

Juhani Törmä

**ILMANVAIHTOKONEEN LÄMMITYSPIIRI JA SEN SÄÄDETTÄ-
VYYS**

ILMANVAIHTOKONEEN LÄMMITYSPIIRI JA SEN SÄÄDETTÄ- VYYS

Juhani Törmä
Opinnäytetyö
Kevät 2019
Talotekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Talotekniikan Tutkinto-ohjelma

Tekijä: Juhani Törmä

Opinnäytetyön nimi suomeksi: Ilmanvaihtokoneen lämmityspiiri ja sen säädettävyys

Opinnäytetyön nimi englanniksi: Heating Circuit of Ventilation Unit and Its Adjustability

Työn ohjaaja: Mikko Niskala

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2019

Sivumäärä: 57

Opinnäytetyössä valitaan ja mitoitetaan tilaajan antamaan kohteeseen sopiva ilmanvaihtokoneen lämmityspiiri. Ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelmasta saadut tiedot sekä mitoitusparametrit tarkistetaan käsin laskemalla. Lisäksi tarkistetaan koneen jälkilämmityspatterin todellinen teho sekä virtaama.

Tavoitteena on saatujen tietojen ja laskettujen laskujen perusteella suunnitella toimiva ilmanvaihtokoneen lämmitys piiri, saavuttaa tavoite auktoriteetti 2-tieventtiilille, mallintaa työ MagiCAD- ja CADS-ohjelmaan sekä verrata mitoitustuloksia ja ohjelman mitoituksen toimivuutta.

Opinnäytetyössä tarkastellaan myös lämmityspiirissä tarvittavien 2-tieventtiilien periaatetta ja mitoituksen toimivuutta.

Työn tilaaja on tamperelainen suunnittelu- ja konsultointiyritys LVI Kalske Oy.

Asiasanat: auktoriteetti, lämmitys, ilmanvaihtokone, 2-tieventtiili, laskentaohjelma

ALKULAUSE

Aluksi haluan kiittää opinnäytetyöni tilaajaa, Jari Ketolaa tamperelaisesta LVI-Kalske Oy:stä, joka tarjoaa monipuolista LVI-suunnittelua ja konsultointia Tampereella ja muualla Suomessa. LVI Kalske Oy tarjosi minulle mielenkiintoisen ja opettavaisen opinnäytetyöaiheen pienellä varoitusajalla, ensimmäisen opinnäytetyöaiheeni peruuntuessa. Suurkiitos myös opinnäytetyöni ohjaajalle Mikko Niskalalle, joka on neljän opintovuoden aikana tarjonnut mielenkiintoisia kursseja ja varsinkin opinnäytetyötä tehdessä ollut iso apu ohjausta ja opastusta tarvittaessa. Kiitokset myös talotekniikka puolen opettajille Martti Rautiaiselle ja Rauno Holopaiselle. Koko talotekniikan puoli on koko opiskeluajan ollut suuri apu opintoja suorittaessa ja ollessa tavattavissa, kun tarvitsee ohjausta tai opastusta.

Oulussa 31.5.2019

Juhani Törmä

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 LÄMMITYSJÄRJESTELMIEN TASAPAINOITUS	7
2 VENTTIILIIEN AUKTORITEETTI	10
2.1 Auktoriteetin laskeminen	11
2.2 Venttiilin kavitointi	14
3 ILMANVAIHTOKONEEN LÄMMITYSPIIRIN MITOITUS	18
3.1 Lämmöntalteenoton kondenssi	19
3.2 Lämmöntalteenoton jäätyminen esto	23
3.3 Ilmanvaihtokoneen lämpötila pisteet	23
3.4 Lämmöntalteenoton limitys	24
3.5 Jälkilämmityspatterin mitoitus	25
3.5.1 Veden keskimääräinen virtausnopeus lämmityspatterin putkissa	27
3.5.2 Jälkilämmityspatterin painehäviö	28
3.6 Lämmityspiirin lämmönsiirrin	28
3.6.1 2TV45: mitoitus	29
3.6.2 Ensiöpuolen 2TV:n mitotus	31
3.7 Varoventtiilin valinta	32
3.8 Suljetun kalvopaisunta-astian mitoitus	32
3.9 Pumppujen mitoitus	37
3.9.1 PU3:n valinta	37
3.9.2 PU4:n valinta	39
4 LASKENTAOHJELMIEN TULOSTEN ANALYSOINTI	41
4.1 Ilmastoinnin lämmityspiirin mitoitus MagiCADilla	41
4.2 Ilmastoinnin lämmityspiirin mitoitus CADS-ohjelmassa	49
4.3 CADS testi	53
5 YHTEENVETO	55
LÄHTEET	56

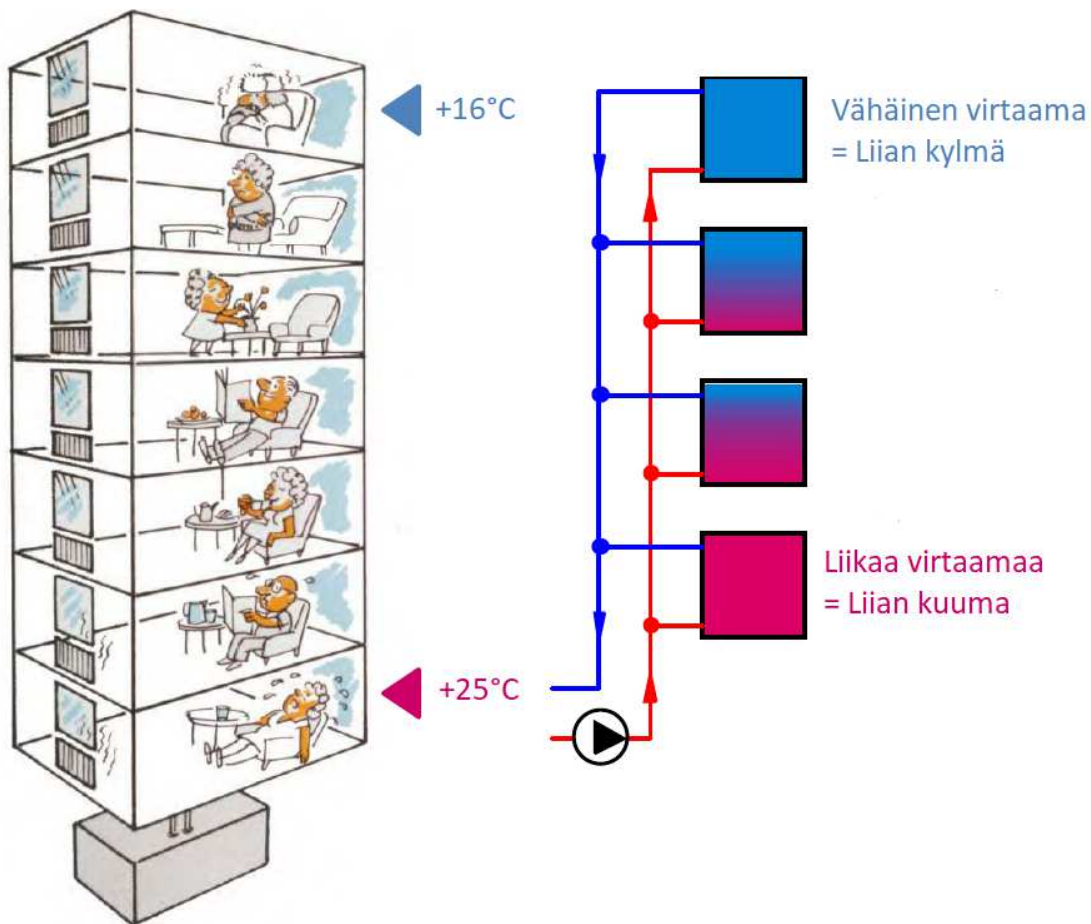
Ilmanvaihtokoneen lämmitysjärjestelmän mitoitus sekä tasapainotus ja säätöventtiilien valinta oikeille arvoille ovat toimivan järjestelmän kulmakiviä. Lämmitysjärjestelmä, jota ei ole suunnitteluohjeiden mukaisesti mitoitettu ei tavoita vaadittua toimivuutta. Lämmitysjärjestelmän ollessa väärin tasapainotettu aiheutuu lämmönjaon epätasapaino sekä lämmitysjärjestelmän säätävien osien auktoriteetin huomattava heikentyminen. Rakentamisen jälkeen ja ongelmien ilmetessä joutuu toimivuuden saavuttamiseksi kuluttamaan huomattavan paljon ylimääräistä energiaa.

Tärkeää lämmitysjärjestelmän toimivuudelle on 2-tieventtiilin suunnitellun auktoriteetin saavuttaminen. Lämmitysjärjestelmän tehontarpeen muuttuessa on 2-tieventtiilillä oltava riittävä säätökyky järjestelmään, että haluttu toimipiste saavutetaan helposti ja nopeasti. Säätöventtiili, jolla on liian pieni auktoriteetti, aiheuttaa säätöpiiriin jatkuvan värähtelyn. Säätötulos on heikko ja venttiili sekä toimimoottori kuluvat nopeasti.

Opinnäytetyössäni mitoitetaan tilaajan valitsemalle ilmanvaihtokoneelle ilmanvaihdon lämmityspiiri. Ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelman sekä piirto-ohjelmien käyttämien arvojen todenmukaisuus valmistetaan käsin laskemalla. Lisäksi tavoitteena on suunnitella kohteeseen ilmanvaihdon lämmityspiiriin liittyvät lämmönsiirrin, pumput, 2-tie- ja linjan säätöventtiilit sekä vertailla mitoitusohjelmien tuloksia ja niiden luotettavuutta.

1 LÄMMITYSJÄRJESTELMIEN TASAPAINOITUS

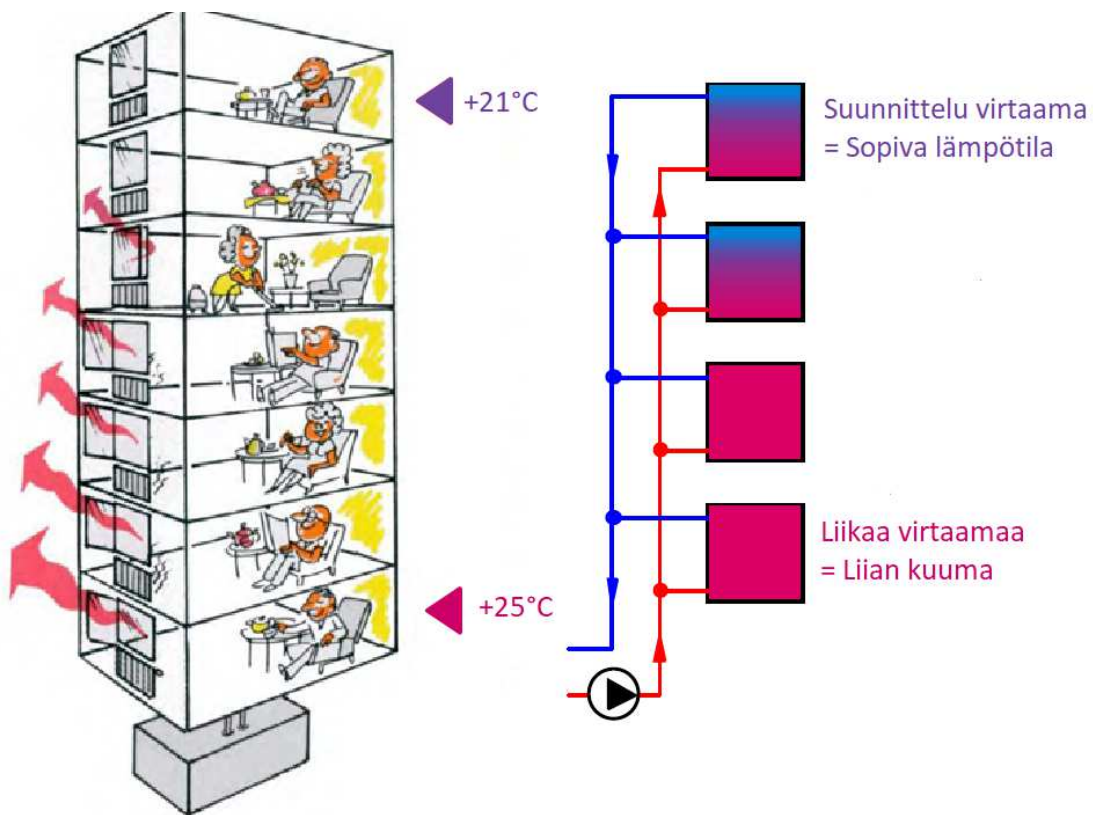
Lämmitysjärjestelmän tasapainotuksen päätarkoituksena on luoda suunnitelmien mukainen lämmönjako sekä saavuttaa suunniteltu teho käyttäen mahdollisimman vähän energiaa. Epätasapainoinen järjestelmä aiheuttaa epätasaisen lämmönjaon veden seuraessa helpointa reittiä, jossa on vähiten vastusta virtaukselle. Epätasapainotilanteessa lämmitysjärjestelmän toimintapisteiden saavuttaminen järjestelmän kaikilla osilla on hitaampaa, kuluttaa enemmän energiaa ja on silti joskus jopa mahdotonta. Kuvissa ja esimerkeissä on havainnollistettu lämmönjakoa asuinkerrostalon patteriverkossa. Kuvassa 1 on esitetty ilman säätöä lämmönjako, jossa pumpun nostokorkeus ei riitä kauimpana olevaan toimilaitteeseen.



KUVA 1 Virtaama ei riitä vaikeimpaan toimilaitteeseen (1)

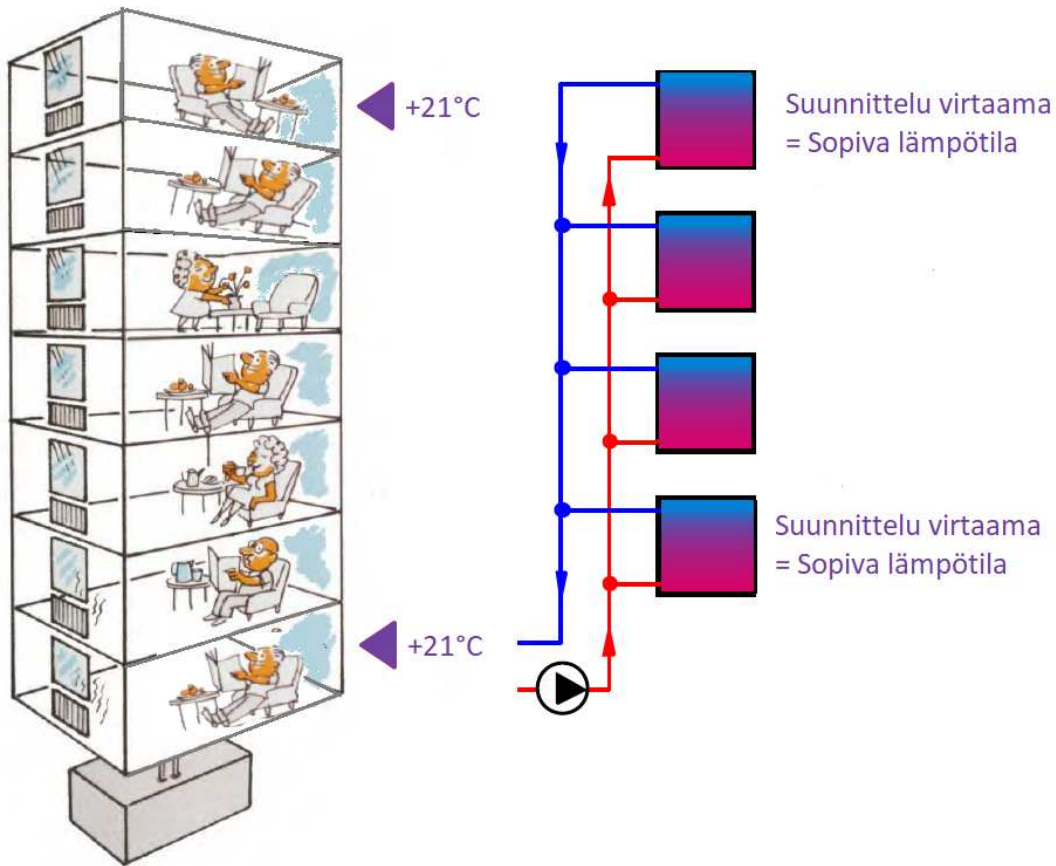
Vaikeimman toimilaitteen toimintapisteen saavuttamiseksi on mitoitustilanteessa pumpun nostokorkeutta lisättävä, jotta saavutetaan vaikeimman toimilaitteen toimipiste. Nostokorkeuden lisäämisen jälkeen helpoimmissa toimilaitteissa on liian suuri virtaama. Esimerkkinä kuvassa 1 vaikeimmassa toimilaitteessa on alivirtaamaa ja jotta toimipiste saavutetaisiin, täytyy sekä virtaamaa että nostokorkeutta lisätä. Nostokorkeuden ja virtaaman lisääys nostavat pumpun energiakulutusta suunnitellusta. (1.)

Lisäystä pumpun nostokorkeudesta ja virtaamasta johtuva tilanne on esitetty kuvassa 2. Virtaamaa ollessa toimilaitteessa liian suuri ohjataan yllilämpö muualle, eli energiaa menee hukkaan.



KUVA 2 Pumpun virtausta ja nostokorkeutta lisätty (1)

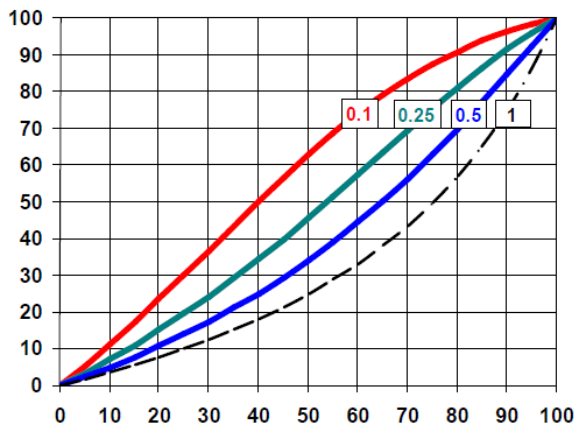
Lisäämällä lämmitysjärjestelmään kertosäätöventtiilit ja 2-tieventtiilit saavutetaan lämmitysjärjestelmässä lämmönjaon tasapaino. Oikein tasapainotetulla ja mitoitetulla lämmitysjärjestelmällä lämmönjako on tasaista tehon tarpeen mukaan. Mitoitusvirtaamalla asuntojen lämpötila pysyy suunnitteluarvossaan. Tasapainotetulla järjestelmällä energiaa ei tarvitse käyttää ylimääräiseen työhön. Oikein tasapainotettu tilanne on esitetty kuvassa 3.



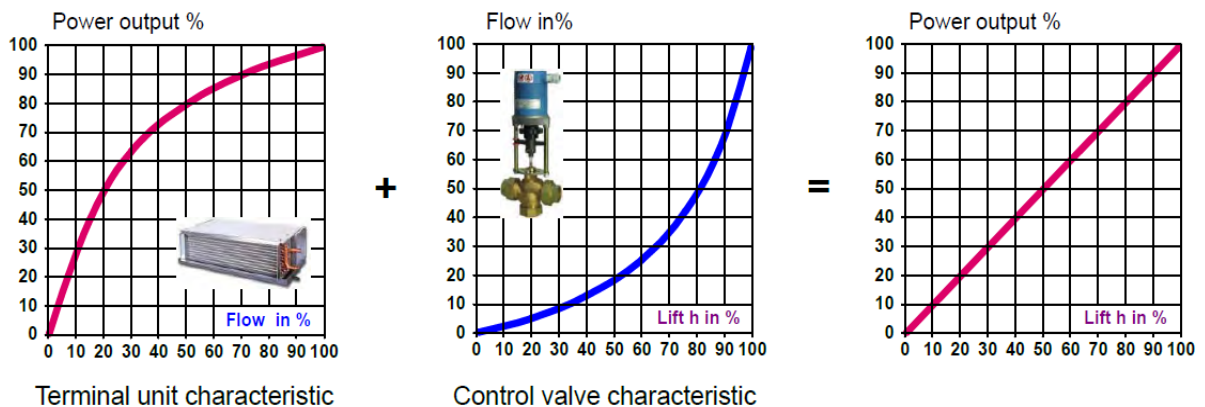
KUVA 3 Oikein tasapainotettu ja suunnittelu virtaama (1)

2 VENTTIILIEN AUKTORITEETTI

Säätöventtiilien säädön auktoriteetin mitoitus perustuu lämmönsiirtimessä vallitsevaan epälineaariseen ominaiskäyrään, jota kompensoidaan venttiilin omalla epälineaarisella säätökäyrällä. 2-tieventtiileitä on kolmea tyyppiä, joiden ominaiskäyrä on lineaarinen, lo-garitminen tai tasaprosenttinen. Mitä suurempi venttiilin auktoriteetti, sitä paremmat oh-jausominaisuudet venttiilillä on. Kuvassa 4 on esitetty tasaprosenttisen venttiilin auktori-teeteista johtuva säätökäyrä ja kuvassa 5 on esitetty lämmönsiirtimen ja venttiilin epäli-neaarista ominaiskäyrästä johtuva lineaarinen lämmönluovutustehon käyrä.



KUVA 4 Auktoriteetista johtuva säätökäyrä (1)



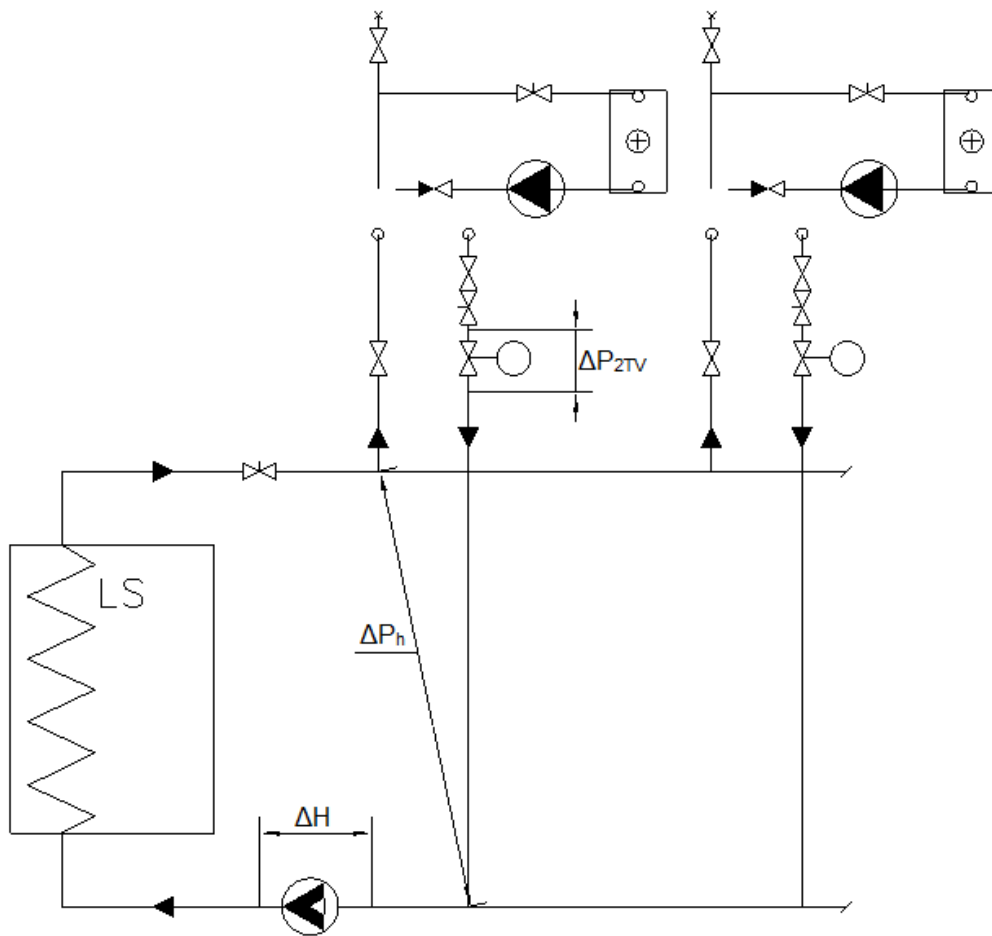
KUVA 5 Lämmönsiirtimen ja venttiilin epälineaarista ominaiskäyrästä johtuva lineaari-nen lämmönluovutustehon käyrä (1)

Tavoitteena on luoda lineaarinen lämmönluovutustehon suhdekäyrä lämmitystehon ja venttiilin avauman suhdekäyrän kanssa.

Venttiilien mitoituksessa on tärkeää saavuttaa venttiilin hyvä ohjausominaisuus. Ohjausominaisuus vaikuttaa myös virtausta säättävän elementin käyttöikänsä. Hyvä ohjausominaisuus saavutetaan oikealla venttiilin auktoriteetilla. Venttiilin auktoriteetti on sen säätöominaisuuksien mitta verkostossa. Venttiilin auktoriteetti lasketaan venttiilin minimi ja maksimipaine-eron suhteena. Minimipaine-ero venttiilin yli syntyy, kun venttiilin läpi kulkee mitoitusvirtaama ja venttiili on täysin auki. Maksimipaine-ero venttiilin yli syntyy, kun venttiili on täysin kiinni ja virtaama on nolla. (2.) Opinnäytetyössä mitoitettiin 2-tieventtiili 2TV45 ilmastoinnin lämmitysverkostoon.

2.1 Auktoriteetin laskeminen

Laskettaessa 2-tieventtiilin auktoriteettia, kun järjestelmässä on pelkästään yksi jälkilämmityspatteri, tulee venttiilin auktoriteetti olla $\beta \geq 0,5$ virtauspiiriin ΔH nähden. ΔH on paine-ero pumpun yli, joka sisältää myös 2-tieventtiilin painehäviön, kun venttiili on täysin auki. Kuvan 6 tilanteessa, jossa on jälkilämmityspatteri ja esilämmityspatteri, tulee 2-tieventtiilillä olla omaan haaraansa ΔP_h nähden auktoriteetti $\beta \geq 0,5$ ja virtauspiiriin ΔH $\beta \geq 0,25$. ΔP_h on paine-ero säädettävän piirin ja rungon liitoskohdassa. Auktoriteetti 2-tieventtiilille lasketaan kaavalla 1. (2.)



KUVA 6 Laskennassa käytettävät paine-erot

$$\beta = \Delta P_{2TV(\text{minimi})} / \Delta H$$

KAAVA 1

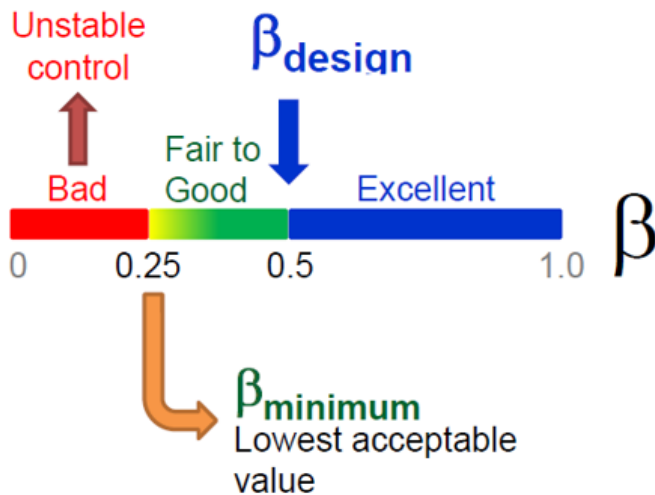
β = venttiilin auktoriteetti

$\Delta P_{2TV(\text{minimi})}$ = täysin avoimen venttiilin painehäviö mitoitusvirtaamalla (kPa)

ΔH = pumpun nostokorkeus (kPa)

ΔP_h = haaran painehäviö (kPa)

Mitä suurempi venttiilin auktoriteetti on, sitä paremmat säätöominaisuudet venttiilillä on. Mitä pienempi venttiilin auktoriteetti on, sitä epälineaarisempi säätökäyrä on. Venttiilin auktoriteetiksi pyritään saamaan $\beta \geq 0,5$ ja ehdoton minimi on $\beta \geq 0,25$. Kuvassa 7 on esitetty venttiilin auktoriteetin tavoitearvot.



KUVA 7 Venttiilin auktoriteetin tavoitteet (1)

K_v -arvolla tarkoitetaan sitä vesimäärää m^3/h , joka virtaa venttiilin läpi 100 kPa:n paine-erolla. Venttiilille K_v -arvo saadaan laskemalla kaavalla 2. (2.)

$$K_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta P_{2TV}}} * \sqrt{\frac{\rho}{1000}} \quad \text{KAAVA 2}$$

K_v = kapasiteettikerroin (m^3/h)

q_v = venttiilin vesivirta (m^3/s)

ΔP_{2TV} = venttiilin painehäviö (kPa)

ρ = nesteen tiheys (kg/m^3)

Kun K_v -arvo on laskettu, voidaan valita venttiilin valmistajan ilmoittama K_{vs} -arvo. K_{vs} -arvot on määritetty nesteen tiheydellä $1000 kg/m^3$ ja paine-erolla 1 bar. K_{vs} -arvo on venttiilivalmistajien venttiileille ilmoittama kapasiteettikerroin ja sen yksikkö on m^3/h . Esimerkiksi

jos on laskettu kaavalla 2 $K_v = 2$, löytyy venttiilin valmistajalta K_{vs} -arvot lähimpänä lasket-
tua arvoa 1,6 ja 2,5. Näiden arvojen perusteella lasketaan valitun venttiilin minimipaine-
häviö mitoitusvirtaamalla. (3). K_{vs} -arvosta painehäviö saadaan laskemalla kaavalla 3. (2).

$$\Delta P_{2TV} = \left(\frac{q_v}{K_{VS}}\right)^2$$

KAAVA 3

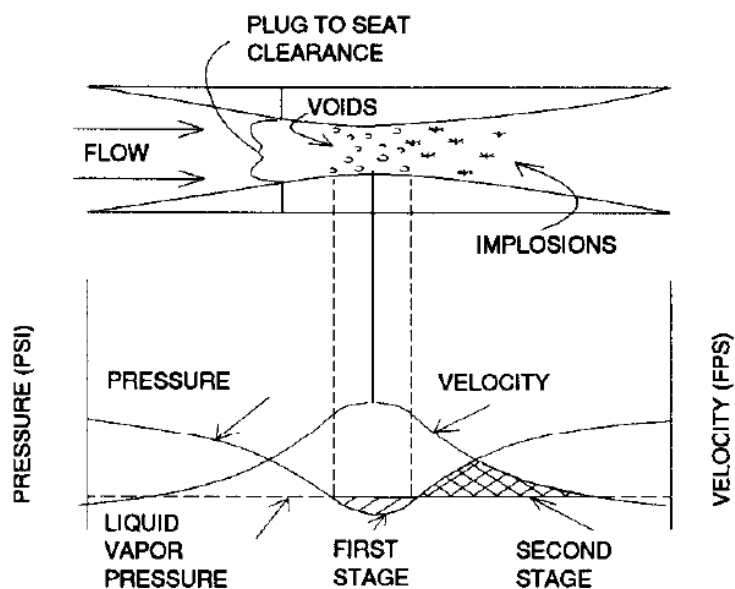
ΔP_{2TV} = venttiilin painehäviö maksimivirtaamalla (bar)

q_v = venttiilin vesivirta (m^3/h)

K_{vs} = valmistajan ilmoittama venttiilin kapasiteettikerroin (m^3/h)

2.2 Venttiilin kavitointi

Kun venttiiliä käytetään paineenpudotuksessa tai säädössä, voi venttiilissä esiintyä kavi-
taatiota. Venttiilissä tapahtuva kavitaation prosessi on esitetty kuvassa 8.

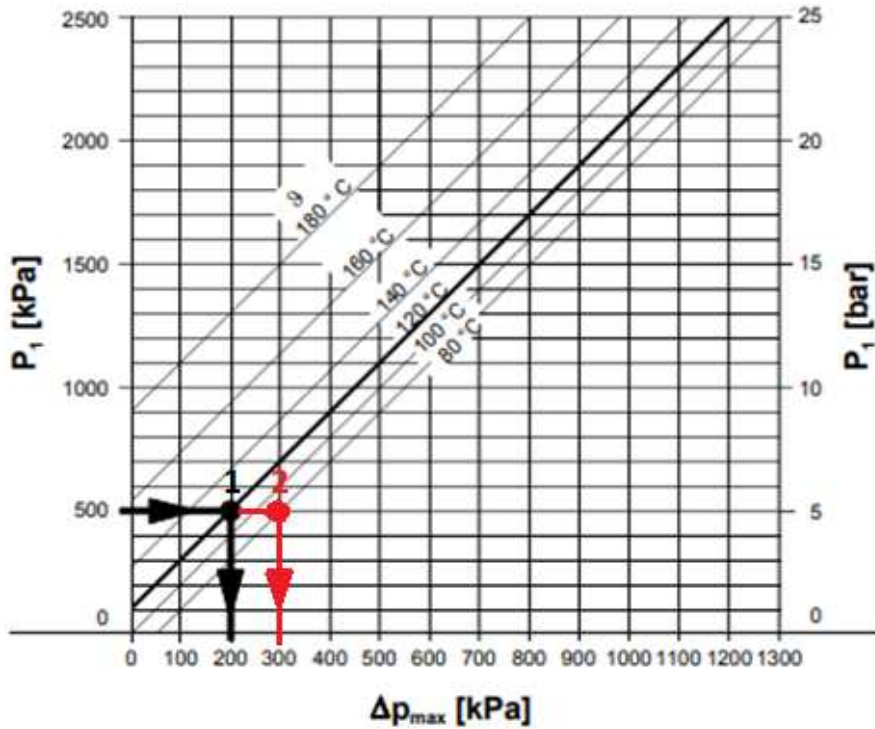


KUVA 8 Venttiilin kavitaatio (3)

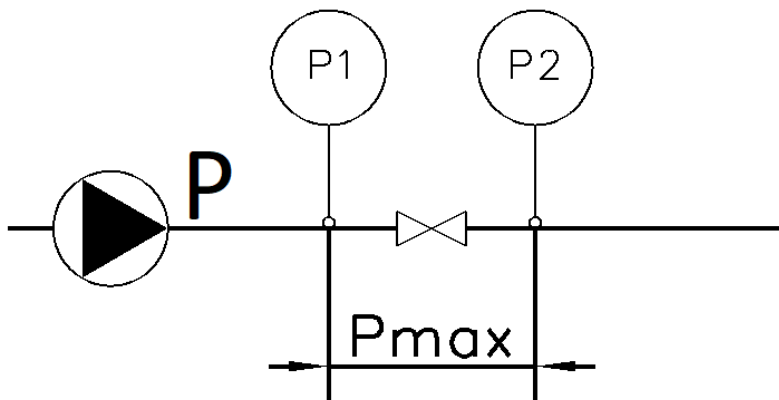
Kavitaatio on nesteen äkillinen höyrystyminen ja tiivistyminen venttiilin alapuolella paikallisten matalapainevyöhykkeiden vuoksi. Ensimmäisessä asteessa, kun virtaus kulkee kuroitetun venttiilin läpi ja virtausnopeus kasvaa, dynaaminen paine kasvaa ja samalla staattinen paine laskee alle höyrystymispaineen. Tämän seurauksena muodostuu paikallinen matalapainevyöhyke välittömästi venttiilin jälkeen. Jos paikallinen paine alittaa nesteen höyrynpaineen, neste höyrystyy ja muodostaa höyrytaskun. Toisessa asteessa, kun höyry kuplii alavirtaan, virtausnopeus pienenee. Alavirrassa staattinen paine palautuu, ja kuplat romahtavat tai puristuvat kasaan voimakkaasti, mikä aiheuttaa kolisevan äänen putkistossa. (3.)

Kavitaation toinen aste on rappeuttavaa venttiilille. Kasaan puristuvat kuplat aiheuttavat erityisen suuren paineiskun. Aiheutuvasta paineesta muodostuu nesteessä pieniä paineaaltoja, joskus jopa 7 bar. Jos paineaallot osuvat kiinteään kohtaan venttiilissä, käyttäytyvät paineaallot kuin vasaraniskut venttiilin pintaan. Jatkuvat kasaan puristuvat kuplat pienelle alueelle aiheuttavat uupumusta metalliin venttiilin pinnassa. Lopulta jatkuvat paineaallot saattavat lohkaista palan irti venttiilin pinnasta. (3.)

Vähäinen kavitaatio venttiilissä on kuitenkin siedettävää ja aiheuttaa vain vähän vahinkoa venttiilin pinnalle. Virtauksessa esiintyy tällöin vain pientä variaatiota. (3.) Vähäisestä kavitaatiosta syntyy kuitenkin äänihaitta, joka saattaa ylittää LVI-laitteelle asetetut vaatimukset. Kavitaatiota voidaan välttää ylläpitämällä kuvassa 9 olevat staattiset paineet. Kuvassa 9 ja 10 on havainnollistettu lämpötilan vaikutusta sallittuun venttiilin painehäviöön.



KUVA 9 Venttiilien kavitoinnin suhde lämpötilaan °C (4)



KUVA 10 Venttiilin painehäviö (4)

P = verkoston paine (kPa)

P_1 = Staattinen paine ennen venttiiliä (kPa)

P_2 = Staattinen paine venttiilin jälkeen (kPa)

P_{\max} = Paine-ero venttiilissä (kPa)

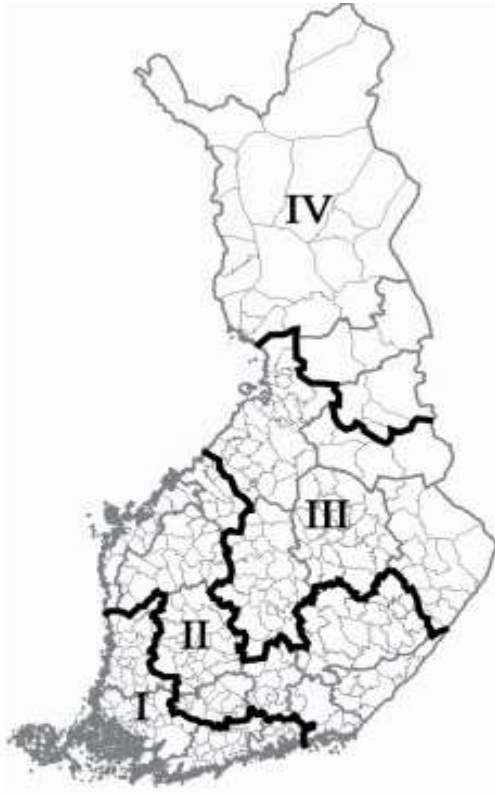
Kuvassa molemmat pisteet ovat 500 kPa verkoston staattisessa paineessa, kun pumppu ei käy. Ensimmäisessä pisteessä verkoston veden lämpötila on +120 °C ja tilanteen venttiilissä aiheutuva sallittu maksimi painehäviö on 200 kPa. Tilanteessa 2 on myös verkoston paine 500 kPa mutta verkoston veden lämpötila onkin +80 °C, jolloin venttiilissä aiheutuva painehäviö voi olla 300 kPa. Kuvan 8 perusteella lämmönsiirrin pakettia suunniteltaessa on turvallisempaa asettaa ensiöpuolen 2-tieventtiili paluupuolelle kavitaation välttämiseksi. Vaikka paineet toisiopuolella eivät yleensä ole näin suuria, voidaan kavitaatiota välttää samalla periaatteella asettamalla 2-tieventtiilit aina paluupuolelle, jossa lämpötila on alhaisempi ja kavitaatiota aiheuttava paine huomattavasti suurempi.

3 ILMANVAIHTOKONEEN LÄMMITYSPIIRIN MITOITUS

Ilmanvaihtokone mitoitetaan kohteeseen kanavistolle tarvittavan ilmamäärästä ja paineesta aiheutuvan toimipisteen mukaan. Lämmitysosien tehontarpeeseen vaikuttavat pääosin ilmanvaihtokoneen ilmamäärä ja kohteen sijoitus säävyöhykkeellä. Ilmanvaihtokoneen mitoituksessa pyritään pääsemään mahdollisimman energiatehokkaaseen ratkaisuun, jotta ilmanvaihtokone toimii tarkoituksenmukaisella teholla käyttäen mahdollisimman vähän energiaa.

Työssä saatiin tilaajan suunnitteleman ja ilmanvaihtokoneen myyjän mitoittaman ilmanvaihtokoneen tiedot. Tarkasteltaessa ilmanvaihtokoneen mitoitusarvoja huomattiin jälkilämmityspatterin nestepuolen painehäviö 86 kPa, joka aiheutti epäluuloja mitoituksen luotettavuudesta. Tarkastelu paljasti myös muita epäkohtia: Mitoituksen ulospuhallusilman lämpötila oli alle nollan asteen aiheuttaen lämmöntalteenoton jäätymisvaaran. Lämmöntalteenoton hyötysuhde säävyöhykkeen mitoituspakkasella -26 °C on mitoitusohjelman mukaan 80 %. Lämmityspatterin nesteen mitoituslämpötilat ovat $+50/+45\text{ °C}$. Mitoituslämpötilasta aiheutuva nesteen virtausnopeus lämmityspatterissa on 2,3 m/s.

Mitoitusohjelma on laadittu Keski-Euroopan olosuhteisiin ja on selvää, että ohjelman antamia mitoitus tietoja ei lämmityspiirin suunnittelussa voi Suomen olosuhteissa käyttää. Sen sijaan täytyy käsin laskea ilmanvaihtokoneen eri pisteiden toimilämpötilat säävyöhykkeen mitoituspakkasella -26 °C . Käsin lasketun ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenoton jälkeisen tuloilman lämpötilan mukaan voidaan laskea lämmityspatterilta tarvittava teho. Laskuissa käytettävä säävyöhykkeen mitoittava ulkoilman lämpötila on esitetty kuvassa 11.



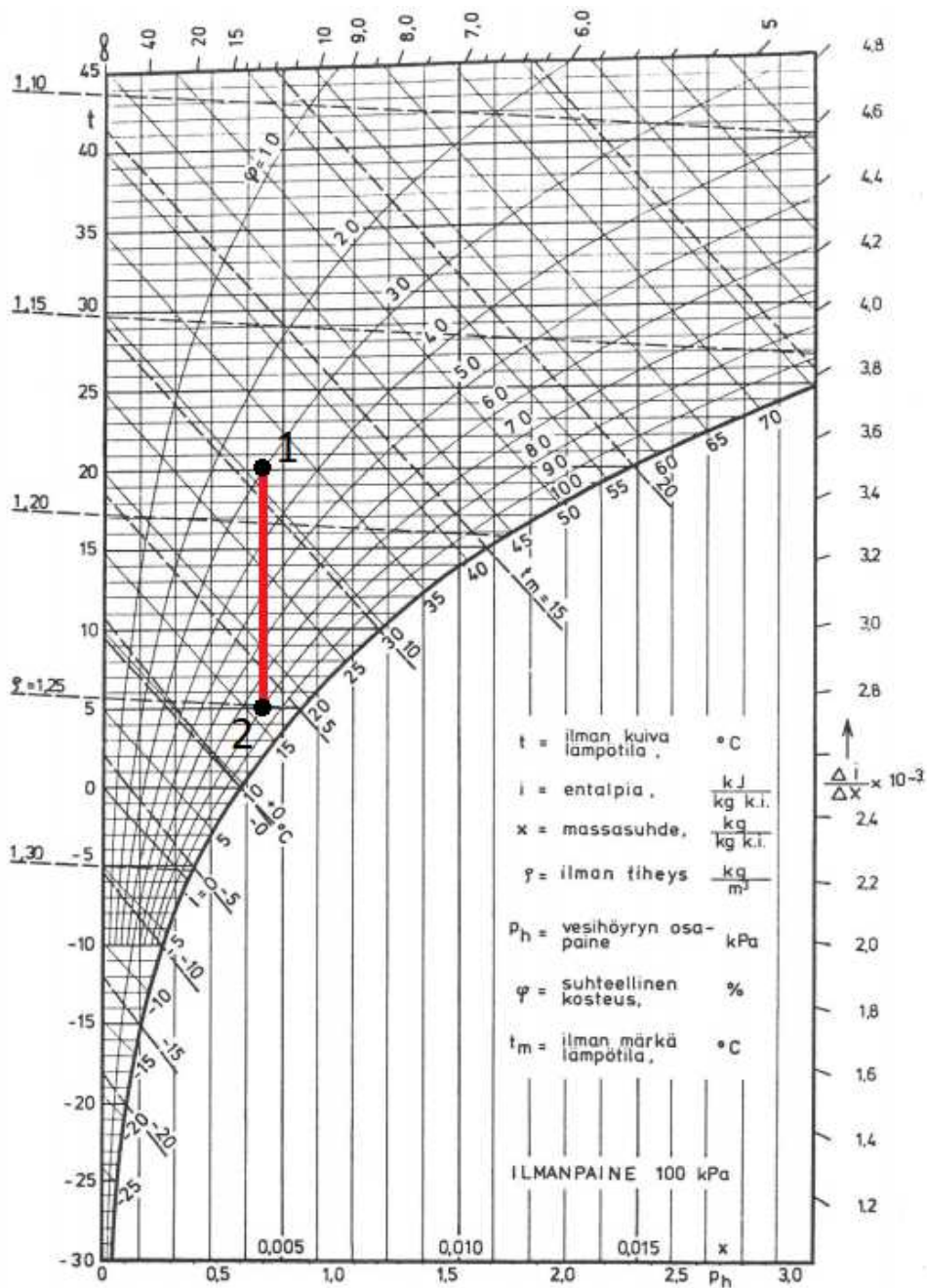
Säävyöhyke	Mitoittava ulkoilman lämpötila, °C
I	-26
II	-29
III	-32
IV	-38

KUVA 11 Suomen säävyöhykkeet ja mitoitus lämpötilat °C (5)

3.1 Lämmöntalteenoton kondenssi

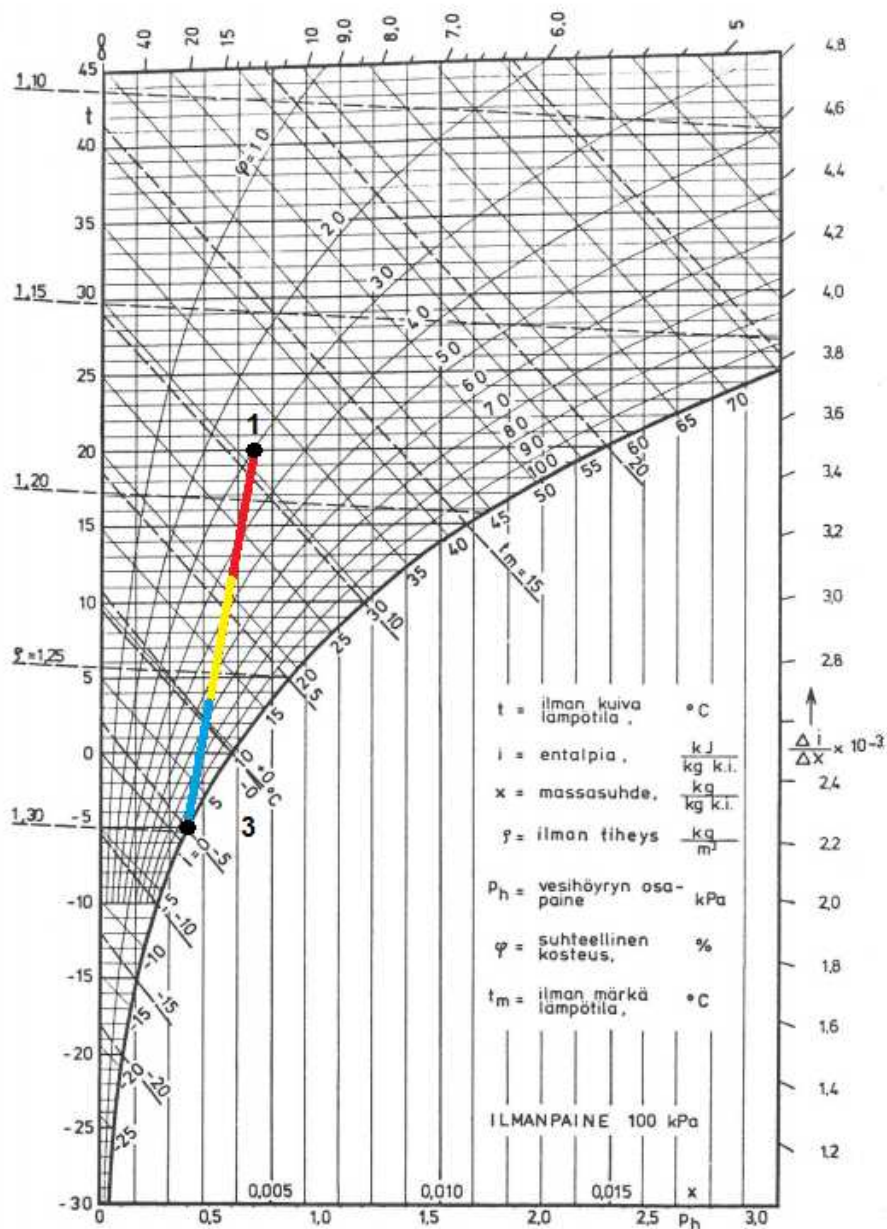
Suomessa ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenotolla on tapana huurtua tai jopa vaarana jäätyä poistoilmasta kondensoituneesta vedestä. Lämmöntalteenotossa muodostuu kondenssia, kun lämmin poistoilma kohtaa raitisilman jäähdyttämän lämmöntalteenoton lamellin. Kohdatessaan kylmän lämmöntalteenoton, lamelliin tiivistyy osa poistoilmassa olevasta vesihöyrystä. Lämmöntalteenotossa on normaalia pienimuotoinen kondensio, joka normaaliolosuhteessa valuu lämmöntalteenoton pohjaan ja viemäroidään. Ongelma

muodostuu silloin kun lämmöntalteenoton lämpötila laskee niin alas, että lämmöntalteenotossa kondensoitunut vesi jäätyykin lamellin pinnalle tai lämmöntalteenoton pohjalle. Ellei lämmöntalteenottoa sulateta jäätyneestä kondenssivedestä, kondensoi se pintaansa lisää poistoilman sisältämää vettä, joka myös jäätyy lämmöntalteenottoon. Seurauksena on ajan myötä tilanne, jossa lämmöntalteenotto on umpijäässä kondensoituneesta vedestä. Kondenssin vuoksi ulospuhalluksen lämpötilaa rajoitetaan +5 °C:seen. Esimerkkinä on kuvat 12 ja 13. Kuvassa 12 on esitetty ulospuhallusilman rajoitus +5 °C:seen.



KUVA 12 Ilman jäähtyminen

Kuvassa 12 poistoilman lämpötilä pisteessä 1 on +20 °C ja suhteellinen kosteus on 30 %. Ulospuhallusilman ollessa rajoitettu +5 °C:seen pisteessä 2 ei käyrä osu ilman kyllästyiskäyrälle, jolloin ilmassa oleva kosteussisältö ei tiivisty lamellin pinnalle eli kondensoituu. Kuvassa 13 on esitetty tilanne, jossa ulospuhallusilman lämpötilää ei ole rajoitettu ja se on -5 °C.



KUVA 13 Ilman kondensoituminen

Kuvassa 13 poistoilma lämpötila pisteessä 1 on +20 °C ja suhteellinen kosteus on 30 %. Ulospuhallusilman ollessa rajoittamaton -5 °C pisteessä 3 käyrä osuu ilman kyllästyskäyrälle, jolloin osa ilmassa olevasta kosteussisällöstä tiivistyy lämmöntalteenoton pinnalle eli kondensoituu.

3.2 Lämmöntalteenoton jäätyminen esto

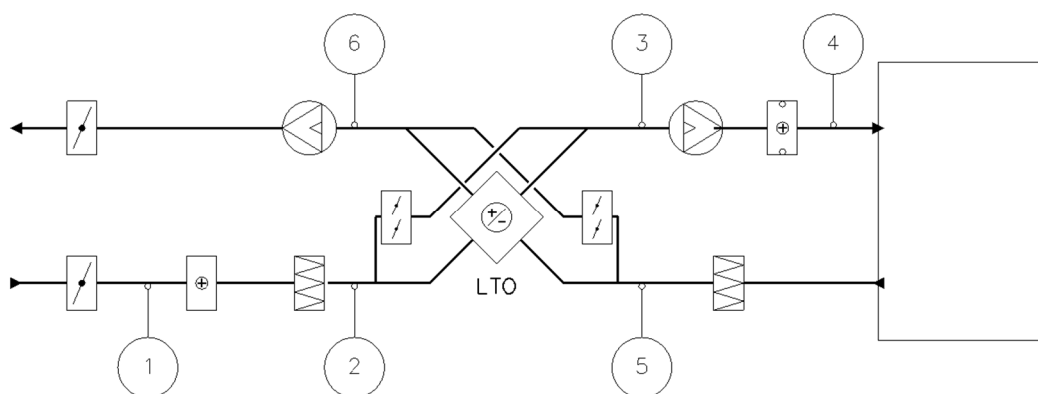
Lämmöntalteenoton jäätyminen estämiseksi on lämmöntalteenoton lamellin pinta pidettävä tarpeeksi lämpimänä ja estettävä lämmöntalteenottoa jäädyttämästä kondensoitunutta vettä.

Lämmöntalteenoton riittävä lämpötila varmistetaan mitoittamalla mitoitusvaiheessa ulospuhallusilman lämpötilaksi $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Lämmöntalteenoton jäätyminen voidaan estää lisäämällä etulämmitystä, kuivattamalla poistoilmaa tai pienentämällä lämmöntalteenoton hyötysuhdetta ohittamalla raitisilmaa lämmöntalteenoton ohi ohituspelleillä. Vanhoissa pientalokoneissa lämmöntalteenoton huurtumisenesto tapahtuu tuloilmapuhaltimen käyntiä ohjaamalla, jolloin rajoitetaan raitisilman lämmitystarpeen määrää lämmöntalteenotossa.

Opinnäytetyössäni kohteena olevan ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenotto on vastavirtalämmönsiirrin. Lämmönsiirtimen huurtumisenesto toimii lämmittämällä tulevaa raitisilmaa etulämmityspatterilla ennen lämmöntalteenottoa. Etulämmityksen jälkeen huurtumisen esto avaa lämmöntalteenoton ohituspeltejä, jolloin lämmöntalteenoton hyötysuhde pienenee.

3.3 Ilmanvaihtokoneen lämpötila pisteet

Ilmanvaihtokoneen sisällä ilman lämpötila vaihtelee ilman liikkuesssa eri lämmitysosien läpi. Kuvassa 14 on esitetty ilmanvaihtokoneen ilman lämpötilat eri pisteissä.



KUVA 14 Ilmanvaihtokoneen lämpötilapisteet

1 = Säävyöhykkeestä johtuva mitoitusulkolämpötila T_u

2 = Etulämmityspatterin jälkeinen raitisilman lämpötila ennen lämmöntalteenottoa $T_{u_{lto}}$

3 = Lämmöntalteenoton jälkeinen tuloilman lämpötila $T_{t_{lto}}$

4 = Jälkilämmityspatterin jälkeinen lämpötila T_t

5 = Poistoilman lämpötila T_p

6 = Ulospuhallusilman lämpötila T_{up}

Ennen jälkilämmityspatterin mitoitusta tarvitsee määrittää ilmanvaihtokoneen pisteen 3 $T_{t_{lto}}$ lämpötila säävyöhykkeen mitoituspakkasella. Tämän pisteen lämpötila riippuu lämmöntalteenoton hyötysuhteesta mitoituspakkasella. Jos ulospuhalluslämpötila T_{up} on pienempi kuin $+5\text{ °C}$ on lämmöntalteenotto vaarassa jäätyä.

3.4 Lämmöntalteenoton limititys

Ilmanvaihtokoneen limititys tarkoittaa sitä, että huurtumiseneston ollessa toiminnassa osa tuloilmavirrasta ohjataan levylämmönsiirtimen ohi.

Opinnäytetyössä etulämmityspatterin jälkeinen lämpötila on ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelman pakottama -14 °C ja sähköllä toimivan etulämmityspatterin teho 14 kW. Lämmöntalteenoton jälkeinen ilman lämpötila pisteessä 3 $T_{t_{lto}}$ lasketaan etulämmityspatterin jälkeisestä tuloilman lämpötilasta pisteessä 2 $T_{u_{lto}}$ ja ulospuhallusilman lämpötilasta pisteessä 6 T_{up} $+5\text{ °C}$ kaavalla 4. (6.)

$$T_{t_{lto}} = T_{u_{lto}} + (T_p - T_{up}) \quad \text{KAAVA 4}$$

$T_{t_{lto}}$ = lämmöntalteenoton jälkeinen tuloilman lämpötila

$T_{u_{lto}}$ = etulämmityspatterin jälkeinen raitisilman lämpötila ennen lämmöntalteenottoa

T_p = poistoilman lämpötila

T_{up} = ulospuhallusilman lämpötila

$$T_{t_{lto}} = -14 + (22 - 5)$$

$$T_{t_{lto}} = 3^{\circ}\text{C}$$

Kaavalla 4 lämmöntalteenoton jälkeisen tuloilman lämpötilaksi laskettiin +3 °C. Tätä arvoa käytetään jälkilämmityspatterin tehon laskennassa kaavassa 6.

Ilmanvaihtokoneen lämmöntalteenoton poistoilman lämpötilahyötysuhteen voi laskea mitoituspakkasella kaavalla 5. (6).

$$\eta_{lto} = (T_{t_{lto}} - T_{u_{lto}})/(T_p - T_{u_{lto}}) \quad \text{KAAVA 5}$$

η_{lto} = lämmöntalteenoton hyötysuhde

$$\eta_{lto} = (3 - (-14))/(22 - (-14))$$

$$\eta_{lto} = 0,49$$

Todellinen lämmöntalteenoton hyötysuhde on alhaisempi, kun lämmöntalteenoton hyötysuhdetta verrataan ulkolämpötilaan eikä etulämmityspatterin jälkeiseen lämpötilaan kaavalla 6. (6).

$$\eta_{lto} = (T_p - T_{up})/(T_p - T_u) \quad \text{KAAVA 6}$$

$$\eta_{lto} = (22 - 5)/(22 - (-26))$$

$$\eta_{lto} = 0,35$$

Todellinen lämmöntalteenoton hyötysuhde mitoituspakkasella on vain 35 %. Tämä arvo poikkeaa huomattavasti ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelman laskemasta arvosta 80 %.

3.5 Jälkilämmityspatterin mitoitus

Ilmanvaihtokoneen jälkilämmityspatterin tehontarve riippuu suunnitellusta maksimi ilmamäärästä ja tuloilman lämpötilasta lämmöntalteenoton jälkeen. Lämmöntalteenoton jälkeisen tuloilman lämpötila lasketaan kaavalla 4. Jälkilämmityspatterin teho lasketaan kaavalla 7. (7)

$$\phi = qv_i * \rho_i * Cp_i * \Delta T_i$$

KAAVA 7

$$\phi = \text{teho (kW)}$$

$$qv_i = \text{ilman massavirta (m}^3\text{/s)}$$

$$\rho_i = \text{ilman tiheys (kg/m}^3\text{)}$$

$$Cp_i = \text{ilman energiasisältö (kJ/kg)}$$

$$\Delta T_i = \text{ilmanlämpötilan muutos}$$

$$\phi = 0,8 * 1,2 * 1 * (22 - 3)$$

$$\phi = 18,24 \text{ kW}$$

Jälkilämmityspatterissa tarvittava teho tuodaan ilmastoinnin lämmityspiirin vedellä, joka lämmitetään lämmönsiirtimessä. Jälkilämmityspatterin tarvittavan tehon vesivirta riippuu tehon tarpeesta ja ilmastoinnin lämmityspiirin mitoitus lämpötiloista esim. +60/+40 °C. Jälkilämmityspatterin mitoitusvirtaama saadaan kaavalla 8. (7.)

$$qv_v = \phi / (\rho_v * Cp_v * \Delta T_v)$$

KAAVA 8

$$qv_v = \text{veden massavirta (m}^3\text{/s)}$$

$$\rho_v = \text{veden tiheys (kg/m}^3\text{)}$$

$$Cp_v = \text{veden energiasisältö (kJ/kg)}$$

$$\Delta T_v = \text{vedenlämpötilan muutos}$$

$$qv_v = 18,24 / (987 * 4,182 * (60 - 40))$$

$$qv_v = 0,000221 \text{ m}^3\text{/s}$$

3.5.1 Veden keskimääräinen virtausnopeus lämmityspatterin putkissa

Lämmityspatterissa olevan vesivirran nopeus ei mitoitustilanteessa saa ylittää kupariputkessa taulukossa 1 esitettyjä ohjearvoja.

TAULUKKO 1 D1 ohjearvot (8)

Vesijohto	Suurin hyväksytty nopeus, m/s	
	Kylmä vesi	Lämmin vesi
Jakojohto	4,0	3,0
Kytkenäjohto	4,0	3,0
Johdossa jatkuva virtaus ¹⁾	1,0	1,0

Liian suuri virtausnopeus aiheuttaa kupariputkessa korroosiota. Lämmityspatterissa oleva virtausnopeus riippuu patterin putkien koosta sekä lämmityspatterin putkien lenkkien määrästä. Keskimääräinen virtausnopeus lämmityspatterin putkissa lasketaan jakamalla kokonaisvirtaama rinnakkaisten lenkkien lukumäärällä ja jakamalla lenkissä oleva virtaus putken halkaisijan pinta-alalla. Lämmityspatterissa on kaksi rinnakkaista lohkoa ja lohkojen putkikoko on DN15. Kupariputken sisähalkaisija on 13mm. Keskimääräinen virtausnopeus putkessa lasketaan kaavalla 9.

$$v = qv_v / (n * A_p)$$

KAAVA 9

v = virtausnopeus (m/s)

qv_v = veden massavirta (m³/s)

n = putkilenkkien lukumäärä

A_p = putken virtaus pinta-ala (m²)

$$v = \frac{0,000221}{(2 * 0,000133)}$$

$$v = 0,83 \text{ m/s}$$

Keskimääräinen virtausnopeus putkessa on 0,83m/s. Laskettu virtausnopeus ei ylitä taulukossa 1 esitettyjä ohjearvoja eikä aiheuta ongelmaa kupariputkessa.

3.5.2 Jälkilämmityspatterin painehäviö

Jälkilämmityspatterin nestepuolen painehäviö johtuu kertavastuksista ja putken kitkapainehäviöstä. Jälkilämmityspatterin nesteen painehäviö saatiin ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelmasta pakottamalla suunniteltu todellinen virtaama mitoitusohjelman mitoitus-tietoihin. Mitoitusohjelmasta jälkilämmityspatterin painehäviö on 12 kPa. Painehäviön tietoa tarvitaan mitoittaessa jälkilämmityspatterille pumppua.

3.6 Lämmityspiirin lämmönsiirrin

Lämmityspiirin lämpö tuodaan levylämmönsiirtimellä kaukolämmöstä. Levylämmönsiirtimessä lämpö siirtyy levyn pinnan kautta kuumemmasta kaukolämmön vedestä kylmempään lämmityspiirin veteen. Lämmityspiirin veden kulkiessa lämmönsiirtimen levyrakenteen läpi aiheutuu virtauskanavan ahtaudesta levylämmönsiirtimessä kohtuullisen suuri painehäviö. Lämmityspiiriin lämmönsiirtimestä aiheutuva painehäviö on osa ilmanvaihtokoneen 2TV45:n mitoituksessa käytettävän lämmityspiirin painehäviötä. Lämmönsiirrin valittiin lämmityspiiriin kuvassa 15 esitettyllä Danfoss Hexact (v5.2.8) ohjelmalla.

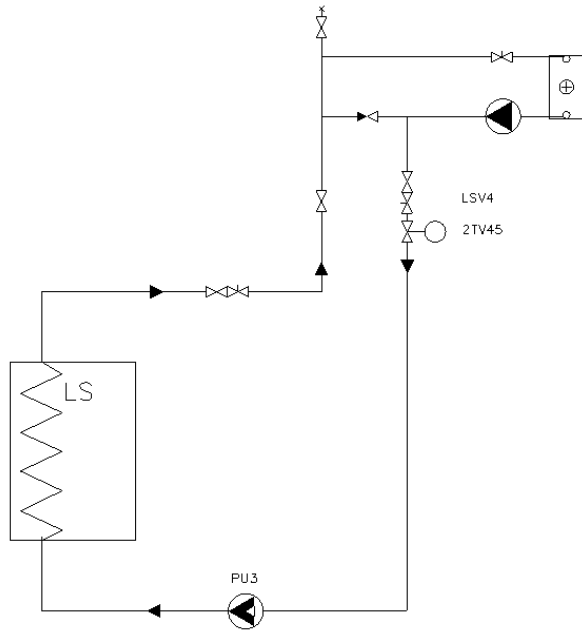
Mode					
<input checked="" type="radio"/>	Design	<input type="radio"/>	Rating	<input type="radio"/>	Performance
Performance mode	Find states of Side 1 with load			▼	
Heat exchanger	Optimum-XB			▼	
Load	18,54	kW	Surface margin	45,1	%
	Side1		Side2		
Fluid	Water		Water		
Inlet temperature	115,00	°C	40,00	°C	
Outlet temperature	43,00	°C	60,00	°C	
Flow rate	Mass		Mass		
	220,3	kg/h	798,5	kg/h	
Max pressure drop	15,00	kPa	15,00	kPa	

KUVA 15 Danfoss Hexact (v5.2.8)

Mitoitusohjelmalla lämmönsiirtimeksi valittiin ohjelman ehdottama XB05M-1-20, jonka mitoitus arvoilla toisiopuolen eli lämmityspiirin painehäviö on 13 kPa.

3.6.1 2TV45: mitoitus

Ilmanvaihtokoneen 2-tieventtiili 2TV45 laskettiin kaavalla 1 käyttäen laskelmista sekä mallinnuksesta saatuja verkoston painehäviötä ja virtaamia. Piiskapumppu PU4 hoitaa jälkilämmityspatteripiirin painehäviön, joten sitä ei otettu 2-tieventtiilin laskennassa huomioon. Kuvassa 16 on esitetty jälkilämmityspatterin kytkentä.



KUVA 16 Jälkilämmityspatterin kytkentä

Verkoston painehäviön ja PU3 nostokorkeuden ollessa ennen 2-tieventtiiliä 21 kPa tulee 2TV45:n painehäviön olla auktoriteetilla $\beta = 0,5$ vähintään 21 kPa. Käyttämällä kaavaa 2 laskettiin venttiilin K_v -arvo 2TV45:n painehäviöllä 21 kPa.

$$K_v = \frac{0,7956}{\sqrt{\frac{21}{100}}}$$

$$K_v = 1,74$$

Kaavalla 2 laskemalla saatiin K_v -arvoksi 1,74. Tätä lähimpänä on venttiilin valmistajan ilmoittama K_{vs} -arvo 1,6. Tällä arvolla laskettiin painehäviö 2-tieventtiilille kaavan 3 avulla.

$$\Delta P_{2TV} = \left(\frac{0,7954}{1,6}\right)^2$$

$$\Delta P_{2TV} = 0,247 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{2TV} \approx 25 \text{ kPa}$$

Valitun venttiilin auktoriteetti laskettiin kaavalla 1.

$$\beta = 25/46$$

$$\beta = 0,54$$

Kaavalla 1 laskemalla venttiilin auktoriteetti on $\beta = 0,54$ joka on kuvassa 7 esitetyn taulukon mukaan erinomainen. Valitulla venttiilillä pumpun PU3 nostokorkeudeksi tuli 46 kPa.

3.6.2 Ensiöpuolen 2TV:n mitotus

Lämpölaitoksen käytettävissä olevaa paine-eroa tiedusteltiin soittamalla ja sähköpostilla kohteen lämmönmyyjältä. Todellista käytettävissä olevaa paine-eroa ei kuitenkaan kyselyillä saatu, joten TV3 mitoitettiin K1 mukaan lämmönmyyjän vähimmäispaine-erolla 60 kPa. K1 ohjeen mukaan säätöventtiilin painehäviön tulee kaavalla 10 laskettaessa olla vähintään puolet lämmönmyyjän ilmoittamasta kaukolämmön paine-erosta. (9).

$$\beta = \Delta p_{sv} / \Delta p_{mit}$$

KAAVA 10

Δp_{sv} = valitun säätöventtiilin aiheuttamapainehäviö mitoitusvirtaamalla (kPa)

Δp_{mit} = lämmönmyyjän ilmoittama käytettävissä oleva paine-ero (kPa)

K1-ohjeen mukaan säätöventtiilin painehäviö tulee olla vähintään puolet lämmön myyjän ilmoittamasta kaukolämmön minimipaine-erosta eli 30 kPa.

Lämmönmyyjän ilmoittamasta käytettävästä paine-erosta täytyy vähentää putkistosta aiheutuva 5 kPa painehäviö ja lämmönsiirtimestä aiheutuva ensiöpuolen painehäviö 2 kPa. Käytettäväksi paine-eroksi jää 53 kPa.

TV3:n K_v -arvo laskettiin kaavalla 2.

$$K_v = \frac{0,232}{\sqrt{\frac{53}{100}}}$$

$$K_v = 0,32$$

Valitaan $K_{vs} 0,4$ venttiili, jonka mitoitusvirtaamalla painehäviöksi tulee 34 kPa.

TV3:n auktoriteetti lasketaan kaavalla 10.

$$\beta = 34/53$$

$$\beta = 0,64$$

3.7 Varoventtiilin valinta

Varoventtiiliä käytetään suojelemaan putkistoa ja siihen liittyviä laitteita liian suurelta paineelta. Varoventtiilin avautumispaine määräytyy verkoston heikoimman painetta kestävä komponentin mukaan. Varoventtiilin täytyy aueta ennen kuin maksimi paine kehittyy verkostossa eli avautumispaine täytyy olla yhtä suuri tai pienempi kuin järjestelmän suurin sallittu käyttöpaine. Varoventtiilin koot on lueteltu K1 lämmönsiirtimen tehon mukaan taulukossa 2.

TAULUKKO 2 Varoventtiilin koko K1 (9)

Lämmönsiirtimen teho kW	Varoventtiili DN
...200	15
200...800	20
800...	25

Koska lämmönsiirrin oli alle 200 kW valittiin varoventtiilin kooksi DN15 ja avautumispaineeksi valittiin 2 bar.

3.8 Suljetun kalvopaisunta-astian mitoitus

Paisunta-astia ottaa vastaa veden lämpötilan muutosten aiheuttamat tilavuuden vaihtelut. Kun järjestelmä on suljettu ja siinä on suljettu kalvopaisunta-astia, verkostonpaine muuttuu verkoston veden tilavuuden muuttuessa. Kalvopaisunta-astiassa olevan kaasun tilavuus ja paine vaihtelevat verkoston vesitilavuuden mukaan.

Paisunta-astia mitoitettiin LVI 11-10472 kortin kaavoja käyttämällä. Esipainetta määritettäessä hydrostaattiseen paineeseen on lisätty ylipainevarmuudeksi 1 metri vesipatsasta. Laajentumiskertoimina käytetään LVI-kortin taulukkoarvoja. Lämpölaajentumiskerroin α

mitoituslämpötilalle +60 °C luettiin kuvasta 17. Verkoston vesitilavuus 140 dm³ saatiin mallintamalla työ MagiCADIin.

Laitoksen mitoitus- lämpötila °C	Lämpölaajenemiskerroin a			
	Vesi %	Vesi-glykoliseos 30 % %	40 % %	50 % %
10	0,04	0,96	1,40	1,69
20	0,18	1,40	1,88	2,18
30	0,44	1,88	2,38	2,72
40	0,79	2,39	2,92	3,28
50	1,21	2,94	3,50	3,89
60	1,71	3,52	4,12	4,54
70	2,28	4,15	4,77	5,22
80	2,96	4,81	5,47	5,94
85	3,21	5,15	5,84	6,31
90	3,59	5,52	6,21	6,70
95	3,94	5,88	6,60	7,10
100	4,35	6,26	6,99	7,51
105	4,74	6,65	7,39	7,92
107	4,99	6,90	7,65	8,19
110	5,15	7,06	7,82	8,36
120	6,06	7,89	8,69	9,25
130	6,94	8,78	9,61	10,20

KUVA 17 Lämpölaajenemiskerroin *a* (9)

Paisunta-astian esipaine lasketaan kaavalla 11 (9).

$$P_E = (\rho * g * h_{verkosto})/100000 + P_{YPV}$$

KAAVA 11

P_E = paisunta-astian absoluuttinen esipaine

ρ = nesteen tiheys (kg/m³)

g = maan painovoima (m/s²)

$h_{verkosto}$ = verkoston korkeimman pisteen korkeus (m)

P_{YPV} = ylipainevarmuus (bar)

$$P_E = (1000 * 9,81 * 6)/100000 + 0,1$$

$$P_E = 0,69$$

Paisunta-astian vähimmäiskäyttöpaine lasketaan kaavalla 12 (9).

$$P_{min} = P_E + 0,5$$

KAAVA 12

P_{min} = verkoston vähimmäiskäyttöpaine (bar)

$$P_{min} = 0,69 + 0,5$$

$$P_{min} = 1,19$$

Paisunta-astian enimmäiskäyttöpaine on pienempi kaavoista 13 ja 14 lasketuista arvoista (9).

$$P_{max} = P_{SV} - 0,5$$

KAAVA 13

P_{max} = paisunta-astian enimmäiskäyttöpaine (bar)

P_{SV} = varoventtiilin avautumispaine (bar)

$$P_{max} = 2 - 0,5$$

$$P_{max} = 1,5$$

$$P_{max} = 0,9 * P_{SV}$$

KAAVA 14

$$P_{max} = 0,9 * 2$$

$$P_{max} = 1,8$$

Kaavalla 13 lasketun arvon ollessa pienempi kuin kaavalla 14 käytetään kaavan 14 arvoa 1,5 kaavassa 15 kalvopaisunta-astian bruttonestetilavuutta laskettaessa (9).

$$H_{brutto} = 1 - (P_E + 100)/(P_{max} + 100)$$

KAAVA 15

H_{brutto} = kalvopaisunta-astian bruttonestetilavuus

$$H_{brutto} = 1 - (0,69 + 100)/(1,5 + 100)$$

$$H_{brutto} = 0,32$$

Kaavalla 16 lasketaan kalvopaisunta-astian häiriö tai vuotovara nestetilavuus (9).

$$H_{vara} = 1 - P_E/P_{min} \quad \text{KAAVA 16}$$

H_{vara} = kalvopaisunta-astian häiriö/vuotovara nestetilavuus

$$H_{vara} = 1 - (0,69 + 100)/(1,19 + 100)$$

$$H_{vara} = 0,23$$

Kaavalla 17 lasketaan kalvopaisunta-astian nettonestetilavuus (9).

$$H_{netto} = H_{brutto} - H_{vara} \quad \text{KAAVA 17}$$

H_{netto} = kalvopaisunta-astian nettonestetilavuus

$$H_{netto} = 0,32 - 0,23$$

$$H_{netto} = 0,09$$

Kaavalla 18 lasketaan paisunta-astian mitoituskertoin (9).

$$K_{mit} = 1/H_{netto} \quad \text{KAAVA 18}$$

K_{mit} = paisunta-astian mitoituskertoin

$$K_{mit} = 1/0,09$$

$$K_{mit} = 10,45$$

Kalvopaisunta-astian tilavuus lasketaan edellisten kaavojen tuloksista kaavalla 19 (9).

$$V = a * K_{mit} * V_o \quad \text{KAAVA 19}$$

V = kalvopaisunta-astian tilavuus (dm³)

a = lämpölaajenemiskertoin (%)

V_o = laitoksen vesitilavuus (dm³)

$$V = 1,71 * 10,45 * 140$$

$$V = 25$$

Paisunta-astian yläpainehälytyksen raja $P_{h\ddot{a}l}^+$ lasketaan kaavalla 20 (9).

$$P_{h\ddot{a}l}^+ = P_{SV} - 0,2 \quad \text{KAAVA 20}$$

$$P_{h\ddot{a}l}^+ = 2 - 0,2$$

$$P_{h\ddot{a}l}^+ = 1,8 \text{ bar}$$

Paisunta-astian alapainehälytyksen raja $P_{h\ddot{a}l}^-$ lasketaan kaavalla 21 (9).

$$P_{h\ddot{a}l}^- = P_E + 0,2 \quad \text{KAAVA 21}$$

$$P_{h\ddot{a}l}^- = 0,69 + 0,2$$

$$P_{h\ddot{a}l}^- = 0,89 \text{ bar}$$

Opinnäytetyössä paisunta-astiaksi valittiin Teknocalor Reflex NG-25. Paisunta-astian mitoituksesta tulee käydä ilmi seuraavat tiedot LVI-kortin kuvan 18 mukaan.

Suunnitelmissa esitetään seuraavat tiedot
(toimintakaaviossa taulukkomuodossa):

- verkoston kokonaisvesitilavuus V_o , dm^3
- verkoston lämpötilat mitoitustilanteessa, $^{\circ}\text{C}$
- laitoksen lämmitysteho \emptyset , kW
- korkeusero laitoksen ylimmän laitteen ja paisunta-astian (alapinnan) välillä eli staattinen paine p_{st} , kPa
- paisunta-astian valittu esipaine p_e , kPa
- verkoston alapaineen hälytysraja $p_{h\ddot{a}l}^-$ ($p_e + 20$ kPa), kPa
- verkoston vähimmäiskäyttöpaine p_{min} ($p_e + 50$ kPa), kPa
- verkoston (suurin) täyttöpaine $p_{t\ddot{a}ytt\ddot{o}}$ ($p_{min} + 10$ kPa), kPa
- verkoston enimmäiskäyttöpaine p_{max} ($p_{SV} - 50$ kPa), kPa
- verkoston yläpaineen hälytysraja $p_{h\ddot{a}l}^+$ ($p_{SV} - 20$ kPa), kPa
- varoventtiilin valittu laukaisupaine p_{sv} , kPa
- verkoston rakennepainepaine p_{rak} , kPa.

Kuva 18 suunnitelmissa esitettävät tiedot (9)

Kortin mukaiset paisunta-astiasta tarvittavat tiedot on esitetty taulukossa 3.

TAULUKKO 3 Paisunta-astian tiedot

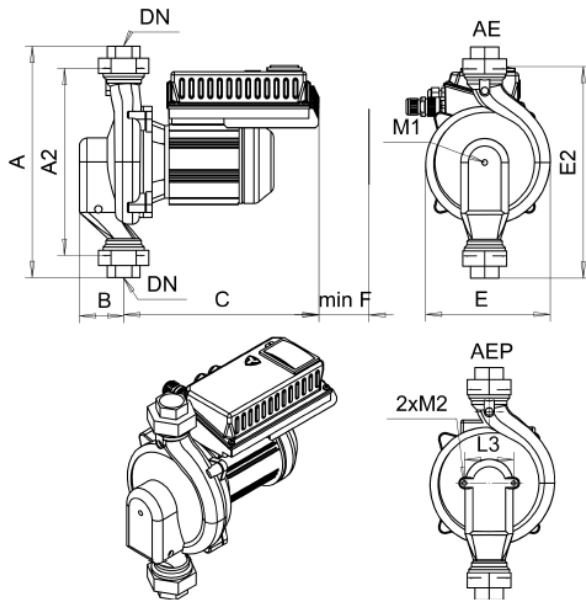
Teknocalor Reflex NG-25	
$V_0 = 140 \text{ dm}^3$	$\varnothing = 18,54 \text{ kW}$
$T_m = +60^\circ\text{C}$	$T_p = +40^\circ\text{C}$
$P_{ST} = 59 \text{ kPa}$	$P_E = 69 \text{ kPa}$
$P_{h\grave{a}l}^- = 89 \text{ kPa}$	$P_{min} = 119 \text{ kPa}$
$P_{max} = 150 \text{ kPa}$	$P_{h\grave{a}l}^+ = 180 \text{ kPa}$
$P_{SV} = 200 \text{ kPa}$	$P_{rak} = 300 \text{ kPa}$

3.9 Pumppujen mitoitus

Pumput mitoitetaan tarvittavan virtaaman sekä verkostossa olevan painehäviön mukaan. Pumppuja valittaessa tulee huomioida pumpun säätövara, jos verkostossa ilmenee ongelmia painehäviössä tai virtaamassa. Säätövara varmistaa, ettei tule tilannetta, jossa pumpun ollessa tiukasti mitoitettu täytyy koko pumppu vaihtaa. Säädetäville pumpuille asetetaan pumpunsäätöventtiiliin esisäätöarvoksi 3 kPa mittausta ja hienosäätöä varten.

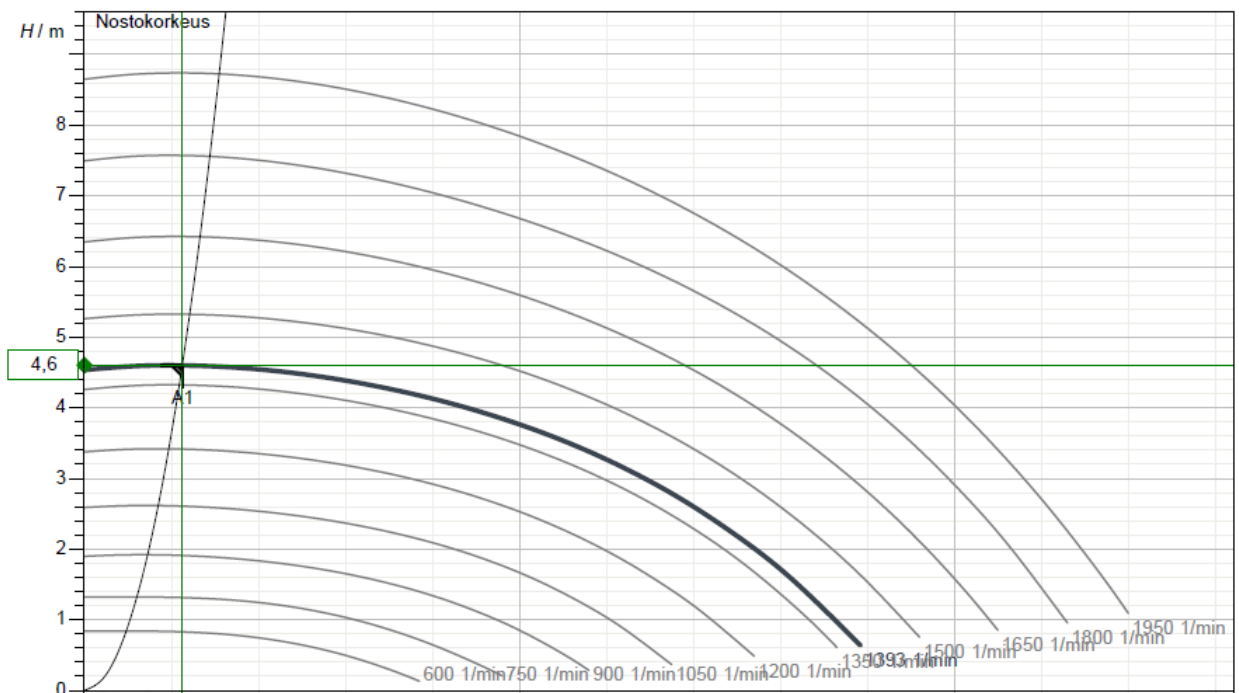
3.9.1 PU3:n valinta

Lämmityspiirin pumpun PU3:n virtaukseksi laskettiin 0,2246 l/s ja nostokorkeudeksi 46 kPa. Tarkoitukseen parhaiten sopiva pumppu on taajuusmuuttajakäyttöinen Kolmeks AE-26/4 SCA. SCB-version pumppu on varustettu paine-eroanturilla, eli pumppu on vakio-painepumppu. Tässä siitä ei ole hyötyä, koska pumpun ominaiskäyrä toiminta-alueella on lähes vaakasuora. Pumppu valittiin säädettävyyden ja toimipisteen saavuttamisen vuoksi. Kolmeks AE-26/4 SCA on esitetty kuvassa 19.



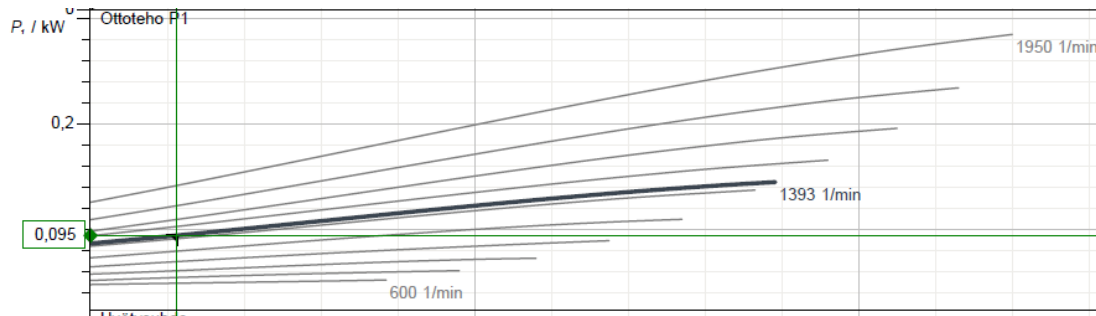
KUVA 19 Kolmeks AE-26/4 SCA

Pumpun virtaaman ja nostokorkeuden muodostama toimipiste on esitetty kuvassa 20.



KUVA 20 AE-26/4 SCA toimipiste

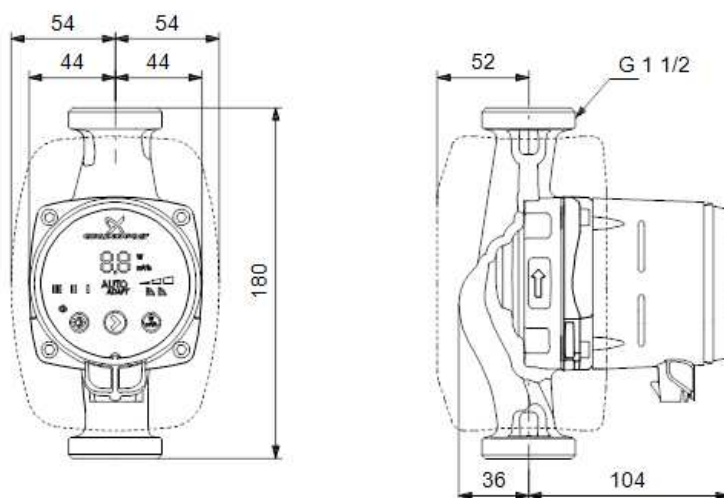
Toimipisteestä aiheutuva pumpun ottoteho on esitetty kuvassa 21.



KUVA 21 AE-26/4 SCA ottoteho

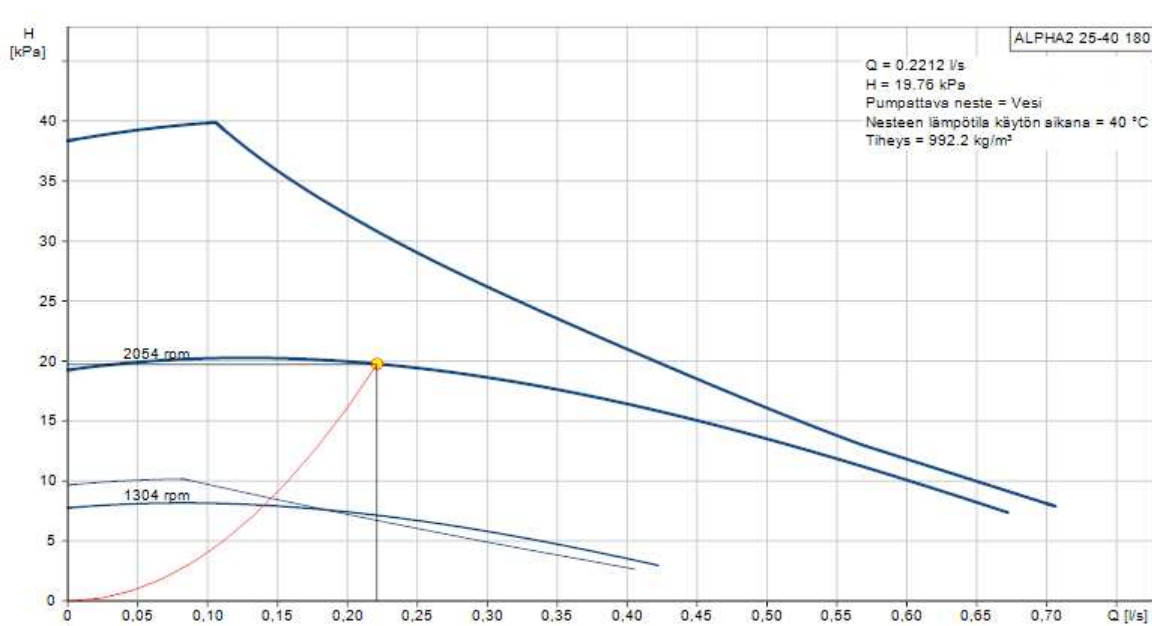
3.9.2 PU4:n valinta

Jälkilämmityspiirin piiskapumpun PU4:n virtaama ja painehäviö saatiin mallintamalla piiri käyttäen käsin laskettuja arvoja MagiCADiin. Pumpun PU4 virtaamaksi MagiCAD laski 0,221 l/s ja nostokorkeudeksi 15,1 kPa. Pumpuksi valittiin Grundfos ALPHA2 25-40 180 vakio kierroskäyrällä. Pumpun toimipisteeksi muodostui vakio kierroskäyrällä 0,221 l/s ja nostokorkeudeksi 19,76 kPa. Toimipiste saavutettiin pumpunsäätöventtiiliä säätämällä. Grundfos ALPHA2 25-40 180 on esitetty kuvassa 22.



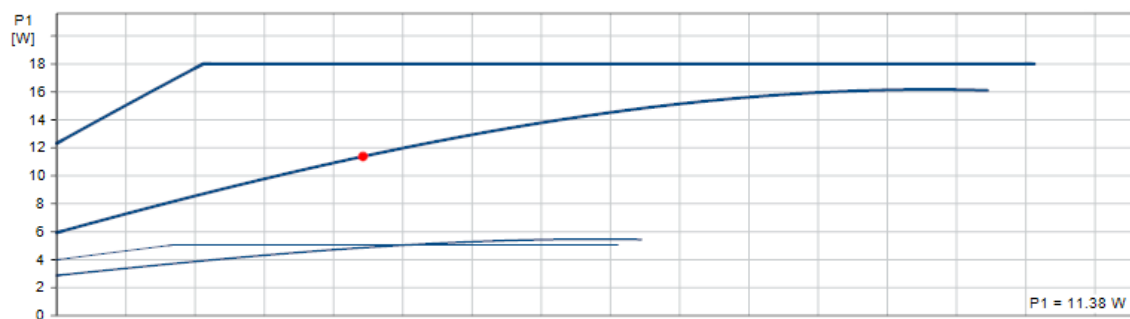
KUVA 22 Grundfos ALPHA2 25-40 180

Pumpun virtaaman ja nostokorkeuden muodostama toimipiste vakiokierroskäyrällä on esitetty kuvassa 23.



KUVA 23 ALPHA2 25-40 180 toimintapiste

Toimipisteestä aiheutuva pumpun ottoteho on esitetty kuvassa 24.

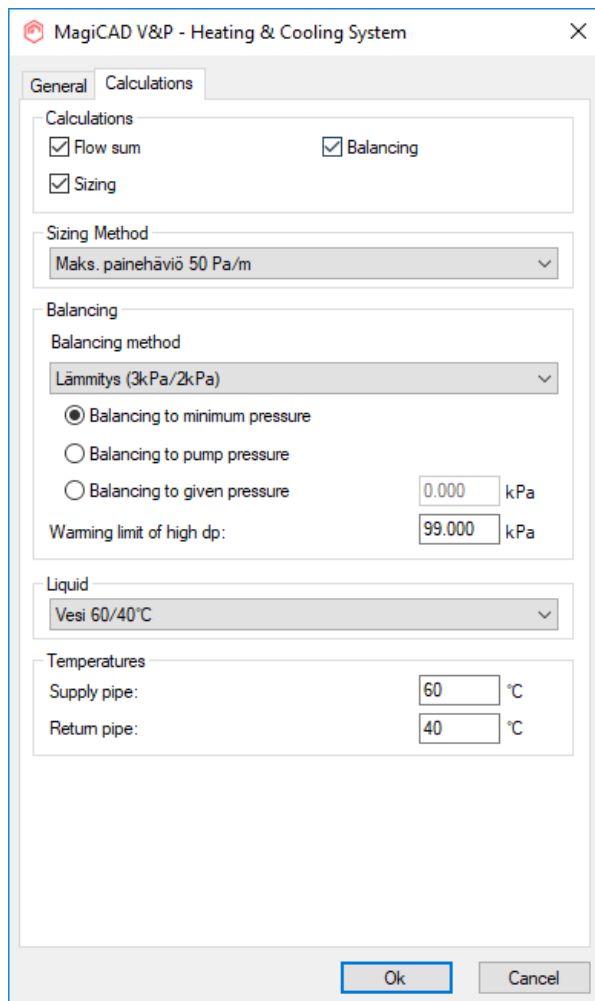


KUVA 24 ALPHA2 25-40 180 ottoteho

4 LASKENTAOHJELMIEN TULOSTEN ANALYSOINTI

4.1 Ilmastoinnin lämmityspiirin mitoitus MagiCADilla

MagiCADissa lämmityspiirin mitoitusta varten täytyy luoda jälkilämmityspatterin piirille ja lämmityspiirille omat systeeminsä. Systeemeille täytyy antaa virtaaman nesteen laatu ja lämpötilat sekä mitoitusparametreja. Ohjelma valitsee maksimi painehäviön 50 Pa/m mukaan putkien pienimmän mahdollisen koon, jolla arvo ei ylity. Linjansäätöventtiilien minimi painehäviö on 3 kPa ja nesteen menoveden lämpötila +60 °C sekä paluuveden lämpötila +40 °C. Mitoituksessa käytettävät arvot on syötetty systeemin Calculations-osioon kuvassa 25.



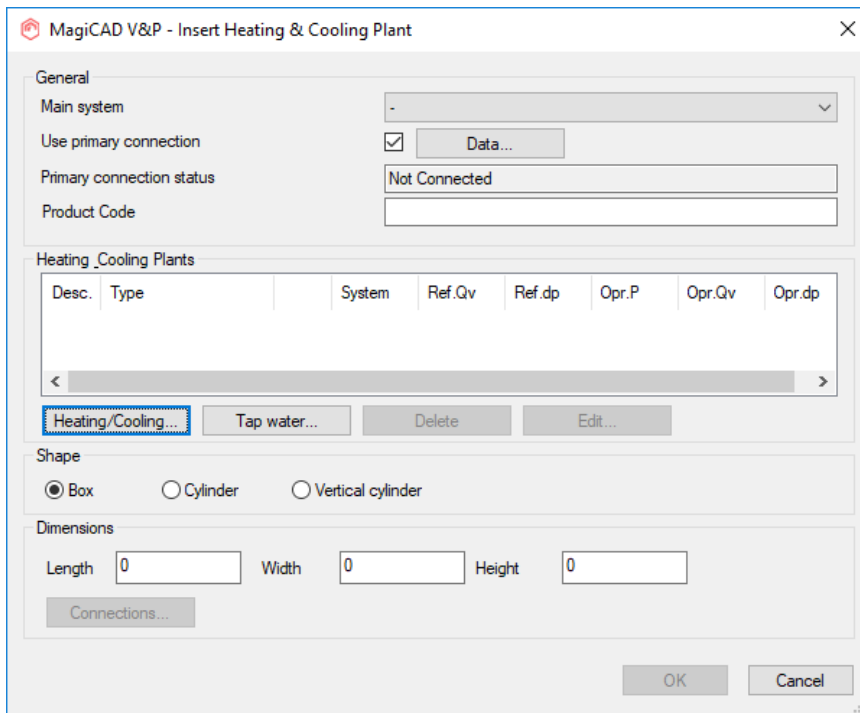
KUVA 25 Mitoitusparametrit

Lämmönsiirrin mallinnettiin ohjelmalla kuvassa 26 esitetyllä Insert Generic Heating & Cooling Plant-komennolla.



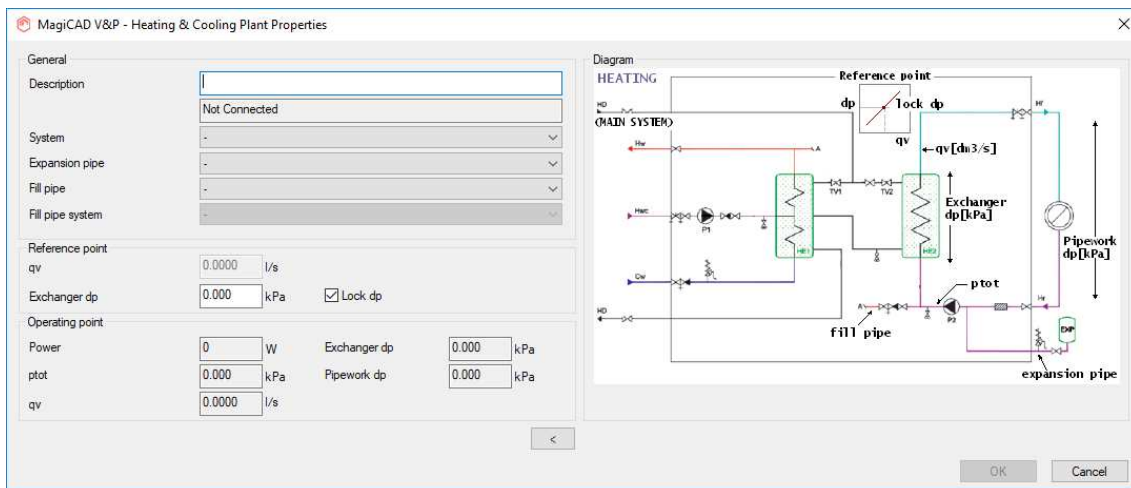
KUVA 26 Insert Generic Heating & Cooling Plant

Avautuvalla ikkunalla voidaan lämmönsiirtimelle asettaa ensiöpuolen systeemi, lämmönsiirtimen muoto ja mitat kuvan 27 mukaan.



KUVA 27 Lämmönsiirtimen mallinnus

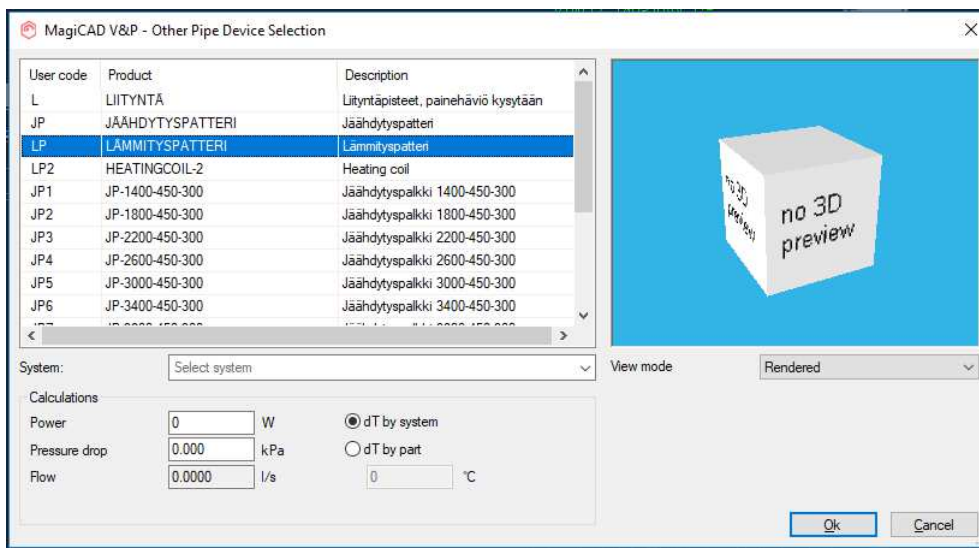
Valitsemalla Heating/Cooling-valikko aukeaa ikkuna, jossa voidaan määrittää lämmönsiirtimen toisiopuoli kuvan 28 mukaan.



KUVA 28 Heating & Cooling Plant Properties

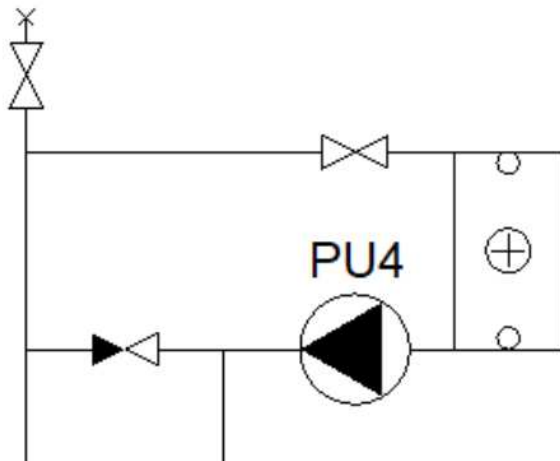
System-kohtaan valitaan sama kuin lämmityspiirissä oleva system. Haluttaessaan lämmönsiirtimelle voi valita ja mallintaa paisunta-astian putken ja täyttöryhmän. Siirtimelle lukitaan 13,05 kPa, joka valitussa siirtimessä on toisiopuolen painehäviö.

Käsin lasketuilla arvoilla mallinnettiin jälkilämmityspatteri, joka asetettiin omaan verkostoonsa valitsemalla sille tehty system. Jälkilämmityspatterille asetetaan ohjelmassa oma piirinsä, koska siihen kuuluu piiskapumppu. Jälkilämmityspatterille asetetaan myös laskettu teho ja ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelman ilmoittama painehäviö kuvan 29 mukaisesti.



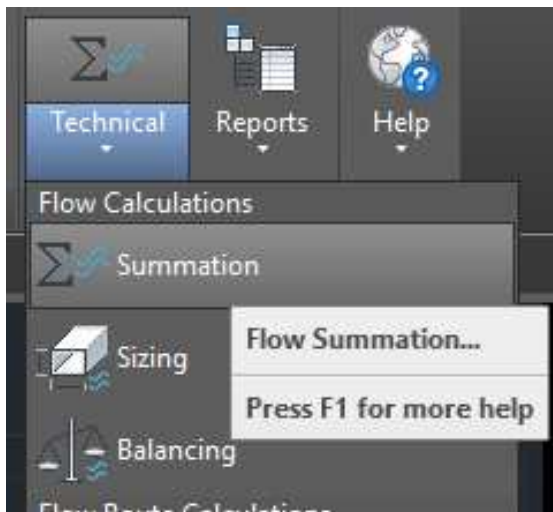
KUVA 29 Lämmityspatterin luonti

Koska MagiCADin tietokannassa ei ole opinnäytetyössä käytettävän ilmanvaihtokoneen jälkilämmityspatteria, käytetään mallinnuksessa MagiCAD lämmityspatteria, joka sisältää ainoastaan sille syötetyt tiedot. Lämmityspatterin piirin kytkentä on esitetty kuvassa 30.



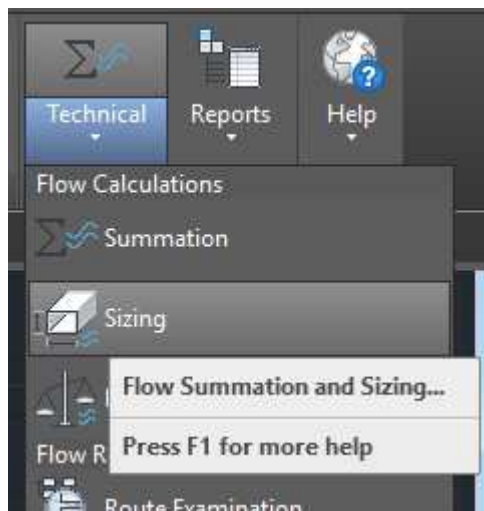
KUVA 30 Lämmityspatterin piiri

Jälkilämmityspatterin piirin ollessa mallinnettu tulee sen piirin virtaama, putkikoot ja tasapainotus suorittaa. Jälkilämmityspatterin piirin ollessa omassa systeemissään eivät näiden laskentojen tiedot häiritse lämmityspiirin mitoitus. Pumpunsäätöventtiilin ollessa paikallaan voidaan lämmityspatterin piirin virtaama mitoittaa. Kuvassa 31 virtaaman mitoitus asettaa tarvittavan virtaaman jokaiselle putken osalle.



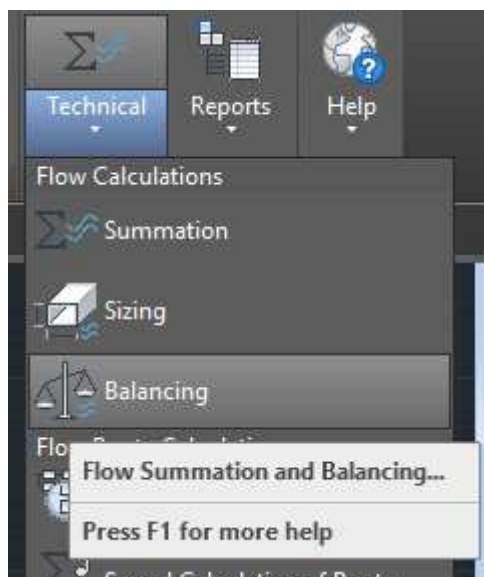
KUVA 31 Flow Summation

Virtaaman mitoituksen jälkeen täytyy suorittaa kuvan 32 putkien mitoitus, jolloin ohjelma mitoittaa putkikoon annettujen parametrien sisällä pienimpään mahdolliseen putkikoon.



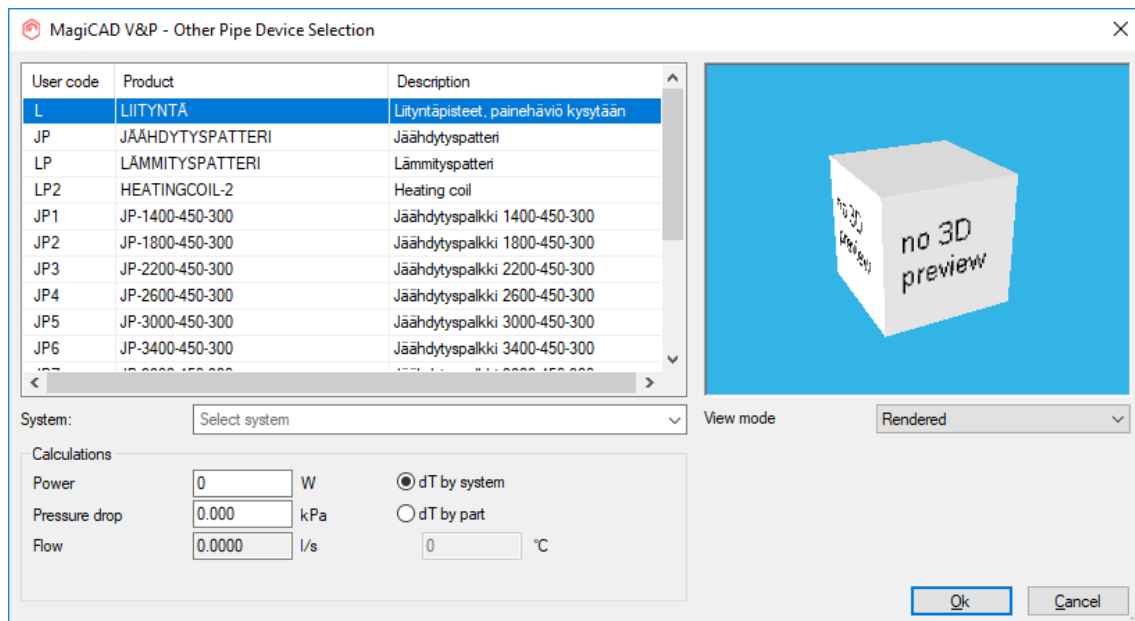
KUVA 32 Sizing

Kun putkikoot on mitoitettu jälkilämmityspatterin piirissä, voidaan nyt järjestelmä tasapainottaa kuvan 33 mukaan, jolloin saadaan selville piirissä aiheutuva painehäviö.



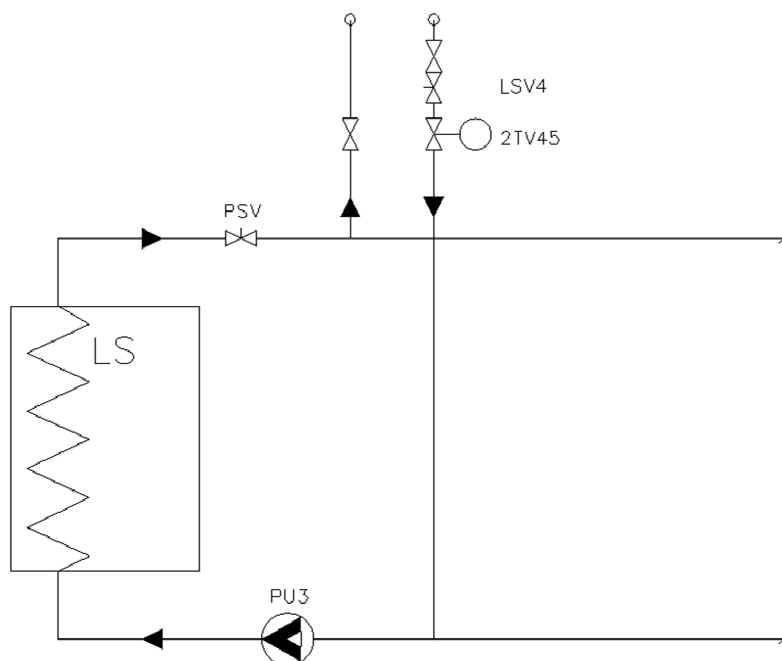
KUVA 33 Balancing

Kun jälkilämmityspatterin piiri oli mitoitettu, tuotiin piirissä tarvittava teho lämmityspiiriin luomalla liityntäpisteet kuvan 34 mukaan.



KUVA 34 Liityntäpisteiden luonti

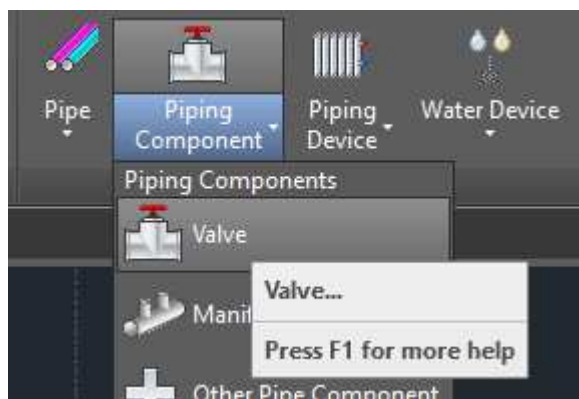
Liityntäpisteille systeemiksi asetetaan lämmityspiiri. Liityntäpisteiden tehoksi tulee las-
kettu jälkilämmityspatterin piirin teho. Painehäviö on liityntäpisteissä nolla, koska jälkiläm-
mityspatterin piirissä on oma pumppu. Lämmityspiirin kytkentä on esitetty kuvassa 35.



KUVA 35 Lämmityspiirin kytkentä

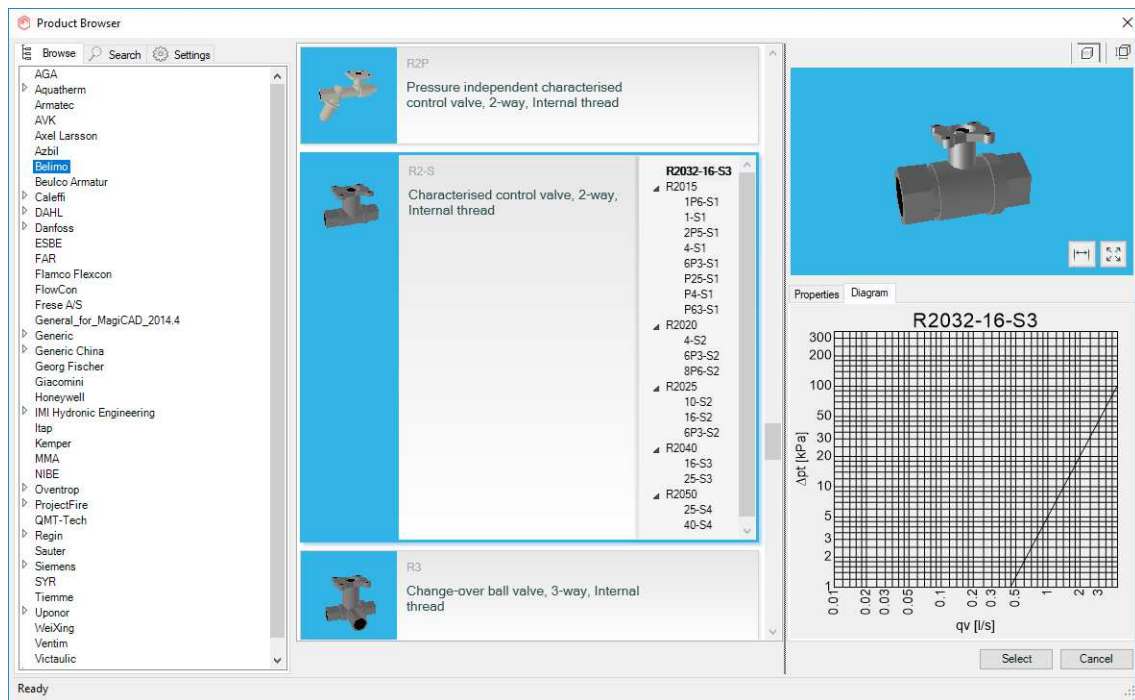
Kun lämmityspiirin oli mallinnettu, suoritettiin lämmityspiirin systeemille samat lasku komennot kuin jälkilämmityspatteri piirille. Balancing-komento laski lämmityspiirin painehäviöksi 21 kPa asettamalla pumpunsäätöventtiili PSV:lle ja linjansäätöventtiilille LSV4 painehäviön 3 kPa. Verkoston painehäviön mukaan täytyy käsin itse laskea ilmanvaihtokoneen 2-tieventtiili 2TV45 käyttämällä kaavaa 2 ja valitsemalla sen perusteella K_{vs} -arvo venttiilille. Venttiilin valinnan ja mitoituksen jälkeen lasketaan venttiilin auktoriteetti kaavalla 1.

MagiCAD-ohjelmassa 2-tieventtiili tuodaan järjestelmään Piping Component -valikosta valitsemalla Valve eli venttiilit kuvan 36 mukaan.



KUVA 36 Piping Component, Valve

Aukeavasta valikosta täytyy valittu venttiili käydä hakemassa Select products to project -komennolla. Tässä tapauksessa valittu Belimon 2-tieventtiili löytyy Other valves kohdasta Belimon nimen alta kuvassa 37.



KUVA 37 Venttiilin valinta

Venttiilin malli valitaan K_{vs} -arvon mukaan. Tässä tapauksessa valittu K_{vs} -arvo on 1,6, jota vastaa koodi 1P6-S1. Kun venttiili on asetettu järjestelmään, täytyy uudestaan ajaa balancing-komento, joka laskee 2-tieventtiilistä aiheutuvan painehäviön järjestelmään. Venttiilin auktoriteetti voidaan nyt laskea mitoitus tuloksesta kaavalla 1.

4.2 Ilmastoinnin lämmityspiirin mitoitus CADS-ohjelmassa

CADS-ohjelmassa luodaan jälkilämmityspatteri IV-patteri/kuivain-komennolla. Jälkilämmityspatterille asetetaan verkosto, mitat, positio ja virtaama. Kun asetetaan kuvan 38 mukaan IV-patterille oma pumppu, ei mitoitus ota jälkilämmityspatterin oman piirin eikä jälkilämmityspatterin painehäviötä mitoituksessa huomioon.

IV-patterin/kuivaimen tiedot

Verkosto:

Positio:

Valmistaja:

Tyyppi:

LVI-numero:

600 L K 400

mm

Alakorko: mm

Näkyy myös IV-KONE tasolla

Virtaus: l/h Teho: W

KV-arvo/painehäviö

Oma pumppu Ei pumppua

Moottoriventtiin KV-arvo-lukitus:

Moottoriventtiin painehäviö lasketaan tasapainotuksessa.

KUVA 38 IV-patterin luonti

Jälkilämmityspatterin virtaama on 795,4 l/h. Ilmanvaihtokoneen lämmityspiirin ollessa piirretty valmiiksi tulee verkosto mitoittaa ja tasapainottaa. Mitoitus-komennolla CADS mitoittaa lämmityspiirissä tarvittavan virtaaman ja linjastossa aiheutuvan painehäviön. Kuvassa 39 on esitetty verkoston mitoitus-komento.

Lämpö/jäähdytysverkostojen mitoitusasetukset

Verkosto: 1

Nimi:

Tunnus: L

Linjat

Max. nopeus m/s: 1

Max. kitkapainehäviö Pa/m: 50

Kytkentälinjat

Patterin minimijäähtymä °C: 5

Minimivirtaus l/h: 0

Minimikoko: 10

Haaralinjat

Max. Pa/m: 0 virtaus l/h > 0

Minimikoko: 15

Mitoitus

Testaa kuvat

Mitoita

Putkilaatu ja nesteen ominaisuudet

Putkilaatu (karheusarvo mm): Fe

Putkilaadun pakotus asetukseen

Putkikoon pienenemisen sallinta

Neste: Vesi

Menonesteen lämpötila °C: 60

Paluunesteen lämpötila °C: 40

Nesteen tiheys kg/m³: 989

Kinemaattinen viskositeetti m²/s: 5.5e-007 Laske

Ominaislämpökapasiteetti kJ/kg K: 4.181

RYL eristykset

Lisätään kytkentälinjoihin L: Sarja25/23

Lisätään haaralinjoihin J: Sarja21/22

2D-nousut

Todelliseen kokoon (jos halk > 60 mm) vuorivillaeristyksellä

Verkoston tyyppi (IFC-vientiä varten)

Patteriverkosto

Sulje Peruuta Ohje

KUVA 39 Lämmityspiirin mitoitus

Lämmityspiirin mitoituksen jälkeen on CADS-ohjelma laskenut tarvittavan lämmityspiirin vesivirran. Lämmityspiirin mitoituksen jälkeen tulee lämmitysjärjestelmä tasapainottaa. Tasapainotus tapahtuu kuvan 40 mukaan tasapainotus-komennolla.

Lämpö/jäähdytysverkoston tasapainotus

Verkosto

Patteriventtiili
(Oras: Stabila)

Min. paine-ero 3 kPa

Tasapainotus valitsee koot

Linjasäätöventtiili
TA: STAD*

Min. paine-ero 3 kPa

Dimensiota pienempi koko

Jakotukki-venttiili
TA: STAD*

Min. paine-ero 3 kPa

Oletuskoko DN 20

Suluissa olevat venttiilit
tuotannosta poistuneita

IV-patterin moottoriventtiili
 PN16 PN25
(käytössä olevat kv-arvot)

Painehäviö kokonaispainehäviöstä
50 %

Siirrin
Painehäviö 13.05 kPa

OK
Peruuta
Testaa
Ohje

KUVA 40 Lämpöverkon tasapainotus

Tasapainotuksessa asetetaan venttiileille minimi paine-erot, IV-patterin moottoriventtiin painehäviön osuus kokonaispainehäviöstä ja asettaa lämmönsiirtimestä johtuva painehäviö. Tasapainotuksen jälkeen ohjelma mitoitti jälkilämmityspatterin venttiiliksi K_{vs} -arvon 2,5 joka vastaa painehäviötä 10 kPa. Venttiin todellinen auktoriteetti laskettiin kaavalla 1.

$$\beta = 10 / 31$$

$$\beta = 0,32$$

Avautuva HEPAC-ohje IV-patteriverkon moottoriventtiin tasapainotuksesta on esitetty kuvassa 41. Ohjeessa lukee mitoitusperiaate, jolloin asetusarvolla 50 % päädyttäisiin auktoriteettiin $\beta = 0,5$. Tämä periaate on sama kuin kaava 1.

Tasapainotuksen aluksi valitaan venttiilit, joilla tasapainotus tehdään. Toiminto muistaa edelliseltä kerralta asetukset. Patteriventtiilien valinnassa on asetus, jolla saadaan automaattisesti valittua venttiilien koot. Muutoin tasapainotus käyttää pattereille määritettyä kokoa. Linjasäätöventtiileiden valinnassa on asetus, jolla saadaan automaattisesti valittua linjakokoa dimensioita pienemmät venttiilit, jos se vain kv-arvojen puolesta on mahdollista. Siirtimen painehäviö kPa lisätään verkoston kokonaispainehäviöön. IV-patteriverkostossa tällä on vaikutusta moottoriventtiilien kv_s-arvojen valintaan. IV-patterin painehäviö asetetaan samaksi putkiston kokonaispainehäviön kanssa, jos dialogissa on valittuna 50%. Jos moottoriventtiilien painehäviötä haluaa pienentää, voidaan %-lukemaksi valita pienempi luku. Tällöin moottoriventtiilillä ei ole enää selkeää auktoriteettia verkostossa.

KUVA 41 CADS IV-patteriverkoston mitoitusperiaate

Todellisuudessa kun IV-patteriverkostoon ajaa tasapainotus-komennon, laskee CADS arvolla 50 % venttiilin painehäviöksi puolet verkoston painehäviöstä, jolloin kaavalla 1 venttiilin auktoriteetiksi tulee $\beta = 0,32$. CADS-ohjelman suorittamaa auktoriteetin laskentaa on avattu kaavalla 22 ja 23.

$$\beta_{50\%} = \Delta P_{2TV} / \Delta H \quad \text{KAAVA 22}$$

$\beta_{50\%}$ = CADS venttiilin auktoriteetin asetus arvo 50%

ΔH = verkoston painehäviö

$$\Delta P_{2TV} = \beta_{50\%} * \Delta H \quad \text{KAAVA 23}$$

$$\Delta P_{2TV} = 0,5 * 21$$

$$\Delta P_{2TV} = 10,5$$

CADS-ohjelman tasapainotus-komento ei laske mitoitus-ohjeensa mukaisesti. Ohjelma laskee venttiilin auktoriteetin niin, ettei tasapainotus ota huomioon venttiilin täysin ollessa kiinni aiheutuvaa paine-eroa, vaan mitoittaa venttiilin paineeksi puolet verkoston painehäviöstä.

4.3 CADS testi

Testinä asetettiin etulämmityspatteri ilmanvaihtokoneen lämmityspiiriin ja ajettiin mitoitus sekä tasapainotus verkostolle. IV-patterin moottoriventtiilin painehäviöksi asetettiin taas 50 %. Jälleen tasapainotus asetti jälkilämmityspatterille K_{vs} -arvon 2,5 ja painehäviön 10

kPa. Etulämmityspatterille ohjelma asetti K_{vs} -arvon 1 ja painehäviön 16 kPa. Nyt venttiilin todellinen auktoriteetti lasketaan kaavalla 1. Ensiksi lasketaan jälkilämmityspatterin 2-tiesäätöventtiin auktoriteetti β_{jp} .

$$\beta_{jp} = 10/38$$

$$\beta_{jp} = 0,26$$

β_{jp} = jälkilämmityspatterin säätöventtiin auktoriteetti

Jälkilämmityspatterin säätöventtiin auktoriteetiksi muodostui käsin laskemalla kaavalla 1 $\beta_{jp} = 0,26$ joka ei vastaa CADS-ohjelman asetettua tavoitearvoa $\beta = 0,5$.

Etulämmityspatterin auktoriteetti β_{ep} laskettiin kaavalla 1.

$$\beta_{ep} = 16/38$$

$$\beta_{ep} = 0,42$$

β_{ep} = etulämmityspatterin säätöventtiin auktoriteetti

Etulämmityspatterin säätöventtiin auktoriteetiksi muodostui käsin laskemalla kaavalla 1 $\beta_{ep} = 0,42$.

Kummassakaan patterissa ei CADS mitoita venttiin painehäviötä ohjeensa mukaan, vaan mitoittaa kaavalla 22 esitetyllä tavalla venttiin painehäviöksi puolet piirin painehäviöstä. Tämä aiheuttaa venttiin auktoriteetin selvän heikentymisen suunnitellusta $\beta = 0,5$.

5 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella tilaajan ilmanvaihtokoneeseen toimiva lämmityspiiri ja siihen liittyvät lämmönsiirrin, pumput, 2-tie- ja linjansäätöventtiilit sekä vertailla mitoitusohjelmien tuloksia ja niiden luotettavuutta.

Opinnäytetyössä varsinkin 2-tieventtiilien auktoriteettien oikein laskeminen ja ilmanvaihtokoneen todellisten ilman lämpötilojen määrittäminen eri pisteissä olivat toimivan lämmityspiirin suunnittelussa välttämättömiä. Lämmityspiirin suunnittelua hankaloitti ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelman arvojen epätarkkuus. Tämä pakotti laskemaan käsin normaalisti ilmanvaihtokoneen mitoitusohjelmasta saadut tiedot, kuten ilman lämpötilat eri pisteissä ja jälkilämmityspatterin virtaama. Ellei opinnäytetyössä olisi käsin laskettu todellisia arvoja, olisi lämmitysjärjestelmästä tullut täysin toimikelvoton.

Mielestäni sekä CADS että MagiCAD ovat molemmat erittäin hyviä suunnittelijan apuvälineitä. Molemmat ohjelmat nopeuttavat ja helpottavat suunnitelmien laatimista. 2-tieventtiilien valinnassa opinnäytetyön perusteella voidaan auktoriteettien varmistamiseksi soveltuvammaksi vaihtoehdoksi todeta MagiCAD. MagiCAD ohjelma pakottaa suunnittelijan itse laskemaan halutun auktoriteetin perusteella K_v -arvon ja valitsemaan K_{vs} -arvon perusteella venttiilin Magicadin tietokannasta. Itse laskemalla suunnittelija pääsee toivottuun lopputulokseen.

CADS-ohjelmassa hämmennystä aiheuttaa HEPAC-ohjeessa lukeva mitoitusperiaate, joka on oikein, mutta laskennassa ohjelma antaa eriävän tuloksen. Ohjelmassa on helppoa ja yksinkertaista mitoittaa 2-tieventtiili. Tällä päästään toimivaan ratkaisuun, mutta toimiva ratkaisu ei ole paras mahdollinen. Käyttäjällä ei näe suoraan, mihin ohjelman venttiilin valinta perustuu. Tämän vuoksi suunnittelija ei voi itse käsin tarkastaa ohjelman käyttämien arvojen todellisuutta, vaan joutuu avaamaan laskemalla valituista venttiileistä painehäviöt ja auktoriteetit.

LÄHTEET

1. Economics of Balancing, TA Hydronic College Saatavissa: http://www.nebb.org/assets/1/7/The_Economics_of_Balance.pdf. Hakupäivä 27.5.2019
2. 2-way and 3-way characterised control valves. 2014, BELIMO, Saatavissa: https://www.belimo.ch/pdf/e/project_2-way_3-way_characterised%20control%20valves.pdf. Hakupäivä 27.5.2019
3. Section Vb1: Valves , Johnson Controls, , Saatavissa: https://cgproducts.johnsoncontrols.com/MET_PDF/347VB.PDF. Hakupäivä 27.5.2019
4. 2-vägs sätesventil med flänsad anslutning. 2011. SIEMENS Building Technologies, Saatavissa: <https://www.downloads.siemens.com/download-center/Download.aspx?pos=download&fct=getasset&id1=15782>. Hakupäivä 27.5.2019
5. D3 (2012). 2012. Rakennusten energiatehokkuus. Määräykset ja ohjeet 2012, Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, Rakennetun ympäristön osasto. Saatavissa: https://www.finlex.fi/data/normit/37188-D3-2012_Suomi.pdf. Hakupäivä 27.5.2019
6. LVI 38-10515. 2012. Ilmanvaihdon lämmöntalteenoton vuosihyötysuhteen laskenta, Rakennustieto, Saatavissa: <https://kortistot.rakennustieto.fi/kortit/LVI%2038-10515>. Hakupäivä 27.5.2019
7. Seppänen, Olli. 2001. Rakennusten lämmitys, Suomen LVI-liitto ry, Saatavissa: https://www.booky.fi/tuote/olli_seppanen/rakennusten_lammitys/9789519881102. Hakupäivä 27.5.2019
8. D1 (2007). 2007. Kiinteistöjen vesi- ja viemärlaitteistot. Määräykset ja ohjeet 2007, Suomen rakentamismääräyskokoelma. Helsinki: Ympäristöministeriö, Rakennetun ympäristön osasto. Saatavissa https://www.finlex.fi/data/normit/28208/D1_2007.pdf. Hakupäivä 27.5.2019

9. Julkaisu K1/2013, Rakennusten kaukolämmitys Määräykset ja ohjeet, , Energiateollisuus Ry. Saatavissa: https://energia.fi/files/502/JulkaisuK1_2013_20140509.pdf. Hakupäivä 27.5.2019
10. LVI 11-10472. 2011. Paisuntajärjestelmän valinta ja mitoitus, Rakennustieto, Saatavissa: <https://kortistot.rakennustieto.fi/kortit/LVI%2011-10472>. Hakupäivä 27.5.2019