha süsihappegaasil töötava külmajaama jahutusteguri kõikumist transkriitilisest piirkonnast subkriitilisse piirkonda langemise tõttu, mis toimub temperatuuril +22 °C. Külmajaama kõige kõrgem jahutustegur saavutatakse välisõhu temperatuuril +4 °C, sest siis on saavutatud minimaalne gaasijahutist väljuv temperatuur. Välisõhu temperatuuri langemisel alla +4 °C kondensaatorist väljuva külmaaine temperatuur enam ei lange ja sellepärast hakkab langema ka jahutustegur.

Külmahoone madalatemperatuurilistes ruumides suuremaid jahutuskoormuse kõikumisi ei toimu, sest ühendused väliskeskkonnaga peale maapinna puuduvad. Välisõhu temperatuuri muutumisest tingitud soojuskoormuse vähenemine tuleb ruumide arvelt,

millel on otsene ühendus välisõhuga, või mõne teise ruumiga, kus ei hoita ühtlast temperatuuri.

## 5.6 Jääksoojus külmajaamast

Jääksoojus, mida saab külmajaamast ära kasutada, sõltub hoonest ja kompressoritest eralduvast soojushulgast ning jahutamist vajava ülekuumendatud gaasi temperatuurist. Analüüsitava hoone puhul on minimaalseks jääksoojuse soojusvahetisse siseneva gaasi temperatuuriks 58,5 °C ja gaasijahuti minimaalseks võimsuseks 253 kW. Võimalik jääksoojuse hulk on otseses seoses välisõhu temperatuuriga ja tõuseb selle kasvades. Välisõhu temperatuuril +27 °C on gaasijahuti võimsus üle 900 kW (vaata joonis 5.16). Minimaalne jääksoojuse soojusvahetisse siseneva gaasi temperatuur on välisõhu temperatuuril +4 °C. Jääksoojuse soojusvaheti asukoht külmajaamas on näha joonisel 4.13.

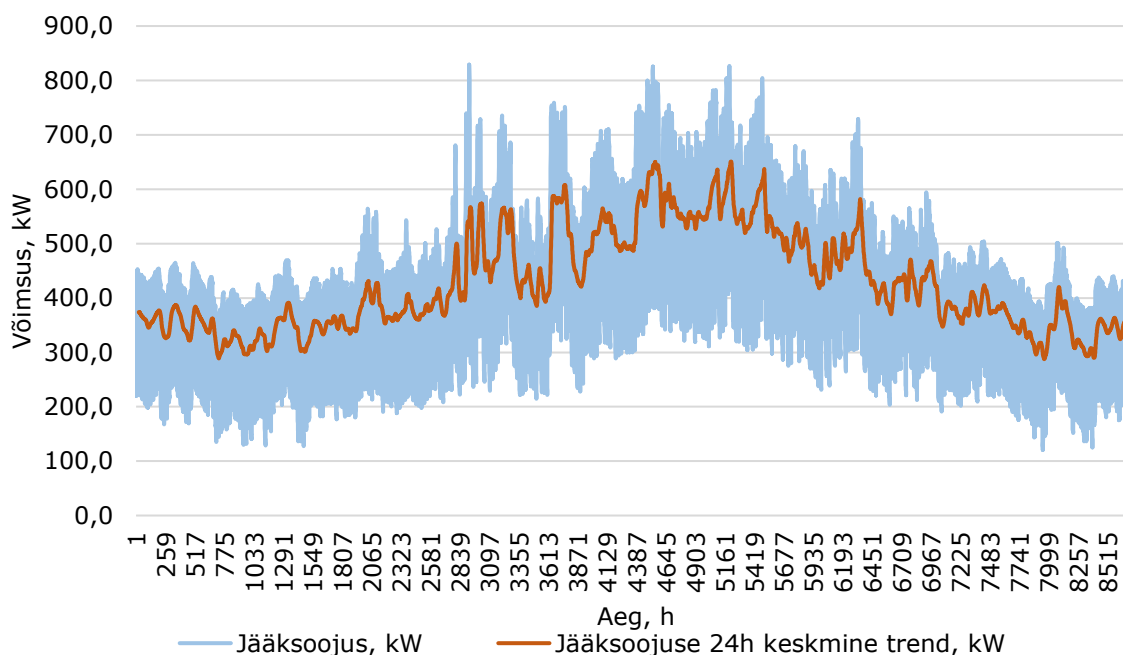


Joonis 5.16 Ülekuumendatud gaasi temperatuur ja gaasijahuti võimsus sõltuvuses välisõhutemperatuurist

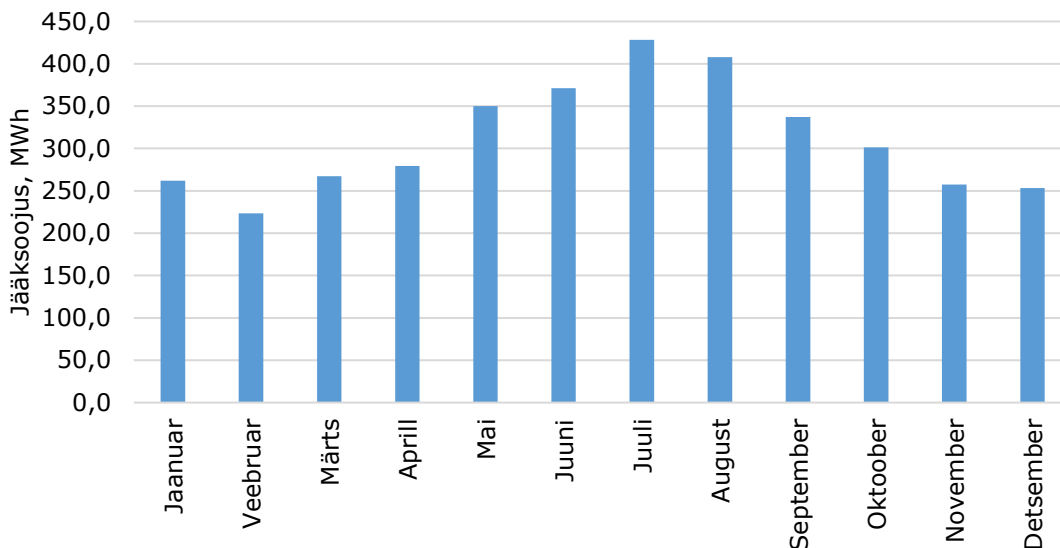
Jääksoojuse maksimaalseks võimsuseks võib teoreetiliselt arvestada gaasijahuti võimsust. Kompressorkülmajaamast tekkivat jääksoojust tuleks esmalt ära kasutada aurustite vajaduspõhiseks sulatamiseks. Aurustite sulatamine on vajalik ruumides, kus aurustitesse siseneva külmaaine temperatuur on alla 0 °C ja ruumiõhk ei ole piisavalt soe, et ainult sellega sulatada. Sellise süsteemi puhul võiks soojuskandja olla näiteks vee ja glükooli segu või sügavkülmade puhul ka ainult glükool. Vee ja glükooli 40% segu puhul on külmumispunkt -22,6 °C [49]. Järelikult tuleks sügavkülmade puhul, mille

temperatuur on alla selle, kasutada suurema glükooli kontsentratsiooniga segu või puhast glükooli.

Jääksoojust saaks ära kasutada ka sügavkülmade põranda alumises kihis olevas põrandküttesüsteemis, millega välditakse hoone all oleva maapinna jäätumist. Sügavkülmad asuvad hoone keskel, kus maapinna temperatuur ei muutu sama kiirelt nagu välisõhu temperatuur. Seega on ka sügavkülmade põrandküttesüsteemi soojusenergia tarbimine aastaringselt sarnase võimsusega. Jääksoojust saaks ära kasutada ka hoone ülejäänud küttesüsteemides või tarbevee soojendamiseks. Tarbevee soojendamise puhul tuleb tähele panna, et sellistel töötingimustel ei ole võimalik aastaringselt saavutada sooja tarbevee soovitud temperatuuri (+55 °C), sest jääksoojuse soojusvahetisse siseneva ülekuumendatud gaasi temperatuur pole selle tagamiseks kogu aeg piisav. Majandustehnilise põhjendatuse korral võib kompressorkülmajaama keskmise temperatuuri (MT) kompressorite töö parameetreid muuta, et tagada aastaringselt piisava väljuva gaasi temperatuur sooja tarbevee tootmiseks. Selle võrra väheneb ka külmajaama jahutustegur.



Joonis 5.17 Jääksoojus peale aurustite sulatust ja sügavkülmade põrandkütet



Joonis 5.18 Jääksoojus pärast aurustite sulatust ja sügavkülmade põrandkütet kuude lõikes

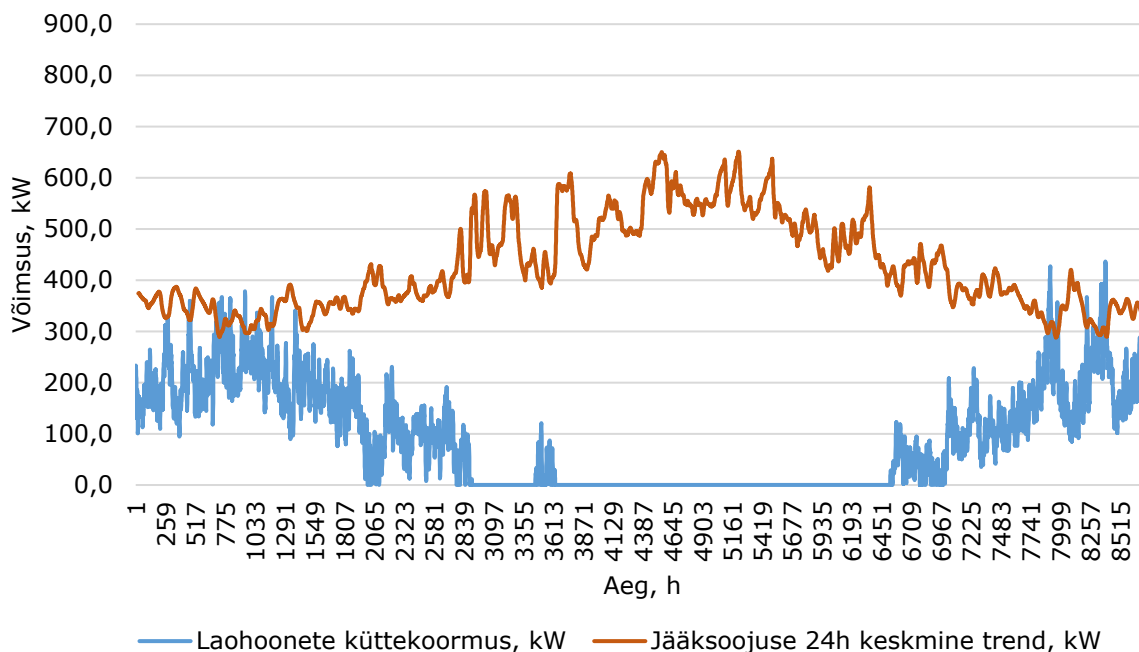
Kompressorkülmajaamast tekkiva jääksoojuse hulk aastas pärast aurustite sulatamist ja sügavkülmade põrandkütet on 3738 MWh, põrandkütteks kulub 46 MWh ja aurustite sulatuseks 263 MWh. Joonistel 5.17 ja 5.18 on näha külmajaama tekitatav jääksoojus aastasel perioodil. Jääksoojuse suure kõikumise tõttu on välja toodud ka ööpäevase perioodi keskmine trendijoon. Kõikumise põhjuseks on vajaliku jahutusvõimsuse muutmine, mis sõltub nii hoone kasutusaegadest kui väliskliimast. Oluline on tähele panna, et analüüsis on aluseks võetud gaasijahuti võimsus. Reaalses elus sõltub võimalik kasutatav jääksoojuse hulk soojendatava soojuskandja temperatuurist. Mida madalam on siseneva soojuskandja temperatuur, seda rohkem jääksoojust saab ära kasutada.

### 5.6.1 Jääksoojuse kasutamine laohoones

Külmhooned asuvad tavaliselt tootmis- ja laohoonete piirkondades, mis kõik vajavad külmal perioodil kütmist. Jääksoojust tekib külmhoonetest ka külmematel perioodidel, sellepärast oleks võimalik seda kasutada lisaks külmhoone enda küttesüsteemidele ka kõrvalhoonetes. Analüüsi aluseks on riskküliku kujuline 1000 m<sup>2</sup> laohoone, mille tüüpilise kasutuse andmed on võetud vastavalt hoone energiatõhususe arvutamise metodikale [5]. Hoone kõrgus on 6 m ja sellel on kuus 10,8 m<sup>2</sup> laadimisust.

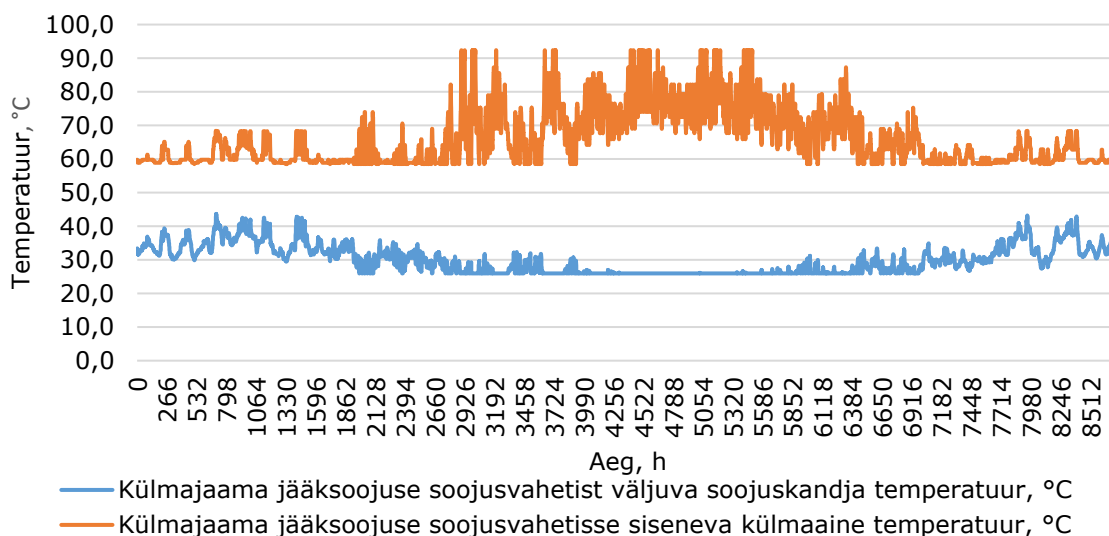
Tabel 5.9 Piirdetarindite soojustehnilised omadused

Nimetus	Soojusjuhtivus, W/m <sup>2</sup> * K
Välissein	0,22
Põrand pinnasel	0,20
Katuslagi	0,16
Kaubauks	1,70



Joonis 5.19 Jääksoojuse kasutamise potentsiaal kõrvalhoonetes

Joonisel 5.19 on näha külmaajama jääksoojuse hulk peale aurustite sulatamist ja sügavkülmade põrandkütet. Lisaks on näha kahekümne 1000 m<sup>2</sup> suuruse lahoone kütte netoenergia vajadus energiaarvutuse baasaasta alusel. Selgub, et jääksoojusest piisaks lahoonete kütmiseks peaaegu terveks aastaks, küll kõige külmemate ilmade korral oleks vajalik ka lisaküte. Analüüsi aluseks olevad lahooned võivad olla ka osa külmahoone enda mahust, kui tegemist ei ole ainult külmahoonega vaid seal on ka laopindasid. Sellisel viisil saab suure osa jääksoojusest talvisel ajal küll ära kasutada kuid suvisel perioodil, millal jääksoojuse hulk on kõige suurem, puudub lahoonetel küttevajadus.

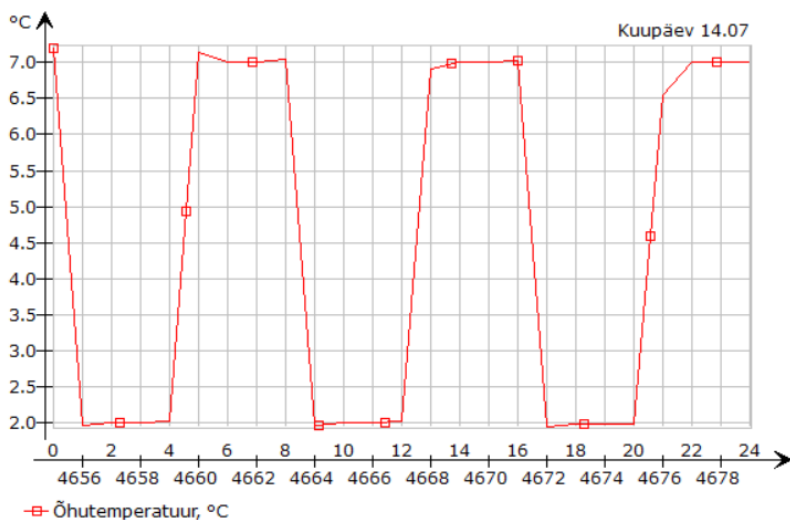


Joonis 5.20 jääksoojuse soojusvaheti temperatuurid

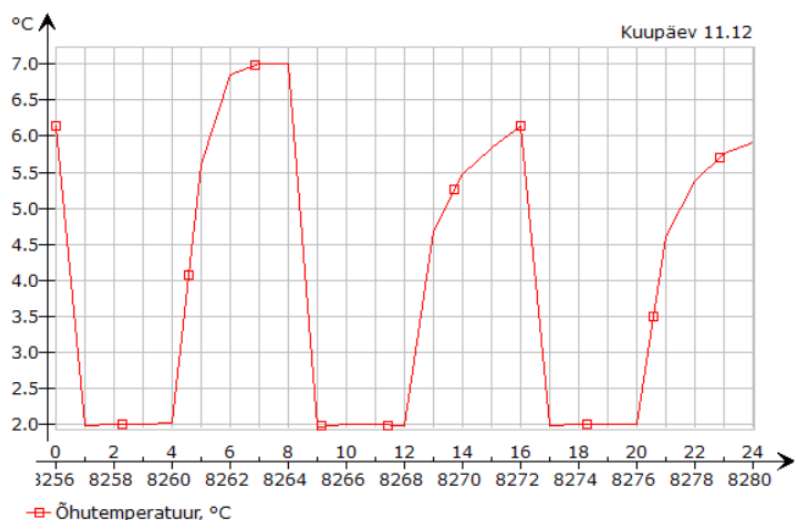
Arvestatakse, et laohoonetes kasutatakse põrandkütet temperatuurigraafikuga 40/35 °C. Välisõhutemperatuuri tõustes üle -21 °C hakkab kütte pealevoolu temperatuur konstantselt langema. Jääksoojuse soojusvahetist väljuva kütte soojuskandja temperatuur võetakse süsteemikadude arvestamiseks vajalikust põrandkütte pealevoolu temperatuurist 6 °C kõrgem. Võrreldes joonisel 5.20 toodud graafikuid on näha, et jääksoojuse soojusvahetisse siseneva süsihappegaasi temperatuur on aastaringiselt piisav küttesüsteemi soojuskandja temperatuuri tõstmiseks.

## 5.7 Elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali hindamine

Elektrienergia paindlikkusteenuse potentsiaali hindamiseks vaadatakse ruumi H38 energiabilansi käitumist kui muuta ruumi seadetemperatuuri ja seeläbi vähendada jahutusseadmete koormust. Tsoonis H38-1 on tavaolukorras ruumitemperatuur +2 °C, analüüsimiseks lubatakse temperatuuri tõsta 5 °C võrra nelja tunnisteks perioodideks. Joonisel 5.21 on näha, et suvises olukorras tõuseb õhutemperatuur uue piirväärtuseni keskmiselt 1 h jooksul, talvises olukorras läheb selleks mõnevõrra kauem aega (vaata joonis 5.22). Teatud juhtudel talvistes olukordades uut seadeväärtust ka ei saavutata, sest välisõhu temperatuur on piisavalt madal.

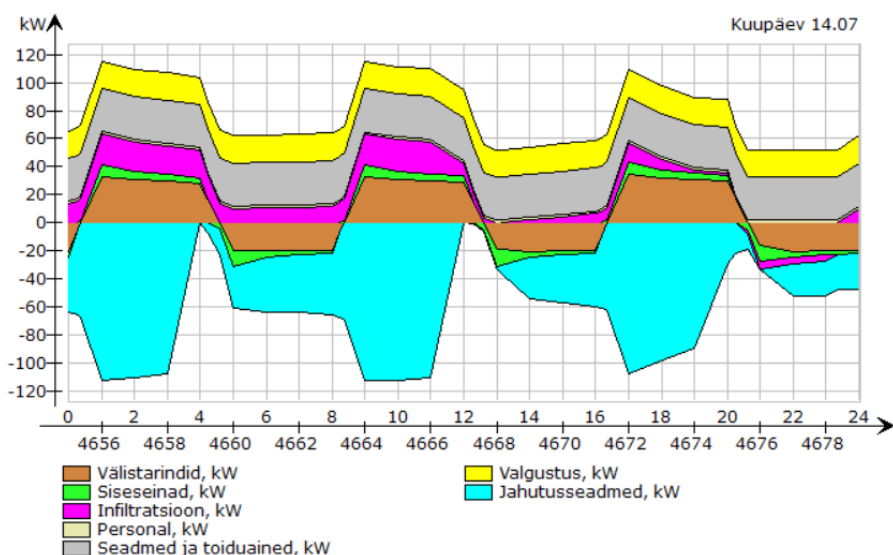


Joonis 5.21 tsooni H38-1 õhutemperatuur suvisel päeval



Joonis 5.22 tsooni H38-1 õhuteratuur talvisel päeval

Toetudes eelmistes peatükkides saadud tulemustele lülitati ventilatsioonisüsteem siin näites välja, et aeglustada ruumide soojenemist suvisel perioodil. Joonisel 5.23 on näha, et suvisel ajal temperatuuri seadeväärtuse tõustes väheneb oluliselt jahutusseadmete koormus. Esimesel tunnil peale kõrgema seadeväärtuse lubamist on jahutusseadmete jahutuskooormus minimaalne. Pärast kõrgema seadeväärtuse juurde jõudmist katavad ligikaudu 30 % jahutuskooormusest tarindid, mis on eelnevalt maha jahutatud. Selle tulemusel väheneb suvisel perioodil temperatuuri seadeväärtuse tõstmisel jahutusseadmete energiavajadus ligikaudu 2,5 korda.

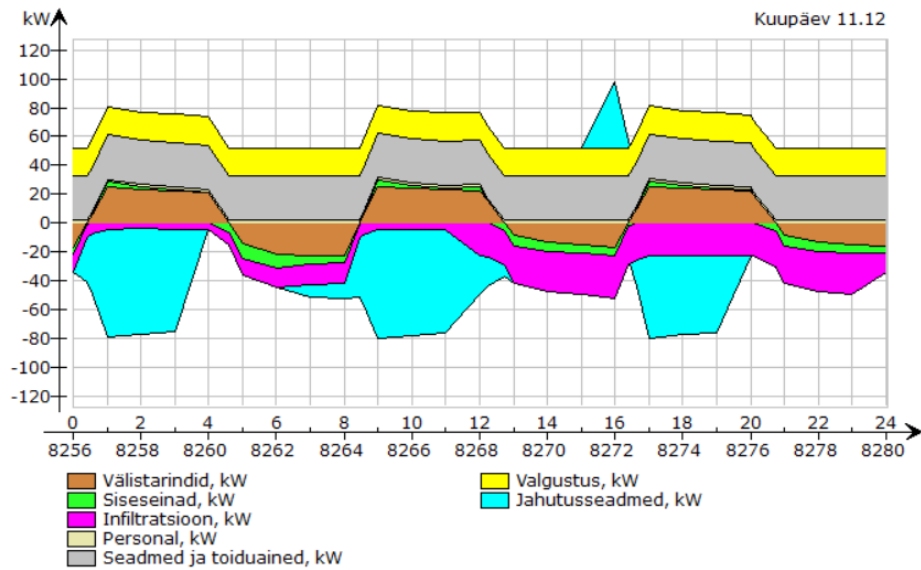


Joonis 5.23 tsooni H38-1 energiabilanss 14. juulil

Talvisel perioodil on temperatuuri seadeväärtuse tõstmisel veel suurem mõju, sest välisõhuteratuur on madalam. Jooniselt 5.24 on näha, et pärast temperatuuri seadeväärtuse tõstmist pole jahutusseadmeid vaja vähemalt kaheks tunniks sisse



lülitada. Kõrgema seadeväärtuse juures kaetakse suurem osa jahutuskoormusest eelnevalt maha jahutatud tarinditega ja infiltratsiooniga.



Joonis 5.24 tsooni H38-1 energiabilanss 11. detsembril

Elektrienergia paindlikkusteenusel on sellise hoone puhul suur potentsiaal, sest jahutusseadmete koormust saab olulisel määral vähendada muutes ruumiõhu seadetemperatuuri. Ruumis H38 saab talvises olukorras ajutiselt jahutusseadmete elektrienergia vajadust muuta ligikaudu 25 kW ja suvises olukorras ligikaudu 30 kW. Ajastades seda päikesepargi elektrienergia tootmisega on võimalik tõsta taastuenergia osakaalu hoone jahutamisel. Hoone jahutusseadmed on mõttekas ühendada tarkvõrku ja kasutada neid suurema võimsusega kui roheenergia tootmise osakaal on suurem. Võrgu tootmismahu vähenedes saab jahutusseadmete koormust oluliselt vähendada ja seetõttu aidata hoida elektrivõrku tasakaalus.

## KOKKUVÕTE

Magistritöös uuriti külmoone laadimisdokkide infiltratsiooni, ventilatsiooni ja transporditavate toiduainete mõju tehnoloogilisele jahutuskooormusele. Leiti tehnoloogilisest jahutussüsteemist tuleva jääksoojuse hulk ja süsihappegaasil töötava kompressorkülmajaama jahutustegur. Selle jaoks analüüsiti toiduainete käitlemisega tegeleva ettevõtte planeeritavat logistikahoonet, mille põhjal koostati mudel simulatsioonitarkvarasse IDA ICE. Laadimisdoki infiltratsiooni tavapärase arvutamise metoodika jätab kasutaja valida tingliku parameetri, mis mõjutab saadavat tulemust. Seetõttu pakuti selle arvutamiseks välja lahendus kasutada simulatsioonitarkvara, mis tõstab oluliselt disainpäeva jahutuskooormuse ja energiaarvutuse täpsust.

Disainpäeva arvutusest on näha, et 43,1% soojuskooormusest moodustab infiltratsioon läbi laadimisdokkide, 24,7% toiduained ja tehnilised seadmed ning 12,4% ventilatsiooniõhu jahutamine. Läbi laadimisdokkide tekkiva infiltratsiooni osakaal sõltub suuresti nende arvust ruumis, kirjeldatavas ruumis oli neid 11 tükki. Vähendades korruga töötavate laadimisdokkide arvu, väheneb oluliselt ka ruumi soojuskooormus. Laadimise toimumisel kõikides dokkidest korruga on ruumi arvutuslik soojuskooormus 135,4 kW. Vähendades korruga avatud olevate laadimisdokkide arvu 6-le, oleks soojuskooormuseks 75,1 kW. Toiduainetest tingitud soojuskooormus sõltub nende sisenemis- ja lõpptemperatuurist. Toiduainete külmutamisel moodustab faasimuutus ligikaudu 75% kogu eemaldatavast soojusenergiast.

Puu- ja juurviljade hoiustamisel tekkivate gaaside eemaldamiseks on vaja ventilatsiooni. konstantse õhuvooluhulgaga ventilatsioonisüsteemi kasutamine ei ole mõistlik, sest toiduainete kogus ja osakaal on ajas muutuv. Ruumis, kus on 11 laadimisdokki ja kaupa laetakse 90 korda ööpäevas, on aasta keskmine infiltratsioonist tulev õhuvooluhulk 973 l/s. Suvekuudel on sise- ja välisõhu temperatuuride vahe suurem ja seetõttu ka õhuvooluhulk infiltratsioonist suurem. Aastase perioodi jooksul langeb õhuvooluhulk harva alla 500 l/s. Seetõttu tuleks gaaside kontsentratsiooni õhus pigem jooksvalt mõõta ja ventilatsioonisüsteemi tööd vastavalt vajadusele juhtida. Suvisel perioodil suudetakse lähteülesandes nõutud 1000 l/s õhuvooluhulk täies ulatuses tagada infiltratsioonist, talvisel perioodil võib tekkida vajadus kasutada ka ventilatsioonisüsteemi.

Ruumides, mille piirdetarinditel puuduvad otsesed ühendused väliskliimaga, on aastane energiatarbimine ühtlane. Suurimad muutused energiatarbimises on ruumides, kus on aktiivne kauba laadimine. Aastase energiasimulatsiooni tulemusel leiti, et külmajaama sesoonne jahutustegur on 3,62. Kõrgeim süsihappegaasil töötava

kompressorjahutusseadme jahutustegur 4,3 on välisõhu temperatuuri +4 °C juures, kõrgemate suviste välisõhu temperatuuride juures langeb jahutustegur ligikaudu 2-ni. Jääksoojuse hulk aastas pärast aurustite sulatamist ja sügavkülmade põrandkütet on 35 % suurem jahutussüsteemi netoenergiatarbest. Jääksoojust saaks kõige paremini ära kasutada tarbevee soojendamiseks, aga ka ülejäänud või kõrval asuvate hoonete kütmiseks. Tarbevee soojendamiseks tuleks madalamate välisõhu temperatuuride juures keskmise astme kompressori tööparameetreid muuta, et tagada piisav gaasitemperatuur jääksoojuse soojusvahetisse. Külmaaja jääksoojusest piisaks, et ära kütta näiteks 20 tavatingimustel töötavat 1000 m<sup>2</sup> laohoonet.

Külmhoone liitumisel elektrienergia paindlikkusteenusega on suur potentsiaal ja reaalne oodatav tulu ka hoone kasutaja jaoks. Lubades ruumides väikesed temperatuurikõikumised saaks oluliselt mõjutada külmajaama tarbitava elektrienergia hulka ja seeläbi aidata võrku tasakaalustada. Lubades 11 laadimisdokiga 3620 m<sup>2</sup> suuruses ruumis nelja tunniseks perioodiks 5 °C temperatuuritõusu, saab suvisel ajal jahutusseadmete energiatarvet vähendada ligikaudu 2,5 korda. Sellisel viisil katavad eelnevalt jahutatud tarindid ligikaudu 30% jahutuskooormusest. Talvistes tingimustes on efekt veelgi suurem, sest välisõhutemperatuur on madalam.

## SUMMARY

The purpose of this thesis is to examine the impact of the infiltration and ventilation of cold storage loading docks as well the transported foodstuffs on technological cooling load. The residual heat from the technological cooling system and the coefficient of performance of the CO<sub>2</sub> cooling station were calculated. To this end, an analysis of a planned logistics building for a food processing company was conducted, on the basis of which a model was developed in the IDA ICE simulation software. The conventional methodology for calculating the infiltration of a loading dock requires the user to select a notional parameter that significantly impacts the result obtained. A solution was thus proposed to use simulation software for the calculation as it significantly increases the accuracy of design day cooling load and energy calculations.

The design day calculation shows that loading dock infiltration accounts for 43.1% of the heat load, foodstuffs and technical equipment for 24.7% and ventilation air cooling for 12.4%. The extent of infiltration through loading docks is largely determined by the number of them in the room. In the room analysed, there were 11 loading docks. By reducing the number of loading docks operating simultaneously, the heat load of the room is also significantly reduced. If loading takes place in all docks simultaneously, the calculated heat load of the room is 135.4 kW. Limiting the number of simultaneously operating loading docks to 6 would result in a heat load of 75.1 kW. The heat load caused by foodstuffs depends on their inlet and end temperature. During the freezing process of foodstuffs, phase change accounts for approximately 75% of the total thermal energy removed.

Ventilation is required to remove gases generated during the storage of fruits and vegetables. It is not practical to use a ventilation system with a constant air flow rate because the quantity and composition of foodstuffs vary over time. In a room with 11 loading docks where goods are loaded 90 times a day, the annual average infiltration air flow rate is 973 l/s. In the summer months, there is a greater difference between indoor and outdoor air temperatures, as a result of which the air flow rate exceeds infiltration. Throughout the year, the air flow rate seldom falls below 500 l/s. Therefore, the concentration of gases in air should be measured on an ongoing basis and the operation of the ventilation system should be controlled as needed. During the summer period, the air flow rate of 1,000 l/s required in the terms of reference can be fully provided through infiltration, however, during the winter period, it may be necessary to use the ventilation system as well.

In spaces where the enclosing structures are not directly exposed to the external climate, the annual energy consumption is uniform. The largest fluctuations in energy consumption occur in spaces where active loading of goods takes place. The seasonal energy efficiency ratio of the cooling station was found to be 3.62 based on the results of the annual energy simulation. The maximum coefficient of performance of a CO<sub>2</sub> refrigeration device is 4.3 at an outdoor air temperature of +4 °C, however, at higher outdoor air temperatures in the summer, the coefficient of performance decreases to approximately 2. The amount of residual heat per year remaining after the defrosting of evaporators and the underfloor heating of freezers is 3,738 MWh. The residual heat could best be used for domestic water heating or for the heating of the rest of the building or adjacent buildings. To ensure a sufficient gas temperature in the residual heat exchanger for domestic water heating at lower outdoor air temperatures, the operating parameters of the medium-level compressor should be changed. The residual heat from the cooling station would be sufficient to heat, for example, 20 warehouses with an area of 1,000 m<sup>2</sup> that operate under standard conditions.

Connecting cold storage to the electricity flexibility service offers both great potential and tangible benefits for the building user. Allowing minor temperature fluctuations in the premises could substantially impact the electricity consumption of the cooling station and thus help to balance the network. Allowing a temperature increase of 5 °C for a duration of 4 hours in a room with a floor area of 3,620 m<sup>2</sup> and 11 loading docks, the electricity consumption of the cooling equipment could be reduced by approximately 2.5 times in the summer. In such a case, pre-cooled structures would cover approximately 30% of the cooling load. The effect would be even greater in the winter due to lower outdoor air temperatures.

## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

- [1] W. Qingyi, W. Xiaomei, S. Da-Wen ja P. Hongbin, „Rapid detection and control of psychrotrophic microorganisms in cold storage foods: A review,” *Trends in food science & technology*, kd. 86, pp. 453-464, 2019.
- [2] Keskkonnaministeerium, „Kyoto protokoll,” 06 07 2021. [Võrgumaterjal]. Available: <https://envir.ee/kyoto-protokoll>. [Kasutatud 15 04 2023].
- [3] Eesti Keskkonnauuringute Keskus, „Montreali protokoll nõuded ja nende täitmine,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://klab.ee/osoon/meetmed/montreali-protokollinouded-ja-nende-taitmine/>. [Kasutatud 15 04 2023].
- [4] Ashrae, ASHRAE Handbook, Atlanta, 2018, pp. 386-388.
- [5] Majandus- ja taristuminister, „Hoone energiatõhususe arvutamise meetodika,” 05 06 2015. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.riigiteataja.ee/akt/107072020012>. [Kasutatud 2023 05 02].
- [6] A. S. Utage, K. V. Mali ja A. D. Kadam, „Performance simulation of cold storage using energyplus,” *International Journal of Engineering Science and Technology*, kd. 5, nr 02, pp. 286-297, 2013.
- [7] W. Xuejin, „Dynamic Cooling Load Calculation of Heat Transfer through the Envelope for Cold Storage,” *IOP Conf. Ser.: Earth Environ*, pp. 1-6, 2020.
- [8] T. Meier, „AS NÕO Lihetööstuse jahutusseadmete heitsoojuse kasutus,” Eesti Maaülikool, Tartu, 2016.
- [9] P. B. Jeffery, A. R. East ja D. J. Cleland, „Air infiltration through loading dock truck-trailer doors,” International Congress of Refrigeration, Washington, 2003.
- [10] P. Chen, D. J. Cleland, S. J. Lovatt ja M. R. Bassett, „Air infiltration into refrigerated stores through rapid-roll doors,” *Proceedings 20th International Congress of Refrigeration*, kd. IV, nr 162, pp. 925-932, 1999.
- [11] A. Paulus ja K. Staehr, „The Energy Crisis in the Baltic States:,” *EconPol Forum*, kd. 23, nr 6, pp. 28-32, 2022.
- [12] E. V. Valitsus, „Rohepööre | Eesti Vabariigi Valitsus,” 27 01 2023. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.valitsus.ee/valitsuse-eesmargid-ja-tegevused/rohepoliitika>. [Kasutatud 02 03 2023].
- [13] K. Fikiin, „Cooling and refrigeration sector: the cinderella of the EU's energy system,” 16 05 2017. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.euractiv.com/section/energy/opinion/cooling-and-refrigeration-sector-the-cinderella-of-the-eus-energy-system/>. [Kasutatud 04 03 2023].

- [14] K. Z. Skacanová, „Global market and policy trends for CO<sub>2</sub> in refrigeration,” *International Journal of Refrigeration*, kd. 107, nr 1, pp. 98-104, 2019.
- [15] J. A. Evans, E. C. Hammond, A. J. Gigiel, A. M. Foster, L. Reinholdt, K. Fikiin ja C. Zilio, „Assesment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores,” *Applied Thermal Engineering*, kd. 62, pp. 697-705, 2014.
- [16] Department of Economic and Social Affairs, Population Division, „World Populations Prospects 2019: Highlights,” United Nations, New York, 2019.
- [17] J. Evans, S. J. Curlin ja E. Clark, „Cold Chain Brief on Cold Storage and Refrigerated Warehouse,” International Institute of Refrigeration, Paris, 2018.
- [18] Conger, „COLD STORAGE WAREHOUSES: THE ULTIMATE GUIDE,” Conger Industries INC., 5 01 2023. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.conger.com/cold-storage-warehouse/>. [Kasutatud 15 03 2023].
- [19] Grand View Research, „U.S. Cold Storage Market Size & Share Report,” 2021. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/us-cold-storage-market>. [Kasutatud 14 03 2023].
- [20] The Editors of Encyclopaedia Britannica, „Refrigeration,” 14 07 2020. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.britannica.com/technology/refrigeration>. [Kasutatud 15 03 2023].
- [21] M. Kheirabadi, %1 *Iranian cities: Formation and development*, Austin : University of Texas Press, 1991, p. 36.
- [22] The Editors of Encyclopaedia Britannica, „John Gorrie,” 29 09 2022. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.britannica.com/biography/John-Gorrie>. [Kasutatud 15 03 2023].
- [23] E. Kaappola, A. Hirvelä, M. Jokela ja J. Kianta, „Külmatehnika alused,” %1 *Külmutusseadme ringprotsess*, Helsinki, Opetushallitus ja tekijät, 2014, pp. 17-30.
- [24] M. O. Mclinden, J. C. Seeton ja A. Pearsion, „New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration,” *Science*, kd. 370, nr 6518, pp. 791-796, 2020.
- [25] P. Srihirin, A. Satha ja C. Supachart, „A review of absorption refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, kd. 5, nr 4, pp. 343-372, 2001.
- [26] E. Abel, H. Voll, T. Tark, P. Pikk ja R. Daniel, „Hoonete energiatarve ja sisekliima,” %1 *Jahutus ja energiakulu*, Tallinn, Presshouse OÜ, 2022, pp. 167-168.
- [27] T. Welch, „CIBSE JOURNAL,” 11 2009. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-11/>. [Kasutatud 15 03 2023].

- [28] W. L. Jorgensen ja M. Ibrahim, „Journal of the American Chemical Society,” *Structure and properties of liquid ammonia*, kd. 102, nr 10, pp. 3309-3315, 1980.
- [29] S. Link, „Termodünaamika,” *EKK5030 Termodünaamika ja energiatootmine*, pp. 157-160.
- [30] I. Horuz ja T. M. Callander, „Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system,” *International Journal of Refrigeration*, kd. 27, nr 1, pp. 10-16, 2004.
- [31] The Editors of Encyclopaedia Britannica, „Thermoelectricity,” 15 01 2022. [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.britannica.com/science/thermoelectricity>. [Kasutatud 17 03 2023].
- [32] G. F. Hundy, A. R. Trott ja T. C. Welch, *Refrigeration and air-conditioning*, Oxford: Elsevier Science & Technology, 2008.
- [33] Magnotherm, „Magnetocaloric Effect (MCE),” MagnoTherm Solutions GmbH, [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.magnotherm.com/technology/>. [Kasutatud 17 03 2023].
- [34] O. Amer, R. Boukhanouf ja H. G. Ibrahim, „A review of evaporative cooling technologies,” *International journal of environmental science and development*, kd. 6, nr 2, pp. 111-117, 2015.
- [35] Y. Binbin, Y. Jingye, W. Dandong, S. Junye ja C. Jiangping, „An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle,” *Energy*, kd. 189, pp. 1-19, 2019.
- [36] P. Bansal, „A review - Status of CO<sub>2</sub> as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D,” *Applied Thermal Engineering*, kd. 41, pp. 18-29, 2012.
- [37] TTÜ Eesti Mereakadeemia, „Külmatehnika tehniline juhend: OKA-de ja F-gaaside alternatiivid,” Eesti Keskkonnauuringute Keskus, Tallinn, 2016.
- [38] Danfoss A/S, „Application handbook | Industrial Refrigeration Ammonia and CO<sub>2</sub> Applications,” %1 *Transcritical CO<sub>2</sub> systems*, Danfoss, 2022, pp. 122-154.
- [39] W. Haiying, S. Farzad, T. Zhang, J. Yongcan ja X. Huining, „Ethylene scavengers for the preservation of fruits and vegetables: A review,” *Food Chemistry*, kd. 337, pp. 1-12, 2021.
- [40] K. C. Gross, C. Y. Wang ja M. Saltveit, *The commercial storage of fruits, vegetables, and florist and nursery stocks*, Washington, DC: United States Department of Agriculture, 2016.
- [41] A. Rosin, S. Link, H. Hõimoja ja I. Drovtar, *Energiasalvestid ja -salvestustehnoloogiad*, Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli Kirjastus, 2015.



- [42] T. Lehtla ja T. Vinnal, Elektrivarustuse tulevikusvisioonid, Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli kirjastus, 2016.
- [43] Eesti Energia AS, „Paindlik energia juhtimine,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.energia.ee/ari/energiatooted/paindlikenergia>. [Kasutatud 08 05 2023].
- [44] Eesti Standardikeskus, „MITTEELUHOONETE VENTILATSIOON. Üldnõuded ventilatsiooni- ja ruumiõhu konditsioneerimissüsteemidele.,” Eesti Standardikeskus, Tallinn, 2017.
- [45] B. R. Becker ja B. A. Fricke, „Transpiration and respiration of fruits,” *New Developments in Refrigeration for Food Safety*, pp. 110-121, 1996.
- [46] A. Bring, P. Sahlin ja M. Vuolle, „Models for building indoor climate and energy simulation,” IEA, Stockholm, 1999.
- [47] M. Woloszyn ja G. Rusaouen, „Airflow Through large vertical openings in multizone modelling,” INSA de Lyon, Lyon, 1999.
- [48] BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, „Bitzer,” [Võrgumaterjal]. Available: <https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1681311432477&mod=CO2>. [Kasutatud 12 04 2023].
- [49] F. H. Conrad, E. F. Hill ja E. A. Ballman, „Freezing points of the system ethylene glycol-methanol-water,” *Industrial and engineering chemistry*, pp. 542-543, April 1940.
- [50] Engineering ToolBox, „Carbon Dioxide - Specific Heat of Gas vs. Temperature,” 2005. [Võrgumaterjal]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/carbon-dioxide-d\\_974.html](https://www.engineeringtoolbox.com/carbon-dioxide-d_974.html). [Kasutatud 07 05 2023].
- [51] Engineering ToolBox, „Water - Specific Heat vs. Temperature,” 2004. [Võrgumaterjal]. Available: [https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d\\_660.html](https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html). [Kasutatud 07 05 2023].
- [52] M. Meldorf ja J. Kilter, Elektrisüsteemi stabiilsus, Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli Kirjastus, 2011.