

**Miika Kakko**

# **Veden käyttö korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineena**

Soveltavan fysiikan (Uusiutuvan  
energian maisteriohjelma)  
pro gradu -tutkielma  
3. toukokuuta 2012



JYVÄSKYLÄN YLIOPISTO  
FYSIIKAN LAITOS

**Jyväskylä**

**Tekijä:** Miika Kakko

**Yhteystiedot:**

**Työn nimi:** Veden käyttö korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineena

**Title in English:** Use of water as a working fluid in a high temperature vapor compression cycle

**Työ:** Soveltavan fysiikan (Uusiutuvan energian maisteriohjelma) pro gradu -tutkielma

**Sivumäärä:** 105

**Tiivistelmä:** Täysin tai osittain halogenoitujen hiilivetyjen valmistuksen ja käytön päättyessä vuoteen 2030 mennessä on syntymässä tarve korvaaville ympäristöystävällisille kiertoaineille. Tutkielman tavoitteena oli tutkia veden soveltuvuutta korkean lämpötilan kylmähöyryprosessien kiertoaineeksi (i) laatimalla kirjallisuuskatsaus veden fysikaalisista, kemiallisista, fysiologisista ja ilmastonmuutokseen liittyvistä ominaisuuksista sekä (ii) mallintamalla veden (R718) käyttäytymistä ideaalisessa ja todellisessa kylmähöyryprosessissa eri lämpötilatasoilla CoolPack -ohjelmistolla ja vertailemalla saatuja lämpökertoimen (COP) ja lämmön tilavuustuoton arvoja ammoniakkin (R717) ja trikloorifluorimetaanin (R11) vastaaviin arvoihin.

Laadittu kirjallisuuskatsaus osoittaa veden soveltuvan hyvin kiertoaineeksi kemiallisilta, fysiologisilta ja ilmastonmuutokseen liittyviltä ominaisuuksiltaan. Mallinnuksen perusteella vesi soveltuu ammoniakkia ja trikloorifluorimetaania paremmin kiertoaineeksi tietyillä lämpötilatasoilla ja on erityisen lupaava kiertoaine erittäin korkean lämpötilan kylmähöyryprosesseissa höyrystimen lämpötilan ollessa yli 80 °C. Ominaisuuksiensa puolesta vesi soveltuu siis hyvin korvaavaksi kiertoaineeksi korkean lämpötilan kylmähöyryprosesseihin. Sen käytön yleistymisen on kuitenkin voimakkaasti kytköksissä vaadittuun lämpökertoimeen ja lämmön tilavuustuottoon sekä soveltuvan laitteiston löytymiseen.

**Abstract:** Environmentally friendly working fluids will be in great demand in the near future because of the phase-out of fully and partially halogenated chlorofluorocarbons by the year of 2030. The objective of this thesis was to examine the applicability of water as a working fluid in a high temperature vapor compression cycle both (i) by making a literature survey of water from physical, chemical and physiological perspectives as well as from the perspective of climate change and (ii) by modeling the ideal and real vapor compression cycles of water (R718) on several temperature ranges using CoolPack -software and comparing the calculated values of coefficient of performance (COP) and volumetric heating capacity to those of ammonia (R717) and trichlorofluoromethane (R11).

The literature survey illustrates that water is a promising working fluid from chemical and physiological perspectives as well as from the perspective of climate change. The modeling suggests that water is a more applicable working fluid than ammonia and trichlorofluoromethane at certain temperature levels, performance-wise. The performance of water is extremely promising at high temperatures where the evaporator temperature exceeds 80 °C. It is fair to say that water is a viable working fluid in vapor compression cycles. Whether the use of water as a working fluid in vapor compression cycle will become general or not, will ultimately depend on the required coefficient of performance and volumetric heating capacity, as well as the availability of suitable machinery.

**Avainsanat:** Kylmähöyryprosessi, vesi, lämpöpumppu, COP

**Keywords:** Vapor compression cycle, water, heat pump, COP

## Esipuhe

Pro gradu -tutkielma on tehty Elomatic Oy:llä vuosina 2011-2012 Valio Oy:n ja Oy Scancool Ab:n toimeksiannosta. Kiitän Elomatic Oy:tä mielenkiintoisen ja monipuolisen tutkielman aiheen tarjoamisesta sekä Valio Oy:tä ja Oy Scancool Ab:ta työn rahoittamisesta.

Kiitän työni ohjaajia FT Jussi Maunukselaa ja DI Mika Nummilaa heidän tarjomaan asiantuntemuksesta. Neuvonne ja innostava asenteenne tekivät tutkielman kirjoittamisesta mielekkään.

Kiitän DI Arttu Peltosta jämäkästä projektin koordinoimisesta sekä aikataulutukseen liittyvistä ohjeista. Kiitän myös muita työtovereitani sekä kaikkia tutkielman tekemiseen tavalla tai toisella osallistuneita henkilöitä.

Viimeiseksi haluan kiittää rakasta vaimoani Tiina Kakkoa. Kärsivällisyytesi mahdollisti tutkielman tekemisen.

# Sisältö

Esipuhe	iii
<b>1 Johdanto</b>	<b>1</b>
<b>2 Teoria</b>	<b>3</b>
2.1 Kiertoaineet . . . . .	3
2.1.1 Kiertoaineiden historiaa . . . . .	5
2.1.2 Kiertoaineiden jaottelu . . . . .	7
2.1.3 Kiertoaineilta vaadittavat ominaisuudet . . . . .	8
2.1.4 Fysikaaliset ominaisuudet . . . . .	9
2.1.5 Kemialliset ja fysiologiset ominaisuudet . . . . .	12
2.1.6 Ilmastonmuutokseen liittyvät ominaisuudet . . . . .	13
2.2 Vertailtavat kiertoaineet . . . . .	15
2.2.1 Ammoniakki R717 . . . . .	15
2.2.2 Halogeenihiilivety R11 . . . . .	15
2.2.3 Vesi R718 . . . . .	16
2.3 Termodynamiikan peruskäsitteitä . . . . .	17
2.3.1 Lämpötila ja lämpö . . . . .	17
2.3.2 Avoin, suljettu ja eristetty systeemi . . . . .	17
2.3.3 Sisäenergia, entalpia ja entropia . . . . .	18
2.3.4 Faasit ja faasitransitio . . . . .	19
2.3.5 Termodynamiikan pääsäännöt . . . . .	20
2.3.6 Tilapiirrokset . . . . .	21
2.3.7 Kiertoprosessit . . . . .	23
2.4 Kaasut . . . . .	27
2.4.1 Kaasun tilanyhtälöt . . . . .	27
2.4.2 Kaasun ominaisuudet . . . . .	28
2.4.3 Kaasun energiayhtälö . . . . .	31
2.5 Kompressorilämpöpumpun kiertoprosessi . . . . .	33
2.5.1 Käänteinen Carnot-kiertoprosessi . . . . .	34

2.5.2	Ideaalinen kylmähöyryprosessi . . . . .	36
2.5.3	Todellinen kylmähöyryprosessi . . . . .	39
2.5.4	Kylmähöyryprosessin kylmä- ja lämpökertoimet . . . . .	42
2.6	Kompressori . . . . .	44
2.6.1	Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde . . . . .	48
2.7	Erilaisia kompressoreita . . . . .	49
2.7.1	Ruuvikompressori . . . . .	49
2.7.2	Radiaalikompressori (keskipakoahdin) . . . . .	53
<b>3</b>	<b>Numeerinen mallintaminen</b>	<b>57</b>
3.1	Kylmähöyryprosessin mallintaminen . . . . .	57
3.2	CoolPack . . . . .	57
3.3	Refrigeration Utilities . . . . .	58
3.4	Kylmähöyryprosessin mallintaminen eri kiertoaineilla . . . . .	60
<b>4</b>	<b>Tulosten analysointi ja tulkinta</b>	<b>71</b>
4.1	Ideaalinen kylmähöyryprosessi . . . . .	71
4.2	Todellinen kylmähöyryprosessi . . . . .	75
4.3	Kylmäaineiden vertailu . . . . .	79
<b>5</b>	<b>Johtopäätökset</b>	<b>87</b>
<b>6</b>	<b>Lähteet</b>	<b>91</b>
<b>Liitteet</b>		
<b>A</b>	<b>Kiertoaineisiin liittyvät sopimukset</b>	<b>94</b>
<b>B</b>	<b>Ihmisen aiheuttama ilmastonmuutos</b>	<b>96</b>
<b>C</b>	<b>Case: TMA-laskelma</b>	<b>99</b>

# 1 Johdanto

Tässä tutkielmassa perehdytään kompressorilämpöpumppuihin ja tutkitaan mahdollisuutta käyttää vettä kiertoaineena korkean lämpötilan kompressorilämpöpumpussa. Tutkielman taustalla on tarve löytää uusi kansainväliset sopimukset täyttävä kiertoaine korkean lämpötilan kompressorilämpöpumppujen käyttöön. Tarve löytää uusi kiertoaine syntyi, kun havaittiin, että useat kiertoaineena käytetyt yhdisteet ovat haitallisia ilmakehälle. Ilmakehälle haitallisten kiertoaineiden käyttöä päätettiin suitsia kansainvälisin sopimuksin, jotka kielsivät useiden suosittujen kiertoaineiden valmistamisen. Sopimuksien siirtymäajan lähestyessä loppuaan yhä useamman suositun kiertoaineen valmistus tulee loppumaan. Toiveet lämpöpumpun toimintaperiaatteen soveltamisesta uudenaikaisissa käyttökohteissa ja aiempaa korkeammassa lauhtumislämpötiloissa ovat myös synnyttäneet tarpeen uusille kiertoaineille.

Veden käyttöä kiertoaineena tutkittiin jonkin verran 1980- ja 1990-luvuilla [1, 2, 3]. Abbasin ym. [1] veden termodynamiikkaa käsittelevä tutkimus kuvaa veden käyttäytymisen kylmähöyryprosessissa eri lämpötila-alueilla varsin kattavasti. Tutkimuksen kylmähöyryprosessiin liittyvissä laskelmissa on kuitenkin tehty karkeita approksimaatioita; Abbas ym. eivät käyttäneet tulistuneen vesihöyryn puristusta koskevissa mallinuksissa taulukoituja entalpian arvoja, vaan arvioivat tulistuneen vesihöyryn entalpian vallitsevien painetasojen ja entropian arvojen avulla. Abbasin ym. esittelemät laskelmat soveltuvat veden kylmähöyryprosessin arvioimiseen esiselvitys-tasolla. Tietokoneohjelmiin taulukoidut alijäähtyneen veden, kostean höyryn ja tulistuneen höyryn ominaisuudet mahdollistavat kuitenkin veden ideaalisen kylmähöyryprosessin vaivattoman mallintamisen ilman yllä mainitun kaltaisten approksimaatioiden aiheuttamaa virhettä. Jotta voidaan perustellusti päättää, kannattaako vettä kiertoaineena käyttävien kompressorilämpöpumppujen tuotekehitys käynnistää toden teolla, Abbasin ym. [1] laskelmia on syytä tarkentaa.

1980- ja 1990-luvuilla tehtyjen tutkimusten tulokset olivat varsin lupaavia. Niiden mukaan vesi soveltuu hyvin kiertoaineeksi MW-luokan korkean lämpötilan kompressorilämpöpumppuihin. Lupaavat tutkimustulokset eivät kuitenkaan poikineet käytännön sovelluksia. Syynä lienee ollut teollisuuden haluttomuus inves-

toida lämpöä säästäviin laitteisiin. Teollisuuden käyttämä lämpö oli 1980 ja 1990-luvuilla niin halpaa, ettei energiansäästöön katsottu olevan tarvetta. Toinen mahdollinen syy käytännön sovellusten puutteelle on vesihöyryn puristamiseen soveltuvien kompressoreiden kehittymättömyys 1990-luvulla. Kompressorin suorituskyvyn katsotaan olevan vaa'ankielen asemassa, kun puntaroidaan veden käytön hyötyjä ja haittoja korkean lämpötilan lämpöpumpuissa [3]. Koska teollisuudessa on viime aikoina alettu herätä energian- ja lämmönsäästön tärkeyteen, lämpöä säästäville laitteille on muodostunut aiempaa suurempi kysyntä. Toisaalta koska kompressorit ovat kehittyneet valtavasti viimeisten 20 vuoden aikana, vaakakuppi painuu yhä enemmän kompressorilämpöpumppujen suuntaan.

Teollisuuden ja energiantuotannon tarpeiden muutoksen sekä kompressoriteknikan kehityksen myötä veden soveltuvuus korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineeksi on korkea aika arvioida uudelleen. Tässä tutkielmassa arvioidaan veden käytön mahdollisuuksia kylmähöyryprosessin kiertoaineena ja pyritään tarkentamaan aiempaa tutkimusta veden kylmähöyryprosessin mallintamisen osalta. Tutkielmassa kuvaillaan veden käytön hyviä ja huonoja puolia sekä niitä erityisvaatimuksia, joita veden käyttäminen kylmähöyryprosessin kiertoaineena aiheuttaa.

Tutkielma koostuu teoriaosasta, tutkimusosasta ja johtopäätöksistä. Teoriaosassa esitellään kiertoaineet ja kiertoaineiden historia yleisellä tasolla sekä vertaillaan muutamien suosittujen kylmähöyryprosessin kiertoaineiden ominaisuuksia toisiinsa. Teoriaosassa käsitellään myös kylmähöyryprosessia ja siihen liittyvää teoriaa sekä esitellään kompressorilämpöpumpun komponentit. Tutkielman tutkimusosassa mallinnetaan kolmen eri kiertoaineen ideaaliset kylmähöyryprosessit. Mallinnusten perusteella lasketaan kiertoaineiden suorituskykyä ja toimintaa kuvaavia parametreja. Tutkimusosassa arvioidaan myös, miten kompressorin vaikuttavaa kompressorilämpöpumpun suorituskykyyn kunkin tarkasteltavan kiertoaineen tapauksessa. Tämän tutkielman tuloksia ja päätelmiä voi hyödyntää veden vertailemisessa muihin korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineisiin sekä tulevan tutkimuksen kohdentamisessa potentiaaliin kiertoaineisiin.



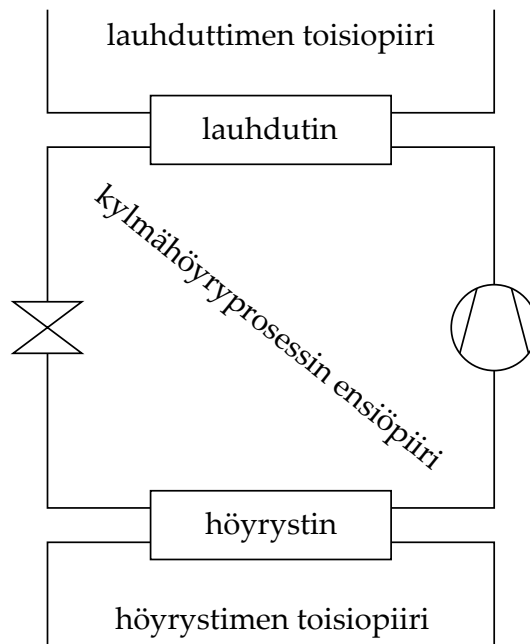
## 2 Teoria

Tutkielman teoriaosassa tarkastellaan kylmähöyryprosessin kiertoaineiden historiaa ja jaottelua sekä esitellään kylmähöyryprosessin käsitteet ja perehdytään kylmähöyryprosessin teoriaan. Teoriaosassa esitellään myös tutkielmassa vertailtavien kiertoaineiden kylmähöyryprosessin kannalta olennaisia fysikaalisia ominaisuuksia sekä kiertoaineiden kemiallisia ja fysiologisia ominaisuuksia. Kiertoaineisiin liittyvät kansainväliset sopimukset ja ihmisen aiheuttama ilmastonmuutos kuuluvat tavallaan myös kiertoaineiden teoriaan. Kiertoaineisiin liittyviä sopimuksia ja ihmisen aiheuttamaa ilmastonmuutosta käsitellään tutkielman liitteissä.

### 2.1 Kiertoaineet

Kiertoaine on määritelmän mukaan termodynaamisessa systeemissä oleva neste tai kaasu, joka absorboi ja kuljettaa energiaa [4]. Kiertoaineita käytetään erilaisissa kompressorikylmäkoneiden ja -lämpöpumppujen kylmähöyryprosesseissa siirtämään lämpöä lähteestä toiseen. Koska kiertoaineilla on erilaiset tehtävät kylmähöyryprosessin ensiö- ja toisiopiireissä, on tapana puhua joko ensiö- tai toisiopiirin kiertoaineesta. Mikäli ensiö- ja toisiopiirit ovat erillisiä, suljettuja systeemejä kuten kuvassa 2.1, lämpö siirtyy piiristä toiseen lämmönvaihtimen kautta. Tällöin ensiöpiirissä voidaan käyttää eri kiertoainetta kuin toisiopiireissä. Piireissä voi olla myös eri painetasot.

Kompressorilämpöpumpun ensiöpiirin kiertoaine vastaanottaa lämpöä suoraan lämmönlähteestä höyrystimessä, jossa kiertoaine on matalassa lämpötilassa ja paineessa. Kiertoaine kuljettaa vastaanottamansa lämmön höyrystimestä kompressorin kautta lauhduttimeen. Kiertoaine luovuttaa vastaanottamansa lämmön suoraan käyttökohteeseen lauhduttimessa, jossa kiertoaine on korkeassa lämpötilassa ja paineessa. Useimmissa tapauksissa kylmähöyryprosessin painetasot valitaan siten, että kiertoaine höyrystyy vastaanottaessaan lämpöä höyrystimessä ja lauhtuu luovuttaessaan sitä lauhduttimessa. Lämpöpumpun ensiöpiirin kiertoainetta kutsutaan usein myös työaineeksi, kun taas kylmälaitteissa ensiöpiirin kiertoainetta kutsutaan jäähdykkeeksi. [4]



**Kuva 2.1** – Kylmähöyryprosessin ensiöpiiri sekä höyrystimen ja lauhduttimen toisiopiirit.

Vaikka kompressorilämpöpumppu toimii ilman toisiopiirejä, toisiopiirin käyttö on joissakin tapauksissa hyödyllistä. Esimerkiksi jos lämpöä halutaan kerätä laajalta alueelta tai useista eri lähteistä, lämpö kannattaa kerätä höyrystimen toisiopiirin avulla. Kompressorilämpöpumpun höyrystimen toisiopiirissä kiertoaine kiertää putkistossa ja vastaanottaa lämpöä lämmönlähteestä. Kiertoaine kuljettaa vastaanottamansa lämmön lämmönlähteeltä höyrystimelle ja luovuttaa sen ensiöpiirin kiertoaineeseen höyrystimessä lämmönvaihtimen kautta. Lopuksi kiertoaine palaa höyrystimeltä lämmönlähteelle. Maalämpöpumpun höyrystimen toisiopiiri eli niin kutsuttu maalämpöpiiri toimii tällä tavalla. Toisaalta jos esimerkiksi lämmöntuotanto halutaan keskittää yhteen paikkaan, mutta lämpö halutaan jakaa useaan käyttökohteeseen, tuotettu lämpö kannattaa jakaa käyttökohteisiin lauhduttimen toisiopiirin avulla. Kompressorilämpöpumpun lauhduttimen toisiopiirissä kiertoaine vastaanottaa lämpöä ensiöpiirin kiertoaineelta lauhduttimessa lämmönvaihtimen kautta. Toisiopiirin kiertoaine kiertää lauhduttimen toisiopiirin putkistossa lämmönjakoverkostossa ja luovuttaa lämpöä käyttökohteeseen. Lopuksi toisiopiirin kiertoaine palaa käyttökohteelta lauhduttimelle. Toisiopiirin kiertoaineita nimitetään joskus ensiöpiirin kiertoaineiden tavoin työaineiksi tai jäähdykkeiksi. Kylmähöyryprosessin ensiöpiiri sekä höyrystimen ja lauhduttimen toisiopiirit on esitetty kaaviokuvassa 2.1. Tässä tutkielmassa keskitytään kompressorilämpöpumpun ensiöpiirin kier-

toaineisiin. Sana "kiertoaine" viittaa siten jatkossa nimenomaan kylmähöyryprosessin ensiöpiirin kiertoaineeseen. [4]

Seuraavissa luvuissa kuvaillaan lyhyesti kiertoaineiden historiaa sekä perehdytään kiertoaineilta vaadittaviin ominaisuuksiin ja kiertoaineita käsitteleviin sopimuksiin. Luvun 2 viimeisissä luvuissa syvennytään muutamiin perinteisesti korkean lämpötilan lämpöpumpuissa käytettyihin kiertoaineisiin ja niiden ominaisuuksiin.

### 2.1.1 Kiertoaineiden historiaa

Ensimmäiset varsinaiset kylmähöyryprosessiin perustuvat kompressorikylmälaitteet kehitettiin 1800-luvun alkupuolella. Koska kompressorikylmäläite ja -lämpöpumppu ovat pohjimmiltaan sama asia, ensimmäiset lämpöpumput katsotaan kehitetyksi myös 1800-luvun alussa. Ensimmäisissä kaupallisissa kompressorikylmälaitteissa 1850-luvulla käytettiin kiertoaineena herkästi haihtuvaa etyylietteriä. Koska etyylietteri on myös tulenarka ja muodostaa hapen kanssa räjähtäviä peroksiedeja, sen käytöstä luovuttiin pian. Sittenkin kompressorikylmälaitteiden kiertoaineina käytettiin erilaisia *luonnollisia kiertoaineita* (kts. luku 2.1.2) kuten hiilivetyjä, ammoniakkia, etyylikloridia ja rikkidioksidia, jotka yleistyivät nopeasti myrkyllisyydestään huolimatta myös kotitalouskäytössä. [5]

Paljon julkisuutta 1920-luvulla saaneet kylmälaitteiden vuodoista aiheutuneet sairastumiset ja kuolemantapaukset heikensivät kuitenkin luonnollisten kiertoaineiden asemaa. Yleinen mielipide kääntyi kaupallisissa kylmälaitteissa käytettyjä myrkyllisiä ja palavia kiertoaineita vastaan ja syntyi tarve kehittää kotitalouksien kompressorikylmälaitteisiin turvallinen kiertoaine. [5] Frigidaire Corporation vastasi syntyneeseen tarpeeseen käynnistämällä tutkimusprojektin, jonka tavoitteena oli kehittää myrkytön ja palamaton kiertoaine. Vuonna 1928 tutkimusprojektin tuloksena valmistettiin ensimmäinen osittain halogenoitu hiilivety, dikloorifluorimetaani R21. [5] Tutkimusprojektin puitteissa kehitettiin myöhemmin myös muita täysin ja osittain halogenoituja hiilivetyjä eli CFC- ja HCFC-yhdisteitä (engl. *chlorofluorocarbon* ja *hydrochlorofluorocarbon*), joista diklooridifluorimetaani R12 soveltui parhaiten kaupallisiin kompressorikylmälaitteisiin. Halogenoitujen hiilivetyjen kehitys vauhditti myrkyllisistä ja tulenaroista luonnollisista kiertoaineista luopumista; ainoastaan ammoniakki säilytti suosionsa halogenoitujen hiilivetyjen rinnalla. Halvan hintansa ja monipuolisten ominaisuuksiensa ansiosta halogenoitujen hiilivedyt yleistyivät paitsi kompressorikylmälaitteiden kiertoaineina myös ponnekaasuina ja

teollisuuden liuottimina. Täysin halogenoidut hiilivedyt tunnetaan paremmin niiden kaupallisella nimellä freoni. [5, 6]

Halogenoitujen hiilivetyjen suosio kiertoaineena kasvoi aina 1970-luvulle saakka, jolloin halogenoitujen hiilivetyjen vaikutusta ilmakehässä alettiin tutkia tarkemmin. Vuonna 1974 valmistuneiden tutkimusten perusteella CFC-yhdisteiden pääteltiin tuhoavan otsonikerrosta. Tutkimustuloksista huolimatta vain Yhdysvallat, Kanada, Norja ja Ruotsi ryhtyivät toimiin CFC-päästöjen vähentämiseksi rajoittaen R11:n ja R12:n käyttöä ponnekaasuina. Itse asiassa jonkin aikaa näytti jo siltä, että huoli otsonikerroksen tuhoutumisesta olisi ollut aiheeton. Vuonna 1985 maailmaa hätkähdyttivät kuitenkin uutiset Etelämantereen yllä olevan otsonikerroksen radikaalista ohentumisesta. Tietoisuus CFC-yhdisteiden otsonia tuhoavasta vaikutuksesta ja otsonikerroksen ohentamisen vaaroista aiheuttivat maailmanlaajuisista huolta, ja CFC-yhdisteiden käyttö alettiin kyseenalaistaa laajalti. [5, 4]

Vuonna 1985 Yhdistyneiden Kansakuntien kokouksessa solmittiin niin kutsuttu Wienin yleissopimus, jonka tavoitteena oli lähinnä tukea ilmakehän tilaa koskevaa tutkimustyötä. Vuonna 1987 hyväksyttiin puolestaan niin kutsuttu Montrealin pöytäkirja, jossa sovittiin konkreettisista toimenpiteistä otsonikerroksen suojelemiseksi. Montrealin pöytäkirja astui voimaan 1989. Pöytäkirjaa on laajennettu ja tarkennettu sittemmin useaan otteeseen. Tätä nykyä kaikki maat ovat ratifioineet Montrealin pöytäkirjan.

Montrealin pöytäkirjan otsonikatoa aiheuttavien aineiden valmistusta ja käyttöä koskevat rajoitukset myllersivät kiertoaineiden kenttää toden teolla. Pöytäkirjassa linjattiin nimittäin, että suuri osa kompressorikylmälaitteissa ja -lämpöpumpuissa käytetyistä kiertoaineista tuli poistaa käytöstä alle kymmenessä vuodessa, mikä synnytti välittömän tilauksen otsoniystäväisille kiertoaineille. CFC-yhdisteille ja niiden johdannaisille, joista useimmat kielletään myös Montrealin pöytäkirjassa, on etsitty korvaajia aina sopimuksen ratifioimisesta lähtien. [5, 7]

Kompressorikylmäkoneiden ja lämpöpumppujen kiertoaineiden historia voidaan jakaa neljään jaksoon kiertoaineiden valintaan vaikuttavien kriteerien perusteella. Kiertoaineen soveltuvuus kylmähöyryprosessiin on luonnollisesti ehdoton kriteeri jokaisessa neljässä jaksossa. Muut valintakriteerit sen sijaan vaihtelevat. Ensimmäinen jakso alkoi 1830-luvulla, jolloin kompressorikylmälaitteet ja -lämpöpumput kehitettiin. Soveltuvuus kylmähöyryprosessiin oli ainoa kriteeri ensimmäisen sukupolven kiertoaineille. Kompressorikylmäkoneiden ja -lämpöpumppujen kaupallistuminen 1930-luvulla aloitti kiertoaineiden historiassa

toisen jakson, jonka aikana kiertoaineiden turvallisuuteen alettiin kiinnittää enemmän huomiota. Kuten jo aiemmin todettiin, tämä johti kloorifluorihilivetyjen yleistymiseen kylmähöyryprosessin kiertoaineena. Erityisen suosittuja olivat CFC- ja HCFC-yhdisteet. Kolmas jakso kiertoaineiden historiassa alkoi 1990-luvulla, kun yleinen mielipide alkoi kallistua otsonikatoa aiheuttavia kiertoaineita vastaan. CFC-yhdisteiden käyttö kiellettiin kansainvälisin sopimuksin 1990-luvulla, kun taas HCFC-yhdisteiden käyttö päätettiin kieltää asteittain vuoteen 2030 mennessä. Halogenoituja hiilivetyjä koskevien kieltojen vuoksi monet entuudestaan tutut kiertoaineet kasvattivat jälleen suosiotaan. Kolmannen sukupolven kiertoaineista suosituimpia olivat HFC-yhdisteet ja jotkin hiilivedyt sekä eräät luonnolliset kiertoaineet. Viime vuosien aikana puhjennut huoli ilmastonlämpenemisestä käynnisti neljännen vaiheen kiertoaineiden historiassa. Käytännössä kaikki kolmannen sukupolven kiertoaineita koskevat vaatimukset koskevat myös neljännen sukupolven kiertoaineita. Lisäksi neljännen sukupolven kiertoaineiden oletetaan vaikuttavan ilmastonlämpenemiseen mahdollisimman vähän ja olevan suorituskyvyltään entisiä parempia. Neljännen sukupolven vaatimukset täytettäviä kiertoaineita etsitään ja kehitetään kiihtyvällä tahdilla. [8]

### 2.1.2 Kiertoaineiden jaottelu

Kompressorilämpöpumpuissa käytetään kiertoaineena joko puhdasta kemiallista yhdistettä tai usean yhdisteen seosta. Esimerkkejä puhtaista kemiallisista yhdisteistä ovat halogenoitu hiilivety R12, ammoniakki ja vesi. Kiertoaineet R502 ja R407c ovat puolestaan esimerkkejä kemiallisten yhdisteiden seoksista. Usean kemiallisen yhdisteen seokset jaetaan niiden ominaisuuksien mukaan atseotrooppisiin ja ei-atseotrooppisiin.

Atseotrooppisen seoksen tilavuuskoostumus ja kyllästyslämpötila eivät muutu, kun seos höyrystyy tai lauhtuu vakioaineessa. Toisin sanoen atseotrooppisen seoksen kaasu- ja nestefaasin koostumukset ovat samat ja atseotrooppinen seos käyttäytyy puhtaan kemiallisen yhdisteen tavoin, kun se höyrystyy tai lauhtuu vakioaineessa. Atseotrooppisen seoksen yhdisteiden sekoitussuhde on lämpötilan funktio. Koska lämpöpumpun höyrystimen lämpötila vaihtelee hieman, atseotrooppisen seoksen sekoitussuhde voi käytännössä muuttua. Atseotrooppiset seokset ovat melko harvinaisia, eikä niitä juuri käytetä lämpöpumpusovelluksissa. Esimerkiksi kiertoaine R502 on kloorifluorihilivetyjen R22 (48,8 %) ja R115 (51,2 %) atseotrooppinen seos. [4]

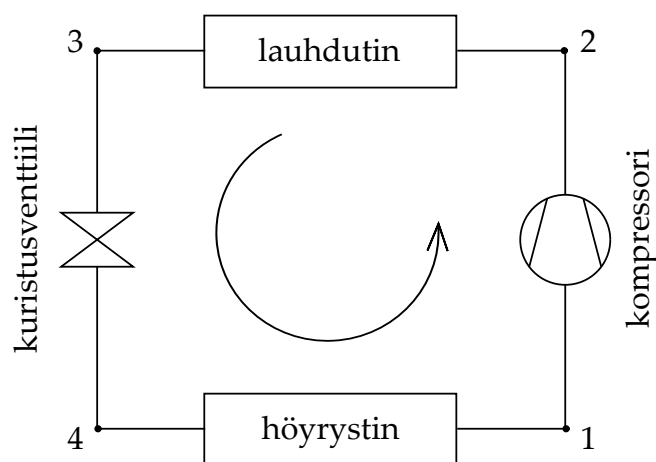
Tseotrooppisen seoksen tilavuuskoostumus muuttuu seoksen höyrystyessä tai lauhtuessa vakiopaineessa. Tästä johtuen esimerkiksi laitteiston vuoto muuttaa tseotrooppisen seoksen koostumusta. Samalla kun tseotrooppisen seoksen koostumus muuttuu, muuttuvat myös sen höyrystymislämpötila ja -paine. Tseotrooppisen seoksen lämpötila laskee lauhtumisen yhteydessä ja nousee höyrystymisen yhteydessä. Ilmiö aiheuttaa kaste- ja kuplapisteen välille eron, jota kutsutaan liukumaksi (engl. *glide*). Liukuman suuruus riippuu seoksen ominaisuuksista. Seoksia, joiden liukuma on pieni, kutsutaan joissakin tapauksissa miltei-atseotrooppisiksi seoksiksi. [4] Esimerkiksi kiertoaineiden R12 ja R114 seos R400 on tseotrooppinen. Koska vuoto laitteistosta muuttaa tseotrooppisen kiertoaineen koostumusta ja ominaisuuksia, tseotrooppisia kiertoaineita käytetään vähän ja suurin osa kompressorikylmälaitteissa ja -lämpöpumpuissa käytettävistä kiertoaineista on joko puhtaita kemiallisia yhdisteitä tai miltei-aseotrooppisia seoksia. [4]

Kiertoaineet voidaan jaotella myös sen mukaan, esiintyykö niitä luonnossa vai ovatko ne synteettisesti valmistettuja. Mikäli kiertoaine esiintyy luonnossa, siitä käytetään nimitystä *luonnollinen kiertoaine*. Koska luonnolliset kiertoaineet ovat osa ekosysteemiä, ne tunnetaan hyvin eikä niillä ole tuntemattomia haittavaikutuksia. Luonnollisilla kiertoaineilla on myös muita hyviä puolia kuten hyvä saatavuus, alhainen hinta ja pääsääntöisesti helppo kierrätettävyys. Useilla luonnollisilla kiertoaineilla on myös hyvät termodynaamiset ominaisuudet. [9]

### 2.1.3 Kiertoaineilta vaadittavat ominaisuudet

Kompressorilämpöpumppujen kiertoaineilta vaaditaan liuta ominaisuuksia. Lämpöpumppuprosessin termodynamiikan kannalta tärkeimpiä ovat kiertoaineen fysikaaliset ominaisuudet. Toisaalta lämpöpumppuprosessin turvallisuuden kannalta tärkeimpiä ovat kiertoaineen kemialliset ja fysiologiset ominaisuudet. Lämpöpumppujen taloudellisen elinkelpoisuuden kannalta tärkeimpiä ovat puolestaan kiertoaineen hinta ja kiertoaineen vaikutus lämpöpumpun komponenttien hintaan. Viime vuosikymmenien aikana edellä mainittujen ominaisuuksien ohella on alettu huomioida myös kiertoaineiden vaikutus ihmiskunnan aiheuttamaan ilmastonmuutokseen. Ympäristön kannalta tärkeimpiä ovat kiertoaineen ilmakehään vaikuttavat ominaisuudet.

Pelkästään kiertoaineelta vaadittavia fysikaalisia ominaisuuksia on niin paljon, ettei yksikään aine kykene täyttämään täydellisesti niitä kaikkia. Kiertoainetta valittaessa onkin päätettävä, mitä ominaisuuksia haluaa vaatia ja mitä jättää vaatimatta.



Kuva 2.2 – Kylmähöyryprosessi.

Kiertoaine valitaan aina tapauskohtaisesti. Seuraavissa luvuissa tarkastellaan kylmähöyryprosessin kiertoaineille ihanteellisia fysikaalisia, kemiallisia ja fysiologisia ominaisuuksia sekä esitellään otsonikerroksen suojelemiseksi laadittujen Wienin yleissopimuksen ja Montrealin pöytäkirjan kiertoaineille asettamia vaatimuksia (kts. Liite A).

#### 2.1.4 Fysikaaliset ominaisuudet

Kylmäkoneen tai lämpöpumpun kylmähöyryprosessissa kiertoaine sitoo energiaa pääasiassa höyrystyessään ja vapauttaa sitomansa energian lauhtuessaan. Mitä suurempi kiertoaineen höyrystymislämpö on, sitä pienempi massavirta tarvitaan sitomaan ja vapauttamaan tietty määrä lämpöenergiaa. Kylmälaitteen höyrystimessä kiertoaineeseen sitoutuneen lämpöenergian määrää kiertoaineen massaa kohden kutsutaan kylmäntuotoksi.

Vastaavasti lämpöpumpun lauhduttimessa kiertoaineen luovuttaman lämpöenergian määrää kiertoaineen massaa kohden kutsutaan lämmöntuotoksi. Kiertoaineen höyrystymislämpö höyrystimen paineessa sanelee yhdessä kiertoprosessin toteutuksen kanssa kylmähöyryprosessin kylmäntuoton, kun taas kiertoaineen höyrystymislämpö lauhduttimen paineessa yhdessä kiertoprosessin toteutuksen kanssa sanelee lämmöntuoton. Sekä kylmän- että lämmöntuoton yksikkö on kJ/kg. Kuvasa 2.2 esitetyn kylmähöyryprosessin kylmäntuottoa ja lämmöntuottoa kuvaavat yhtälöt

$$\text{kylmäntuotto} = h_1 - h_4 \quad \text{ja} \quad (2.1)$$

$$\text{lämmöntuotto} = h_2 - h_3, \quad (2.2)$$

missä  $h_1, h_2, h_3$  ja  $h_4$  ovat kiertoaineen ominaisentalpioiden arvot kuvan 2.2 kiertoprosessin vastaavissa vaiheissa. Yhtälöiden 2.1 ja 2.2 antamat arvot kylmän- ja lämmöntuotolle ovat positiiviset.

Kylmähöyryprosessissa kompressorin ominaisuudet ja asetukset määräävät kiertoaineen tilavuusvirran  $\dot{V}$ . Mitä pienempi kiertoaineen ominaistilavuus  $v$  on kompressorin imuliitännän kohdalla kuvan 2.2 pisteessä 1, sitä suurempaa massavirtaa tietty tilavuusvirta kompressorissa vastaa. Jotta kompressorin koko voitaisiin minimoida, kompressorin saapuvan kiertoaineen ominaistilavuuden tulisi siten olla mahdollisimman pieni. Toisin sanoen höyrystimeltä lähtevän höyryn tulisi olla tiheää.

Kylmähöyryprosessissa kylmän- tai lämmöntuoton ja ominaistilavuuden suhdetta kutsutaan usein kylmän tai lämmön tilavuustuotoksi. Kylmähöyryprosessissa kiertoaineeseen sitoutuneen lämpöenergian määrä kiertoaineen tilavuutta kohden on kylmän tilavuustuotto ja kiertoaineesta vapautuneen lämpöenergian määrä kiertoaineen tilavuutta kohden lämmön tilavuustuotto. Kuvassa 2.2 esitetyn kiertoprosessin kylmän ja lämmön tilavuustuottoa kuvaavat vastaavasti yhtälöt

$$\Phi = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad \text{ja} \quad (2.3)$$

$$\Psi = \frac{h_2 - h_3}{v_1}, \quad (2.4)$$

missä  $v_1$  on kiertoaineen ominaistilavuus kompressorin imuliitännän kohdalla. Kompressorilämpöpumpun kiertoaineella tulisi olla suuri lämmön tilavuustuotto. [6]

Kylmähöyryprosessissa höyrystynyt ja mahdollisesti hieman tulistunut kiertoaine puristetaan kompressorissa. Kiertoaineen lämpötila nousee puristuksessa korkeammalle tasolle. Kiertoaine on välttämätöntä puristaa, jotta se voi lauhtua korkeammassa lämpötilassa ja luovuttaa lämpöenergiaa höyrystimessä. Kiertoaineen ominaisuudet sekä höyrystimen ja lauhttimen lämpötilatasot määräävät tarvittavan painesuhteen  $\pi$ . Painesuhdetta kuvaa yhtälö

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}, \quad (2.5)$$

missä  $p_2$  ja  $p_1$  ovat vastaavasti paine kompressorin poistopuolen ja imupuolen liitännöissä.



Koska kompressorin tehontarve kasvaa painesuhteen kasvaessa, kiertoaineelle ominaisen painesuhteen tulisi olla pieni tavoitelluilla höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilatasoilla. Pieni painesuhde ja ilmakehän paineeseen verrattuna matalat painetasot mahdollistavat myös kevyiden ja edullisten komponenttien käyttämisen lämpöpumpppuolosuhteissa. Kylmähöyryolosuhteissa tulee suosia kiertoaineita, joiden painesuhteet ovat halutulla lämpötila-alueella pienet ja joiden painetasot ovat matalat.

Kylmähöyryolosuhteissa suurin osa kiertoaineeseen sitoutuvasta ja kiertoaineesta vapautuvasta energiasta on aina peräisin kiertoaineen faasimuutoksista höyrystimessä ja lauhduttimessa. Useimmissa tapauksissa kiertoaineen puristuksesta aiheutuva tulistuminen ei sido energiaa yhtä paljon kuin höyrystyminen. Koska tulistuminen kuitenkin rajoittaa kiertoprosessissa käytettävien materiaalien valintaa, kyseinen ilmiö haluttaisiin välttää. Tulistusta voidaan rajoittaa esimerkiksi välijäähdytyksellä tai nesteruiskutuksella kompressoriin. Kiertoaineiden tulisi tulistua puristuksessa mahdollisimman vähän.

Suljetussa kylmähöyryolosuhteissa kiertoaineen tulee vastaanottaa ja luovuttaa lämpöä lämmönvaihtimen kautta. Jotta lämmönsiirto kiertoaineeseen olisi mahdollisimman tehokas ja jotta voitaisiin käyttää pieniä lämmönvaihtimia, kiertoaineen lämmönsiirto-ominaisuuksien tulisi olla mahdollisimman hyvät sekä kaasua että nestefaasissa.

Kylmähöyryolosuhteissa kiertoaine vastaanottaa höyrystimessä lämpöenergiaa ulkoisesta lämpökylvystä. Ulkoisen lämpökylvyn lämpötila määrää näin ollen höyrystimen lämpötilan. Jotta lämmönsiirto voi tapahtua vakiolämpötilassa, kiertoaineen on höyrystyttävä vastaanottaessaan lämpöenergiaa. Toisaalta jotta kiertoaine höyrystyy vastaanottaessaan lämpöenergiaa, kiertoaineen höyrinpaineen höyrystimen lämpötilassa tulee olla suurempi tai yhtä suuri kuin höyrystimessä vallitseva paine. Ulkoisen lämpökylvyn lämpötila määrää siten yhdessä kiertoaineen ominaisuuksien kanssa paitsi höyrystimen lämpötilan myös höyrystimen painetason. Mikäli kiertoaineen höyrinpaine höyrystimen lämpötilassa on alle ilmakehän paineen, höyrystin on pidettävä alipaineessa. Kehittyneet, tehokkaat kompressorit mahdollistavat alipaineen luomisen kompressorin imupuolelle, joten alhainen höyrinpaine ei ole ylitsepääsemätön ongelma. Höyrystimen alipaineen johdosta järjestelmän sisään saattaa kuitenkin vuotaa kaasuja ilmakehästä. Vuotojen välttämiseksi kiertoaineen höyrinpaineen tulisi olla höyrystimen lämpötiloissa yli ilmakehän paineen. [6] Koska vuotokaasut on mahdollista poistaa lämpöpumpusta ilmausvent-

tiilin avulla, edellä mainittu kiertoaineen höyrynpaineen painetaso ei ole ehdoton edellytys kiertoaineen toiminnalle. [3]

Lämpöpumppuprosessissa kiertoaine kiertää laitteistossa vaihtelevalla virtausnopeudella. Jotta virtauksesta aiheutuvat painehäviöt olisivat mahdollisimman pienet, kiertoaineen viskositeetin tulisi olla mahdollisimman pieni.

Kylmähöyryprosesseissa käytetyt kompressorit vaativat käytännössä katsoen aina voitelun. Kineettisissä kompressoreissa voitelu voidaan pitää erillään puristustilasta ja kiertoaineesta, kun taas useimmissa syrjäytyskompressoreissa puristustila tulee voidella. Koska puristustilan voitelu parantaa useimpien syrjäytyskompressoreiden hyötysuhdetta, voitelu on suotavaa siinäkin tapauksessa, että kompressorin toimisi ilman puristustilan voitelua. Koska syrjäytyskompressoreiden puristustilan voiteluaineena käytetään useimmiten öljyä, kiertoaineen tulisi sekoittua voiteluöljyyn täydellisesti. Hermeettisten syrjäytyskompressorien tapauksessa puristustilaa ei voidella, joten myös öljyyn sekoittumattomat kiertoaineet soveltuvat käytettäväksi. Joissakin harvoissa tapauksissa syrjäytyskompressorin puristustila on myös mahdollista voidella ruiskuttamalla nestefaasissa olevaa kiertoainetta puristustilaan. Syrjäytyskompressorissa käytetyn kiertoaineen sekoittuminen öljyyn ei siten ole ehdoton edellytys kiertoaineen toiminnalle.

### **2.1.5 Kemialliset ja fysiologiset ominaisuudet**

Kylmähöyryprosessissa kiertoaine altistuu suurille lämpötilaeroille. Vaikka höyrystimen ja lauhduttimen välinen lämpötilaero olisi pieni, kiertoaineen lämpötila voi nousta huomattavan korkeaksi puristuksessa ilmenevän tulistumisen takia. Kiertoaine altistuu joissakin tapauksissa myös suurille paine-eroille. Kiertoaineen tulisi olla stabiili ja epäaktiivinen lämpöpumpussa käytettyihin materiaaleihin kaikissa kylmähöyryprosessissa vallitsevissa olosuhteissa. Aktiivisuus kosteuteen, ilmaan tai öljyyn on useimmissa tapauksissa myös huono ominaisuus kiertoaineelle.

Kompressorikylmälaite tai -lämpöpumppu voidaan harvoin rakentaa täysin tiiviiksi. Itse asiassa lämpöpumpun kiinnityskohdat, tiivisteet tai muut komponentit vuotavat usein asennuksen, korjauksen ja jopa toiminnan aikana. Lämpöpumppujen vuodot tulisi voida havaita ja paikantaa helposti. Mahdollisten vuotojen vuoksi kiertoaine ei saisi ärsyttää hengityselimiä tai limakalvoja. Kiertoaine ei saisi myöskään olla haitallista jäähdytettävälle tai lämmitettävälle aineelle. Koska lämpöpumpun vuodosta tai muusta virheellisestä toiminnasta ei saa seurata liiallista välitöntä vaaraa ihmisille tai ympäristölle, kiertoaineen tulisi olla palamatonta ja myrkytöntä.

Kompressorikylmälaitteissa ja -lämpöpumpuissa käytettävät kiertoaineet on tapana luokitella niiden kemiallisten ja fysiologisten ominaisuuksien perusteella. Luokitteluissa huomioidaan sekä kiertoaineen palamisherkeyttä että myrkyllisyys. Kylmälaitosstandardi SFS 5096 jakaa kompressorikylmälaitteiden ja -lämpöpumppujen kiertoaineet kolmeen ryhmään [6]. Palamattomat ja lähes tai täysin myrkyttömät kiertoaineet kuuluvat standardin mukaisen jaottelun ryhmään 1. Palamattomat ja myrkylliset kiertoaineet kuuluvat ryhmään 2. Ryhmään 2 kuuluvat myrkyllisyydestä riippumatta myös ne kiertoaineet, joiden alempi syttymisraja on vähintään 3,5 vol-%. Jaottelun ryhmään 3 kuuluvat puolestaan ne kiertoaineet, jotka myrkyllisyydestä riippumatta ovat palavia ja joiden alempi syttymisraja on alle 3,5 vol-%.

Kansainvälinen *ANSI/ASHRAE* standardi 34-1997 jakaa kompressorikylmälaitteiden ja -lämpöpumppujen kiertoaineet puolestaan myrkyllisyytensä perusteella kahteen ryhmään [4]. Standardin mukaiseen ryhmään A kuuluvat ne kiertoaineet, jotka eivät aiheuta oireita alle 400 ppm pitoisuuksina 8 tunnin työpäivän ja 40 tunnin työviikon altistuksessa. Ryhmään B kuuluvat puolestaan ne kiertoaineet, jotka aiheuttavat oireita alle 400 ppm pitoisuuksina 8 tunnin työpäivän ja 40 tunnin työviikon altistuksessa. Samainen standardi jakaa kiertoaineet palamisherkeytensä perusteella kolmeen ryhmään. Ryhmään 1 kuuluvat ne kiertoaineet, joissa tuli ei etene ilmakehän paineessa ja 18,3 °C lämpötilassa. Ryhmään 2 kuuluvat puolestaan ne kiertoaineet, joiden alempi syttymisraja on yli 0,1 kg/m<sup>3</sup> ja palamislämpö alle 19000 kJ/kg. Ryhmään 3 kuuluvat kiertoaineet, joiden alempi syttymisraja on alle 0,1 kg/m<sup>3</sup> tai palamislämpö yli 19000 kJ/kg. Esimerkiksi ryhmään A1 kuuluvat siten kiertoaineet, jotka ovat myrkyttömiä ja joissa tuli ei etene. Kiertoaineen valinnassa tulisi suosia kiertoaineita, joiden kylmälaitosstandardi SFS 5096 mukainen luokitus on 1 tai joiden *ANSI/ASHRAE* standardi 34-1997 mukainen luokitus on A1.

### **2.1.6 Ilmastonmuutokseen liittyvät ominaisuudet**

Kuten edellisessä luvussa todettiin, lämpöpumpun vuodosta tai muusta virheellisestä toiminnasta ei saa seurata ympäristölle välitöntä eikä välillistä vaaraa. Lämpöpumpun toiminnasta johtuva välillinen vaara aiheutuu useimmiten vuotaneesta kiertoaineesta, mikäli kiertoaine muuttaa tai tuhoaa ekosysteemille tärkeitä organismeja.

Kompressorikylmäkoneistoissa ja -lämpöpumpuissa käytettävien kiertoaineiden ilmakehälle haitallisia ominaisuuksia on tapana kuvata indekseillä, jotka on määritelty helpottamaan kiertoaineiden vertailua ja havainnollistamaan niiden vaikutuk-

sia. Niin kutsuttu ODP-indeksi (engl. *Ozone Depletion Potential*) kuvaa kiertoaineen kykyä edistää otsonikatoa ja GWP-indeksi (engl. *Global Warming Potential*) kiertoaineen kykyä edistää ilmastonlämpenemistä. [4] Kiertoaineen valinnassa tulee suosia niitä yhdisteitä, joiden ODP-indeksi on nolla tai hyvin lähellä nollaa ja joiden GWP-indeksi on pieni.

Tietyn aineen ODP-indeksi riippuu aineen kemiallisesta koostumuksesta ja se määritellään kyseisen aineen kykynä hajottaa otsonia verrattuna Fluoritrikloorimetaaniin. Fluoritrikloorimetaanin ODP-indeksi on määritelmästä johtuen yksi. Koska halogenoitujen hiilivetyjen tapauksessa juuri kloori katalysoi otsonin hajoamisreaktiota, kolme klooriatomia sisältävän trikloorifluorimetaanin ODP-indeksi on suurin kaikista CFC-yhdisteistä. Useimpien CFC-yhdisteiden ODP-indeksi on lähellä yhtä tai hieman alle yhden. Koska bromi katalysoi hyvin voimakkaasti otsonia hajottavaa reaktiota, kloorihiilivetyjen kaltaisten bromin ja alkaanien yhdisteiden ODP-indeksi voi olla jopa yli 10. Osittain halogenoiduissa hiilivedyissä eli HCFC-yhdisteissä (engl. *hydrochlorofluorocarbon*) oleva vety saa yhdisteen reagoimaan troposfäärissä. HCFC-yhdisteet eivät siten päädy stratosfääriin, jossa noin 90 % kaikesta otsonista sijaitsee, eivätkä hajota otsonikerrosta läheskään yhtä voimakkaasti kuin CFC-yhdisteet. HCFC-yhdisteiden ODP-indeksi on vain noin 0,005 - 0,2. Fluorihiiilivetyjen eli HFC-yhdisteiden ODP-indeksi on puolestaan mitättömän pieni, sillä ne eivät sisällä otsonin hajoamisreaktiota katalysoivia halogeneja. [4]

Kiertoaineen GWP-indeksi riippuu ODP-indeksin tavoin aineen kemiallisesta koostumuksesta ja se määritellään kyseisen aineen kykynä pidättää Maan pinnalta heijastunutta säteilyä verrattuna hiilidioksidiin. GWP-indeksiin vaikuttavat tekijät ovat aineen kyky absorboida tiettyjä aallonpituuksia ja elinikä ilmakehässä. Koska useimpien kasvihuonekaasujen kemiallinen koostumus muuttuu ilmakehässä, myös niiden kyky pidättää Maan pinnalta heijastunutta säteilyä muuttuu. GWP-indeksi määritellään tästä johtuen tietyn pituiselle ajanjaksolle. Useimmiten on tapana käyttää 20, 100 ja 500 vuoden pituisia ajanjaksoja. Hiilidioksidin GWP-indeksi on määritelmästä johtuen yksi. Metaanin GWP-indeksi on 20 vuoden ajanjaksolla noin 70. Koska metaani hajoaa ilmakehässä, sen vaikutus kasvihuoneilmiöön pienenee ajan myötä. Metaanin GWP-indeksi onkin 100 vuoden ajanjaksolla vain noin kolmannes verrattuna GWP-indeksiin 20 vuoden ajanjaksolla. [4]

## 2.2 Vertailtavat kiertoaineet

Tässä kappaleessa kuvaillaan tutkielmassa vertailtavien kiertoaineiden ammoniakkin, R717, trikloorifluorimetaanin, R11, ja veden, R718, ominaisuuksia. R717 ja R11 soveltuvat hyvin korkean lämpötilan lämpöpumppujen (*HTHP*, engl. *high temperature heat pump*) kiertoaineiksi ja niitä on aikojen saatossa käytetty useissa HTHP-sovelluksissa. Vertailemalla R718:aa R717:n ja R11:n kanssa voidaankin tehdä perusteltuja johtopäätöksiä R718:n soveltuvuudesta HTHP-sovelluksiin.

### 2.2.1 Ammoniakki R717

Ammoniakki, R717, koostuu yhdestä typpiatomista ja kolmesta vetyatomista. Ammoniakkimolekyylillä on voimakkaasti polaarinen, minkä ansiosta sen höyrystyslämpö on erittäin suuri. Koska kaasufaasissa olevalla R717:llä on pieni ominaislämpö, se tulistuu puristuksessa keskimääräistä kylmähöyryprosessin kiertoainetta voimakkaammin. R717:n tilavuustuotto on suuri ja lämmönsiirto-ominaisuudet ovat kostean höyryn alueella erinomaiset. R717:n höyrystyslämpötila ilmakehän paineessa on noin  $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Korkean lämpötilan kylmähöyryprosesseissa ammoniakkin painetasot ovat erittäin korkeat verrattuna muiden kylmähöyryprosessien kiertoaineiden painetasoihin. [6]

R717 on halpa kiertoaine ja sitä on helposti saatavilla. R717:ää on käytetty kiertoaineena aina kylmähöyryprosessin kehittämisestä lähtien. R717:n myrkyllisyys ja palavuus sekä ammoniakkin ja ilman muodostaman seoksen räjähtävyys ovat hillinneet ammoniakkin käyttöä pienen kokoluokan kylmähöyryprosesseissa. Teollisuuden käyttämissä kylmähöyryprosesseissa R717 on kuitenkin yksi eniten käytetyistä kiertoaineista. [6]

### 2.2.2 Halogeenihiilivety R11

Täysin halogenoidut hiilivedyt koostuvat hiiliatomeista ja halogeeneista. Täysin halogenoidut hiilivedyt ovat käytännössä katsoen sellaisia hiilivetyjä, joiden kaikki vetyatomit on korvattu halogeeneilla. Osittain halogenoidut hiilivedyt ovat puolestaan sellaisia hiilivetyjä, joiden vetyatomeista osa on korvattu halogeeneilla. Osittain halogenoidut hiilivedyt sisältävät hiiliatomien ja halogeenien lisäksi vetyatomeja.

Trikloorifluorimetaani, R11, on täysin halogenoitu hiilivety, joka syntyy kun kol-

me metaanin vetyatomia korvataan klooriatomeilla ja yksi korvataan fluoriatomilla. R11:n viskositeetti on pieni ja sillä on matala sulamispiste. R11:n termodynaamiset ominaisuudet ovat hyvät sekä matalissa että korkeissa lämpötiloissa. R11:n höyrystymislämpötila ilmakehän paineessa on noin 24 °C ja kylmähöyryprosessin painetasot ovat verrattain matalat myös korkeissa lämpötiloissa. Esimerkiksi R717:ään verrattuna R11:n tilavuustuotossa olisi sen sijaan toivomisen varaa.

R11:a on käytetty ponneaineena ja kylmäliuoksena sekä kiertoaineena matalan lämpötilan kylmähöyryprosesseissa. [6] 1980-luvun tutkimusten perusteella R11:a pidettiin potentiaalisena kiertoaineena myös turbokompressorilla varustetuissa korkean lämpötilan sovelluksissa. Koska ilmakehään vapautuvan R11:n vaikutukset ovat otsonikerroksen kannalta tuhoisat, sen valmistus kiellettiin kuitenkin kansainvälisin sopimuksin 1990-luvulla [10].

### 2.2.3 Vesi R718

Vesi, R718, koostuu yhdestä happiatomista ja kahdesta vetyatomista. Vesimolekyylillä on ammoniakkimolekyylin tavoin voimakkaasti polaarinen, joten myös veden höyrystymislämpö on suuri. R718 tulistuu puristuksessa vielä ammoniakkiakin voimakkaammin. R718:n tilavuustuotto riippuu voimakkaasti kylmähöyryprosessin lämpötilatasoista. Alhaisissa lämpötiloissa R718:n ominaistilavuus on erittäin suuri ja tilavuustuotto siten onnetoman pieni. Korkeissa lämpötiloissa tilavuustuotto on edelleen pieni joskin siedettävä. R718:n höyrystymislämpötila on ilmakehän paineessa 100 °C. Alle 100 °C höyrystinlämpötiloissa R718:n kylmähöyryprosessi onkin osittain alipaineinen. R718:n lämmönsiirto-ominaisuudet ovat hyvät nestefaasissa ja kostean höyryn alueella ja R718:n COP-arvot ovat lupaavat korkean lämpötilan kylmähöyryprosesseissa. R718 on hyvin stabiili yhdiste eikä se juuri reagoi muiden aineiden kanssa korkeissakaan lämpötiloissa. [2]

R718 on käytännössä katsoen myrkytön ja vaaraton kiertoaine. R718 on halpaa ja sitä on runsaasti saatavilla kaikkialla maailmassa. R718:n käyttöä korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineena on tutkittu etenkin 1980-luvulla. Tutkimusten perusteella R718:aa pidettiin lupaavana korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineena. [1, 2] Lupaavista tuloksista huolimatta R718:n käyttö suljetun kylmähöyryprosessin kiertoaineena ei ole yleistynyt. Kylmähöyryprosessin kaltaista mekaanista höyryn komprimointia hyödynnetään kuitenkin monilla teollisuuden aloilla esimerkiksi haihduttamoiden lämmön talteenotossa.

## 2.3 Termodynamiikan peruskäsitteitä

Suurin osa tämän tutkielman aihepiireistä käsittelee tai sivuaa lämpöpumppujen termodynamiikkaa. Luonnontieteissä termodynamiikan peruskäsitteet ovat pitkälti vakiintuneet. Koska peruskäsitteissä ja nimityksissä on kuitenkin joitakin ristiriitaisuuksia ja eroavaisuuksia, tässä tutkielmassa käytetyt termodynamiikan käsitteet esitellään lyhyesti seuraavissa luvuissa.

### 2.3.1 Lämpötila ja lämpö

Lämpötila ja lämpö merkitsevät arjen kielenkäytössä samaa asiaa. Termodynamiikassa niillä on kuitenkin eri merkitykset. Lämpötila on suure, joka kuvaa aineen molekyylien ja atomien liike-energiaa. Lämpö taas on suure, joka kuvaa aineen molekyylien ja atomien liike-energian siirtymistä systeemistä toiseen molekyylien ja atomien välisten voimien ja törmäyksien välityksellä. Lämpötila liittyy oleellisesti termisen tasapainon käsitteeseen. Kaksi kappaletta on termisessä tasapainossa, kun niiden lämpötilat ovat samat. Kaksi kappaletta on termisessä tasapainossa myös, mikäli ne molemmat ovat toisistaan riippumatta termisessä tasapainossa jonkin kolmannen kappaleen kanssa. Tätä periaatetta kutsutaan joskus termodynamiikan nollanneksi pääsäännöksi. Lämpö ei siirry termisessä tasapainossa olevien kappaleiden välillä. [11]

Lämpötilan suuruutta kuvataan lämpötila-asteikolla. Lämpötila-asteikot perustuvat kiintopisteisiin. Luonnontieteissä käytetty kansainvälisen yksikköjärjestelmän mukainen lämpötila-asteikko on niin kutsuttu Kelvin-asteikko. Kelvin-asteikon määrittävät absoluuttinen nollapiste ja veden kolmoispiste. Absoluuttisen nollapisteen lämpötila on 0 K ja kolmoispisteen lämpötila 273,16 K. Celsius-aste on yhtä suuri kuin Kelvin-aste, mutta Celsius-asteikon nollakohta on eri kuin Kelvin-asteikon. Lämpötilan muutokset ovat Kelvin- ja Celsius-asteikoissa yhtä suuret. [5] Tässä tutkielmassa lämpötila ilmaistaan aina joko Kelvin- tai Celsius-asteikolla.

### 2.3.2 Avoin, suljettu ja eristetty systeemi

Systeemi on rajapinnan sisäänsä sulkema makrofysikaalinen kappale tai kokonaisuus. Systeemistä käytetään usein myös nimitystä järjestelmä. Systeemin ulkopuolella on ympäristö, jonka kanssa systeemi voi olla vuorovaikutuksessa. Systeemit on tapana jaotella kolmeen ryhmään: avoimeen, suljettuun ja eristettyyn. Systeemin

vuorovaikutus ympäristönsä kanssa määrää, mihin edellä mainituista ryhmistä se kuuluu. [11]

Avoin systeemi voi vaihtaa sekä ainetta että energiaa ympäristönsä kanssa. Esimerkiksi männän sylinteri on avoin systeemi, sillä aine, mekaaninen työ ja lämpö kulkevat sylinterin rajapinnan läpi. Suljettu systeemi voi vaihtaa energiaa ympäristönsä kanssa. Esimerkiksi ilmapallo on suljettu systeemi, sillä mekaaninen työ ja lämpö kulkevat ilmapallon rajapinnan läpi. Eristetty systeemi ei puolestaan vaihda ympäristönsä kanssa ainetta eikä energiaa. Täydellisen eristettyjä systeemejä ei ole olemassa. Kuitenkin esimerkiksi nestekaasun säilytysastia on hyvällä tarkkuudella eristetty systeemi, koska vain vähäisiä määriä ainetta, työtä tai lämpöä kulkeutuu sen rajapinnan läpi. [11] Tässä tutkielmassa kompressorikylmäkoneen ja lämpöpumpun komponentteja käsitellään joko avoimina tai suljettuina systeeminä.

### 2.3.3 Sisäenergia, entalpia ja entropia

Systeemin sisäenergia kuvaa systeemin osien sisältämän energian suuruutta. Systeemin sisäenergia koostuu systeemiin kuuluvien molekyylien ja atomien liike-energioista ja niiden välisten vuorovaikutusten energioista sekä atomien kuoren ja ytimen energioista. Molekyylien ja atomien liike-energiat koostuvat puolestaan etenemiseen, pyörimiseen ja värähtelyyn liittyvistä energioista. Systeemin sisäenergia on kaikkien edellä mainittujen energioiden summa. Sisäenergiaa merkitään suurella  $U$ . Sisäenergiaa systeemin massaa kohden eli ominaissisäenergiaa merkitään puolestaan suurella  $u$ . [11] Sisäenergian yksikkö on J ja ominaissisäenergian yksikkö J/kg.

Virtauksia ja paine-eroja sisältävissä systeemeissä sisäenergia ei riitä systeemin kokonaisenergian kuvaamiseen. Entalpia sen sijaan soveltuu kyseiseen tarkoitukseen. Entalpia on sisäenergiasta johdettu apusuure, joka käsittää sisäenergian lisäksi systeemin tilavuudenmuutokseen liittyvän työn. Entalpiaa merkitään suurella  $H$  ja entalpiaa systeemin massaa kohden eli ominaisentalpiaa suurella  $h$ . Entalpian ja ominaisentalpian määräävät yhtälöt

$$H = U + pV \quad \text{ja} \quad (2.6)$$

$$h = u + pv, \quad (2.7)$$

missä  $p$  on systeemissä vallitseva paine,  $V$  systeemin tilavuus ja  $v$  systeemin ominaistilavuus. Entalpia on tilan funktio, joten systeemin alku- ja lopputila määräävät



systemissä tapahtuneen entalpian muutoksen. Koska entalpialla ei ole yksikäsitteistä nollakohtaa, sen absoluuttista arvoa ei voi mitata. Entalpian muutoksen voi sen sijaan määrittää, sillä nollakohdan valinta ei vaikuta siihen. Prosessin entalpian muutoksen määrittäminen on hyvä tapa kuvata prosessin kokonaisenergian muutosta. [11] Entalpian yksikkö on J.

Termodynamiikan toisen pääsäännön mukaan systeemi pyrkii itsestään siirtymään tasapainotilaan. Statistisen mekaniikan termein tasapainotila on systeemin todennäköisin tila, jota vastaa suurin määrä systeemin mikrotiloja. Entropia  $S$  kuvaa systeemin tilan todennäköisyyttä. Entropia saavuttaa tasapainotilassa maksiminsa. Ominaisentropia  $s$  kuvaa puolestaan entropiaa systeemin massaa kohden. Palautuvissa prosesseissa systeemin ja ympäristön kokonaisentropia pysyy vakiona. Palautumattomissa prosesseissa kokonaisentropia kasvaa aina. Entropian yksikkö on J/K ja ominaisentropian yksikkö J/(kg · K). [6]

#### 2.3.4 Faasit ja faasitransitio

Aine tai seos muodostaa faasin, mikäli sillä on homogeeninen koostumus ja rakenne. Rajapinta erottaa tietyssä faasissa eli olotilassa olevan aineen lopusta aineesta. Aineilla on kolme pääasiallista faasia: kiinteä, neste ja kaasu. Aineen faasi riippuu vallitsevista olosuhteista. Esimerkiksi suljetussa astiassa oleva vesi voi esiintyä ilmakehän paineessa kiinteänä, nesteenä tai kaasuna. Astiassa vallitseva lämpötila määrää veden faasin. Kiinteässä faasissa olevat aineet ovat tiheitä ja niiden molekyylit ovat järjestäytyneet kiteiksi. Nestefaasissa olevat aineet ovat myös tiheitä, mutta aineen molekyyliden muodostamat ryppäät pääsevät liikkumaan toistensa ohitse. Kaasufaasissa olevat aineet ovat puolestaan harvoja ja niiden molekyylit liikkuvat sattumanvaraisesti toistensa lomassa. [5]

Pääasialliset faasit jakautuvat molekyyllisen rakenteensa perusteella vielä useampiin faaseihin. Esimerkiksi heliumilla on kaksi nestefaasia ja raudalla kolme kiinteää faasia. Myös vedellä on useita kiinteitä faaseja. Korkeissa paineissa jää voi esiintyä jopa 20 faasissa. [11] Kompressorikylmäkoneissa ja -lämpöpumpuissa kiertoaine esiintyy sekä neste- että kaasufaasissa.

Faasitransitio on järjestelmän tilanmuuttujan arvon muutos, jossa järjestelmää kuvaavan termodynaamisen potentiaalin derivaatta on epäjatkuva. Faasitransitio eli olotilan muutos, jossa aineen termodynaamisen potentiaalin ensimmäinen derivaatta on epäjatkuva, on ensimmäisen kertaluvun faasimuutos. Ensimmäisen kertaluvun faasimuutoksissa sisäenergia on tyypillisesti epäjatkuva, joten kyseisiin faasi-

muutokseen liittyy latenttia lämpöä. Olomuodonmuutokset ovat lähes poikkeuksetta ensimmäisen kertaluvun faasimuutoksia. Korkeamman kertaluvun faasimuutoksia kutsutaan jatkuviksi faasimuutoksiksi. Gibbsin vapaa energia on sopiva termodynaaminen potentiaali kuvaamaan esimerkiksi höyrystymistä. Veden höyrystymisen yhteydessä Gibbsin vapaan energian derivaatta sekä lämpötilan että paineen suhteen on epäjatkuva. Toisin sanoen veden ominaissisäenergia lämpötilan funktiona kasvaa epäjatkovasti. Myös veden tiheys muuttuu epäjatkovasti. [11] Kompressorikylmäkoneiden ja -lämpöpumpuiden faasimuutokset höyrystyminen ja lahtuminen ovat ensimmäisen kertaluvun faasimuutoksia.

### 2.3.5 Termodynamiikan pääsäännöt

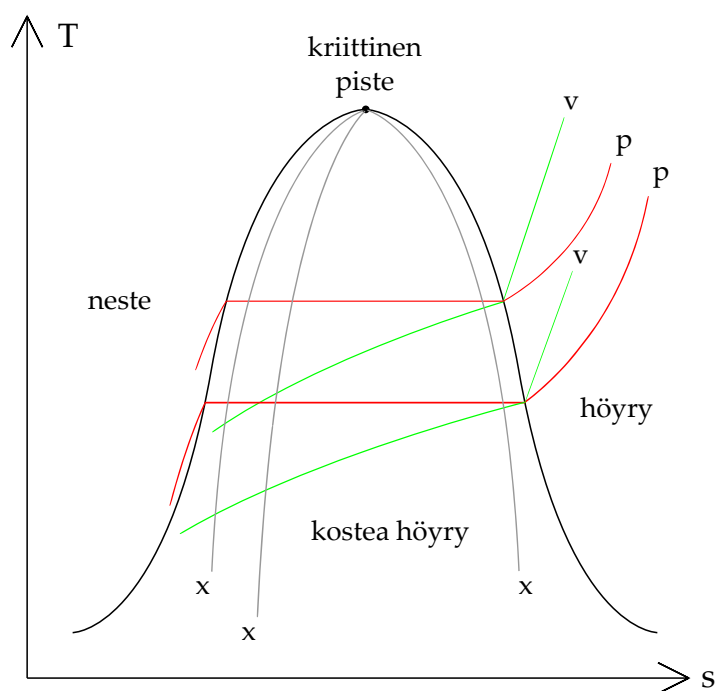
Termodynamiikan neljä pääsääntöä kuvaavat lämpöenergian käyttäytymistä ja sanelevat termodynaamisia prosesseja koskevat lainalaisuudet. Pääsäännöt ovat seuraavat [11]:

**TD 0** Termodynaaminen tasapaino on transitiivinen. Toisin sanoen jos systeemit A ja B ovat toisistaan riippumatta tasapainossa systeemin C kanssa, A ja B ovat tasapainossa myös keskenään. Lämpömittarin toiminta perustuu termodynamiikan nollanteen pääsääntöön.

**TD 1** Systeemiin tuotu lämpö  $Q$  ja systeemiin tehty työ  $W$  muuttuvat systeemin sisäenergiaksi  $U$ , eli  $\Delta U = Q + W$ . Systeemiin tuotu lämpö vaikuttaa systeemin sisäenergiaan mikrokooppisten olosuhteiden muutoksen kautta ja systeemiin tehty työ makroskooppisten olosuhteiden muutoksen kautta. Palautuvalle prosessille termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö voidaan esittää differentiaalisessa muodossa  $dU = dQ + dW$ , missä vain  $dU$  on eksakti differentiaali.

**TD 2** Systeemin ja ympäristön kokonaisentropia ei voi pienentyä ajan kuluessa, eli  $\frac{dS_{tot}}{dt} \geq 0$ . Kyseessä on Rudolf Clausiuksen muotoilu termodynamiikan toisesta pääsäännöstä, jossa epäyhtälön yhtäsuuruus pätee vain palautuville prosesseille. Kyseinen periaate voidaan ilmaista vaihtoehtoisesti muodossa; Lämpöä ei voi siirtää kylmemmästä lämpövarastosta kuumempaan lämpövarastoon ilman mitään muita muutoksia. Termodynamiikan toinen pääsääntö määrääkin lämmönsiirtoprosessin suunnan.

**TD 3** Tasapainotilassa systeemin entropia lähestyy nollaa, kun lämpötila lähestyy



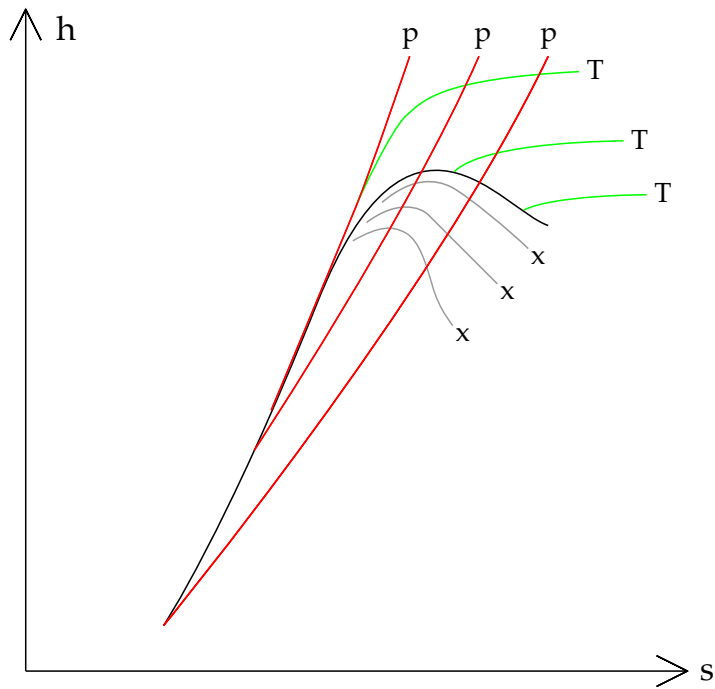
**Kuva 2.3** –  $T,s$ -piirros. Vakiopainetta kuvaavat käyrät on merkitty piirrokseen punaisella, vakio-ominaistilavuutta kuvaavat käyrät vihreällä ja vakiolaatua kuvaavat käyrät harmaalla.

nollaa, eli  $S \xrightarrow{T \rightarrow 0} 0$ . Termodynamiikan kolmatta pääsääntöä kutsutaan Nernstin teoreemaksi. Se kiinnittää entropian absoluuttisen arvon.

### 2.3.6 Tilapiirrokset

Tilapiirrokset ovat tasokuvia, jotka esittävät havainnollisesti valittujen tilanmuuttujien välisiä yhteyksiä. Tilapiirrokset nimetään akseleidensa perusteella. Esimerkiksi tilapiirrosta, jonka akseleina ovat lämpötila  $T$  ja entropia  $s$ , kutsutaan  $T,s$ -piirrokseksi. Termodynamiikan alalla käytetyimpiä tilapiirroksia ovat  $T,s$ - ja  $h,s$ -piirrokset. Lämpöpumpun toiminnan kuvaamisen kannalta tärkeimpiä tilapiirroksia ovat puolestaan  $p,h$ -,  $p,V$ - ja  $T,s$ -piirrokset.

Kuvassa 2.3 on esitetty  $T,s$ -piirros, jonka pystyakselilla on lämpötila ja vaakakselilla ominaisentropia. Piirros kuvaa erityisen havainnollisesti prosesseja, joissa joko lämpötila tai entropia on vakio, mutta se on monessa muussakin suhteessa havainnollinen. Kylläisen nesteen ja kylläisen höyryn rajakäyrät rajaavat piirroksen kolmeen osaan: nesteen, kostean höyryn ja höyryn osaan. Rajakäyrien yhtymäkohdassa on niin kutsuttu kriittinen piste. Kiinteä faasi jätetään yleensä pois piirroksista



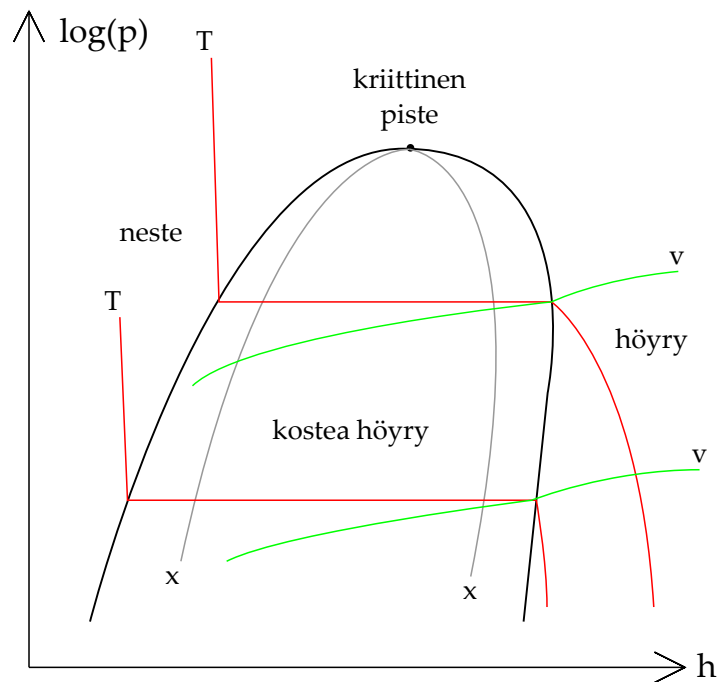
**Kuva 2.4** –  $h,s$ -piirros. Vakiopainetta kuvaavat käyrät on merkitty piirrokseen punaisella, vakioämpötilaa kuvaavat käyrät vihreällä ja vakiolaatua kuvaavat käyrät harmaalla.

selvyyden vuoksi.

Kuvassa 2.4 on esitetty  $h,s$ -piirros, jonka pystyakselilla on entalpia ja vaakakselilla ominaisentropia. Piirros kuvaa havainnollisesti vakiovirtausprosesseja, joissa joko entalpia tai entropia on vakio.  $h,s$ -piirrosta kutsutaan usein Mollier-piirroksiksi.

Kuvassa 2.5 on esitetty  $\log(p),h$ -piirros, jonka pystyakselilla on paine ja vaakakselilla ominaisentalpia. Pystyakseli piirretään logaritmisena. Entalpian muutos kuvaa hyvällä tarkkuudella kokonaisenergian siirtymistä useimmissa termodynaamisissa prosesseissa. Piirros onkin lämpöpumpun prosessien tapauksessa erityisen havainnollinen. Systemin kokonaisentalpian arvoa ei voi määrittää absoluuttisesti. Eri  $\log(p),h$ -piirroksien vaakakselien arvot poikkeavat siten toisistaan, mikäli niiden nollakohdat on valittu eri lailla. Koska nimenomaan entalpian muutos kuvaa termodynaamisten prosessien kokonaisenergian muutosta, piirroksen vaakakselin nollakohdan valinnalla ei ole suurta merkitystä. Kylläisen nesteen ja kylläisen höyryn rajakäyrät rajaavat  $\log(p),h$ -piirroksen  $T,s$ -piirroksen tavoin kolmeen osaan.

$p,V$ -piirros on puolestaan tilapiirros, jonka pystyakselilla on paine ja vaakakselilla tilavuus. Koska  $p,V$ -piirroksen prosessikäyrän ja vaakakselin väliin jäävä pinta-ala ilmaisee systeemiin tehdyn tai systeemin tekemän työn,  $p,V$ -piirros kuvaa



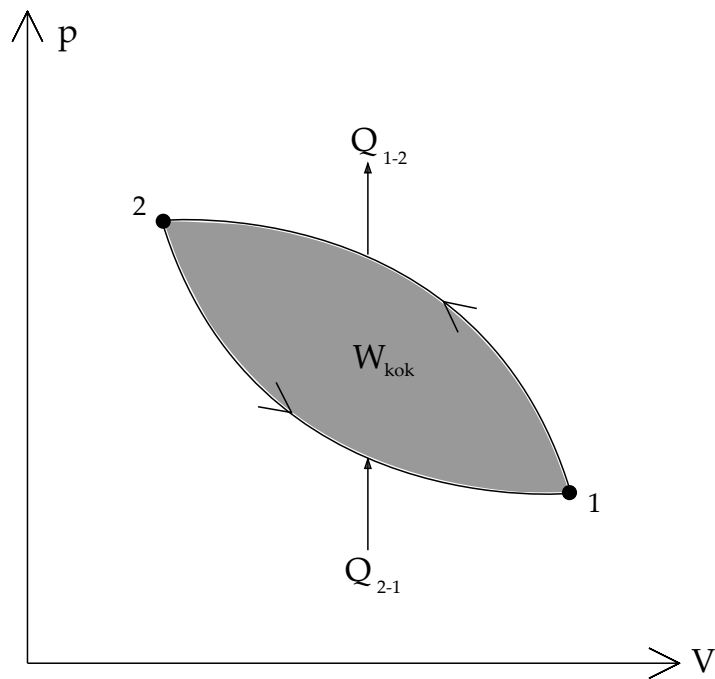
**Kuva 2.5** –  $\log(p),h$ -piirros. Vakiolämpötilaa kuvaavat käyrät on merkitty piirroksen punaisella, vakio-oinaistilavuutta kuvaavat käyrät vihreällä ja vakiolaatua kuvaavat käyrät harmaalla.

havainnollisesti esimerkiksi puristusprosesseja.  $p,V$ -piirrosta kutsutaan usein myös indikaattoridiagrammiksi tai indikaattoripiirroksi.

### 2.3.7 Kiertoprosessit

Suurin osa lämpöpumpuista hyödyntää termodynaamisia kiertoprosesseja. Termodynaaminen kiertoprosessi on sarja tilanmuutoksia, joiden tuloksena systeemi päätyy alkutilaansa. Kiertoprosessin periaate on esitetty  $p,V$ -kuvaajassa kuvassa 2.6. Kyseisen kiertoprosessin vaiheet ovat seuraavat:

- 1-2** Kiertoainetta puristetaan, jolloin kiertoaineen paine kasvaa. Kiertoaineesta poistuu lämpömäärä  $Q_{1-2}$ . Kiertoaine siirtyy tilasta 1 tilaan 2. Kiertoaineeseen puristuksessa tehty työ on prosessin käyrän 1 – 2 ja  $V$ -akselin väliin jäävän pinta-alan suuruinen.
- 2-1** Kiertoaine paisuu ja kiertoaineen paine pienenee. Kiertoaineeseen tuodaan lämpömäärä  $Q_{2-1}$ . Kiertoaine siirtyy tilasta 2 tilaan 1. Kiertoaineen paisuessa tekemä työ on prosessin käyrän 2 – 1 ja  $V$ -akselin väliin jäävän pinta-alan suuruinen.

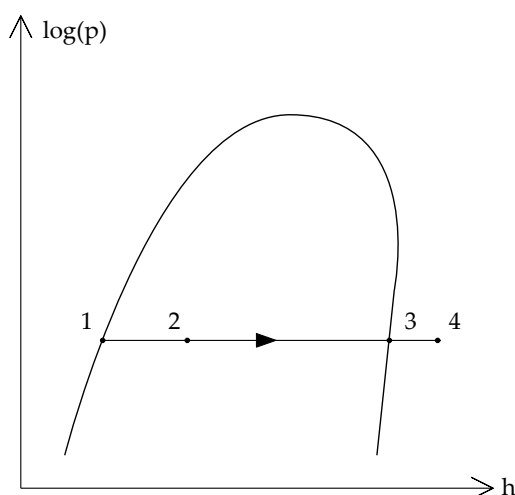


Kuva 2.6 – Yksinkertainen kiertoprosessi.

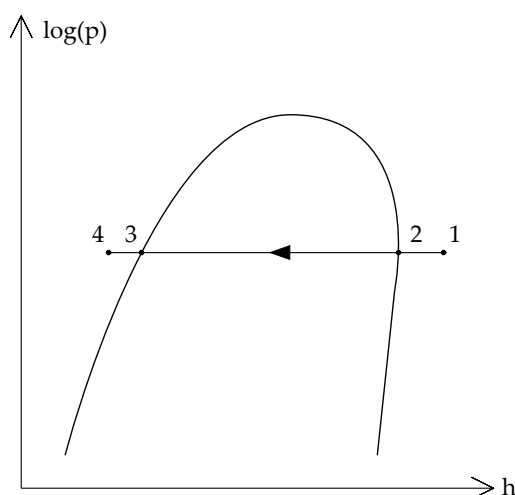
Kiertoprosessin vaatima kokonaistyö  $W_{kok}$  on puristuksessa kiertoaineeseen tehdyn työn ja kiertoaineen paisuessa tekemän työn erotus. Toisin sanoen kiertoprosessin vaatima työ on  $p, V$ -kuvaajassa käyrien 1 – 2 ja 2 – 1 väliin jäävän pinta-alan suuruinen. Koska kiertoprosessi alkaa samasta tilasta kuin mihin se päättyy, kiertoaineen sisäenergia on sama lopussa kuin alussa, eli  $\Delta U = 0$ . Tällöin termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan kiertoprosessiin joudutaan tekemään kokonaistyö,  $W_{kok} = Q_{1-2} - Q_{2-1}$ . Myös erilaisten lämpöpumppujen toiminta perustuu termodynaamisiin kiertoprosesseihin. Kuvan 2.6 esimerkin tavoin lämmönsiirto ja mekaaninen työ aiheuttavat tarvittavat tilanmuutokset kompressorilämpöpumpun kiertoprosessissa.

Lämmönsiirron ja mekaanisen työn aiheuttamat systeemin makrotilojen väliset muutokset voidaan jaotella erityyppisiin perusprosesseihin. Perusprosesseja ovat lämmönsiirrosta aiheutuvat höyrystyminen ja lauhtuminen, mekaanisesta työstä aiheutuva puristus sekä paisutus. Kyseiset perusprosessit on kuvattu  $\log(p), h$ -kuvaajissa kuvissa 2.7-2.10.

Höyrystyminen on prosessi, jossa tapahtuu olomuodonmuutos nesteestä kaasuksi. Kun nesteeseen lisää lämpöä vakioaineessa, neste lämpenee, kunnes se on painetta vastaavassa kylläisen nesteen tilassa. Mikäli lämpöä lisää, neste alkaa höyrystyä. Höyrystyminen jatkuu, kunnes kaikki neste on höyrystynyt ja aine on kyl-



**Kuva 2.7** – Höyrystyminen (1-3).

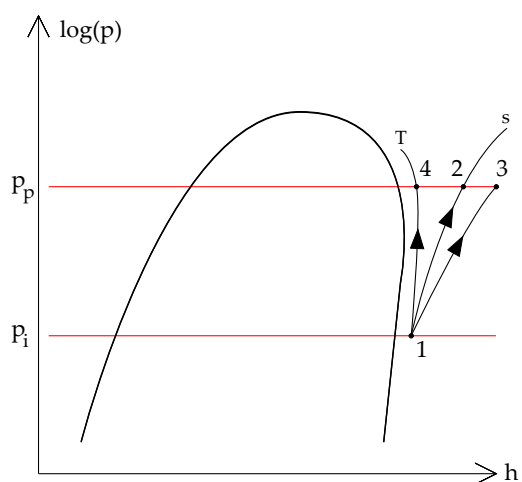


**Kuva 2.8** – Lauhtuminen (2-3).

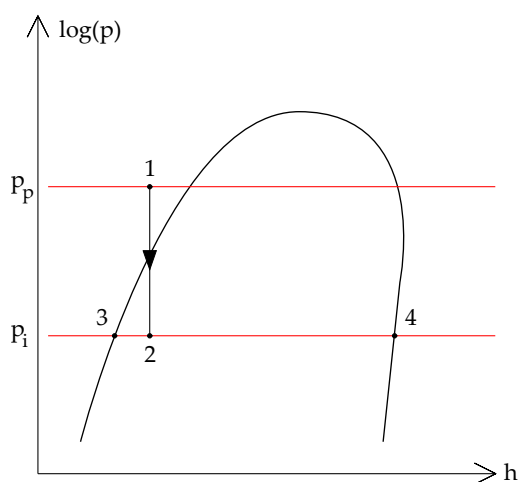
läisen höyryn tilassa. Mikäli lämpöä lisää edelleen, neste tulistuu. Höyrystyminen on kuvattu  $\log(p), h$ -kuvaajassa kuvassa 2.7. Aineen tilaa kuvaava tilapiste siirtyy täydellisessä höyrystymisessä kuvan 2.7 kylläisen nesteen tilasta 1 kylläisen höyryn tilaan 3. Täydelliseen höyrystymiseen tarvittava lämpö aineen massaa kohden on niin kutsuttu höyrystymislämpö,  $l_h = h_3 - h_1$ . Mikäli höyrystyminen alkaa kostean höyryn alueelta tilasta 2, höyrystymiseen tarvittava lämpö aineen massaa kohden on  $h_3 - h_2$ .

Lauhtuminen on prosessi, jossa tapahtuu olomuodonmuutos kaasusta nesteeksi. Kun kaasusta poistuu lämpöä vakio paineessa, kaasu jäähtyy, kunnes se on painetta vastaavassa kylläisen höyryn tilassa. Mikäli lämpöä poistuu edelleen, kaasu alkaa lauhtua. Lauhtuminen jatkuu, kunnes kaikki kaasu on muuttunut nesteeksi ja aine on kylläisen nesteen tilassa. Mikäli lämpöä poistetaan edelleen, neste alijäähtyy. Lauhtuminen on kuvattu  $\log(p), h$ -kuvaajassa kuvassa 2.8. Tilapiste siirtyy täydellisessä lauhtumisessa kuvan 2.8 kylläisen höyryn tilasta 2 kylläisen nesteen tilaan 3. Täydellisen lauhtumisen vapauttama lämpö aineen massaa kohden on  $l_h = h_2 - h_3$ .

Puristus on prosessi, jossa kaasun paine kasvaa. Kolme erilaista puristusta on esitetty  $\log(p), h$ -kuvaajassa kuvassa 2.9. Kun ideaalisen eristetyn systeemin tilavuutta pienennetään palautuvasti, systeemin entropia pysyy vakiona. Samalla sen sisältämän kaasun paine kasvaa. Kyseessä on häviötön puristus, jossa tilapiste siirtyy isentrooppia  $s$  pitkin kuvan 2.9 tilasta 1 tilaan 2. Kun todellisen eristetyn systeemin tilavuutta pienennetään palautumattomasti, sekä systeemin entropia että systeemin sisältämän kaasun paine kasvavat. Kyseessä on todellinen puristus, jossa tilapiste siirtyy kuvan 2.9 tilasta 1 tilaan 3. Kun suljetun systeemin tilavuutta pienenn-



**Kuva 2.9** – Isentrooppinen (1-2), todellinen (1-3) ja isoterminen (1-4) puristus.



**Kuva 2.10** – Kuristus (1-2).

netään, systeemin sisältämän kaasun paine kasvaa. Samalla systeemi voi luovuttaa lämpöä ympäristöönsä tai vastaanottaa lämpöä ympäristöstään. Lämmönsiirron ansiosta kaasu on mahdollista puristaa vakioämpötilassa. Vakioämpötilassa tapahtuvassa häviöttömässä puristuksessa tilapiste siirtyy isotermiä  $T$  pitkin kuvan 2.9 tilasta 1 tilaan 4. [6]

Puristukseen tarvittava työ kuluu pääasiassa puristettavan aineen paineen ja lämpötilan kasvattamiseen. Todellisessa puristuksessa työtä kuluu myös mahdollisesti prosessin häviöiden ja systeemistä vuotaneen lämmön kompensoimiseen. [12] Häviöttömään eristettyyn puristukseen aineen massaa kohden tarvittavan työn määrä on  $h_2 - h_1$  ja todelliseen eristettyyn puristukseen tarvittavan työn määrä vastavasti  $h_3 - h_1$ . Aineen todellinen eristetty puristus painetasolta  $p_i$  painetasolle  $p_p$  vaatii aina enemmän työtä kuin vastaava ideaalinen puristus. Mikäli systeemi luovuttaa lämpöä ympäristöönsä puristuksen yhteydessä, puristuksessa painetasolta  $p_i$  painetasolle  $p_p$  tarvittavan työn määrä pienenee. Eristämättömässä suljetussa systeemissä tapahtuvaan puristukseen tarvittavan työn määrä ei ole kuitenkaan loppu- ja alkutilan entalpioiden erotus, toisin kuin kahden edellä mainitun eristetyn systeemin tapauksessa. [6] Tarvittava työ voidaan laskea integroimalla luvussa 2.3.6 esitellyn indikaattoriirroksen pinta-ala tai lisäämällä loppu- ja alkutilan entalpioiden erotukseen systeemistä poistuneen lämmön määrä puristettavan aineen massaa kohden.

Kuristus on prosessi, jossa aineen annetaan kulkea venttiilin tai ohuen putken kautta korkean paineen tilasta matalamman paineen tilaan, jolloin sen paine piene-



nee. Aine paisuu tekemättä työtä. Kuristus tapahtuu yleensä niin nopeasti, ettei aine luovuta lämpöä ympäristöönsä. Tällöin aineen entalpia ei muutu. Kuristus on kuvattu  $\log(p), h$ -kuvaajassa kuvassa 2.10. Tilapiste siirtyy kuristuksessa isentalppia pitkin kuvan 2.10 alijäähtyneen nesteen tilasta 1 kostean höyryn tilaan 2. Kostean höyryn laatu kuvan 2.10 tilassa 2 on  $x_2 = (h_2 - h_3)/(h_4 - h_3)$ . [6]

Perusprosessit voidaan toteuttaa usealla tavalla. Erilaisia tapoja ovat isoterminen, isobaarinen, isovolyyminen ja adiabaattinen. Isotermisessä prosessissa järjestelmän lämpötila on vakio. Vastaavasti isobaarisessa prosessissa järjestelmässä vallitseva paine on vakio ja isovolyymisessä prosessissa järjestelmän tilavuus on vakio. Adiabaattisessa prosessissa taas ei tapahdu lämmönvaihtoa.

Prosessit voivat lisäksi olla joko palautuvia tai palautumattomia. Palautuva prosessi etenee niin hitaasti, että se on infinitesimaalisen lähellä tasapainotilaa. Palautuva prosessi on häviötön ja voi siten palautua. Prosessi on palautumaton, mikäli se ei ole palautuva. Mikäli prosessi on hyvin toteutettu ja sen häviöt ovat pienet, prosessi voi olla miltei palautuva. Koska käytännön prosesseissa esiintyy aina häviöitä, täysin palautuvia prosesseja ei ole olemassa. Prosessi on puolestaan spontaani, mikäli se tapahtuu ilman, että ympäristössä tapahtuu muutoksia. Myös spontaanit prosessit ovat useimmiten palautumattomia. [11]

Kiertoprosessit luokitellaan usein myös suljettuihin ja avoimiin. Suljetussa kiertoprosessissa kiertoaaine palaa kierron lopussa alkuperäiseen tilaansa. Kierron jälkeen kiertoaaine palautetaan takaisin kiertoan. Avoimissa kiertoprosesseissa kierron läpikäynyt kiertoaaine korvataan uudella kiertoaaineella.

## 2.4 Kaasut

Kaasujen käyttäytymisen ymmärtäminen on ehdottoman tärkeää lämpöpumpun ja erityisesti kompressorin toiminnan ymmärtämiseksi. Seuraavissa luvuissa käsitellään kaasuille ominaisia suureita ja kaasujen käyttäytymistä kuvaavia yhtälöitä.

### 2.4.1 Kaasun tilanyhtälöt

Kaasujen käyttäytymistä erilaisissa tilanteissa kuvataan usein tilanyhtälöillä. Termodynamiikassa tilanyhtälöt kuvaavat tilanmuuttujien välisiä relaatioita. Ideaalikaasun käyttäytymistä kuvaa yhtälö

$$Pv = RT, \quad (2.8)$$

missä  $P$  on paine,  $v$  ominaistilavuus,  $R$  kaasuvakio ja  $T$  lämpötila. Yhtälöä (2.8) kutsutaan ideaalikaasun tilanyhtälöksi. Ideaalikaasun tilanyhtälö on kaasun käyttäytymistä kuvaavista yhtälöistä tunnetuin. Ideaalikaasun tilanyhtälö luo relaation tilanmuuttujien  $P$ ,  $v$  ja  $T$  välille. Kun kaksi tilanmuuttujaa tunnetaan, kolmas voidaan päätellä yhtälön (2.8) perusteella. [12]

Ideaalikaasun tilanyhtälö kuvaa myös reaalikaasun käyttäytymistä hyvin, kun kaasun lämpötila on huomattavasti sen kriittistä lämpötilaa suurempi tai paine sen kriittistä painetta pienempi. Reaalikaasuista esimerkiksi ilma noudattaa NTP-olosuhteissa ideaalikaasun tilanyhtälöä melko tarkasti.

Jotta ideaalikaasun tilanyhtälö ennustaisi reaalikaasujen käyttäytymistä myös lähellä kriittisiä pisteitä tai faasirajoja, siihen täytyy lisätä kullekin kaasulle ominainen kokoonpuristuvuuskerroin  $Z$ . Kokoonpuristuvuuskerroin riippuu vallitsevasta lämpötilasta ja paineesta. Yhtälö

$$Pv = ZRT, \quad (2.9)$$

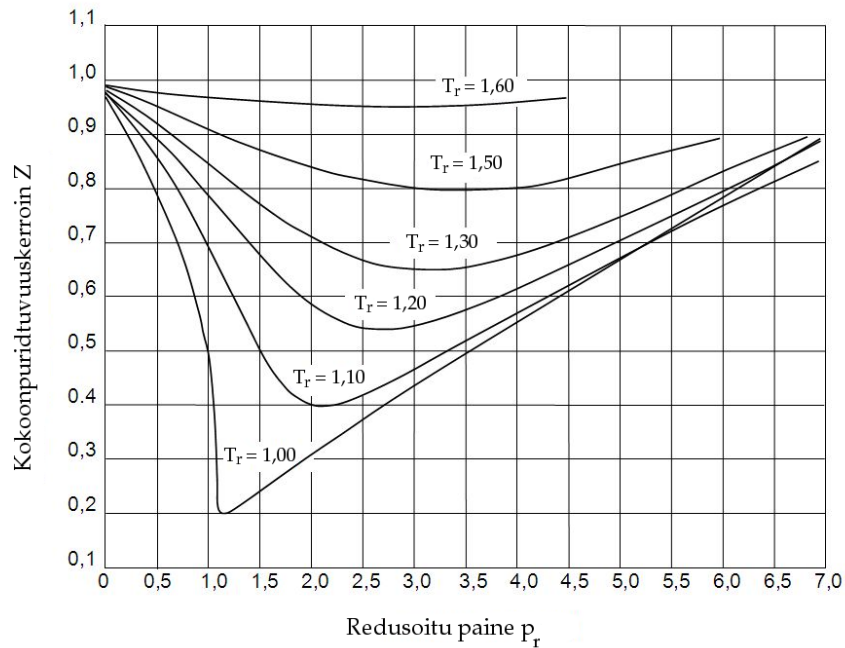
kuvaa reaalikaasun käyttäytymistä siis paremmin kuin yhtälö (2.8). Yhtälön (2.9) tarkkuus riippuu kokeellisesti määritetyn kokoonpuristuvuuskerroimen  $Z$  tarkkuudesta. Kokoonpuristuvuuskerroimen suuruutta voidaan arvioida vastaavuustilojen lain avulla. Kyseisen lain mukaan kaikkien kaasujen kokoonpuristuvuuskerroimet käyttäytyvät samalla tavalla redusoidun paineen  $P_R = \frac{P}{P_C}$  ja lämpötilan  $T_R = \frac{T}{T_C}$  funktiona. Kokoonpuristuvuuskerroimia kuvaa yhtälö

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2) \cdot Z - AB = 0, \quad (2.10)$$

missä  $A = 0,42748 \cdot P_R/T_R^{2,5}$  ja  $B = 0,08664 \cdot P_R/T_R$ . Kyseiset kokoonpuristuvuuskerroimet ovat useiden kaasujen tapauksessa tarkkoja, kun kaasun tila on kaukana kriittisestä pisteestä ja faasirajasta. Kokoonpuristuvuuskerroimet on esitetty redusoidun lämpötilan ja paineen funktiona kuvassa 2.11. [12]

#### 2.4.2 Kaasun ominaissuureet

Lämpöpumpun sisällä tapahtuvien prosessien ymmärtämiseksi on kaasun paineen, ominaistilavuuden ja lämpötilan ohella tiedettävä kaasun ominaissisäenergia  $u$ , -entalpia  $h$  ja -entropia  $s$ . Useissa tapauksissa lämpöpumpun kompressorissa tapahtuvia prosesseja on kätevää kuvata ominaislämpökapasiteettien  $c_V$  ja  $c_P$  tai isentrooppieksponenttien  $n_V$  ja  $n_T$  avulla. Myös ominaislämpökapasiteetit ja isentrooppieksponentit on syytä tietää. Isentrooppisissa prosesseissa ideaalikaasulle pätevät



**Kuva 2.11** – Kokoonpuristuvuuskerroin  $Z$  redusoidun paineen  $p_r$  funktiona kuudella eri redusoidun lämpötilan  $T_r$  arvolla. [12]

yhtälöt

$$PV^{n_V} = \text{vakio ja} \quad (2.11)$$

$$\frac{P^{\frac{n_T-1}{n_T}}}{T} = \text{vakio,} \quad (2.12)$$

missä  $V$  on tilavuus. Kaasun, joka käyttäytyy ideaalikaasun tavoin ja jonka lämpökapasiteetit ovat lähestulkoon vakiot, ominaissisäenergiaa ja -entalpiaa kuvaavat yhtälöt

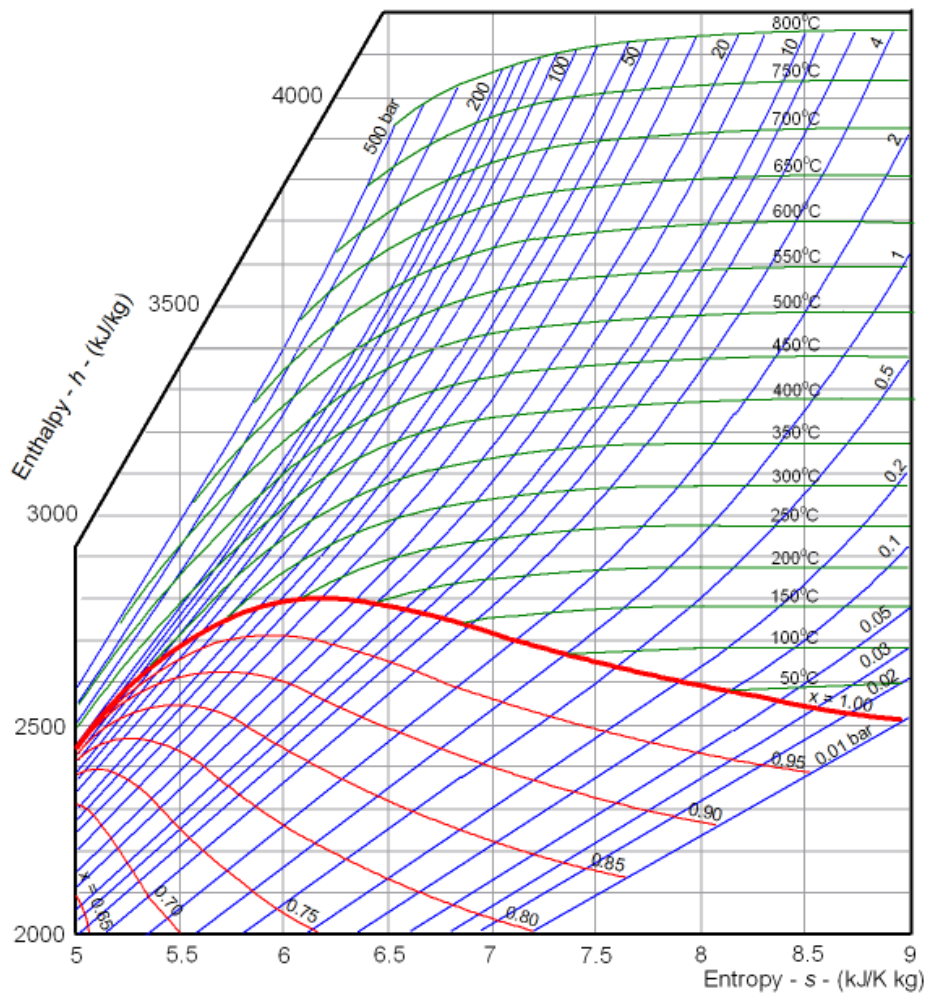
$$u = c_V T \quad \text{ja} \quad (2.13)$$

$$h = c_P T, \quad (2.14)$$

missä isentrooppiekspONENTEILLE pätee  $n_V = n_T = c_P/c_V = k$ . Ominaisentropian muutosta kuvaa puolestaan yhtälö

$$s_2 - s_1 = c_P \cdot \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - R \cdot \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right), \quad (2.15)$$

missä alaindeksi 1 viittaa prosessin alku- ja 2 lopputilanteeseen.



**Kuva 2.12** – Veden Mollier-piirros. Vakiopainetta kuvaavat käyrät on merkitty piirroksen sinisellä, vakioämpötilaa kuvaavat käyrät vihreällä ja vakiolaatua kuvaavat käyrät punaisella.

Reaalikaasujen tapauksessa prosessien kuvaaminen vaikeutuu huomattavasti. Mikäli reaalikaasujen prosesseja haluaa kuvata tilanyhtälön avulla, kaasun lämpökapasiteettien ja isentrooppiekspONENTtien käyttäytyminen lämpötilan ja paineen funktiona tulee tuntaa. Kaasun ominaissäenergia, -entalpia ja -entropia voidaan kuitenkin määrittää myös mitattujen kaasun ominaisuuksien perusteella. Mitatut ominaisuudet on tapana joko taulukoida tai piirtää kuvaajiin. Kuvaajista yleisimmät ovat niin kutsuttu psykrometrinen diagrammi ja Mollier-piirros. Tulistuneen kiertoineen R134a ominaisuudet 0,6 bar paineessa on esitetty taulukossa 2.1 ja Mollier-piirros kuvassa 2.12. Taulukoiden ja kuvaajien käyttö helpottaa kaasun ominaisuuksien määrittämistä huomattavasti ja on käytännön sovelluksissa tilanyhtälön

**Taulukko 2.1** – Tulistuneen kiertoaineen R134a ominaisuudet 0,06 MPa paineessa. [5]

T	v	u	h	s
°C	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg * K
$p = 0,06\text{MPa} (T_{sat} = -36,95^\circ\text{C})$				
Sat.	0,31121	209,12	227,79	0,9644
-20	0,33608	220,60	240,76	1,0174
-10	0,35048	227,55	248,58	1,0477
0	0,36476	234,66	256,54	1,0774
10	0,37893	241,92	264,66	1,1066
20	0,39302	249,35	272,94	1,1353
30	0,40705	256,95	281,37	1,1636
40	0,42102	264,71	289,97	1,1915
50	0,43495	272,64	298,74	1,2191
60	0,44883	280,73	307,66	1,2463
70	0,46269	288,99	316,75	1,2732
80	0,47651	297,41	326,00	1,2997
90	0,49032	306,00	335,42	1,3260
100	0,50410	314,74	344,99	1,3520

ratkaisemista mielekkäämpi vaihtoehto. Tässä tutkielmassa reaalikaasujen ominaisuudet lasketaan taulukoitujen arvojen ja kuvaajien avulla.

### 2.4.3 Kaasun energiayhtälö

Kylmähöyryprosessin kuvaamiseksi ja -prosessin ymmärtämiseksi ominaisuuksien lisäksi täytyy tuntea myös energiayhtälö ja isentrooppisessa tilanmuutoksessa vallitsevat lainalaisuudet sekä virtaukset imu- ja poistoliitännöissä. Tarkastellaan kaasun energiayhtälöä kontrollimassan näkökulmasta. Kontrollimassa on tässä tapauksessa suljettu systeemi, jonka sisältämä kaasun määrä on vakio mutta jonka sisältämä energia voi muuttua vuorovaikutuksessa ympäristön kanssa. Kontrollimassan energiayhtälön mukaan kaasuun tehty työ ja kaasuun siirtynyt lämpö kasvattavat kaasun kokonaisenergiaa. Kaasun tekemä työ ja kaasusta poistunut lämpö vastaavasti pienentävät kaasun kokonaisenergiaa. Tavanomaisissa kompressoreis-

sa potentiaali- ja liike-energian muutokset imu- ja poistoliitännöiden välillä ovat niin pieniä, että ne voidaan jättää huomioimatta. Mikäli kaasu on prosessin olosuhteissa kemiallisesti pysyvä, myös kemiallisessa energiassa tapahtuvat muutokset voidaan jättää huomioimatta. Edellä mainituin oletuksin kontrollimassan energiatasetta kuvaa näin ollen kontrollimassan energiayhtälö

$$U_2 - U_1 = m(u_2 - u_1) = W - Q, \quad (2.16)$$

missä alaindeksi 1 viittaa alku- ja 2 lopputilanteeseen ja  $U$  on kokonaissisäenergia,  $u$  ominaiskokonaissisäenergia,  $m$  kontrollimassa,  $W$  kaasuun tehty työ ja  $Q$  kaasusta poistunut lämpö. [12]

Tarkastellaan kaasun energiayhtälöä seuraavaksi kontrollitilavuuden näkökulmasta. Kontrollitilavuus on tässä tapauksessa avoin systeemi, jonka sisältämä kaasun määrä ja energia voivat muuttua vuorovaikutuksessa ympäristön kanssa. Myös kontrollitilavuuden energiayhtälön mukaan kaasuun tehty työ ja kaasuun siirtynyt lämpö kasvattavat kaasun kokonaisenergiaa ja päinvastoin. Kontrollitilavuuden energiayhtälössä kuitenkin myös sekä tilavuuteen saapuvan että tilavuudesta poistuvan kaasun tekemä työ täytyy ottaa huomioon. Samoin täytyy ottaa huomioon saapuvan ja poistuvan kaasun liike-energiat. Kontrollitilavuuden energiatasetta kuvaa kontrollitilavuuden energiayhtälö

$$U_2 - U_1 = m_i \cdot (h_i + \frac{1}{2}u_i^2) - m_p \cdot (h_p + \frac{1}{2}u_p^2) + W + Q, \quad (2.17)$$

missä alaindeksi 1 viittaa alku- ja 2 lopputilanteeseen sekä "i" kontrollitilavuuteen saapuvan ja "p" kontrollitilavuudesta poistuvan kaasun ominaisuuksiin,  $U$  on kokonaissisäenergia,  $m$  massa,  $h$  ominaisentalpia,  $u$  kaasun nopeus,  $W$  kaasuun tehty työ ja  $Q$  kaasuun saapunut lämpö. Tasaisen virtauksen (steady state) prosesseissa tilavuuteen saapuu yhtä paljon kaasua kuin sieltä poistuu ja kontrollitilavuuden kokonaisenergia  $E$  on vakio. Tällöin kontrollitilavuuden energiatasetta kuvaa yhtälö

$$m \cdot (h_p + \frac{1}{2}u_p^2 - h_i + \frac{1}{2}u_i^2) = W + Q. \quad (2.18)$$

Kaasun energiayhtälöä käytetään usein kuvaamaan kylmähöyryprosessissa tapahtuvaa puristusta. Tarkastellaan kaasun käyttäytymistä puristuksessa vertailemalla kaasun ominaisuuksia kompressorin imu- ja poistoliitännöissä. Kun kaasun ominaisuuksia vertaillaan kompressorin imu- ja poistoliitännöissä, nähdään, että kaasun liike-energian muutos on pieni. Sekä staattisen että kineettisen kompressorin tapauksessa voidaan todeta, että kaasun ominaisliike-energian muutos on mitätön

verrattuna kaasun ominaisentalpian muutokseen. Ominaisliike-energian vaikutus yhtälöön (2.18) voidaan näin ollen unohtaa. Vähentämällä yhtälöstä (2.18) puolittain kaasuun saapunut lämpö  $Q$  ja jakamalla yhtälö puolittain puristettavan kaasun massalla  $m$  saadaan puristukseen käytetyn ominaistyön yhtälö

$$w = h_p - h_i - q, \quad (2.19)$$

missä  $w$  on puristuksen ominaistyö eli kaasuun tehty työ kaasun massaa kohden ja  $q$  kaasuun saapunut lämpö kaasun massaa kohden. Mikäli kompressor on eristetty, lämpö  $q$  voidaan jättää pois yhtälöstä (2.19). Eristettyyn puristukseen tarvittava ominaistyö on näin ollen yhtä suuri kuin puristettavan kaasun ominaisentalpioiden erotus. Mikäli kompressor taas ei ole eristetty, se luovuttaa tai vastaanottaa lämpöä. Yhtälön (2.19) perusteella nähdään, että kompressorista poistuva lämpö kasvattaa tiettyjen tilapisteiden välillä tapahtuvaan puristukseen tarvittavaa ominaistyötä.

## 2.5 Kompressorilämpöpumpun kiertoprosessi

Lämpötilaero saa lämmön siirtymään eristämättömien systeemien välillä. Lämpö siirtyy spontaanisti korkean lämpötilan systeemistä matalamman lämpötilan systeemiin. Lämpö ei voi sen sijaan siirtyä spontaanisti matalan lämpötilan systeemistä korkeamman lämpötilan systeemiin ilman muita muutoksia, koska kyseinen prosessi ei toteuta termodynamiikan toista pääsääntöä (kts. luku 2.3.5). Tekemällä prosessiin työtä lämmön siirtäminen matalan lämpötilan systeemistä korkeamman lämpötilan systeemiin on kuitenkin mahdollista.

Lämmönsiirtoprosessi matalan lämpötilan systeemistä korkeamman lämpötilan systeemiin on jäähdytyslaitteiden ja lämpöpumppujen toiminnan ydin. Kompressorilämpöpumput toimivat pääsääntöisesti kiertoprosesseina, joissa kiertoaine vastaanottaa lämpöä matalan lämpötilan systeemistä ja luovuttaa saamansa lämmön korkean lämpötilan systeemiin. Seuraavissa luvuissa esitellään ideaalisen jäähdytyslaitteen tai lämpöpumpun toiminta käänteisessä Carnot-kiertoprosessissa sekä todellisen kompressorijäähdytyslaitteen tai -lämpöpumpun toiminta ideaalisessa ja todellisessa kylmähöyryprosessissa. Tämän tutkielman myöhemmissä luvuissa kiertoaineiden vertailu suoritetaan nimenomaan mallintamalla kiertoaineiden toiminta ideaalisessa kylmähöyryprosessissa ja laskemalla arvio niiden toiminnalle todellisessa kylmähöyryprosessissa sekä vertailemalla saatuja tuloksia (kts. luku 3).

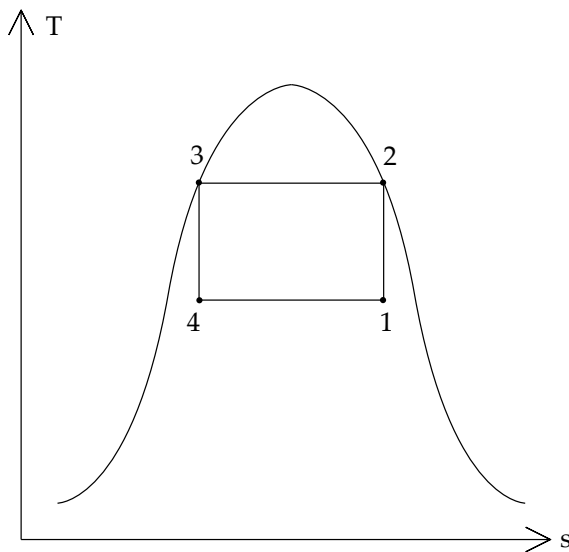
### 2.5.1 Käänteinen Carnot-kiertoprosessi

Carnot-kiertoprosessissa lämpö siirtyy korkean lämpötilan lämpökylvystä matalamman lämpötilan lämpökylpyyn. Samalla kiertoprosessi tekee työtä. Carnot-kiertoprosessi koostuu kahdesta palautuvasta isotermisestä vaiheesta ja kahdesta palautuvasta isentrooppisesta vaiheesta ja on tehokkain kahden määrätyn lämpötilan välillä toimiva työtä tekevä prosessi. Koska jokainen Carnot-kiertoprosessin vaihe on palautuva, kiertoprosessi voidaan suorittaa käänteisesti. Käänteisessä Carnot-kiertoprosessissa lämpö siirtyy matalan lämpötilan lämpökylvystä korkeamman lämpötilan lämpökylpyyn. Samalla kiertoprosessiin joudutaan tekemään työtä. Matalan ja korkean lämpötilan lämpökylpyjen  $T_1$  ja  $T_2$  välillä, kostean höyryn alueella toimiva käänteinen Carnot-kiertoprosessi on esitetty  $T,s$ -kuvaajassa kuvassa 2.13. Käänteisen Carnot-kiertoprosessin vaiheet ovat seuraavat:

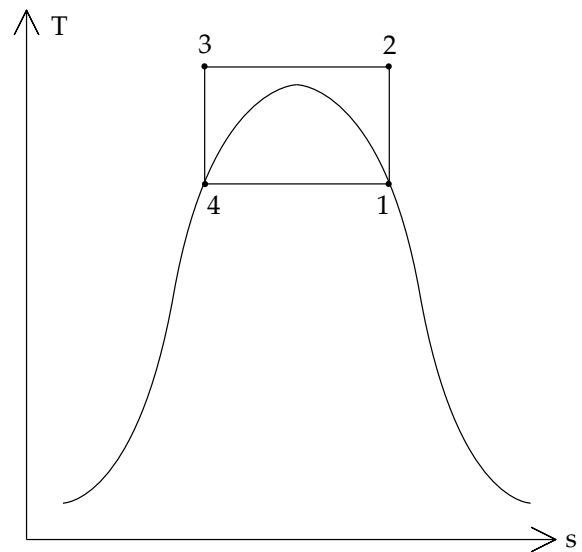
- 1-2 Kiertoainetta puristetaan kompressorissa, jolloin kiertoaineeseen tehdään työtä. Puristus toteutetaan isentrooppisesti. Kiertoaineen lämpötila nousee puristuksessa. Kuvassa 2.13 kiertoaine siirtyy kostean höyryn tilasta 1 kylläisen höyryn tilaan 2.
- 2-3 Kiertoaine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin se lauhtuu. Lämmönsiirto tapahtuu isotermisesti lämpötilassa  $T_3$ . Kiertoaineen entropia pienenee. Kuvassa 2.13 kiertoaine siirtyy isotermiä pitkin kylläisen höyryn tilasta 2 kylläisen nesteen tilaan 3.
- 3-4 Kiertoaineen annetaan paisua turbiinissa, jolloin kiertoaine tekee työtä. Paisuminen toteutetaan isentrooppisesti. Kiertoaineen lämpötila laskee paisumisen yhteydessä. Kuvassa 2.13 kiertoaine siirtyy kylläisen nesteen tilasta 3 kostean höyryn tilaan 4.
- 4-1 Kiertoaine vastaanottaa höyrystimessä lämpöä lämpökylvystä, jolloin se höyrystyy. Lämmönsiirto tapahtuu isotermisesti lämpötilassa  $T_1$ . Kiertoaineen entropia kasvaa. Kuvassa 2.13 kiertoaine siirtyy isotermiä pitkin kostean höyryn tilasta 4 kostean höyryn tilaan 1, jolloin höyryn laatu kasvaa.

Käänteinen Carnot-kiertoprosessi siis vastaanottaa lämpöä lämpökylvystä ( $T_1 = T_4$ ) ja siirtää sen korkeamman lämpötilan lämpökylpyyn ( $T_2 = T_3$ ). Käänteistä Carnot-kiertoprosessia voidaan hyödyntää siten lämpöpumpussa. Kuten termodynamiikan toinen pääsääntö ennustaa, kierto on jouduttava tekemään työtä. Kiertoaine-





**Kuva 2.13** – Käänteinen Carnot-kiertoprosessi kostean höyryn alueella  $T,s$ -piirroksessa.



**Kuva 2.14** – Käänteinen Carnot-kiertoprosessi osittain kostean höyryn alueen ulkopuolella  $T,s$ -piirroksessa.

seen puristuksessa tehty työ on siten suurempi kuin kiertoaineen paisumisessa tekemä työ. Käänteisessä Carnot-kiertoprosessissa lämmönsiirtoa vastaavan kiertoontehdyn työn määrä on kaikista kiertoprosesseista pienin mahdollinen, joten kyseisellä kierrolla toimiva lämpöpumppu on optimaalinen.

Käänteinen Carnot-kiertoprosessi yritettiin aikoinaan toteuttaa kostean höyryn alueella kuvan 2.13 mukaisesti. Faasirajalla olevan kostean höyryn lämpötila määräytyy vallitsevan paineen perusteella. Koska painetta on helppo säädellä, kuvan 2.13 lämmönsiirtoprosessit 2-3 ja 4-1 lauhduttimessa ja höyrystimessä voidaan toteuttaa hyvällä tarkkuudella isoterminä. Käänteiseen Carnot-kiertoprosessiin kostean höyryn alueella liittyy kuitenkin kolme ongelmaa, jotka vaikeuttavat kyseisen kiertoprosessin soveltamista käytännössä.

Ensinnäkin höyrystimen isoterminen lämmönsiirto 4-1 tapahtuu kostean höyryn alueella, jossa lämpötila ja paine ovat höyrypitoisuudesta  $x$  riippumattomia vakioita. Kyseisen lämmönsiirron lopputilan 1 määrää siten höyrypitoisuus  $x$ . Höyrypitoisuutta  $x$  ei voi puolestaan käyttää isotermissen lämmönsiirron säätelyyn, joten tilaa 1 ei saavuteta tarkasti. Tilan 1 epätarkkuus vaikeuttaa myös kaikkien muiden kostean höyryn alueella toimivan käänteisen Carnot-kiertoprosessin vaiheiden toteuttamista. Toiseksi isentrooppisen puristuksen 1-2 toteuttaminen on kostean höyryn alueella hankalaa. Kostean höyryn puristuksessa vain höyry kuumenee, eivätkä nestepisarat näin ollen höyrysty ja siirry kylläisen höyryn tilaan 2. Kosteassa höy-

ryssä olevat nestepisarat saattavat sitä paitsi vahingoittaa kompressoria. Kolmanneksi isentrooppisen paisumisen 3-4 toteuttaminen on hankalaa. Paisumisessa vapautuva energia pyritään ottamaan talteen turbiinin avulla. Turbiinin toiminta on kuitenkin varsin rajallinen kostean höyryn alueella. Kostean höyryn joukossa olevat vesipisarat näet vahingoittavat turbiinin siipiä. Jotta turbiini voisi toimia kostean höyryn alueella, turbiiniin saapuvan höyryn laadun tulisi olla vähintään 90% ( $x > 0,9$ ). Sekä kompressorin että turbiinin toiminta kostean höyryn alueella on käytännössä katsoen mahdotonta.

Carnot-kiertoprosessi on yritetty toteuttaa myös osittain kostean höyryn alueen ulkopuolella kuvan 2.14 mukaisesti. Tämä ratkaisee nestepisaroiden aiheuttamat ongelmat kompressorissa ja turbiinissa. Isotermisten lämmönsiirtoprosessien toteuttaminen vaikeutuu kuitenkin kostean höyryn alueen (engl. *saturation dome*) ulkopuolella huomattavasti. Kyseisellä alueella lämpötila pitäisi kyetä pitämään vakiona vaihtelevilla paineilla, mikä on käytännössä katsoen mahdotonta. Toisaalta kriittisen pisteen yläpuolella toteutettavissa prosesseissa myös höyryn tulistuminen ja paineen nouseminen tuottavat ongelmia. Myös kuvan 2.14 mukaisen käänteisen Carnot-kiertoprosessin toteuttaminen kaatuu siis käytännön ongelmiin. Koska käänteinen Carnot-kiertoprosessi on kuitenkin ideaalinen ja lämmön siirtämiseksi vaadittu työ on pienin mahdollinen, lämpöpumpuissa käytettyjä kiertoprosesseja on tapana verrata siihen.

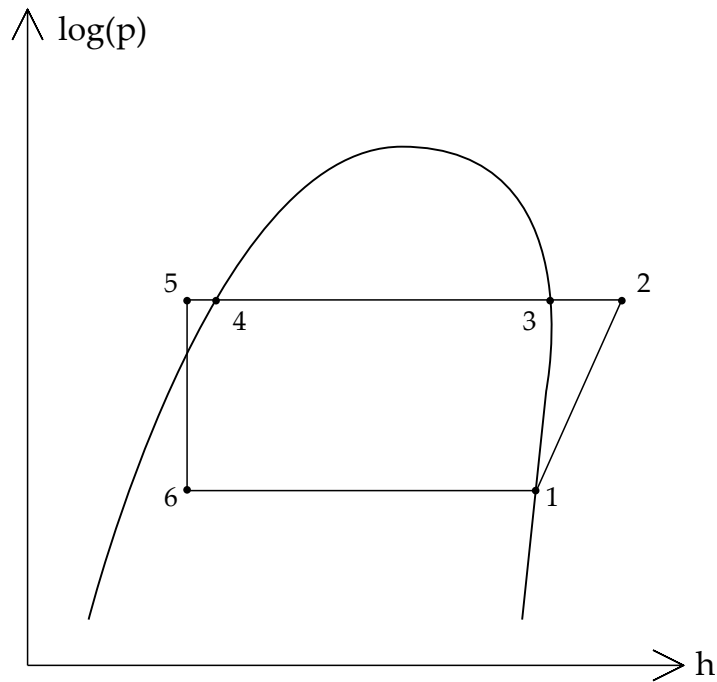
### 2.5.2 Ideaalinen kylmähöyryprosessi

Muutokset palautuvan kiertoprosessin vaiheisiin tekevät kiertoprosessista luonnollisesti palautumattoman ja huonontavat sen hyötysuhdetta. Koska muutokset ovat kuitenkin välttämättömiä Carnot-kiertoprosessin käytännön toteutuksen kannalta, optimaalisesta hyötysuhteesta on pakko tinkiä. Clausius-Rankine-prosessi on toimintaperiaatteeltaan Carnot-kiertoprosessin kaltainen, mutta se on hyötysuhteeltaan hieman Carnot-kiertoprosessia huonompi. Koska Clausius-Rankine-prosessi toimii käytännössä paremmin, sitä käytetään paljon muun muassa höyryvoimalaitoksissa. Käänteisen Carnot-kiertoprosessin ongelmien välttämiseksi kompressorilämpöpumpuissa voidaan vastaavasti soveltaa käänteistä Clausius-Rankine-prosessia, jonka lämpötilatasot valitaan sopivasti. Tällaisesta käänteisestä Clausius-Rankine-prosessista käytetään nimitystä ideaalinen kylmähöyryprosessi. Matalan ( $T_1 = T_6$ ) ja korkean lämpötilan ( $T_5$ ) lämpökylpyjen välillä toimiva ideaalinen kylmähöyryprosessi on esitetty  $\log(p),h$ -kuvaajassa kuvassa 2.15. [13] Kyseisen kierto-

prosessin vaiheet ovat seuraavat:

- 1-2** Kiertoainetta puristetaan kompressorissa, jolloin kiertoaineen paine kasvaa. Puristus toteutetaan isentrooppisesti. Kiertoaineen entalpia ja lämpötila kasvavat. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy kylläisen höyryn tilasta 1 tulistuneen höyryn tilaan 2. Kiertoaineeseen tehty puristustyö kiertoaineen massaa kohden on  $h_2 - h_1$ .
- 2-3** Kiertoaine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine jäähtyy. Lämmönsiirto tapahtuu paineessa  $p_2$  isobaarisesti. Kiertoaineen entalpia pienenee hieman. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy tulistuneen höyryn tilasta 2 kylläisen höyryn tilaan 3. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_2 - h_3$ .
- 3-4** Kiertoaine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine lauhtuu. Lämmönsiirto tapahtuu paineessa  $p_2$  ja painetta vastaavassa höyrystymislämpötilassa  $T_2$  isobaarisesti ja isotermisesti. Kiertoaineen entalpia pienenee. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy kylläisen höyryn tilasta 3 kylläisen nesteen tilaan 4. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_3 - h_4$ .
- 4-5** Kiertoaine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine alijäähtyy. Lämmönsiirto tapahtuu paineessa  $p_2$  isobaarisesti. Kiertoaineen entalpia pienenee hieman. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy kylläisen nesteen tilasta 4 alijäähtyneen nesteen tilaan 5. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_4 - h_5$ .
- 5-6** Kiertoaine paisuu kuristusventtiilissä, jolloin kiertoaineen paine pienenee. Paisunta tapahtuu isentalppisesti. Kiertoaineen lämpötila laskee ja osa kiertoaineesta höyrystyy. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy alijäähtyneen nesteen tilasta 5 kostean höyryn tilaan 6.
- 6-1** Kiertoaine vastaanottaa höyrystimessä lämpöä lämpökylvystä, jolloin kiertoaine höyrystyy. Lämmönsiirto tapahtuu paineessa  $p_1$  ja painetta vastaavassa höyrystymislämpötilassa  $T_1$  isobaarisesti ja isotermisesti. Kiertoaineen entalpia kasvaa. Kuvassa 2.15 kiertoaine siirtyy kostean höyryn tilasta 6 kylläisen höyryn tilaan 1. Vastaanotettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_1 - h_6$ .

Ideaalinen kylmähöyryprosessi vastaanottaa käänteisen Carnot-kiertoprosessin tavoin lämpöä lämpökylvystä ( $T_1 = T_6$ ) ja siirtää sen korkeamman lämpötilan läm-



**Kuva 2.15** – Ideaalinen kylmähöyryprosessi  $\log(p),h$ -piirroksessa. Kylmähöyryprosessin tilat on merkitty piirrokseen numeroin.

pökylpyyn ( $T_5$ ). Ideaalisen kylmähöyryprosessin ja käänteisen Carnot-kiertoprosessin välillä on kuitenkin kolme eroavaisuutta. Ensinnäkin kiertoaine höyrystetään kylläiseksi höyryksi kylmähöyryprosessin höyrystimessä. Koska kosteassa höyrystä ovat nestepisarat saattavat vahingoittaa kompressoria ja aiheuttavaa muitakin ongelmia puristuksessa, kostean höyryn puristamista halutaan välttää. Ideaalisen kylmähöyryprosessin höyrystimeltä kompressorille saapuvan kylläisen höyryn puristaminen on turvallisempaa kuin kostean höyryn puristaminen. Kylläisen höyryn tuottaminen höyrystimessä ratkaiseekin käänteisen Carnot-kiertoprosessin kostean höyryn puristukseen liittyvät ongelmat. Toiseksi kiertoaine alijäädytetään kylmähöyryprosessin lauhduttimessa. Koska kylmähöyryprosessin tuottama lämpö on sitä suurempi, mitä enemmän kiertoaineesta poistetaan lämpöä, kiertoaine kantaa alijäädyttää niin pitkälle kuin mahdollista. Kylmähöyryprosessin kiertoaine voidaan alijäädyttää lauhduttimen lämpötilaan saakka. Kolmanneksi kiertoaineen annetaan paisua paisuntakoneen sijaan kuristusventtiilissä. Nesteen isentrooppisen paisunnan vapauttama energia on nesteen pienen ominaistilavuuden takia mitätön. Toisaalta paisunnan vapauttaman energian talteenotto on vaikea ja kallis toteuttaa. Paisuntakone kannattaakin korvata kuristusventtiilillä siitä huolimatta, että paisunnassa vapautuva energia menetetään.

Ideaalisen kylmähöyryprosessin hyötysuhde on lähes yhtä korkea kuin käänteisen Carnot-kiertoprosessin. Toisin kuin käänteisen Carnot-kiertoprosessin tapauksessa ideaalisen kylmähöyryprosessin vaiheiden toteuttaminen onnistuu myös käytännössä. Mikäli kompressorilämpöpumppu rakennetaan huolellisesti, ideaalinen kylmähöyryprosessi voi toimia edellä mainittuja vaiheita noudattaen. Ideaalinen kylmähöyryprosessi ei kuitenkaan ota huomioon epätäydellisessä laitteistossa esiintyviä häviöitä, kuten kitkaa ja tahatonta lämmönsiirtoa tai paineen ja lämpötilan flukтуаatiota. Käytännössä lämpöpumppuprosessissa esiintyvät häviöt aiheuttavat poikkeamia ideaaliseen kylmähöyryprosessiin. Tästä johtuen ideaalista kylmähöyryprosessia ei sovelleta sellaisenaan. Ideaalinen kylmähöyryprosessi toimii sen sijaan kompressorilämpöpumpun suunnittelun lähtökohtana.

### 2.5.3 Todellinen kylmähöyryprosessi

Kompressorilämpöpumpun kiertoprosessi toteutetaan käytännössä ideaalista kylmähöyryprosessia mukaillen ja kylmähöyryprosessin vaiheissa esiintyvät häviöt huomioiden. Kyseisen kiertoprosessin paine- ja lämpötilatasot valitaan siten, että häviöt ja paineen ja lämpötilan heilahtelut eivät aiheuta ongelmia. Tällaisesta kiertoprosessista käytetään nimitystä todellinen kylmähöyryprosessi. Matalan ( $T_1$ ) ja korkean lämpötilan ( $T_5$ ) lämpökylpyjen välillä toimiva todellinen kylmähöyryprosessi on esitetty  $\log(p),h$ -kuvaajassa kuvassa 2.16. Vertailun vuoksi kuvassa on esitetty myös ideaalinen kylmähöyryprosessi. [13] Todellisen kylmähöyryprosessin vaiheet ovat seuraavat:

- 1-2** Kiertoainetta puristetaan kompressorissa, jolloin kiertoaineen paine kasvaa. Häviöiden ja tahattoman lämmönsiirron takia puristus ei ole isentrooppinen. Kiertoaineen entalpia ja lämpötila kasvavat. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy tulistuneen höyryn tilasta 1 tulistuneen höyryn tilaan 2. Kiertoaineeseen tehty puristustyö kiertoaineen massaa kohden on  $h_2 - h_1$ .
- 2-3** Kiertoaine siirtyy kompressorista lauhduttimeen paineventtiilin kautta, jolloin venttiilin seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa virtaushäviöitä. Kiertoaineen paine pienenee hieman häviöiden vaikutuksesta. Kiertoaine myös jäähtyy ja sen entalpia pienenee. Häviöt ja luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden ovat  $h_2 - h_3$
- 3-4** Kiertoaine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine

jäähtyy. Kiertoine siirtyy samalla lauhduttimessa eteenpäin, jolloin lauhduttimen seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa häviöitä. Kiertoineen entalpia ja paine pienenevät lämmönsiirron ja häviöiden vaikutuksesta. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy tulistuneen höyryn tilasta 3 kylläisen höyryn tilaan 4. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_2 - h_3$ .

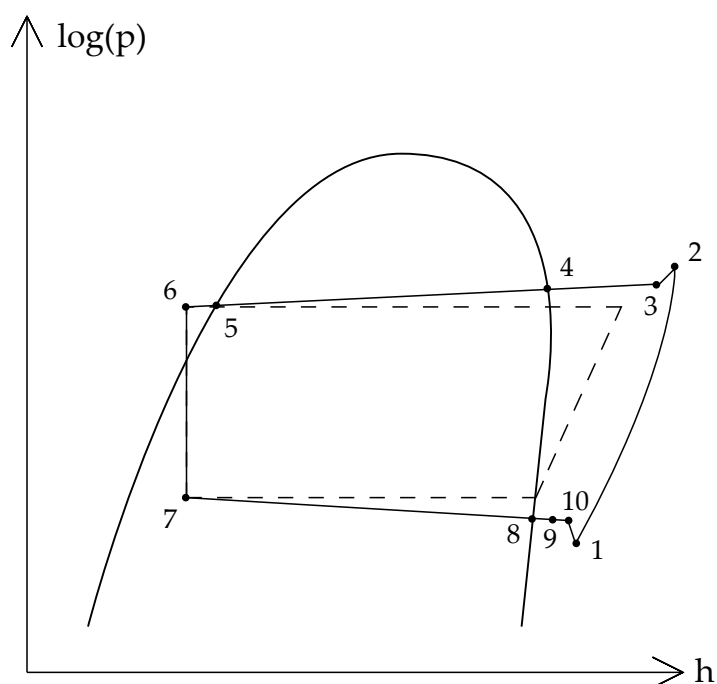
**4-5** Kiertoine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine lauhtuu. Kiertoine siirtyy samalla lauhduttimessa eteenpäin, jolloin lauhduttimen seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa häviöitä. Kiertoineen entalpia ja paine pienenevät lämmönsiirron ja häviöiden vaikutuksesta. Myös lämpötila pienenee paineen pienenemisen seurauksena. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy kylläisen höyryn tilasta 4 kylläisen nesteen tilaan 5. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_4 - h_5$ .

**5-6** Kiertoine luovuttaa lauhduttimessa lämpöä lämpökylpyyn, jolloin kiertoaine alijäähtyy. Kiertoine siirtyy samalla lauhduttimessa eteenpäin, jolloin lauhduttimen seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa häviöitä. Kiertoineen entalpia ja paine pienenevät hieman lämmönsiirron ja häviöiden vaikutuksesta. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy kylläisen nesteen tilasta 5 alijäähtyneen nesteen tilaan 6. Luovutettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_5 - h_6$ .

**6-7** Kiertoine paisuu kuristusventtiilissä, jolloin kiertoaineen paine pienenee. Paisunta tapahtuu isentalppisesti. Kiertoineen lämpötila laskee ja osa kiertoaineesta höyrystyy. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy alijäähtyneen nesteen tilasta 6 kostean höyryn tilaan 7.

**7-8** Kiertoine vastaanottaa höyrystimessä lämpöä lämpökylvystä, jolloin kiertoaine höyrystyy. Kiertoine siirtyy samalla höyrystimessä eteenpäin, jolloin höyrystimen seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa häviöitä. Kiertoineen entalpia kasvaa lämmönsiirron seurauksena, kun taas paine pienenee hieman häviöiden vaikutuksesta. Kuvassa 2.16 kiertoaine siirtyy kostean höyryn tilasta 7 kylläisen höyryn tilaan 8. Vastaanotettu lämpö kiertoaineen massaa kohden on  $h_8 - h_7$ .

**8-10** Kiertoine vastaanottaa höyrystimessä lämpöä lämpökylvystä, jolloin kiertoaine tulistuu. Kiertoine siirtyy samalla höyrystimessä eteenpäin, jolloin höyrystimen seinämien ja kiertoaineen välinen kitka aiheuttaa häviöitä. Kiertoineen



**Kuva 2.16** – Todellinen kylmähöyryprosessi  $\log(p),h$ -piirroksessa. Kylmähöyryprosessin tilat on merkitty piirrokseen numeroin. Ideaalinen kylmähöyryprosessi on merkitty piirrokseen katkoviivoilla. Havainnollistamisen vuoksi painehäviöitä on liioiteltu.

entalpia nousee lämmönsiirron seurauksena, kun taas paine pienenee hieman häviöiden vaikutuksesta. Kuvassa 2.16 kiertoine siirtyy kylläisen höyryn tilasta 8 tulistuneen höyryn tilaan 10. Vastaanotettu lämpö kiertoineen massaa kohden on  $h_{10} - h_8$ .

- 10-1** Kiertoine siirtyy höyrystä kompressoriin imuventtiilin kautta, jolloin venttiilin seinämien ja kiertoineen välinen kitka aiheuttaa virtaushäviöitä. Kiertoineen paine pienenee hieman häviöiden vaikutuksesta. Kiertoine lämpee ja sen entalpia kasvaa. Häviöt ja vastaanotettu lämpö kiertoineen massaa kohden ovat  $h_1 - h_{10}$ .

Todellisen kylmähöyryprosessin toteutus eroaa ideaalisesta kylmähöyryprosessista vain siinä, että kiertoine tulistetaan ennen puristusta vaiheessa 8 – 10. Muut todellisen ja ideaalisen kylmähöyryprosessin erot johtuvat häviöistä ja tahattomasta lämmönsiirrosta todellisessa prosessissa. Häviöiden ja tahattoman lämmönsiirron vaikutus riippuu lämpöpumpun rakenteesta ja kiertoprosessin toteutuksesta.

Kiertoine tulistetaan ennen puristamista, jotta kompressori toimisi halutulla tavalla. Tulistamalla kiertoine varmistetaan nimittäin siitä, että kompressoriin ei

päädy vesipisaroita, vaikka höyrystimen paine ja lämpötila poikkeaisivat hieman halutusta. Koska tulistus kasvattaa kiertoaineen ominaistilavuutta kompressorin imukanavassa ja lisää näin kompressorin tehontarvetta, kiertoainetta ei saa kuitenkaan tulistaa liikaa. Sopiva tulistus riippuu kiertoaineen ominaisuuksista ja useimmiten 5 – 10 °C tulistus on riittävä. [13]

Kiertoaineen puristus kompressorissa ei ole todellisuudessa isentrooppinen, koska puristus ei ole häviötön eikä siten palautuva. Häviöiden vuoksi puristukseen tarvittavan energian määrä on suurempi kuin, mitä isentrooppista puristusta koskevat laskelmat antavat olettaa. Todelliseen ja isentrooppiseen puristukseen tarvittavien töiden suhdetta kuvataan niin kutsutulla *isentrooppisella hyötysuhteella*  $\eta_s$ . Puristus ei yleensä ole myöskään adiabaattinen, vaan tulistuva kiertoaine luovuttaa lämpöä ympäristöön. Joissakin tapauksissa kompressoria jäähdytetään tarkoituksellisesti. Jäähdytys vähentää kiertoaineen tulistusta ja voi joissakin erikoistapauksissa pienentää puristukseen tarvittavan energian määrää. Koska jäähdytetty ja isentrooppinen puristus ovat hyvin erilaisia prosesseja, voimakkaasti jäähdytetyn puristuksen tapauksessa ei ole mielekäästä puhua isentrooppisesta hyötysuhteesta.

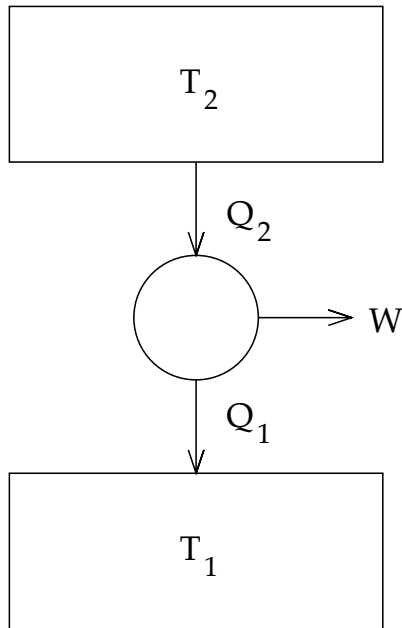
Myös kiertoaineen ja laitteiston seinämien välinen kitka aiheuttaa todellisessa kylmähöyryprosessissa painehäviöitä. Painehäviöt ilmenevät etenkin todellisen kylmähöyryprosessin höyrystimessä ja lauhduttimessa kuvan 2.16 vaiheissa 4 – 5 ja 7 – 8 sekä kompressorin kanavissa ja venttiileissä kuvan 2.16 vaiheissa 9 – 10, 10 – 1 ja 2 – 3.

#### 2.5.4 Kylmähöyryprosessin kylmä- ja lämpökertoimet

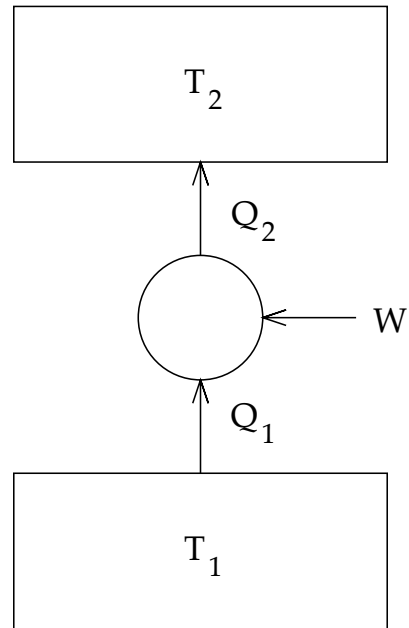
Kiertoprosessin hyvyyttä mitattaessa on verrattava hyötyjä ja haittoja. Kiertoprosessin käyttötarkoitus määrää tavoitellun hyödyn. Lämpövoimakoneen tapauksessa tavoiteltu hyöty on mekaaninen työ, kun taas lämpöpumpun tapauksessa tavoiteltu hyöty on lämmönsiirto matalan lämpötilan lämpökylvystä korkeamman lämpötilan lämpökylpyyn. Kiertoprosessissa tavoitellun hyödyn aikaansaamiseksi välttämättömät uhraukset muodostavat puolestaan haitan. Lämpövoimakoneen tapauksessa haitta on koneeseen syötetty lämpöenergia, kun taas lämpöpumpun tapauksessa haitta muodostuu kiertoprosessille välttämättömästä mekaanisesta työstä. Lämpövoimakoneen ja lämpöpumpun yksinkertaistetut toimintaperiaatteet on esitetty kuvissa 2.17 ja 2.18.

Lämpövoimakoneen kiertoprosessin hyvyyttä on tapana kuvata hyötysuhteella  $\eta$ . Hyötysuhde kuvaa lämpövoimakoneen kykyä tuottaa mekaanista työtä laitte-





**Kuva 2.17** – Lämpövoimakone.  $T_1 < T_2$ .  
 Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan  $W = Q_2 - Q_1$ .



**Kuva 2.18** – Lämpöpumppu.  $T_1 < T_2$ .  
 Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan  $Q_2 = W + Q_1$ .

seen syötettyä lämpöä kohti. Lämpövoimakoneen hyötysuhteen määrittelee yhtälö

$$\eta = \frac{W}{Q}, \quad (2.20)$$

missä  $W$  on kiertoprosessista saatu mekaaninen työ ja  $Q$  kiertoprosessiin syötetty lämpö. [6]

Kylmälaitteissa käytettävien kiertoprosessien hyvyttä on tapana kuvata kylmäkertoimella  $\varepsilon$ . Kylmäkertoimesta käytetään usein nimitystä  $COP_R$ , jonka alaindeksi  $R$  viittaa sanaan jäähdytys (engl. *refrigeration*). Kylmäkerroin kuvaa kiertoprosessin kykyä sitoa lämpöä jäähdyttämästään systeemistä jäähdytykseen käytettyä energiaa kohti. Kylmäkertoimen määrittelee yhtälö

$$\varepsilon = COP_R = \frac{Q_1}{W}, \quad (2.21)$$

missä  $Q_1$  on matalan lämpötilan  $T_1$  lämpökylvystä poistunut lämpö ja  $W$  lämmön poistamiseen käytetty työ. Luvussa 2.5.1 esitellylle käänteiselle Carnot-kiertoprosessille pätee termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan  $Q_2 = W + Q_1$ . Kuvan 2.18 merkinnöin käänteisen Carnot-kiertoprosessin kylmäkerroin  $\varepsilon_C$  on yh-

tälön (2.21) mukaan

$$\varepsilon_C = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{1}{(Q_2/Q_1) - 1} = \frac{1}{(T_2/T_1) - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1},$$

missä  $T_1$  ja  $T_2$  ovat lämpökylpyjen lämpötilat Kelvin-asteikolla. [6]

Vastaavasti lämpöpumpuissa käytettävien kiertoprosessien hyvyttä on tapana kuvata lämpökertoimella  $\varphi$ . Lämpökertoimesta käytetään myös nimitystä  $COP_{HP}$ , jonka alaindeksi  $HP$  viittaa sanaan lämpöpumppu (engl. *heat pump*). Lämpökerroin kuvaa kiertoprosessin kykyä luovuttaa lämpöä lämmittämäänsä systeemiin lämmitykseen käytettyä energiaa kohti. Lämpökertoimen määrittelee yhtälö

$$\varphi = COP_{HP} = \frac{Q_2}{W}, \quad (2.22)$$

missä  $Q_2$  on korkeamman lämpötilan lämpökylpyyn lisätty lämpö ja  $W$  lämmön lisäämiseen käytetty työ. Kuvan 2.18 merkinnöin käänteisen Carnot-kiertoprosessin lämpökerroin  $\varphi_C$  on yhtälön (2.22) mukaan

$$\varphi_C = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{1}{1 - (Q_1/Q_2)} = \frac{1}{1 - (T_1/T_2)} = \frac{T_2}{T_2 - T_1},$$

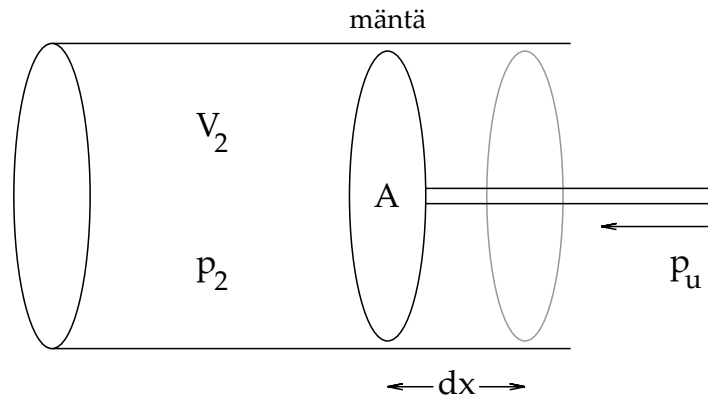
missä  $T_1$  ja  $T_2$  ovat jälleen lämpökylpyjen lämpötilat Kelvin-asteikolla. [6]

Koska käänteinen Carnot-kiertoprosessi on ideaalinen prosessi, lämmönsiirtoa kohden kuluu pienin mahdollinen työn määrä. Käänteisen Carnot-kiertoprosessin kylmäkerroin  $\varepsilon_C$  on siten kylmälaitteen kylmäkertoimen  $COP_R$  teoreettinen yläraja. Käänteisen Carnot-kiertoprosessin lämpökerroin  $\varphi_C$  on vastaavasti lämpöpumpun lämpökertoimen  $COP_{HP}$  teoreettinen yläraja. Lämpöpumpun lämpökerroin on aina suurempi kuin samojen lämpötilojen välillä toimivan kylmäkoneen kylmäkerroin. Kuvien 2.17 ja 2.18 merkinnöillä  $Q_1 + W = Q_2$ , joten kylmäkertoimen ja lämpökerroimen välillä pätee relaatio

$$\varphi = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_1 + W}{W} = \frac{Q_1}{W} + 1 = \varepsilon + 1.$$

## 2.6 Kompessorori

Kompessorori on kompressorilämpöpumpun tärkein yksittäinen komponentti. Tutkiessaan veden ominaisuuksia kylmähöyryprosessin kiertoaineena Aittomäki ym. [3] päätyivät siihen, että juuri kompressorori on veden kylmähöyryprosessin kannattavuuden kannalta ratkaisevassa asemassa. Tämän luvun alussa tarkastellaan kompressoreita ja kompressoreihin liittyvää teoriaa. Luvun lopussa perehdytään R718:n puristamiseen soveltuviin kompressoreihin ja niiden erityispiirteisiin.



Kuva 2.19 – Kompressorin sylinteri ja mäntä.

Tilavuuden muutostyö on yleisin työn muoto kompressorin sisältävien laitteistojen termodynamiikan tarkastelussa. Tilavuuden muutostyö eli puristaminen liittyy näin ollen olennaisella tavalla myös höyryn komprimointiin ja lämpöpumpun toimintaan. Tilavuuden muutostyön hahmottamiseksi tarkastellaan ideaalista mäntäkompressoria. Mäntää liikutetaan kuvan 2.19 osoittamalla tavalla. Kyseisessä tilanteessa sylinterissä vallitseva paine  $p_2$  vastustaa männän liikettä, kun taas sylinterin ulkopuolella vallitseva paine  $p_u$  edesauttaa sitä. Sylinterissä ja sylinterin ulkopuolella vallitsevaa paine-eroa,  $p = p_2 - p_u$  kutsutaan ylipaineeksi. Ylipaineen  $p$  mäntään aiheuttamaa voimaa  $F$  kuvaa yhtälö

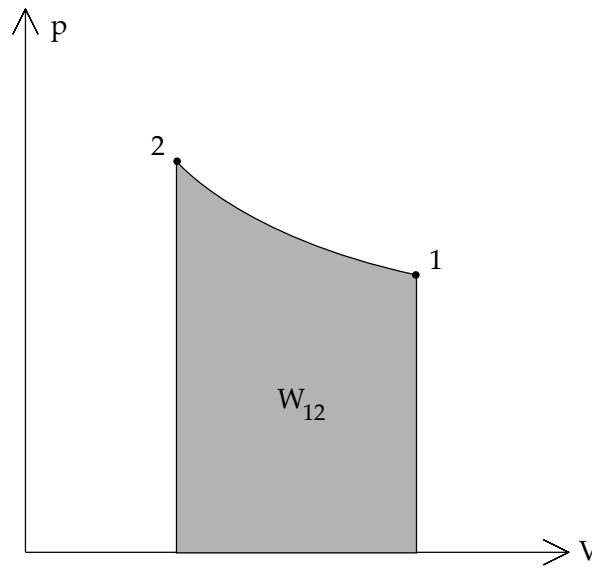
$$F = A \cdot p, , \quad (2.23)$$

missä  $A$  on männän pinta-ala. Kun kompressorin mäntä siirtyy sylinterissä infinitesimaalisen matkan  $dx$ , ylipainetta vastaan joudutaan tekemään työ  $W$ . Kun mäntää siirretään infinitesimaalinen matka, sylinterin sisällä vallitsevan ylipaineen  $p$  voidaan olettaa olevan vakio. Näin ollen männän infinitesimaaliseen siirtämiseen tarvittavaa työtä kuvaa yhtälö

$$W = F \cdot dx = A \cdot p \cdot dx = -p \cdot \Delta V, \quad (2.24)$$

missä  $\Delta V$  on männän siirtymisestä aiheutuva sylinterin sulkeman tilavuuden muutos. Lausekkeen miinus-merkki juontuu sopimuksesta. Kun kaasua puristetaan, työtä tehdään systeemiin. Systeemiin tehty työ on sopimuksen mukaan merkiltään positiivinen.

Kun mäntää liikutetaan kuvan 2.19 osoittamalla tavalla sylinterin tilavuudesta  $V_1$  tilavuuteen  $V_2$ , paine sylinterissä muuttuu. Sylinterissä vallitseva ylipaine on



Kuva 2.20 – Puristus  $p,V$ -piirroksessa.

alussa  $p_1$  ja lopussa  $p_2$ . Männän liikuttamiseen tarvittavaa työtä kuvaa yhtälö

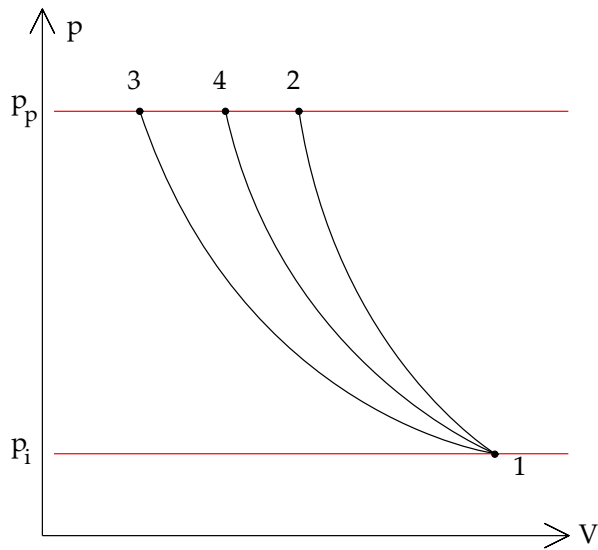
$$W = - \int_{V_1}^{V_2} p \, dV. \quad (2.25)$$

Puristukseen tarvittavan työn suuruus voidaan laskea tarkasti, mikäli sylinterissä vallitsevan paineen ja sylinterin tilavuuden välinen relaatio tunnetaan. Kuvan 2.20  $p,V$ -piirroksessa työ on prosessia kuvaavan käyrän ja  $V$ -akselin väliin jäävän pinta-alan suuruinen. Sylinterissä vallitsevan paineen ja sylinterin tilavuuden välinen relaatio riippuu puristuksen toteutustavasta. Kaasun puristuksen toteutustapa voidaan useimmissa tapauksissa kuvailla polytrooppisena prosessina. Polytrooppisessa prosessissa sylinterissä vallitsevan paineen ja sylinterin tilavuuden välistä relaatiota kuvaa yhtälö

$$pV^k = C = \text{vakio}, \quad (2.26)$$

missä  $k$  on puristusprosessille ominainen polytrooppivakio.

Mikäli sylinteri on täysin eristetty, sylinterin ja ympäristön välillä ei tapahdu lämmönsiirtoa. Eristetyssä sylinterissä toteutettu puristus on adiabaattinen ja eristetyssä sylinterissä toteutettu häviötön puristus isentrooppinen. Isentrooppisen puristuksen polytrooppivakio on  $k = \gamma = c_p/c_v$ , missä  $c_p$  ja  $c_v$  ovat puristettavan kaasun ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa ja vakio tilavuudessa. Isentrooppisen puristuksen polytrooppivakiota  $\gamma$  kutsutaan myös adiabaattivakioksi ja sen tarkka arvo riippuu vallitsevasta paineesta ja lämpötilasta. Mikäli sylinteri taas on



**Kuva 2.21** – Isentrooppinen (1-2), isoterminen (1-3) ja polytrooppinen (1-4) puristus  $p, V$ -piirroksessa.

eristämätön, sylinterin ja ympäristön välillä tapahtuu lämmönsiirtoa. Kun puristus toteutetaan hitaasti eristämättömässä sylinterissä, lämpö siirtyy sylinterin ja ympäristön välillä ja sylinteri pysyy termisessä tasapainossa ympäristönsä kanssa. Puristus on tällöin isoterminen. Isotermisen puristuksen polytrooppivakion voi päätellä ideaalikaasun tilanyhtälöstä (2.8) ja se on  $k = 1$ . Todellisessa puristuksessa esiintyy häviöitä ja lämpö siirtyy systeemin ja ympäristön välillä, joten todellinen puristus ei ole isentrooppinen. Toisaalta lämmönsiirrosta huolimatta todellinen puristus ei ole yleensä myöskään isoterminen. Todellisen puristuksen polytrooppivakiolle pätee yleensä  $1 \leq k \leq \gamma$ . Isentrooppinen, isoterminen ja polytrooppinen puristus on esitetty  $p, V$ -piirroksessa kuvassa 2.21.

Polytrooppisen puristuksessa vallitseva paine voidaan ratkaista tilavuuden funktiona yhtälöstä (2.26). Polytrooppiseen puristukseen tarvittava työ voidaan puolestaan ratkaista sijoittamalla kyseinen paineen funktio yhtälöön (2.25). Polytrooppiseen puristukseen, jonka polytrooppivakio ei muutu prosessin aikana, tarvittavaa työtä kuvaa yhtälö

$$W = - \int_{V_1}^{V_2} p \, dV = - \int_{V_1}^{V_2} C V^{-k} \, dV; \quad (2.27)$$

Todellisen puristuksen polytrooppivakio muuttuu puristuksessa. Toisin sanoen puristus voi esimerkiksi prosessin alkuvaiheessa olla lähestulkoon isentrooppinen ja muuttua prosessin myötä lähestulkoon isotermiseksi. Mikäli polytrooppivakio on

paineen funktio, puristukseen tarvittavan työn laskeminen vaikeutuu huomattavasti. Puristukseen tarvittavan työn suuruuden määrittämiseksi ei kuitenkaan välttämättä tarvitse tietää painetta tilavuuden funktiona. Mikäli kompressorille ominaiset isentrooppihyötysuhde ja mekaaninen hyötysuhde sekä kompressorin moottorin hyötysuhde tunnetaan, puristukseen tarvittavaa työtä voidaan arvioida kompressorin imu- ja poistokanavan entalpioiden perusteella.

### 2.6.1 Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde

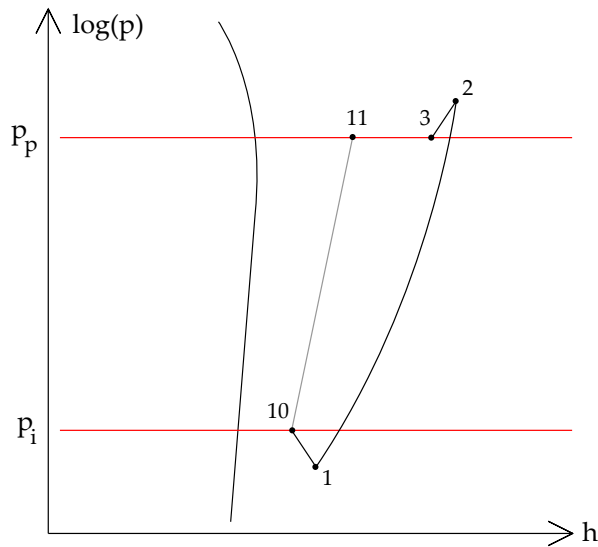
Kompressorin toimintaa voidaan kuvailla hyvin havainnollisesti erilaisten hyötysuhteiden avulla. Tieteellisissä julkaisuissa ja oppikirjoissa kompressorin suorittamaa puristusta kuvaillaan useimmiten joko isentrooppisen hyötysuhteen  $\eta_s$  tai indikoidun hyötysuhteen  $\eta_i$  avulla [6, 14, 15, 16].

Mikäli puristus on adiabaattinen, puristuksessa ei tapahdu lämpöhäviöitä. Todelliseen adiabaattiseen puristukseen käytetty työ  $w$  kuluu paitsi kaasun puristamiseen myös palautumattoman prosessin häviöiden kompensoimiseen. Adiabaattisessa puristuksessa häviöitä aiheuttavat kaasun ja kompressorin pinnan välinen kitka ja kaasun sisäisen kitka sekä kaasussa muodostuvat pyörteet. Häviöt muuttuvat lopulta lämmöksi, mikä kasvattaa kaasun lämpötilaa. [16] Todelliseen adiabaattiseen puristukseen käytetty työ on yhtä suuri kuin puristettavan kaasun entalpioiden muutos.

Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde  $\eta_s$  kuvaa todelliseen adiabaattiseen puristukseen tarvittavaa työtä verrattuna samojen painetasojen välillä tapahtuvaan häviöttömään adiabaattiseen puristukseen eli isentrooppiseen puristukseen tarvittavaan työhön. Todellisen adiabaattisen puristuksen isentrooppihyötysuhteen määrittää yhtälö

$$\eta_s = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_2 - h_1}, \quad (2.28)$$

missä  $h_1$  ja  $h_2$  ovat puristettavan kaasun entalpiat ennen todellista puristusta ja puristuksen jälkeen sekä  $h_{10}$  ja  $h_{11}$  puristettavan kaasun entalpiat ennen isentrooppista puristusta ja puristuksen jälkeen. Sekä todellinen että isentrooppinen puristus on kuvattu  $p,h$ -piirroksessa kuvassa 2.22. Yhtälön (2.28) tilojen entalpioiden numerointi vastaa kyseisen kuvan numerointia.



**Kuva 2.22** – Isentrooppinen ja todellinen puristus  $\log(p),h$ -piirroksessa. Tilapisteiden numerointi on sama kuin kuvassa 2.16.

## 2.7 Erilaisia kompressoreita

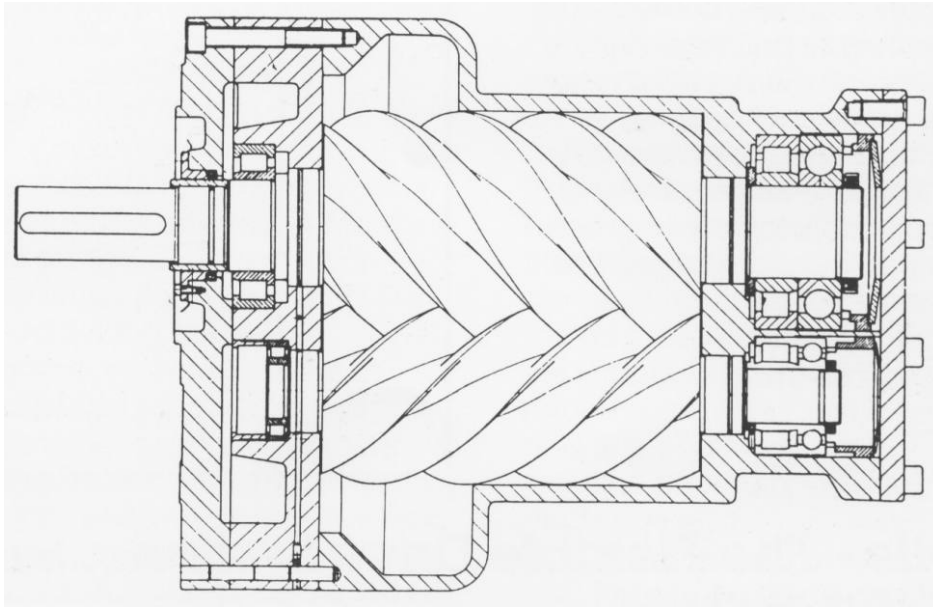
Mitä tulee R718:n kylmähöyryprosessiin, kompressorin toiminta rajoittaa R718:n käyttöä kiertoaineena kaikkein eniten. Mikäli ongelmat vesihöyryn puristamisessa ratkaistaan, R718:n kilpailukyky suhteessa muihin kiertoaineisiin kasvaa olennaisesti.

Mäntä- ja kierukkakompressorit ovat hyväksi havaittuja ratkaisuja kiertoaineiden puristamisessa. Kyseisiä kompressoreita käytetään useissa kylmähöyryprosessin sovelluksissa. Kyseiset kompressorit vaativat kuitenkin puristustilan voitelun, eivätkä ne siten sovellu vesihöyryn puristamiseen. R718:n puristaminen vaatii perinteisestä poikkeavan ratkaisun. Seuraavissa luvuissa käsitellään tarkemmin kahta vesihöyryn puristamiseen mahdollisesti soveltuvaa kompressorityyppiä.

### 2.7.1 Ruuvikompressori

Ruuvikompressorit kuuluvat pyöriviin syrjäytyskompressoreihin. Ruuvikompressorin toiminta perustuu muiden syrjäytyskompressoreiden tavoin staattiseen puristukseen. Toisin sanoen ruuvikompressorissa tietyn kaasumassan tilavuutta pienennetään, jolloin kaasussa vallitseva paine nousee.

Ruuvikompressoreita on sekä yksi- että kaksiroottorisia. Yksiroottorinen ruuvikompressori koostuu pääpiirteissään ruuvista ja kahdesta sakarapyörästä sekä kuo-



**Kuva 2.23** – Kaksiroottorisen ruuvikompressorin läpileikkaus. [17]

resta. Kuori sulkee ruuvin ja sakarapyörät sisäänsä. Kaksiroottorinen ruuvikompressor koostuu puolestaan kahdesta uurretusta, limittäisestä ruuvista sekä kuoresta. Ruuvit on kytketty roottoreihin, joiden välityksellä moottori pyörittää ruuveja. Kuori sulkee ruuvit sisäänsä. Kaksiroottorinen ruuvikompressor on esitetty kuvassa 2.23. Kaksiroottoriset ruuvikompressorit ovat nykyisin yleisempiä kuin yksiroottoriset.

Kuten kuvassa 2.23 näkyy, toisessa kaksiroottorisen ruuvikompressorin ruuvissa on ulokkeet, kun taas toisessa on uurteet. Ruuvit limittyvät siten, että niiden ulokkeen ja uurteen väliin jää minimaalisen pieni vapaa tila. Ruuveista toinen on kytketty pääroottorin kautta moottoriin, kun taas toinen on kytketty sivuroottoriin. Ulokkeiden ja uurteiden muoto ja määrä vaihtelevat kompressoreittain. Nykyisin suositaan epäsymmetrisiä ruuviprofiileja, koska ne tuottavat symmetristä profiilia paremman hyötysuhteen.

Kaksiroottorisen ruuvikompressorin ruuvit pyörivät siten, että ulokkeet ja uurteet limittyvät. Ruuvit ja kompressorin kuori rajaavat puristustilan. Puristustila sulkeutuu ja puristus alkaa, kun ruuvien harjat ohittavat kompressorin päässä sijaitsevan imuportin. Kun ruuvit pyörivät edelleen, rajattu puristustila etenee ruuvien akseleiden suuntaisesti. Ruuvien muotoilusta johtuen puristustilan tilavuus pienee samalla, kun puristustila etenee. Puristustila avautuu ja puristus loppuu, kun ruuvien harjat saavuttavat poistoportin.



Ruuvikompressorin toimintaperiaatteesta johtuen puristettavan aineen tilavuussuhde  $\kappa$  on vakio. Toimintaperiaatteen ansiosta myös painesuhde  $\pi$  on vakio. Polytrooppisen puristuksen tapauksessa painesuhdetta tilavuussuhteen funktiona kuvaava yhtälö

$$\pi = \kappa^k \quad (2.29)$$

Ruuvikompressorin imupaine ja painesuhde määräävät puolestaan poistopaineen suuruuden. Ruuvikompressorin toimii optimaalisesti, kun tavoiteltu painesuhde on sama kuin ruuvikompressorin painesuhde. Mikäli tavoiteltu painesuhde kuitenkin poikkeaa ruuvikompressorin painesuhteesta, puristuksessa tapahtuu häviöitä.

Ruuvikompressorissa ei ole venttiilejä. Myös muita liikkuvia osia on vähemmän kuin esimerkiksi mäntäkompressorissa. Ruuvikompressorin rakenne on yksinkertainen ja sen huoltovälit ovat pitkät. Ruuvikompressorin on yleensä mäntäkompressorin pitkäikäisempi. Ruuvikompressorin rakenne mahdollistaa pienen imupaineen (alle 0,02 bar) ja suuren painesuhteen ( $\pi = 20$ ). Ruuvikompressorissa suurin mahdollinen paine on 50 bar luokkaa. Ruuvikompressorin voikin suorittaa useimmat puristukset yhdessä vaiheessa. Koska ruuvit voidaan valmistaa riittäväällä tarkkuudella vain suuressa kokoluokassa, ruuvikompressorit ovat pääsääntöisesti suuria. Suuri koko mahdollistaa suuren imulinjan tilavuusvirran. Ruuvikompressorin tehon säätö on yksinkertainen ja portaaton.

Ruuvikompressorin suorituskykyä ja hyötysuhdetta yritetään usein vertailla esimerkiksi mäntäkompressorin kanssa. Koska ruuvikompressorin suorituskyky ja hyötysuhde riippuvat voimakkaasti kompressorin mallista ja tarkasteltavasta tilanteesta, yleispätevää vertailua tuotteiden on hankala tehdä. Ruuvikompressorin suorituskyvyn ja hyötysuhteen tapauskohtainen vertailu on kuitenkin mielekäs. Ruuvikompressorien käyttöön käytetään monilla teollisuudenaloilla niiden pitkän käyttöiän ja huoltovapauden vuoksi.

Kaksiroottoriset ruuvikompressorit jaotellaan voideltuihin ja voitelemattomiin ruuvikompressoreihin. Voidellun ruuvikompressorin työtilaan ruiskutetaan paljon öljyä, joka voitelee ruuvien pinnat. Runsaan voitelun ansiosta ruuvit voivat olla kontaktissa toistensa kanssa ja pääroottori voi vetää sivuroottoria ilman, että ruuvit juuri kuluvat.

Voidellussa ruuvikompressorissa roottoreiden välille ei tarvita vaihdetta, vaan ruuvien kontakti riittää roottoreiden tahdistamiseen. Öljy tiivistää myös ulokkeen ja uurteen väliin jäävän vapaan tilan, mikä pienentää puristettavan kaasun takaisvirtausta. Voidellussa ruuvikompressorissa työtilaan ruiskutettu öljy absorboi läm-

pöä puristettavasta kiertoaineesta ja jäähdyttää siten kiertoainetta. Jäähdytyksen ansiosta puristettavan kaasun loppulämpötila on matalampi ja kompressorin osien lämpenemisestä aiheutuva lämpöliike pienempi. Mikäli öljyn halutaan pienentävän tulistusta merkittävästi, kompressorista poistuva kuuma öljy täytyy jäähdyttää, ennen kuin se palautetaan kompressorin työtilaan. Öljyn aiheuttama jäähdytys on tervetullut ominaisuus etenkin voimakkaasti tulistuvien aineiden puristuksessa. [6]

Runsaalla öljyruiskutuksella on myös huonoja puolia. Esimerkiksi kylmähöyryprosessissa puristettavan kiertoaineen mukana voidellusta ruuvikompressorista poistuu huomattavia määriä öljyä. Laitteistossa on täten oltava öljynerotin ja järjestelmä, joka palauttaa öljyn takaisin kompressoriin. Kompressorista poistunut öljy voi kertyä esimerkiksi lämmönvaihtimien pinnoille ja haitata kiertoalustan toimintaa muillakin tavoilla. Kylmähöyryprosessissa tarvittava erotusaste riippuu käytettävästä kiertoaineesta. Esimerkiksi ammoniakki vaatii suuren öljynerotusasteen, kun taas öljyä liuottavien kiertoaineiden tapauksessa pienempi öljynerotusaste riittää. Öljynerotukseen tarvitaan useissa tapauksissa suurempi laite kuin itse puristukseen. Ruuvikompressorin öljyjärjestelmä on öljynerottimiseen, pumppuineen, suodattimiseen ja säiliöineen on mutkikkaampi kuin mäntäkompressorin vastaava. [6]

Voitelemattoman ruuvikompressorin työtilaan ei ruiskuteta öljyä. Koska voitelemattoman ruuvikompressorin ruuvit eivät voi olla kontaktissa toistensa kanssa, pääroottori ei voi vetää suoraan sivuroottoria. Voitelemattoman ruuvikompressorin roottorit täytyy kytkeä pyörimään oikeassa tahdissa muilla keinoin. Yleensä roottorit tahdistetaan vaihteen välityksellä.

Voitelemattomassa ruuvikompressorissa takaisinvirtaus aiheuttaa hieman suurempia häviöitä kuin voidellussa ruuvikompressorissa, joten saman tilavuusvirran aikaansaamiseksi voitelemattomaa ruuvikompressorista täytyy käyttää hieman korkeammilla kierrosnopeuksilla. Joissakin tapauksissa kylmähöyryprosessissa käytettävän voitelemattoman ruuvikompressorin työtilaan ruiskutetaan nestemäistä kiertoainetta. Nestemäinen kiertoaine tiivistää ulokkeen ja uurteen väliin jäävän vapaan tilan öljyn tavoin. Toisaalta nestemäinen kiertoaine absorboi lämpöä puristetusta kiertoaineesta, höyrystyy ja pienentää siten tulistusta. [14] Nestemäisen kiertoaineen on huomattu myös voitelevan ruuveja. Voiteluominaisuudet ovat kuitenkin heikommat kuin öljyllä. Koska voitelemattoman ruuvikompressorin työtilaan ei ruiskuteta öljyä, se soveltuu sellaisten kiertoaineiden puristamiseen, jotka eivät sekoitu öljyihin. Voidellun ja voitelemattoman ruuvikompressorin toimintaperiaatteet

ovat voitellua ja voimanvälitystä lukuun ottamatta hyvin samanlaiset.

### 2.7.2 Radiaalikompressorin (keskipakoahdin)

Radiaalikompressorit kuuluvat kineettisiin kompressoreihin. Niiden toiminta perustuu kaasuvirtauksen liike-energian ja paineen väliseen relaatioon. Kineettisissä kompressoreissa kaasun liike-energiaa kasvatetaan ja liike-energia ikään kuin muutetaan kaasun paineeksi. Radiaalikompressorin rakenne on esitetty pääpiirteissään kuvassa 2.24. Radiaalikompressorin tärkeimmät osat ovat effuusori, juoksupyörä eli roottori, diffuusori eli staattori ja spiraali. Effuusorin ja roottorin välissä on lisäksi usein johtosiivet.

Kokoonpuristumattoman, virtaavan fluidin nopeuden ja fluidissa vallitsevan paineen välistä relaatiota tietyllä virtaviivalla kuvaa Bernoullin yhtälö

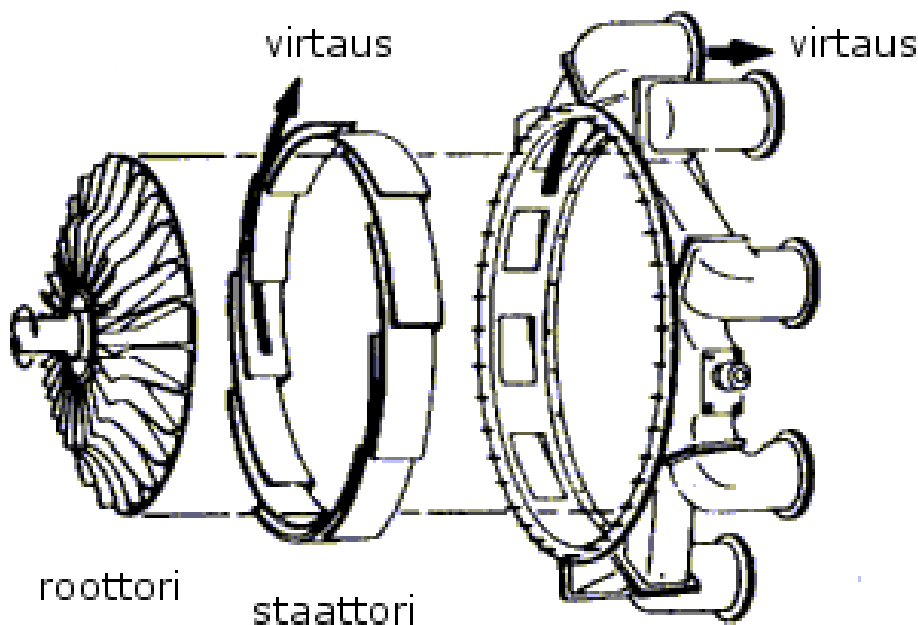
$$p + \frac{1}{2}\rho c^2 + \rho gh = \text{vakio} , \quad (2.30)$$

missä  $p$  on paine,  $\rho$  kaasun tiheys,  $c$  kaasun absoluuttinen nopeus,  $g$  gravitaatiokiihtyvyyden ja  $h$  korkeus johonkin gravitaatiokentän tasapotentiaalipintaan nähden. Yhtälö (2.30) kuvaa tarkasti puristumattoman fluidin tasaista virtausta. Gravitaatiokentän aiheuttama potentiaali on kompressorin sisällä hyvällä tarkkuudella vakio, joten yhtälön (2.30) termi  $\rho gh$  voidaan jättää huomioimatta. Kitkan aiheuttamat painehäviöt  $\Delta p_k$  tulee puolestaan ottaa huomioon. Yhtälö (2.30) saadaan muokattua muotoon

$$p + \frac{1}{2}\rho c^2 - \Delta p_k = \text{vakio} . \quad (2.31)$$

Yhtälö (2.31) ei ole kokoonpuristuvan, pyörteisen kaasuvirtauksen tapauksessa tarkka. Se soveltuu kuitenkin kaasun nopeuden ja kaasussa vallitsevan paineen välisen relaation kuvaamiseen kvalitatiivisella tasolla radiaalikompressorin effuusorisessa, roottorin johdeosassa, diffuusorissa ja spiraalissa.

Radiaalikompressorissa puristettava kaasu imetään imukanavasta jatkuvana virtauksena effuusoriin. Effuusorin poikkipinta-ala pienenee virtauksen suunnassa, joten kaasu kiihtyy virratessaan. Effuusorista kaasu ohjataan johtosiipien kautta pyörivään juoksupyörään eli roottoriin. Johtosiipiä säätämällä voidaan muuttaa kaasuvirtauksen suuntaa ja ohjata virtaus roottorin johdeosaan sopivassa kulmassa. Roottorin johdeosa imee kaasuvirtauksen sisäänsä ja ohjaa sen roottorin siipisolaa. Roottorin siipisolassa kaasu alkaa pyöriä roottorin pyörimisliikkeen mukana. Roottorin liike painaa kaasua pyörimisakselilta pois päin, jolloin kaasun nopeus ja paine



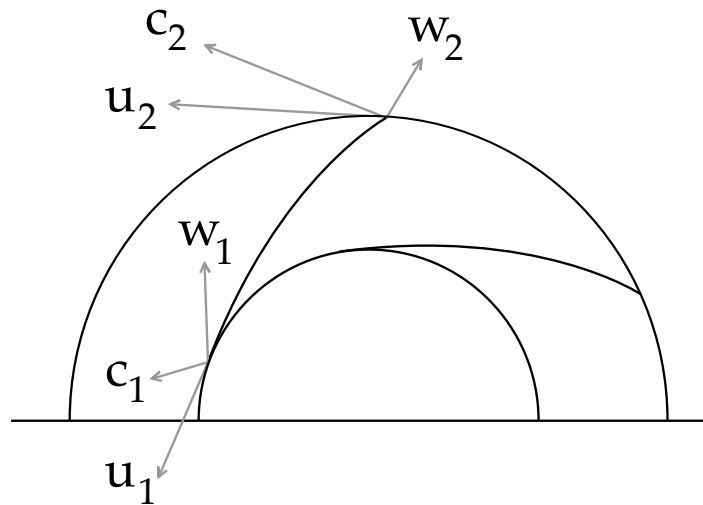
**Kuva 2.24** – Radiaalikompressorin rakenne. Kuvassa näkyvät roottori ja staattori. Diffuusori ja spiraali ovat kuvan oikeanpuoleisen komponentin sisällä. [18]

kasvavat. Roottorin reunalla kaasulla on sekä roottorin säteen että tangentin suuntainen nopeuskomponentti. Kaasu päätyy roottorin reunalta diffuusorin siipisolaaan. Voimakkaasti pyörivä virtaus hidastuu diffuusorissa, jonka poikkipinta-ala kasvaa virtauksen suunnassa. Lopulta virtaus ohjataan spiraaliin ja sieltä eteenpäin joko seuraavan radiaalikompressorin effuusoriin tai käyttökohteeseen. [19]

Kaasun käyttäytyminen roottorin siipisolassa on monimutkainen prosessi. Roottorin tasossa virtaavan kaasun nopeusvektorit on esitetty kuvassa 2.25. Kuvan 2.25 merkinnöillä puristettavan kaasun entalpian muutosta roottorissa kuvaa yhtälö

$$\Delta h = \frac{1}{2} \cdot \left[ (c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_2^2 - w_1^2) \right], \quad (2.32)$$

missä  $c$  on kaasun absoluuttinen nopeus,  $u$  roottorin kehänopeus ja  $w$  kaasun suhteellinen nopeus verrattuna roottorin kehänopeuteen sekä alaindeksi 1 viittaa kaasun tilaan roottorin juuressa ja alaindeksi 2 roottorin reunalla. Yhtälön (2.32) ensimmäinen termi kuvaa absoluuttisen nopeuden muutoksen aiheuttamaa kaasun liike-energian kasvua. Roottorin liikkeen aiheuttama liike-energian kasvu muuttuu staattiseksi paineeksi diffuusorissa ja spiraalissa. Sekä diffuusorin että spiraalin toimintaa kuvaa yhtälö (2.31). Koska kaasun absoluuttinen nopeus pienenee diffuusorissa, kaasun staattinen paine kasvaa. Kaasun absoluuttisen nopeuden pienemisestä johtuva paineen kasvu on esitetty  $h,s$ -piirroksen 2.26 vaiheissa 2 – 3 ja

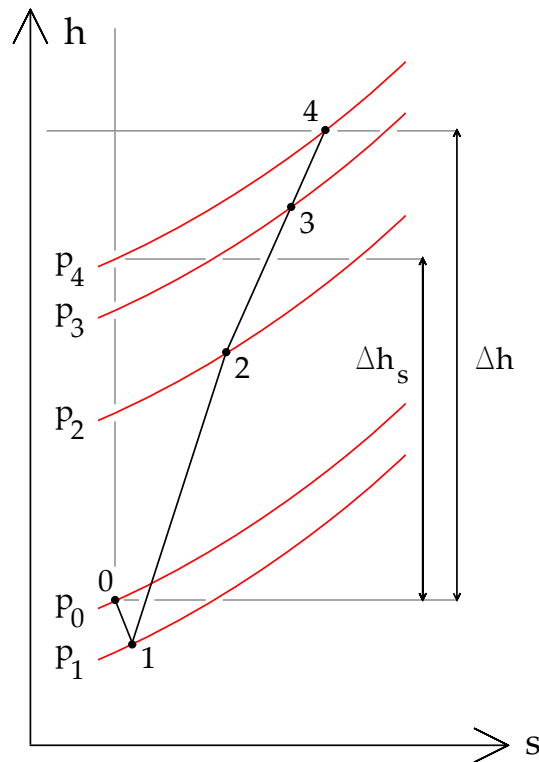


**Kuva 2.25** – Radiaalikompressorin vastapäivään pyörivän roottorin siipisolassa virtaavan kaasun nopeusvektorit.  $c$  on kaasun absoluuttinen nopeus,  $u$  roottorin siiven kehänopeus ja  $w$  kaasun suhteellinen nopeus verrattuna siiven kehänopeuteen.

3 – 4. Yhtälön (2.32) toinen ja kolmas termi kuvaavat puolestaan keskipakoisvoiman ja suhteellisen nopeuden pienenemisen aiheuttamaa staattisen paineen muutosta. Staattisen paineen muutos on suoraan käytettävissä. Keskipakoisvoiman ja suhteellisen nopeuden muutoksen yhteisvaikutus staattiseen paineeseen on esitetty  $h,s$ -piirroksen 2.26 vaiheessa 1 – 2. [6] Vastaavasti puristettavan kaasun paine pienenee effuursorissa, jossa sen absoluuttinen nopeus kasvaa ja pienenee roottorin johdeosassa, jossa absoluuttinen nopeus pienenee. Kaasun absoluuttisen nopeuden muutoksen vaikutus paineeseen on esitetty  $h,s$ -piirroksen 2.26 vaiheessa 0 – 1. [19]

Schiffmann ja Favrat [15] toteavat pienellä turbokompressorilla saavutetun yli 3,3 painesuhteen, jopa 79 % isentrooppihyötysuhde. Parhaalla isentrooppihyötysuhteen alueella painesuhde oli korkeintaan 2,2. Mekaanisen hyötysuhteen laskettiin olevan 92 – 95 % ja sähkömoottorin hyötysuhteeksi vaatimaton 70 – 75 %. Oikein mitoitetuilla sähkökomponenteilla sähkömoottorin hyötysuhde olisi ollut huomattavasti parempi. Radiaalikompressorin suorituskyky riippuu voimakkaasti puristettavan aineen ominaisuuksista ja puristuksen olosuhteista. [20] Radiaalikompressorit suunnitellaan yleensä tiettyihin olosuhteisiin ja ne toimivat tehokkaasti tietyllä teholla. Mikäli lämpöpumpun kuorma vaihtelee suuresti, radiaalikompressoreita pitää olla useampia rinnakkain.

Radiaalikompressorissa puristettavaa kaasua ei voi jäähdyttää puristuksen aikana. Radiaalikompressorit eivät siten sovellu kiertoprosesseihin, joissa nestettä tai höyryä ruiskutetaan kompressorin puristustilaan. Välijäähdytys on ainut vaihtoehto lii-



**Kuva 2.26** – Radiaalikompressorin puristus  $h,s$ -piirroksessa. Vakiopainetta kuvaavat käyrät on merkitty piirroksen punaisella.

allisen tulistuksen poistamiseksi radiaalikompressorissa. Kiertoprosessin suunnittelemisessa on huomioitava, että radiaalikompressor on herkkä pienimmällekin kuristukselle painepuolella. Painepuolen kuristus voi saada kompressorin sakkamaan. Sakkauksen ansiosta radiaalikompressorin tuotto saattaa pienentyä hetkellisesti tai pahimmassa tapauksessa loppua kokonaan. Sakkaus voi lisäksi vaurioittaa kompressorin roottorin siivistöä. [19]

Radiaalikompressoreita käytetään muun muassa turbiineissa ja kylmälaitteissa sekä polttomoottoreissa turboahtimina. Suolanpoistolaitoksissa radiaalikompressoreita käytetään vesihöyryn mekaaniseen puristamiseen [21]. Suolanpoistolaitoksissa käytettävät radiaalikompressorit soveltunevat vettä kiertoaineena käyttävien HTHP-sovelluksen kompressoreiksi sellaisenaan.

## 3 Numeerinen mallintaminen

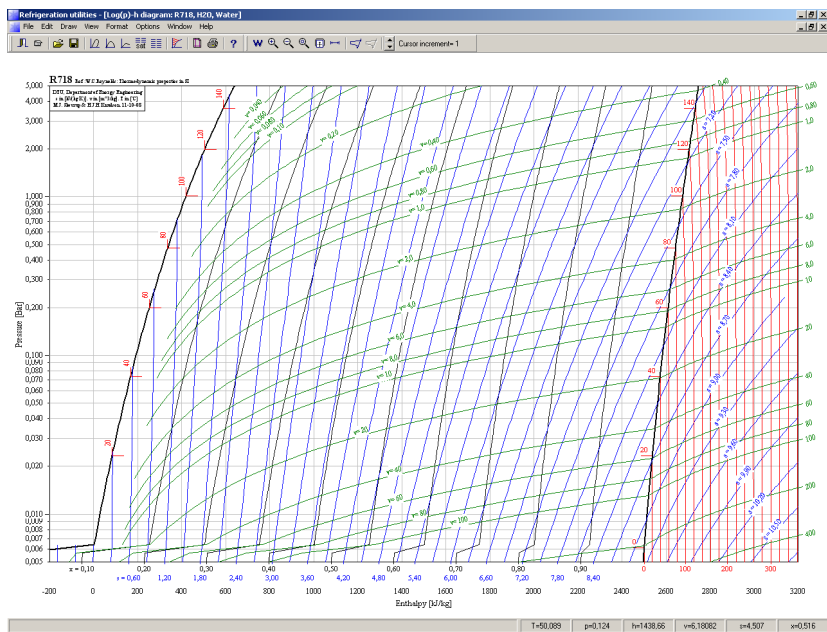
Tässä luvussa veden ominaisuuksia korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoineena tarkastellaan vertaamalla vettä kahteen muuhun kiertoineeseen. Vertailtavien kiertoineiden termodynaamiset ominaisuudet selvitetään mallintamalla niiden toiminta ideaalisessa kylmähöyryprosessissa. Lämpökertoimet ja tilavuustuotot ideaalisessa kylmähöyryprosessissa lasketaan niiden termodynaamisten ominaisuuksien perusteella. Lämpökertoimet ja tilavuustuotot todellisessa kylmähöyryprosessissa arvioidaan puolestaan laskettujen ideaalisen kylmähöyryprosessin lämpökertoimien ja tilavuustuottojen sekä kompressorin isentrooppisen hyötysuhteen perusteella.

### 3.1 Kylmähöyryprosessin mallintaminen

Tieteellisissä artikkeleissa kylmähöyryprosessin kiertoineiden termodynaamisia ominaisuuksia on tapana tutkia tarkastelemalla niiden toimintaa ideaalisessa kylmähöyryprosessissa [1, 22]. Tässä tutkielmassa menetellään vastaavasti; Kiertoineiden ominaisuuksia tutkitaan mallintamalla niiden toiminta ideaalisessa kylmähöyryprosessissa. Jotta kiertoineiden toiminnasta korkeissa lämpötiloissa saadaan kattava käsitys, mallinnukset tehdään useilla höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilatasoilla.

### 3.2 CoolPack

Kiertoineiden toiminta ideaalisessa kylmähöyryprosessissa mallinnetaan *CoolPack*-ohjelmistolla. *CoolPack* kehitettiin Tanskan teknillisen yliopiston energiatekniikan osastolla tutkimusprojektin osana vuosina 1998-2001. Kehitystyön tavoitteena oli luoda simulaatiomalli, jonka avulla kylmälaitteiden energiankulutusta voitaisiin analysoida ja kylmälaitteet voitaisiin suunnitella energiatehokkaiksi. *CoolPack* suunnattiin ensisijassa kylmälaitteiden parissa toimiville ammattilaisille ja opiskelijoille. *CoolPack* on ilmainen ja helppokäyttöinen ohjelmisto ja se on ladattavissa Tanskan teknillisen yliopiston [www-sivuilta](http://www.sivuilla) [23]. *CoolPack*:n mallinnusohjelmat jakautuvat



Kuva 3.1 – Refrigeration Utilities-työkalun piirtämä veden  $\log(p),h$ -piirros.

kolmeen työkaluun. Työkalut ovat *Refrigeration Utilities*, *EES-CoolTools* ja *Dynamics*. Tässä tutkielmassa käytetään pääasiassa *Refrigeration Utilities*-työkalua.

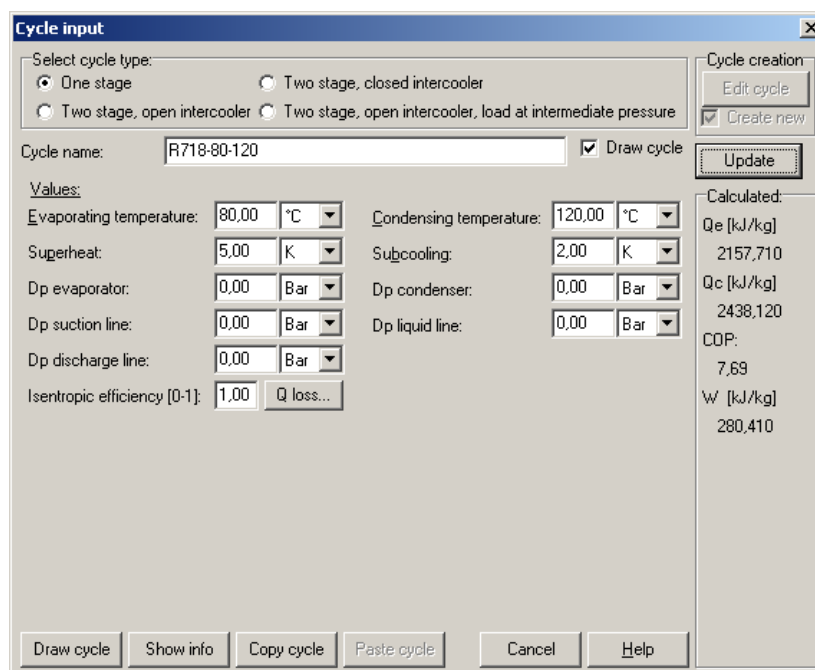
### 3.3 Refrigeration Utilities

*CoolPack*-ohjelmiston *Refrigeration Utilities*-työkalu on kehitetty kiertoaineiden ominaisuuksien tarkastelemista varten. Työkalu sisältää useiden puhtaiden kiertoaineiden ja seosten ominaisuustaulukot, joten se soveltuu oivallisesti kiertoaineiden vertailemiseen. Tässä tutkielmassa vertailtavien kiertoaineiden ominaisuudet ovat peräisin näistä taulukoista. Taulukot ovat *NIST*-ominaisuustaulukoiden mukaiset, joten niiden tarkkuudet ovat riittävät tutkielman tavoitteiden kannalta [24].

Kiertoaineen ominaisuustaulukon tiedot on mahdollista esittää joko  $\log(p),h$ -,  $T,s$ - tai  $h,s$ -piirroksessa. Mikäli kiertoaineen ominaisuudet esitetään  $\log(p),h$ -piirroksessa, myös kyseisen kiertoaineen kylmähöyryprosessien mallintaminen ja esittäminen on mahdollista.  $T,s$ - ja  $h,s$ -piirroksien tapauksessa kylmähöyryprosessin esittäminen ei ole mahdollista työkalulla. [25]

Kiertoaineen kylmähöyryprosessi mallinnetaan ja esitetään *Refrigeration Utilities*-työkaluissa seuraavalla tavalla: Avataan  $\log(p),h$ -valikko työkalupalkissa sijaitsevasta kuvakkeesta ja valitaan avautuvasta kiertoainelistasta haluttu kiertoaine. Kun kiertoaine on valittu, työkalu piirtää kyseisen kiertoaineen ominaisuudet  $\log(p),h$ -



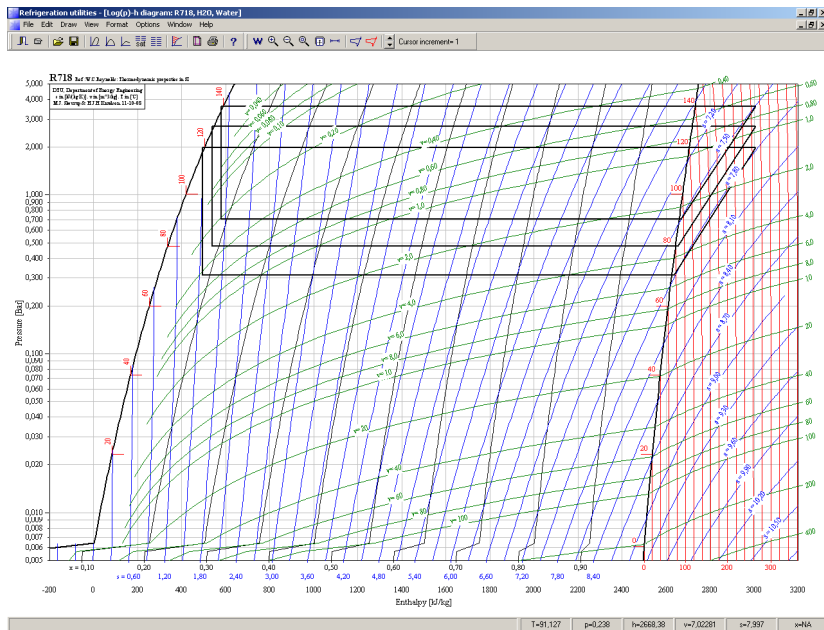


Kuva 3.2 – Cycle input-valikko.

piirroksen. Työkalun piirtämä veden  $\log(p),h$ -piirros on esitetty kuvassa 3.1. Seuraavaksi avataan työkalupalkkiin ilmestynyt *Cycle input*-valikko. *Cycle input*-valikossa valitaan kiertoprosessin tyyppi. *Cycle input*-valikkoon syötetään myös kiertoprosessia kuvaavat parametrit. Höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilat sekä kiertoineen tulistuminen höyrystimen jälkeen ja alijäähtyminen lauhduttimen jälkeen syötetään niille varattuihin kohtiin. Samoin mahdolliset paine- ja lämpötilahäviöt sekä kompressorin isentrooppinen hyötysuhde syötetään niille varattuihin kohtiin. *Cycle input*-valikko on esitetty kuvassa 3.2. [25]

*Cycle input*-valikkoon syötettyjen parametrien mukainen kylmähöyryprosessi voidaan mallintaa ja piirtää valikon *Draw cycle*-toimintoa käyttämällä. *Refrigeration Utilities*-työkalulla mallinnettuja ja piirrettyjä veden ideaalisia kylmähöyryprosesseja on esitetty kuvassa 3.3.

Kun kiertoprosessi on mallinnettu, kyseisen kiertoprosessin tilapisteet voi saada selville kahdella tavalla. Yksittäistä tilapistettä kuvaavat arvot voi selvittää vie-mällä kursori tilapisteen päälle *Refrigeration Utilities*-työkalun piirtämässä kuvassa ja lukemalla työkalun alalaidassa olevat pistettä kuvaavat suureet. Tilapisteitä kuvaavat arvot voi selvittää myös avaamalla työkalupalkkiin ilmestynyt *Cycle info*-valikko ja valitsemalla valikosta oikeaa kylmähöyryprosessia vastaavan *Coordinates of points*-alavalikko. Koska jälkimmäinen tapa on tarkempi, tässä tutkielmas-



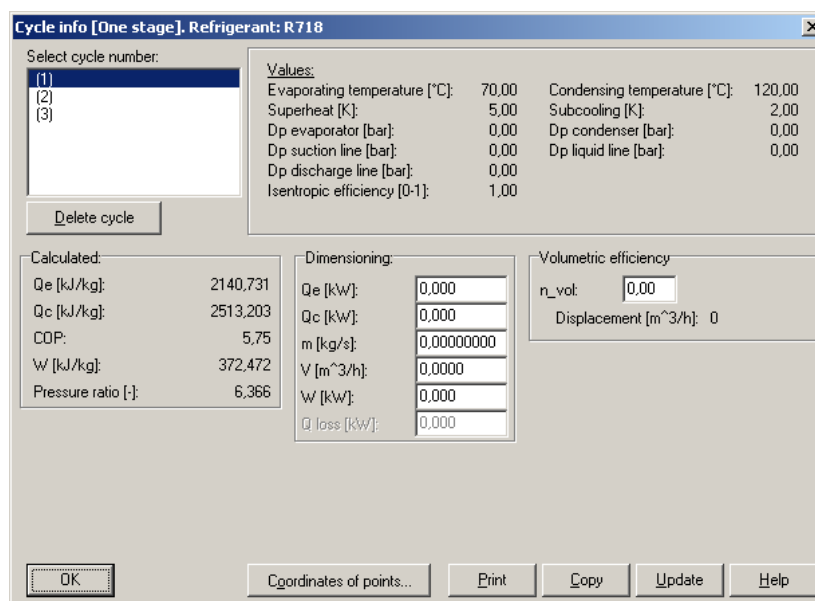
**Kuva 3.3** – Kolme *Refrigeration Utilities*-työkalulla mallinnettua ja piirrettyä veden ideaalista kylmähöyryprosessia eri lämpötilatasoilla.

sa mallinnettujen kylmähöyryprosessien tilapisteet selvitetään käyttämällä *Cycle info*-valikkoa. Kolmea *Refrigeration Utilities*-työkalulla mallinnettua ja piirrettyä veden ideaalista kylmähöyryprosessia kuvaava *Cycle info*-valikko on esitetty kuvassa 3.4. Kyseisen valikon *Coordinates of points*-alavalikko ja sen tilapisteiden kuvaus  $\log(p)$ ,  $h$ -piirroksessa on puolestaan esitetty kuvissa 3.5 ja 3.6.

*Refrigeration Utilities*-työkalu laskee mallintamiensa kylmähöyryprosessien perusteella kiertoaineen höyrystimessä sitoman ominaislämpöenergian  $q_e$ , kiertoaineen lauhduttimessa vapauttaman ominaislämpöenergian  $q_c$  ja kylmähöyryprosessiin tarvittavan ominaistyön  $w$  sekä kylmähöyryprosessin kylmäkertoimen  $COP$  ja kylmähöyryprosessin painesuhteen  $\pi$  (engl. *pressure ratio*). Työkalun laskemat suureet esitetään *Cycle info*-valikon vasemmassa laidassa.

### 3.4 Kylmähöyryprosessin mallintaminen eri kiertoaineilla

Tässä tutkielmassa perehdyttiin kolmen kiertoaineen, ammoniakkin, R717, trikloorifluorimetaanin, R11, ja veden, R718, suorituskykyyn korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin kiertoaineena. Kiertoaineiden suorituskyky selvitettiin mallintamalla kyseisten kiertoaineiden ideaaliset yksiportaiset kylmähöyryprosessit useilla eri höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilatasoilla. Ensimmäisissä mallinuksissa kyl-



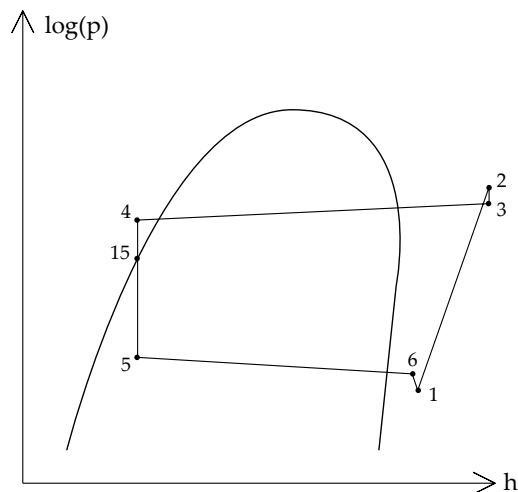
Kuva 3.4 – Cycle info-valikko.

mähöyryprosessit mallinnettiin höyrystimen lämpötilan arvoilla 65 – 90 °C ja lauhduttimen lämpötilan arvoilla 120 – 150 °C. Koska *Refrigeration Utilities*-työkalun ominaisuustaulukot eivät kata ylikriittisiä lämpötiloja, R717:n käyttäytymistä ei voitu kuitenkaan mallintaa yli 130 °C lämpötiloissa. Valittu höyrystimen lämpötila-alue vastaa korkean lämpötilan lämpöpumpuissa perinteisesti käytettyjä höyrystinlämpötiloja. Valittu lauhduttimen lämpötila-alue vastaa puolestaan elintarviketeollisuuden prosesseissa käytettyjä lämpötiloja. Ensimmäisen mallinnuksen tulokset soveltuvat suoraan elintarviketeollisuudessa käytettävien lämpöpumppujen kiertoaineiden ominaisuuksien vertailemiseen. Jälkimmäisissä mallinuksissa kylmähöyryprosessit mallinnettiin höyrystimen lämpötiloilla 40 – 120 °C. Lämpötilan muutos valittiin kyseisissä mallinuksissa 60 °C suuruiseksi. Jälkimmäisessä mallinnuksessa käytetyt höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilat mahdollistavat mallinnettävien kiertoaineiden vertailemisen laajemmalla lämpötila-alueella kuin ensimmäisessä mallinnuksessa käytetyt lämpötilat. Jälkimmäisen mallinnukset höyrystinlämpötilat ulottuvat myös useimmissa elintarviketeollisuuden prosesseissa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueelle.

Itse mallintaminen suoritettiin *Refrigeration Utilities*-työkalulla. Kunkin mallinnettavan kiertoaineen  $\log(p)$ ,  $h$ -piirros piirrettiin *Refrigeration Utilities*-työkalulla. Koska tässä tutkielman osiossa mallinnettiin yksiportaisia kylmähöyryprosesseja, työkalun *Cycle input*-valikossa valittiin kiertoprosessin tyyppi *One stage*. Toisaal-

Point	T [°C]	P [bar]	v [m <sup>3</sup> /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]
1	75,000	0,312	5,118015	2636,173	7,7830
2	268,859	1,985	1,252392	3008,645	7,7830
3	268,859	1,985	1,252392	3008,645	7,7830
4	118,000	1,985	N/A	495,442	N/A
5	70,000	0,312	N/A	495,442	N/A
6	75,000	0,312	5,118013	2636,173	7,7830
15	N/A	1,985	N/A	495,442	N/A

Kuva 3.5 – Coordinates of points-alavalikko



Kuva 3.6 – Tilapisteiden kuvaus.

ta koska tässä tutkielman osiossa mallinnettiin ideaalisia kylmähöyryprosesseja, paine- ja lämpöhäviöiden arvoiksi syötettiin nolla ja kompressorin isentrooppisen hyötysuhteen arvoksi yksi. Kiertoaineen tulistuminen ja alijäähtyminen otettiin sen sijaan huomioon, koska ne ovat välttämättömiä kiertoprosessin käytännön toteutuksen kannalta. *Cycle input*-valikossa tulistumisen arvoksi määritettiin 5 °C ja alijäähtymisen arvoksi 2 °C. Kyseiset arvot ovat keskimääräisiä kylmähöyryprosessissa käytettyjä tulistumisen ja alijäähtymisen arvoja [13].

Kun kaikki tarvittavat kiertoaineiden ideaaliset kylmähöyryprosessit oli mallinnettu, kunkin kylmähöyryprosessin tilapisteet tarkistettiin *Cycle info*-valikon *Coordinates of points*-alavalikosta ja kirjattiin muistiin. Tilapisteistä taulukoitiin kiertoaineen ominaistilavuus  $v_1$  ja paine  $p_1$  kompressorin imuliitännässä. *Refrigeration Utilities*-työkalun laskemista suureista kirjattiin muistiin puolestaan kiertoaineen sitoma ominaislämpöenergia  $q_e$  ja kiertoaineen luovuttama ominaislämpöenergia  $q_c$  sekä ideaaliseen kylmähöyryprosessiin tarvittava ominaistyö  $w$  ja kylmähöyryprosessin painesuhde  $\pi$ . Muistiin kirjatut tiedot mallinnetuista ideaalisista yksiportaisista kylmähöyryprosesseista on esitetty taulukoissa 3.1-3.8.

**Taulukko 3.1** – Muistiin kirjatut tiedot R718:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
65	120	2132,109	2555,126	423,017	6,29	0,250	7,931
	125	2110,969	2575,056	464,087			9,271
	130	2089,768	2595,206	505,438			10,789
	135	2068,500	2615,539	547,039			12,504
	140	2047,159	2636,016	588,858			14,433
70	145	2025,738	2656,604	630,866			16,594
	150	2004,232	2677,269	673,037			19,009
	120	2140,731	2513,203	372,472	5,12	0,312	6,366
	125	2119,590	2531,587	411,996			7,441
	130	2098,390	2550,190	451,800			8,660
75	135	2077,122	2568,974	491,852			10,036
	140	2055,780	2587,904	532,124			11,584
	145	2034,359	2606,947	572,588			13,319
	150	2012,854	2626,070	613,216			15,257
	120	2149,267	2474,297	325,030	4,19	0,386	5,146
125	125	2128,126	2491,238	363,112			6,016
	130	2106,925	2508,396	401,470			7,001
	135	2085,657	2525,733	440,076			8,114
	140	2064,316	2543,217	478,901			9,365
	145	2042,895	2560,814	517,919			10,768
150	150	2021,390	2578,494	557,104			12,335

Taulukko 3.2 – Muistiin kirjatut tiedot R718:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$	
80	120	2157,710	2438,120	280,410	3,46	0,474	4,189	
	125	2136,569	2453,713	317,144			4,897	
	130	2115,369	2469,519	354,151			5,699	
	135	2094,101	2485,503	391,403			6,605	
	140	2072,759	2501,632	428,873			7,624	
145	145	2051,338	2517,875	466,537			8,766	
	150	2029,833	2534,202	504,370			10,041	
	85	120	2166,054	2404,415	238,361	2,87	0,578	3,433
		125	2144,914	2418,747	273,834			4,013
		130	2123,713	2433,289	309,576			4,670
135		2102,445	2448,005	345,560			5,412	
140		2081,104	2462,865	381,761			6,247	
145	145	2059,683	2477,838	418,155			7,183	
	150	2038,177	2492,895	454,718			8,228	
	90	120	2174,293	2372,953	198,660	2,39	0,701	2,831
		125	2153,152	2386,104	232,952			3,309
		130	2131,952	2399,460	267,508			3,851
135		2110,684	2412,987	302,304			4,463	
140		2089,342	2426,656	337,314			5,151	
145	145	2067,921	2440,437	372,516			5,923	
	150	2046,416	2454,303	407,887			6,784	

**Taulukko 3.3** – Muistiin kirjatut tiedot R717:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
65	120	666,084	833,341	167,257	0,045029	29,476	3,090
	125	615,661	797,847	182,186			3,380
	130	549,309	746,519	197,210			3,694
70	120	664,949	812,222	147,274	0,039860	33,117	2,750
	125	614,525	776,291	161,766			3,008
	130	548,174	724,524	176,351			3,288
75	120	663,017	791,312	128,295	0,035341	37,084	2,456
	125	612,593	754,948	142,355			2,687
	130	546,242	702,745	156,503			2,936
80	120	660,205	770,493	110,289	0,031374	41,397	2,200
	125	609,781	733,697	123,916			2,407
	130	543,430	681,058	137,628			2,630
85	120	656,409	749,636	93,226	0,027876	46,076	1,977
	125	605,986	712,405	106,419			2,162
	130	539,635	659,328	119,694			2,363
90	120	651,503	728,593	77,090	0,024778	51,141	1,781
	125	601,080	690,924	89,844			1,948
	130	534,729	637,405	102,677			2,129

**Taulukko 3.4** – Muistin kirjatut tiedot R11:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
65	120	117,770	141,781	24,001	0,053393	3,558	3,453
	125	112,802	138,662	25,860			3,798
	130	107,751	135,407	27,656			4,169
	135	102,607	132,007	29,400			4,566
	140	97,356	128,449	31,093			4,991
70	145	91,985	124,719	32,734			5,444
	150	86,474	120,799	34,325			5,928
	120	120,128	141,645	21,517	0,047169	4,052	3,032
	125	115,160	138,524	23,364			3,336
	130	110,109	135,267	25,159			3,661
75	135	104,964	131,866	26,901			4,010
	140	99,714	128,306	28,592			4,383
	145	94,342	124,574	30,232			4,781
	150	88,832	120,653	31,821			5,205
	120	122,457	141,550	19,903	0,041807	4,595	2,673
	125	117,489	138,428	20,939			2,941
	130	112,438	135,170	22,732			3,228
	135	107,294	131,767	24,474			3,536
	140	102,043	128,206	26,163			3,864
	145	96,672	124,473	27,802			4,215
150	91,161	120,551	29,390			4,590	



**Taulukko 3.5** – Muistiin kirjatut tiedot R11:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
80	120	124,755	141,491	16,736	0,037168	5,192	2,366
	125	119,787	138,368	18,581			2,603
	130	114,736	135,109	20,373			2,857
	135	109,592	131,706	22,114			3,129
	140	104,341	128,144	23,803			3,420
85	145	98,970	124,410	25,440			3,731
	150	93,459	120,487	27,028			4,062
	120	127,020	141,462	14,442	0,033137	5,845	2,102
	125	122,052	138,339	16,287			2,312
	130	117,001	135,080	18,079			2,538
90	135	111,857	131,676	19,819			2,779
	140	106,606	128,114	21,507			3,038
	145	101,235	124,380	23,145			3,314
	150	95,724	120,456	24,732			3,608
	120	129,249	141,459	12,209	0,029621	6,558	1,873
95	125	124,281	138,335	14,054			2,061
	130	119,230	135,076	15,846			2,262
	135	114,086	131,672	17,586			2,477
	140	108,835	128,110	19,275			2,708
	145	103,464	124,376	20,912			2,954
150	97,953	120,452	22,499			3,216	

**Taulukko 3.6** – Muistiin kirjatut tiedot R718:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$T_e$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_c$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
40	100	2172,051	2707,772	535,722	19,8380	0,074	13,726
45	105	2160,028	2679,869	519,842	15,5011	0,096	12,594
50	110	2147,923	2652,725	504,802	12,2210	0,123	11,602
55	115	2135,721	2626,257	490,536	9,7170	0,158	10,728
60	120	2123,408	2600,390	476,982	7,7885	0,199	9,956
65	125	2110,969	2575,056	464,087	6,2900	0,250	9,271
70	130	2098,390	2550,190	451,800	5,1200	0,312	8,660
75	135	2085,657	2525,733	440,076	4,1900	0,386	8,114
80	140	2072,759	2501,632	428,873	3,4600	0,474	7,624
85	145	2059,683	2477,838	418,155	2,8700	0,578	7,183
90	150	2046,416	2454,303	407,887	2,3900	0,701	6,784
95	155	2032,948	2430,985	398,037	2,0105	0,846	6,424
100	160	2019,269	2407,846	388,577	1,6969	1,013	6,096
105	165	2005,368	2384,849	379,481	1,4397	1,208	5,798
110	170	1991,234	2361,959	370,725	1,2274	1,433	5,525
115	175	1976,858	2339,143	362,285	1,0513	1,691	5,276
120	180	1962,229	2316,372	354,143	0,9045	1,985	5,048

**Taulukko 3.7** – Muistiin kirjatut tiedot R717:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta lämpötilan muutok-  
sella  $\Delta T = 60$  °C.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
40	100	811,045	1026,031	214,986	0,0859	15,549	4,021
45	105	780,209	988,168	207,959	0,0750	17,820	3,866
50	110	746,441	947,615	201,173	0,0658	20,331	3,726
55	115	709,116	903,734	194,618	0,0578	23,100	3,599
60	120	666,493	854,780	188,287	0,0510	26,143	3,484
65	125	615,661	797,847	182,186	0,0450	29,476	3,380
70	130	548,174	724,524	176,351	0,0399	33,117	3,288

**Taulukko 3.8** – Muistitiin kirjattut tiedot R11:n ideaalisen yksiportaisen kylmähöyryprosessin mallintamisesta lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60$  °C.

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	$q_e$ [kJ/kg]	$q_c$ [kJ/kg]	$w$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$p_e$ [bar]	$\pi$
40	100	124,845	154,498	29,653	0,1052	1,735	4,714
45	105	122,593	151,444	28,851	0,0910	2,023	4,493
50	110	120,272	148,344	28,072	0,0792	2,346	4,294
55	115	117,873	145,188	27,315	0,0692	2,708	4,113
60	120	115,386	141,964	26,578	0,0607	3,111	3,949
65	125	112,802	138,662	25,860	0,0534	3,558	3,798
70	130	110,109	135,267	25,159	0,0472	4,052	3,661
75	135	107,294	131,767	24,474	0,0418	4,595	3,536
80	140	104,341	128,144	23,803	0,0372	5,192	3,420
85	145	101,235	124,380	23,145	0,0331	5,845	3,314
90	150	97,953	120,452	22,499	0,0296	6,558	3,216
95	155	94,472	116,336	21,863	0,0265	7,334	3,125
100	160	90,760	111,998	21,238	0,0238	8,177	3,042
105	165	86,778	107,398	20,620	0,0215	9,089	2,964
110	170	82,475	102,485	20,010	0,0193	10,076	2,892
115	175	77,783	97,191	19,407	0,0175	11,139	2,825
120	180	72,587	91,398	18,810	0,0158	12,284	2,763

## 4 Tulosten analysointi ja tulkinta

### 4.1 Ideaalinen kylmähöyryprosessi

Mallinnusten perusteella saatiin selville kolmen eri kiertoaineen ideaalisia yksipor-taisia kylmähöyryprosesseja kuvaavat tulokset. Jotta kiertoaineiden soveltuvuutta korkean lämpötilan kylmähöyryprosessiin voitaisiin vertailla havainnollisesti, tau-lukoissa 3.1-3.8 esitettyjä tuloksia täytyy kuitenkin muokata. Kyseisistä *Refrigeration Utilities*-työkalulla suoritettujen mallinnoksien tuloksista lasketaan vertailta-vien kiertoaineiden lämpökertoimet  $COP_{HP}$  ja lämmön tilavuustuotot  $\Psi$  sekä lauh-duttimessa vallitsevat paineet  $p_2$ .

Vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet ideaalisessa kylmähöyryprosessis-sa on esitetty taulukoissa 4.1 ja 4.2. Kiertoaineen lämpökertoimen määrittävä yh-tälö (2.22) voidaan muokata muotoon

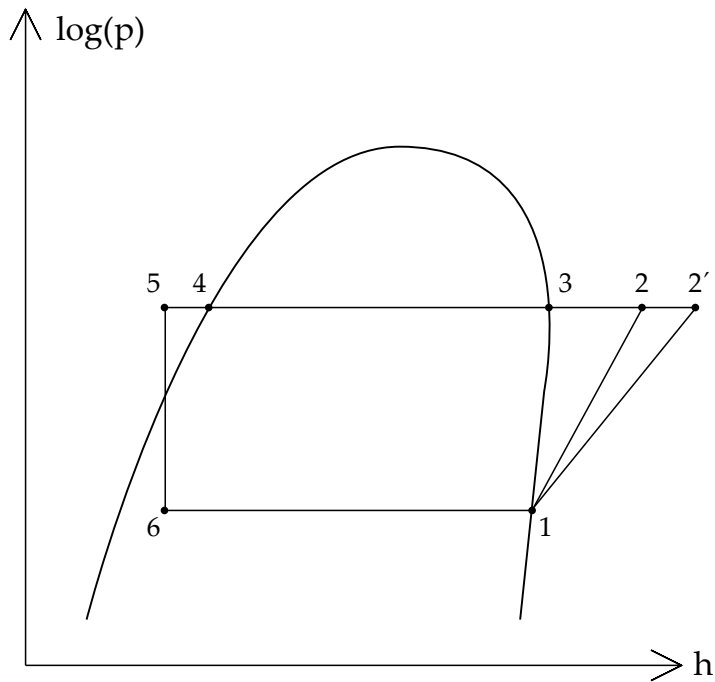
$$COP_{HP} = \frac{Q_c}{W} = \frac{m \cdot q_c}{m \cdot w} = \frac{q_c}{w}, \quad (4.1)$$

missä  $q_c$  ja  $w$  ovat kiertoaineen luovuttama ominaislämpöenergia ja ideaaliseen kyl-mähöyryprosessiin tarvittava ominaistyö. Kiertoaineiden lämpökertoimet ideaali-nessa kylmähöyryprosessissa laskettiin sijoittamalla *Refrigeration Utilities*-työkalun laskemat  $q_c$  ja  $w$  yhtälöön (4.1). Taulukoissa 4.1 ja 4.2 esitetyt R718:n ideaalisen kyl-mähöyryprosessin lämpökertoimet ovat 2 – 4 % suuremmat kuin Abbasin ym. [1] laskemat lämpökertoimet.

Ideaalisessa kylmähöyryprosessissa  $q_c$  kuvaa kiertoaineesta lauhduttimessa va-pautunutta lämpöä ja vastaa siten yhtälön (2.4) ominaisentalpian muutosta  $h_2 - h_3$ . Lämmön tilavuustuoton  $\Psi$  määrittävä yhtälö (2.4) voidaankin muokata muotoon

$$\Psi = \frac{q_c}{v_1}, \quad (4.2)$$

missä  $q_c$  on kiertoaineen luovuttama ominaislämpöenergia ja  $v_1$  kiertoaineen omi-naistilavuus kompressorin imuliitännässä. Vertailtavien kiertoaineiden lämmön ti-lavuustuotot  $\Psi$  ideaalisessa kylmähöyryprosessissa laskettiin sijoittamalla *Refrige-ration Utilities*-työkalun laskema  $q_c$  ja tilapisteen 1 ominaistilavuuden arvo  $v_1$  yhtä-löön (4.2).



**Kuva 4.1** – Ideaalinen kylmähöyryprosessi ja todellinen kylmähöyryprosessi, jonka puristus on adiabaattinen,  $\log(p),h$ -piirroksessa. Ideaalisen prosessin puristus on merkitty numeroilla 1-2 ja todellinen, adiabaattinen puristus numeroilla 1-2'.

Lauhduttimessa vallitsevaa painetta kuvaava yhtälö voidaan johtaa painesuhteen yhtälöstä (2.5). Lauhduttimessa vallitsevaa painetta  $p_2$  kuvaa yhtälö

$$p_2 = p_1 \cdot \pi , \tag{4.3}$$

missä  $p_1$  on paine kompressorin imuliitännässä ja  $\pi$  puristuksen painesuhde. Vertailtavien kiertoaineiden ideaalisissa kylmähöyryprosesseissa lauhduttimessa vallitsevat paineet laskettiin sijoittamalla yhtälöön (4.3) *Refrigeration Utilities* työkalun laskema painesuhde ja kompressorin imuliitännässä vallitseva paineen arvo  $p_1$ .

Taulukoissa 4.1 ja 4.2 esitetyt ideaalisen kylmähöyryprosessin lämpökertoimet ja tilavuustuotot antavat kuvan kiertoaineiden toiminnasta ideaalisessa kylmähöyryprosessissa. Mikäli kiertoaineiden toimintaa halutaan kuitenkin arvioida todellisessa kylmähöyryprosessissa, ideaalisen prosessin sijaan tulee tarkastella todellista prosessia.

**Taulukko 4.1** – Vertailtaville kiertoineille ideaalisessa kylmähöyryprosessissa lasketut lämpökertoimet  $COP_{HP}$  ja tilavuustuotot  $\Psi$ .

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	R718		R717		R11	
		$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]
65	120	6,04	406,22	4,98	18506,76	5,91	2655,42
	125	5,55	409,39	4,38	17718,51	5,36	2597,01
	130	5,13	412,59	3,79	16578,63	4,90	2536,04
	135	4,78	415,82			4,49	2472,37
	140	4,48	419,08			4,13	2405,73
70	145	4,21	422,35			3,81	2335,87
	150	3,98	425,64			3,52	2262,45
	120	6,75	490,86	5,52	20376,87	6,58	3002,93
	125	6,14	494,45	4,80	19475,44	5,93	2936,76
	130	5,64	498,08	4,11	18176,72	5,38	2867,71
75	135	5,22	501,75			4,90	2795,61
	140	4,86	505,45			4,49	2720,13
	145	4,55	509,17			4,12	2641,01
	150	4,28	512,90			3,79	2557,89
	120	7,61	590,52	6,17	22390,76	7,11	3385,80
125	125	6,86	594,57	5,30	21361,82	6,61	3311,12
	130	6,25	598,66	4,49	19884,69	5,95	3233,19
	135	5,74	602,80			5,38	3151,79
	140	5,31	606,97			4,90	3066,62
	145	4,94	611,17			4,48	2977,32
150	4,63	615,39			4,10	2883,51	

**Taulukko 4.2 –** Vertailtaville kiertoaineille ideaalisessa kylmähöyryprosessissa lasketut lämpökertoimet,  $COP_{HP}$  ja tilavuustuotot  $\Psi$ .

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	R718		R717		R11	
		$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]
80	120	8,69	704,66	6,99	24558,33	8,45	3806,80
	125	7,74	709,17	5,92	23385,51	7,45	3722,77
	130	6,97	713,73	4,95	21707,72	6,63	3635,09
	135	6,35	718,35			5,96	3543,53
	140	5,83	723,02			5,38	3447,70
	145	5,40	727,71			4,89	3347,23
85	150	5,02	732,43			4,46	3241,69
	120	10,09	837,78	8,04	26891,81	9,80	4269,00
	125	8,83	842,77	6,69	25556,21	8,49	4174,76
	130	7,86	847,84	5,51	23652,17	7,47	4076,41
	135	7,08	852,96			6,64	3973,69
	140	6,45	858,14			5,96	3866,19
90	145	5,93	863,36			5,37	3753,51
	150	5,48	868,60			4,87	3635,09
	120	11,94	992,87	9,45	29404,83	11,59	4775,63
	125	10,24	998,37	7,69	27884,58	9,84	4670,17
	130	8,97	1003,96	6,21	25724,63	8,52	4560,14
	135	7,98	1009,62			7,49	4445,22
140	140	7,19	1015,34			6,65	4324,97
	145	6,55	1021,10			5,95	4198,91
	150	6,02	1026,91			5,35	4066,44



## 4.2 Todellinen kylmähöyryprosessi

Ideaalinen ja todellinen kylmähöyryprosessi on esitetty  $\log(p),h$ -piirroksessa kuvassa 4.1. Todellinen kylmähöyryprosessi ja ideaalinen kylmähöyryprosessi eroavat toisistaan monin tavoin. Eroja aiheuttavat todellisen kylmähöyryprosessin painehäviöt putkistoissa ja muissa lämpöpumpun komponenteissa sekä lämmönsiirto höyrytimen ja lauhduttimen ulkopuolella, joita ei siis kuitenkaan esiinny ideaalisen kylmähöyryprosessin tapauksessa. Suurin todellista ja ideaalista kylmähöyryprosessia erottava tekijä on puristus. Ideaalisen kylmähöyryprosessin tapauksessa puristus oletetaan isentrooppiseksi. Todellisuudessa kompressorin on usein niin hyvin eristetty, että puristus on miltei adiabaattinen. Todellinen puristus ei ole kuitenkaan koskaan isentrooppinen. Häviöitä syntyy muun muassa kompressorin sisäisestä painevaihtelusta, lämmönsiirrosta ja kitkasta [12]. Koska todellisen puristuksen aiheuttamat häviöt saattavat olla merkittävät verrattuna koko kiertoprosessiin, ne tulee ottaa huomioon. Tämän tutkielman todellista kylmähöyryprosessia koskevista laskelmissa huomioidaan puristukseen liittyvät häviöt. Lämpöhäviöt ja muualla kuin kompressorissa tapahtuvat painehäviöt oletetaan sen sijaan pieniksi, eikä niitä huomioida todellista kylmähöyryprosessia koskevista laskelmissa.

Kuten luvussa 2.6.1 todettiin, todellista adiabaattista puristusta on tapana kuvata isentrooppisen hyötysuhteen  $\eta_s$  avulla. Isentrooppinen hyötysuhde on määrittelyn mukaan isentrooppiseen puristukseen ja todelliseen adiabaattiseen puristukseen tarvittavan työn suhde. Todellisessa puristuksessa puristettavan aineen entropia kasvaa puristuksen aikana. Todelliseen puristukseen tarvittava työ  $W'$  ja ominaistyö  $w'$  ovat suuremmat kuin isentrooppiseen puristukseen tarvittavat työ  $W$  ja ominaistyö  $w$ . Todelliseen puristukseen tarvittavaa ominaistyötä kuvaa yhtälö

$$w' = \frac{w}{\eta_s}. \quad (4.4)$$

Lämpökertoimen määrittelevässä yhtälössä (4.1) esiintyvät ideaaliseen ja todelliseen kylmähöyryprosessiin tarvittavat ominaistyöt  $w$  ja  $w'$  voidaan ilmaista kuvan 4.1 merkinnöin muodossa

$$w = h_2 - h_1 \quad \text{ja} \quad w' = h_{2'} - h_1,$$

missä  $h_1$  on kiertoaineen entalpia ennen puristusta sekä  $h_2$  ja  $h_{2'}$  ovat kiertoaineen entalpiat isentrooppisen ja adiabaattisen vastaavasti puristuksen jälkeen. Yhtälössä (4.1) esiintyvät kiertoaineen lauhduttimessa vapauttavat ominaislämpöenergiat

voidaan puolestaan ilmaista kuvan 4.1 merkinnöin muodossa

$$q_c = h_2 - h_5 \quad \text{ja} \quad q'_c = h_{2'} - h_5 ,$$

missä  $h_5$  on kiertoaineen entalpia lauhtumisen ja mahdollisen alijäähtymisen jälkeen. Ominaistyön ja -lämpöenergian muotoilu näyttää, että siinä missä todelliseen puristukseen tarvittava ominaistyö on suurempi kuin ideaaliseen puristukseen tarvittava ominaistyö, kiertoaineen lauhduttimessa vapauttama ominaislämpöenergia on myös suurempi.

Vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet todellisessa kylmähöyryprosessissa on esitetty taulukoissa 4.3 ja 4.4. Kiertoaineen lämpökertoimen määrittelevä yhtälö (2.22) voidaan todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa muokata muotoon, johon liittyvissä laskelmissa voidaan käyttää hyväksi ideaalisen kylmähöyryprosessin mallinnuksia. Todellisessa kylmähöyryprosessissa kiertoaineen lämpökerrointa kuvaa yhtälö

$$\begin{aligned} COP'_{HP} &= \frac{Q'_c}{W'} = \frac{q'_c}{w'} = \frac{h_{2'} - h_5}{h_{2'} - h_1} \\ &= \frac{h_{2'} - h_5 + (h_1 - h_1 + h_2 - h_2)}{h_{2'} - h_1} \\ &= \frac{h_2 - h_5 + (h_{2'} - h_1) + (h_1 - h_2)}{h_{2'} - h_1} \\ &= \frac{q_c + \frac{w}{\eta_s} - w}{\frac{w}{\eta_s}} , \end{aligned} \quad (4.5)$$

missä  $w$  on ideaaliseen kylmähöyryprosessiin tarvittava ominaistyö ja  $q_c$  ideaalisessa kylmähöyryprosessissa kiertoaineen lauhduttimessa vapauttama ominaislämpöenergia sekä  $\eta_s$  puristuksen isentrooppinen hyötysuhde. Kiertoaineiden lämpökertoimet todellisessa kylmähöyryprosessissa laskettiin sijoittamalla *Refrigeration Utilities*-työkalun laskemat  $q_e$  ja  $w$  sekä kullekin kiertoaineelle järkevä isentrooppinen hyötysuhde  $\eta_s$  yhtälöön (4.5). Koska puristuksen häviöt ja kiertoaineen takaisinvirtaus ovat vesihöyryn puristamiseen soveltuvissa voitelemattomissa kompressoreissa hieman suuremmat kuin voidelluissa kompressoreissa, R718:n puristuksen isentrooppinen hyötysuhde on pienempi kuin R717:n ja R11:n vastaava. Yllä mainituissa laskelmissa R718:n puristuksen isentrooppiseksi hyötysuhteeksi oletettiin  $\eta_s = 0,70$  sekä R717:n ja R11:n puristuksen isentrooppiseksi hyötysuhteeksi  $\eta_s = 0,85$ .

Vertailtavien kiertoaineiden lämmön tilavuustuotot todellisessa kylmähöyryprosessissa on esitetty taulukoissa 4.3 ja 4.4. Kiertoaineen lämmön tilavuustuoton  $\Psi'$

**Taulukko 4.3** – Vertailtaville kiertoaineille todellisessa kylmähöyryprosessissa lasketut lämpökertoimet,  $COP_{HP}$  ja tilavuustuotot  $\Psi$ .

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	R718			R717			R11		
		$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	
65	120	4,53	435,04	4,39	19162,25	5,17	2734,75			
	125	4,18	441,01	3,87	18432,51	4,71	2682,48			
	130	3,89	447,03	3,37	17351,50	4,31	2627,45			
	135	3,65	453,10			3,97	2569,54			
	140	3,43	459,20			3,66	2508,49			
70	145	3,25	465,34			3,39	2444,06			
	150	3,08	471,50			3,14	2375,90			
	120	5,02	522,04	4,84	21028,89	5,75	3083,43			
	125	4,60	528,94	4,23	20191,62	5,19	3024,17			
	130	4,25	535,90	3,64	18957,47	4,72	2961,84			
75	135	3,96	542,92			4,32	2896,25			
	140	3,70	549,99			3,96	2827,10			
	145	3,49	557,10			3,65	2754,12			
	150	3,30	564,23			3,37	2676,94			
	120	5,63	623,77	5,39	23031,39	6,20	3469,81			
135	125	5,10	631,71	4,66	22072,65	5,77	3399,51			
	130	4,67	639,73	3,97	20666,17	5,20	3329,14			
	140	4,32	647,81			4,73	3255,10			
	145	4,02	655,96			4,32	3177,05			
	150	3,76	664,15			3,96	3094,68			
150	150	3,54	672,38			3,64	3007,57			

**Taulukko 4.4 –** Vertailtaville kiertoineille todellisessa kylmähyöryprosessissa lasketut lämpökertoimet,  $COP_{HP}$  ja tilavuustuotot  $\Psi$ .

$T_e$ [°C]	$T_c$ [°C]	R718		R717		R11	
		$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]	$COP_{HP}$	$\Psi$ [kJ/m <sup>2</sup> ]
80	120	6,39	739,39	6,09	25178,68	7,34	3886,26
	125	5,72	748,45	5,18	24082,51	6,48	3810,99
	130	5,18	757,60	4,36	22481,84	5,79	3731,82
	135	4,75	766,83			5,21	3648,53
	140	4,38	776,14			4,73	3560,71
	145	4,08	785,50			4,31	3468,02
85	150	3,82	794,90			3,94	3370,01
	120	7,36	873,37	6,98	27481,98	8,48	4345,92
	125	6,48	883,66	5,84	26229,90	7,37	4261,50
	130	5,80	894,06	4,83	24409,90	6,50	4172,69
	135	5,26	904,57			5,80	4079,23
	140	4,82	915,15			5,21	3980,73
90	145	4,45	925,80			4,72	3876,77
	150	4,14	936,51			4,29	3766,80
	120	8,66	1028,49	8,18	29953,88	10,00	4848,37
	125	7,47	1040,14	6,69	28524,45	8,52	4753,89
	130	6,58	1051,93	5,43	26455,91	7,40	4654,55
	135	5,89	1063,83			6,51	4550,00
140	140	5,34	1075,82			5,80	4439,81
	145	4,89	1087,90			5,21	4323,50
	150	4,51	1100,05			4,70	4200,48

määrittelevä yhtälö (2.4) voidaan lämpökertoimen tavoin muokata todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa muotoon, johon liittyvissä laskelmissa voidaan käyttää hyväksi ideaalisen kylmähöyryprosessin mallinnuksia. Todellisessa kylmähöyryprosessissa kiertoaineen lämpökerrointa kuvaa yhtälö

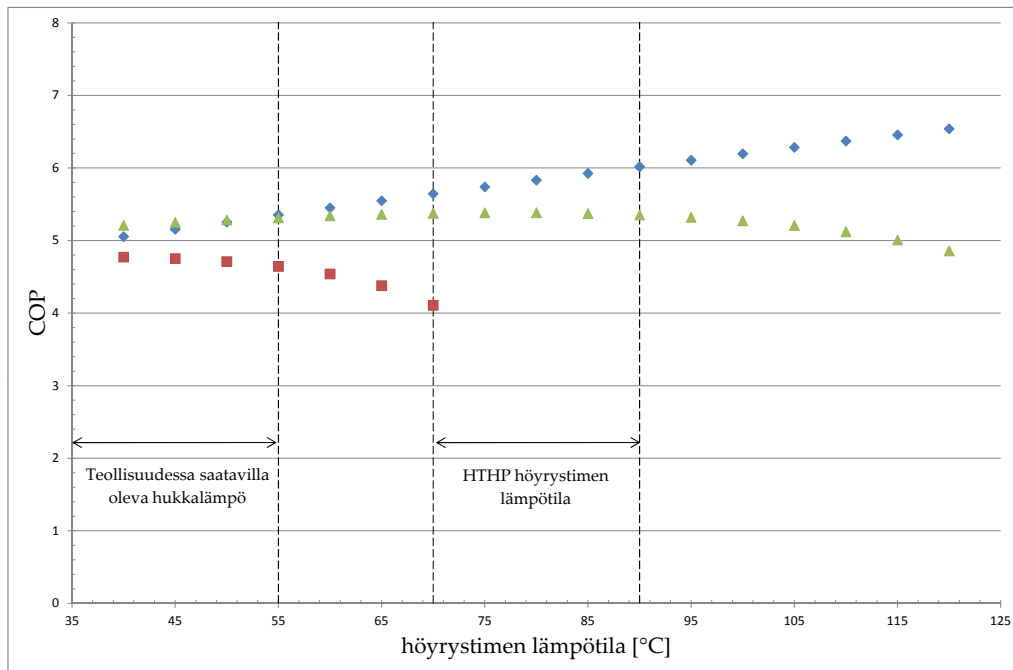
$$\begin{aligned}
 \Psi' &= \frac{q'_c}{v_1} = \frac{h_{2'} - h_5}{v_1} \\
 &= \frac{h_{2'} - h_5 + (h_1 - h_1 + h_2 - h_2)}{v_1} \\
 &= \frac{h_2 - h_5 + (h_{2'} - h_1) - (h_2 - h_1)}{v_1} \\
 &= \frac{q_c + \frac{w}{\eta_s} - w}{v_1} = \frac{q_c + w \cdot \left(\frac{1-\eta_s}{\eta_s}\right)}{v_1}, \tag{4.6}
 \end{aligned}$$

missä  $v_1$  on kiertoaineen ominaistilavuus kompressorin imutilassa. Vertailtavien kiertoaineiden lämmön tilavuustuotot  $\Psi'$  todellisessa kylmähöyryprosessissa laskettiin sijoittamalla *Refrigeration Utilities*-työkalun taulukoima ominaistilavuus  $v_1$  ja laskemat  $q_c$  ja  $w$  sekä kullekin kiertoaineelle järkevä isentrooppinen hyötysuhde  $\eta_s$  yhtälöön (4.6). Koska tapauksessa kompressorin puristustilaa ei voi voidella R718:aa puristaessa, sen puristuksen isentrooppiseksi hyötysuhteeksi oletettiin  $\eta_s = 0,70$ . R717:n ja R11:n puristuksen isentrooppiseksi hyötysuhteeksi oletettiin puolestaan  $\eta_s = 0,85$ .

Tämän luvun alussa mainituin oletuksin painehäviöt oletetaan mitättömiksi kompressorin ulkopuolella. Höyrystimessä vallitsevat paineet ovat todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa samat kuin ideaalisen kylmähöyryprosessin tapauksessa. Koska yhtälö 4.3 kuvaa lauhduttimessa vallitsevaa painetta myös todellisen prosessin tapauksessa ja todellisen kylmähöyryprosessin painesuhde on sama kuin ideaalisen kylmähöyryprosessin painesuhde, myös lauhduttimessa vallitsevat painetasot ovat todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa samat kuin ideaalisen kylmähöyryprosessin tapauksessa.

### 4.3 Kylmäaineiden vertailu

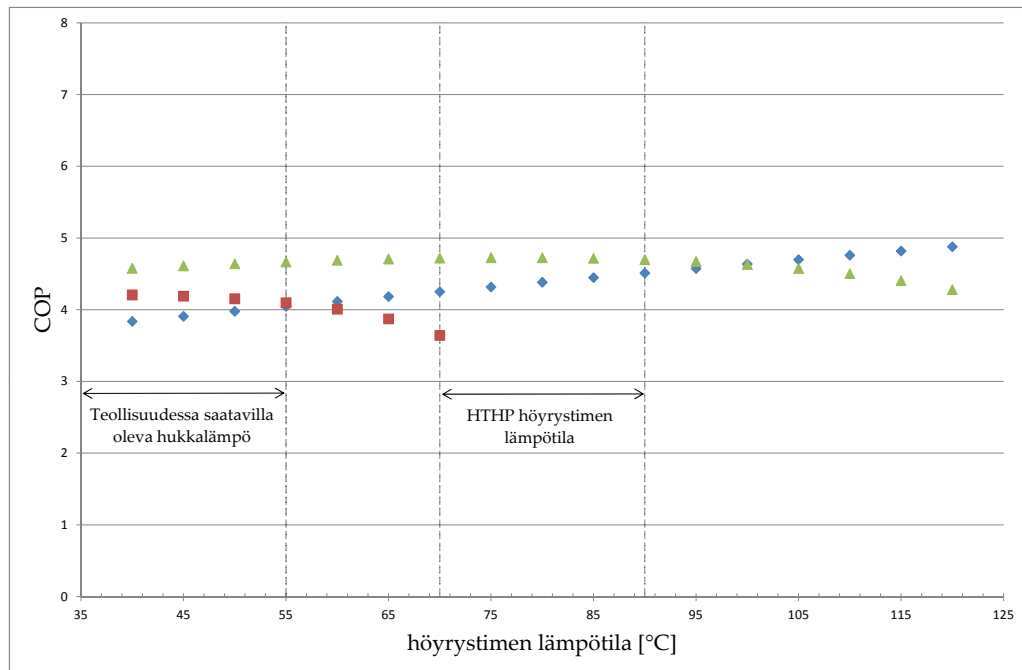
Mallinnusten perusteella lasketut vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet ja tilavuustuotot ideaalisessa kylmähöyryprosessissa korkean lämpötilan lämpöpumpujen toiminta-alueella on esitetty taulukoissa 4.1 ja 4.2. Vastaavasti vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet ja tilavuustuotot todellisessa kylmähöyryprosessis-



**Kuva 4.2** – R718:n (◆), R717:n (■) ja R11:n (▲) lämpökertoimet  $COP_{HP}$  ideaalisessa kylmähöyryprosessissa. Lämpökertoimet on mallinnettu eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$ .

sa korkean lämpötilan lämpöpumppujen toiminta-alueella on esitetty taulukoissa 4.3 ja 4.4. Ammoniakin, R717, kriittinen lämpötila on noin  $132,4\text{ °C}$ . Aukot taulukoissa 3.3 ja 3.7 sekä taulukoiden 4.1–4.4 R717:ää käsittelevissä sarakkeissa johtuvat siitä, että R717:n ylikriittisiä prosesseja ei mallinnettu (kts. luku 3.4). Mallinnukset ja suoritettavat laskutoimenpiteet antavat edellä mainituista aukoista huolimatta kattavan kuvan kunkin vertailtavan kiertoaineen suorituskyvystä sekä ideaalisessa että todellisessa kylmähöyryprosessissa.

Mallinnetuista ja lasketuista tunnusluvuista lämpökerroin  $COP_{HP}$  kuvaa kaikkien parhaiten aineen toiminnan tehokkuutta kylmähöyryprosessin kiertoaineena. Vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet ideaalisessa kylmähöyryprosessissa useilla eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$  on esitetty kuvassa 4.2. Kuvasta 4.2 nähdään, että R718:n lämpökerroin  $COP_{HP}$  ideaalisessa kylmähöyryprosessissa on teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella kutakuinkin yhtä suuri kuin R11:n lämpökerroin. R717:n lämpö-



**Kuva 4.3** – R718:n (◆), R717:n (■) ja R11:n (▲) lämpökertoimet  $COP_{HP}$  todellisessa kylmähöyryprosessissa. Lämpökertoimet on mallinnettu eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$ .

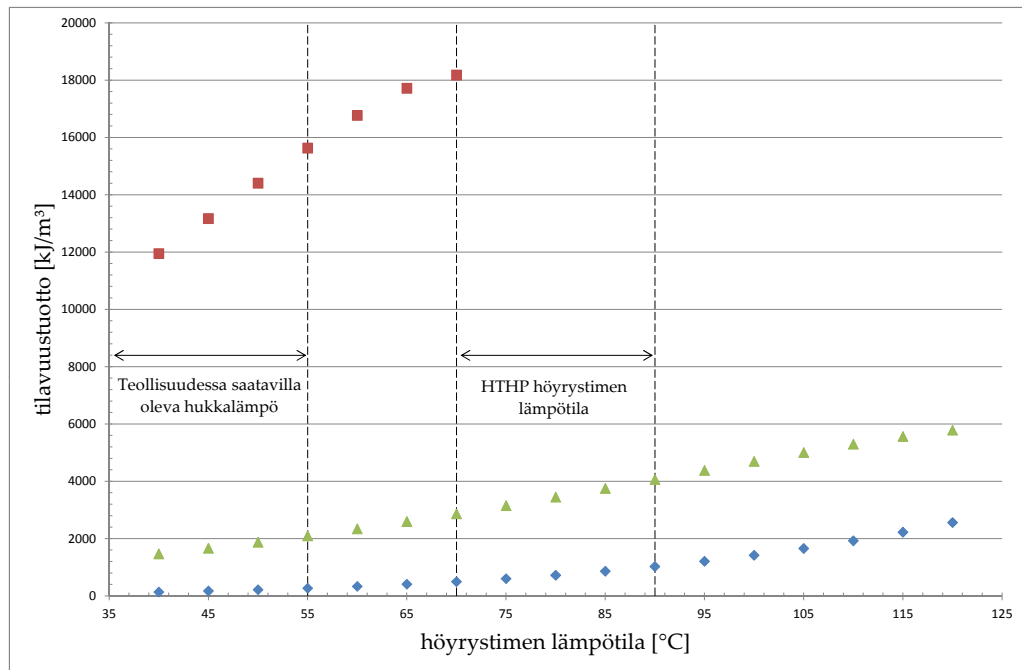
kerroin taas on kyseisellä lämpötila-alueella hieman R718:n ja R11:n lämpökertoimia pienempi. Perinteisellä HTHP lämpötila-alueella R718 erottuu kuitenkin edukseen. Sen lämpökertoimet ovat höyrystimen lämpötiloilla 70 – 90 °C ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$  selvästi R11:n lämpökertoimia suuremmat ja R717:n lämpökertoimiin verrattuna jopa puolitoistakertaiset. Merkille pantavaa on, että siinä missä R11:n ja R717:n lämpökertoimet saavuttavat maksimiarvonsa vastaavasti noin 70 °C ja 40 °C lämpötiloissa, R718:n lämpökertoimet jatkavat kasvuaan vielä 90 °C höyrystimen lämpötilojen jälkeenkin.

Vertailtavien kiertoaineiden lämpökertoimet todellisessa kylmähöyryprosessissa useilla eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$  on esitetty puolestaan kuvassa 4.3. Kyseisestä kuvasta nähdään, että R718:n lämpökeroin todellisessa kylmähöyryprosessissa ( $\eta_s = 0,7$ ) on teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella hieman pienempi kuin R717:n ja R11:n lämpökertoimet todellisessa kylmähöyryprosessissa ( $\eta_s = 0,85$ ). Perinteisellä HTHP

lämpötila-alueella R718:n lämpökerroin on puolestaan kutakuinkin yhtä suuri kuin R11:n lämpökerroin ja huomattavasti R717:n lämpökertoimia suurempi. Kuten ideaalisen kylmähöyryprosessin tapauksessa myös todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa R11:n ja R717:n lämpökertoimet saavuttavat maksimiarvonsa noin 70 °C ja 40 °C höyrystimen lämpötiloissa ja alkavat pienetä kyseisiä lämpötiloja suuremmilla lämpötiloilla, kun taas R718:n lämpökertoimet jatkavat kasvuaan vielä 90 °C höyrystimen lämpötilojen jälkeenkin. Sekä ideaalisen että todellisen kylmähöyryprosessin tapauksessa lämpökertoimen maksimin saavuttaminen johtuu kylmähöyryprosessin toimintaperiaatteesta. Lauhduttimessa vallitsevien lämpötilojen ollessa lähellä kiertoaineen kriittistä lämpötilaa kiertoaineen kostean höyryn alue kaventuu. Tällöin kiertoaineen lauhduttimessa luovuttaman ominaislämpöenergian määrä pienenee. Toisin sanoen yhtälössä (4.5) esiintyvä ominaislämpöenergia  $q_c$  pienenee. Koska ideaalisessa kylmähöyryprosessissa kiertoaineen puristamiseen tarvittava ominaistyö  $w$  säilyy kuitenkin hyvällä tarkkuudella vakiona, kiertoaineen lämpökerroin  $COP'_{HP}$  pienenee.

Mallinnusten perusteella lasketut vertailtavien kiertoaineiden lämmön tilavuustuotot ideaalisessa kylmähöyryprosessissa useilla eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60$  °C on esitetty kuvassa 4.4. Lämmön tilavuustuotto  $\Psi$  kuvaa lämpötehon ja kyseisen lämpötehon ylläpitämiseksi tarvittavan tilavuusvirran suhdetta. Tilavuustuotto indikoi lämpöpumpun kokoluokkaa ja määrittelee yhdessä tarvittavan painesuhteen  $\pi$  kanssa kylmähöyryprosessin kompressorilta vaadittavat ominaisuudet. Kuvasta 4.4 nähdään, että R718:n tilavuustuotto ideaalisessa kylmähöyryprosessissa on samaa suuruusluokkaa R11:n tilavuustuoton kanssa. Sekä R718:n että R11:n tilavuustuotot ovat kuitenkin vain murto-osan R717:n tilavuustuotosta. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella R718:n ideaalinen kylmähöyryprosessi vaatii jopa lähes 90-kertaisen tilavuusvirran kompressorin läpi verrattuna vastaavaan R717:n ideaaliseen kylmähöyryprosessiin. Vaikka ero tasoittuu hieman perinteisellä HTHP lämpötila-alueella, R718:n ideaalinen kylmähöyryprosessi vaatii edelleen yli 30-kertaisen tilavuusvirran verrattuna R717:n vastaavaan. Kaikkien vertailtavien kiertoaineiden lämmön tilavuustuotot kasvavat mallinnusten lämpötila-alueella. Merkille pantavaa on kuitenkin, että siinä missä R718:n ja R11:n tilavuustuoton kasvu kiihtyy höyrystimen lämpötilan kasvaessa, R717:n tilavuustuoton kasvu hidastuu. R717:n tilavuustuoton kasvun hidastuminen johtuu pitkälti samasta ilmiöstä kuin lämpökertoimen maksimin saavuttaminen. Kuten edellä todettiin,

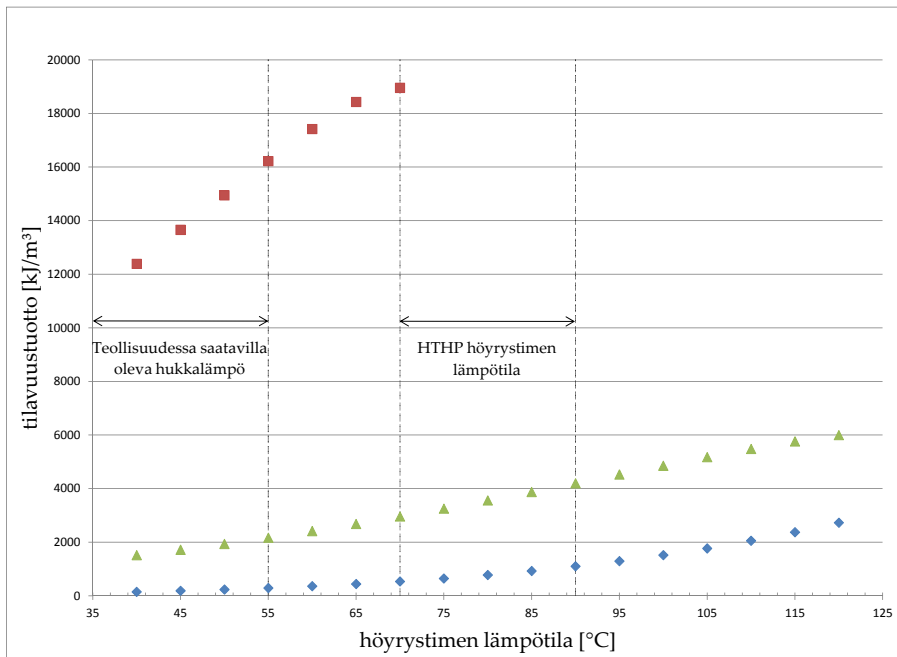




**Kuva 4.4** – R718:n (◆), R717:n (■) ja R11:n (▲) lämmön tilavuustuotot ideaalisessa kylmähöyryprosessissa eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$ .

lauhduttimessa vallitsevien lämpötilojen ollessa lähellä kiertoaineen kriittistä lämpötilaa kiertoaineen kostean höyryn alue kaventuu. Tällöin kiertoaineen lauhduttimessa luovuttaman ominaislämpöenergian määrä pienenee. Mikäli mallinnuksia tehtäisiin lähellä R718:n ja R11:n kriittisiä lämpötiloja, niiden tilavuustuotot käyttäytyisivät samalla tavalla kuin R717:n tilavuustuotot kuvissa 4.4 ja 4.5.

Vertailtavien kiertoaineiden lämmön tilavuustuotot todellisessa kylmähöyryprosessissa useilla eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$  on esitetty kuvassa 4.5. Kyseisestä kuvasta nähdään, että lämmön tilavuustuottojen erot R718:n ja R717:n välillä pienenevät hieman. Eron pieneminen johtuu siitä R718:n puristuksen isentrooppinen hyötysuhde ( $\eta_s = 0,7$ ) on oletettu mallinnuksissa heikommaksi kuin R717:n ( $\eta_s = 0,85$ ) isentrooppinen hyötysuhde. Mitä pienempi puristuksen isentrooppinen hyötysuhde on, sitä suurempi on kylmähöyryprosessin puristusvaiheessa tarvittava työ. Lisääntynyt työ taas näkyy käytännössä kompressorin poistoliitännässä olevan kaasun kasvaneena ominaisentalpiana, mi-

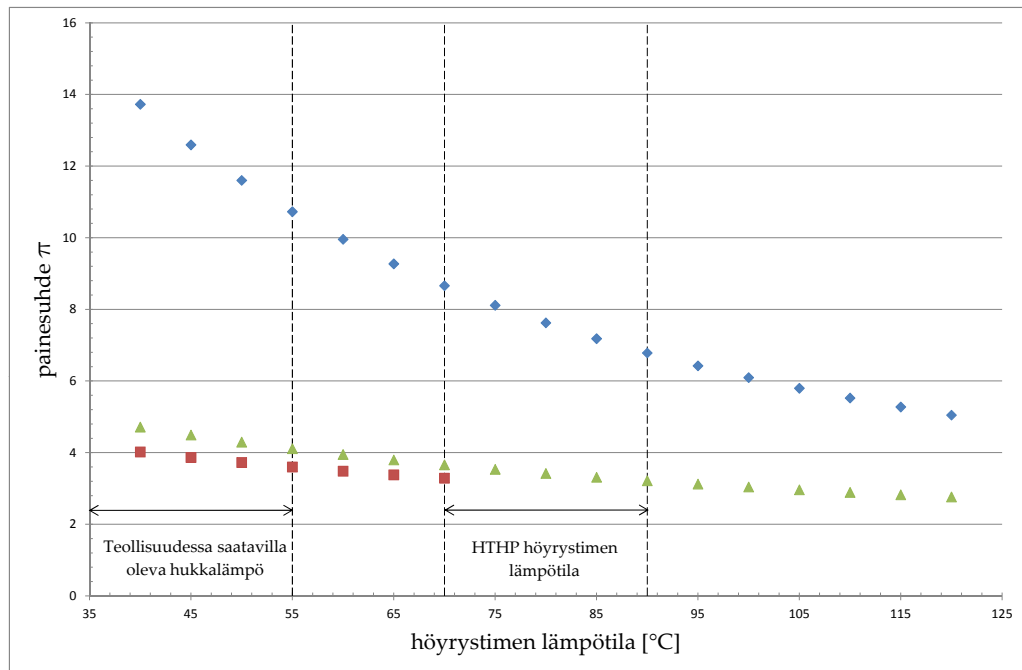


**Kuva 4.5** – R718:n (◆), R717:n (■) ja R11:n (▲) lämmön tilavuustuotot todellisessa kylmähöyryprosessissa eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$ .

kä lisää puolestaan kiertoaineen lauhduttimessa vapauttaman ominaislämpöenergian määrää. Siinä missä R718:n puristuksen pienempi isentrooppinen hyötysuhde pienentää lämpökerrointa suhteessa suuremman isentrooppisen hyötysuhteen omaaviin R717:ään ja R11:een, se kasvattaa R718:n lämmön tilavuustuottoa suhteessa R717:ään ja R11:een.

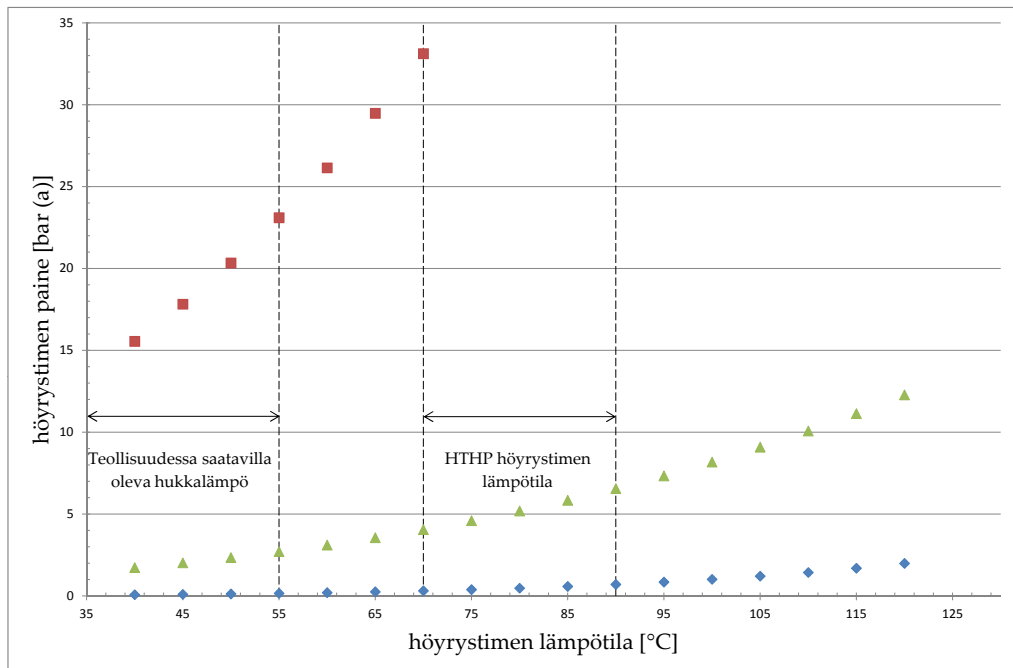
Kylmähöyryprosessin toteuttamiseksi höyrystimen ja lauhduttimen välillä on oltava paine-ero. Painesuhde  $\pi$  kuvaa lauhduttimen ja höyrystimen paineiden suhdetta. *Refrigeration Utilities*-työkalun kullekin kiertoaineelle mallintamat painesuhdet eri höyrystimen lämpötiloilla ja lämpötilan muutoksella  $\Delta T = 60\text{ °C}$  on esitetty kuvassa 4.6. Työkalun kullekin kiertoaineelle mallintamat eri höyrystymislämpötiloissa höyrystimessä vallitsevat paineet on puolestaan esitetty kuvassa 4.7.

Kuvasta 4.6 nähdään, että R718:n painesuhdet ovat teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella noin kolminkertaiset R717:n ja R11:n painesuhteisiin verrattuna. Perinteisellä HTHP lämpötila-alueella R718:n painesuhdet



**Kuva 4.6** – R718:n (♦), R717:n (■) ja R11:n (▲) painesuhde eri höyrystimen lämpötiloilla, kun kylmähöyryprosessin lämpötilan muutos  $\Delta T = 60\text{ °C}$ .

ovat puolestaan noin kaksinkertaiset R717:n ja R11:n painesuhteisiin verrattuna. R718:n suurempi paine-ero tarkoittaa käytännössä sitä, että tietyllä lämpötilan muutoksella R718:n kylmähöyryprosessin kompressorin tulee toimia kaksin- tai kolminkertaisella painesuhdeella verrattuna R717:n ja R11:n vastaaviin kylmähöyryprosesseihin. Painesuhde ei itsessään kerro koko totuutta puristuksesta. Painesuhteen ohella puristuksen luonteeseen ja koko kylmähöyryprosessin toteuttamiseen vaikuttaa olennaisesti se, missä paineessa kiertoaine on höyrystimessä ja siten myös kompressorin imutilassa. Kuvasta 4.7 nähdään, että R718:n paineet höyrystimessä ovat huomattavasti R717:n paineita alhaisemmat. Jo teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella R717:n paineet ovat suuret, mutta ne ovat laadukkaita teknisistä tiivistysratkaisuin hallittavissa. Perinteisellä HTHP lämpötila-alueella R717:n korkea painetaso aiheuttaa kuitenkin ongelmia. R717:n lauhtumissa vallitseva absoluuttinen paine ylittää 100 bar lauhtumislämpötilan lähestyessä 130 °C siitä huolimatta, että R717:n painesuhdeet ovat matalat. Kyseisen paineen vaatimat tiivistysratkaisut ovat paitsi raskaita myös erittäin kalliita. R718:n ja R11:n



**Kuva 4.7** – R718:n (◆), R717:n (■) ja R11:n (▲) paineet höyrystimessä eri höyrystimen lämpötiloilla.

eduksi voidaan katsoa, että niiden paineet sekä höyrystimessä että lauhduttimessa ovat R717:n vastaavia paineita alemmat. R718:llä on kuitenkin myös omat ongelmansa. Kiertoaineen höyrystimessä vallitseva paine ei saisi olla liian pieni. Kiertoaineen vuoto ulos kylmähöyryprosessin laitteistosta on prosessin kannalta vaarattomampi asia kuin ympäröivän ilman vuoto sisään laitteistoon, joten kiertoaineen paineen tulisi olla ilmakehän painetta suurempi. Alle 100 °C höyrystymislämpötiloissa R718:n kylmähöyryprosessin höyrystimessä vallitseva paine on hieman alle ilmakehän paineen. Vaikka R718:n kylmähöyryprosessin höyrystimen ja ilmakehän paine-ero on useimmiten pieni, laitteiston tiivistämiseen on kiinnitettävä erityistä huomiota. Kylmähöyryprosessin vuotava ilma heikentää nimittäin prosessin toimintaa oleellisesti. Painesuhteen ja painetasojen kannalta katsottuna R11 soveltuu vertailtavista kiertoaineista parhaiten teollisuudessa saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila-alueella ja perinteisellä HTHP lämpötila-alueella toteutettaviin kylmähöyryprosesseihin.

## 5 Johtopäätökset

Tämän tutkielman aiemmissa luvuissa on esitelty tutkittavan kiertoaineen, vesi (R718), lisäksi kaksi korkean lämpötilan lämpöpumpuissa käytettävää kiertoainetta, ammoniakki (R717) ja trikloorifluorimetaani (R11). Aiemmissa luvuissa on esitelty myös kyseisten kiertoaineiden ideaalisten kylmähöyryprosessien mallinnuksia sekä mallinnuksien tuloksien perusteella tehtyjä ideaalista ja todellista kylmähöyryprosessia koskevia laskutoimenpiteitä. Kiertoaineiden tunnettujen ominaisuuksien sekä mallinnuksien ja laskutoimenpiteiden perusteella voidaan tehdä useita johtopäätöksiä R718:n soveltuvuudesta korkean lämpötilan kylmähöyryprosessiin.

Tässä tutkielmassa esitetyt R718 kylmähöyryprosessin mallinnukset ovat Abbasin ym. [1] laskelmia tarkemmat ja realistisemmat, sillä mallinuksissa käytettiin R718:n taulukoituja NIST-standardin mukaisia arvoja kylmähöyryprosessin tilapisteille. Esitetyt todellisen kylmähöyryprosessin suorituskykyä kuvaavat laskutoimenpiteet antavat uutta tietoa R718:n korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin suorituskyvystä verrattuna R717:n ja R11:n vastaaviin. Lisäksi laskutoimenpiteissä huomioitiin vertailtavien kiertoaineiden puristuksen isentrooppiset hyötysuhteet, mitä ei aiemmissa laskelmissa ole tehty. Tässä suhteessa tutkielman laskutoimenpiteiden tulokset antavat myös tärkeän uuden perspektiivin korkean lämpötilan kylmähöyryprosessin tutkimuksen kenttään. Onhan tieto kiertoaineen suorituskyvystä todellisessa kylmähöyryprosessissa jopa tärkeämpi kuin tieto suorituskyvystä ideaalisessa kylmähöyryprosessissa.

Mallinnukset ja laskutoimitukset osoittavat, että R718:n lämpökerroin todellisessa kylmähöyryprosessissa 35 – 55 °C höyrystymislämpötiloilla on hieman pienempi kuin R717:n ja R11:n lämpökertoimet. Ero lämpökertoimien välillä ei ole merkittävä ja koska R717:n puristus on helpompi toteuttaa, se on vertailuista kiertoaineista järkevin vaihtoehto kylmähöyryprosessin kiertoaineeksi 35 – 55 °C höyrystymislämpötiloilla. Todellisessa kylmähöyryprosessissa R718:n lämpökerroin kasvaa kuitenkin höyrystimen lämpötilan kasvaessa. Todellisen kylmähöyryprosessin mallinuksissa tehdyillä oletuksilla R718:n lämpökerroin on R717:n lämpökerointa parempi 55 °C suuremmilla höyrystymislämpötilan arvoilla ja R11:n lämpökerointa parempi 95 °C suuremmilla höyrystymislämpötilan arvoilla. Todellisen kylmähöyry-

ryprosessin mallinuksissa R718:n voitelemattoman puristuksen ja voidellun puristuksen isentrooppisten hyötysuhteiden oletettiin olevan vastaavasti 70 % ja 85 %. Mikäli voitelemattoman puristuksen isentrooppinen hyötysuhde olisi 80 %, kuten Lachner Jr., Nellis ja Reindl [26] kertovat sen parhaimmillaan olevan, R718:n lämpökerroin olisi R717:n ja R11:n lämpökertoimia suurempi vastaavasti 40 °C ja 65 °C suuremmilla höyrystymislämpötilojen arvoilla. Huomion arvoista on myös, että siinä missä R11:n ja R717:n lämpökertoimet saavuttavat maksiminsa vastaavasti noin 35 °C ja 70 °C höyrystymislämpötilassa, R718:n lämpökerroin jatkaa kasvuaan hyvin korkeisiin lämpötiloihin. Lämpökertoimensa puolesta R718 on erittäin lupaava kiertoaine korkean ja erittäin korkean lämpötilan kylmähöyryprosesseihin.

Mallinnukset ja laskutoimitukset osoittavat, että R718:n lämmön tilavuustuotto on pienempi kuin R11:n tilavuustuotto ja vain murto-osan R717:n tilavuustuotosta. Alhaisilla höyrystimen lämpötiloilla tietyn lämpömäärän tuottaminen vaatii R718:n kylmähöyryprosessissa monikymmenkertaisen tilavuusvirran R717:n kylmähöyryprosessiin verrattuna. Lisäksi mallinnukset antavat ymmärtää, että R718:n kylmähöyryprosessin painesuhde on huomattavasti suurempi kuin R11:n ja R717:n kylmähöyryprosessin painesuhteet vastaavilla lämpötilatasoilla. Pienen tilavuustuoton ja suuren painesuhteen takia R718:n kylmähöyryprosessissa toimivan kompressorin imutilavuusvirran ja painesuhteen tulee olla erittäin suuret. Tämä rajaa pois useita potentiaalisia kompressorityyppejä, sillä vain harvat kompressorit pystyvät tuottamaan suuria tilavuusvirtoja suurella paine-erolla.

R718:n kylmähöyryprosessin käytännön toteuttamisessa on syytä harkita moniportaisen puristuksen hyödyntämistä. Tällöin yhden järeän ja kalliin kompressorin sijasta on mahdollista käyttää useaa kevyempää kompressoria, mikä parhaassa tapauksessa pienentää laitteiston investointikustannuksia huomattavasti. Moniportainen puristus on siinäkin mielessä potentiaalinen vaihtoehto, että se mahdollistaa kiertoaineen jäähdyttämisen puristuksen vaiheiden välissä. R718 tulistuu puristuksessa voimakkaasti muiden pienimolekyylisten kiertoaineiden tavoin ja mikäli kompressorin materiaalit eivät kestä korkeita lämpötiloja, R718:aa tulee jäähdyttää puristuksen aikana. Välijäähdytys on mahdollista toteuttaa ruiskuttamalla nesteistä kiertoainetta erillisten kompressoreiden väliseen tilaan. Jäähdytykseen suunnatussa kylmähöyryprosessissa kiertoaineen ruiskutus moniportaisen puristuksen välitilaan huonontaa prosessin  $COP_R$ -arvoa. Lämmitykseen suunnatussa kylmähöyryprosessissa kiertoainetta ruiskuttamalla toteutettu välijäähdytys hyödyttäisi sen sijaan paitsi kiertoaineen tulistumisen poiston myös lauhduttimessa lisäänty-

neen kiertoainevirran takia. Toisin kuin jäädytykseen suunnatussa kylmähöyryprosessissa lämmitykseen suunnatussa kylmähöyryprosessissa kiertoainetta ruis-kuttamalla toteutettu välijäähditys ei huonontaisi prosessin  $COP_{HP}$ -arvoa. Ruis-kuttamalla toteutettu välijäähditys saattaisi jopa parantaa kylmähöyryprosessin  $COP_{HP}$ -arvoa, koska välijäähditys muuttaa portaittaisen puristuksen lähemmäksi isentrooppista puristusta ja parantaa siten puristuksen isentrooppista hyötysuhdet-ta. R718:n eduksi voidaan katsoa se, että vesiruiskutus ja tulistuksenpoisto ovat koe-teltua ja kestävä tekniikkaa. R718:n moniportaisen puristuksen tulistuksenpoisto ei luultavasti lisäisi investointikustannuksia merkittävässä määrin.

R718:n kylmähöyryprosessi on erityislaatuinen kiertoaineen matalan painetason vuoksi. Kuten hyvin tiedetään, R718 höyrystyy ilmakehän paineessa 100 °C lämpö-tilassa. Mikäli R718:n kylmähöyryprosessissa halutaan hyödyntää alle 100 °C huk-kalämpöä, R718:n tulee höyrystää alle 100 °C lämpötilassa. Kylmähöyryprosessi on tällöin toteutettava osittain alipaineisena, eli ainakin höyrystimen on oltava alipai-neessa. Höyrystimeen vuotava ja R718:n joukkoon sekoittuva ilma voi häiritä kyl-mähöyryprosessin toimintaa merkittävästi. Koska alipaineisen höyrystimen ja ilma-kehän paine-ero on maksimissaan 100 kPa, R718:n kylmähöyryprosessin höyrysti-messä vallitsevan alipaineen ei pitäisi kuitenkaan aiheuttaa yhtä suuria ongelmia eristämisen kannalta katsottuna kuin mitä esimerkiksi R717:n kylmähöyryproses-sin lauhduttimessa vallitseva valtava ylipaine aiheuttaa.

R718:n käyttö kylmähöyryprosessin kiertoaineena mahdollistaa avoimien ja puo-liavoimien kylmähöyryprosessien käytön sellaisissa sovelluksissa, joissa se ei muil-la kiertoaineilla ole mahdollista. Useat tieteelliset julkaisut kertovat onnistuneista avoimista vettä kiertoaineena käyttävistä kylmähöyryprosesseista. Kyseisiä sovel-luksia on käytetty etenkin elintarviketeollisuuden tislousprosesseissa ja suolanpois-tolaitoksissa [21]. Avoimen ja puoliavoimen kylmähöyryprosessin eduksi voidaan lukea se, että lämmönsiirtimien tarve vähenee. Lämmönsiirtimistä luopumalla voi-daan välttää lämmönsiirtimen aiheuttamat häviöt. Vielä merkittävämpi lämmön-siirtimien vähenemisestä aiheutuva etu lienee kuitenkin se, että lämmönsiirtimis-tä luopuminen voi osaltaan alentaa kylmähöyryprosessiin soveltuvien laitteistojen hintaa ja parantaa siten niiden kannattavuutta sekä vähentää laitteiston huoltojen tarvetta.

R718 kuuluu palamattomana ja täysin myrkyttömänä kiertoaineena kylmälai-tosstandardin SFS 5096 ryhmään 1 ja ANSI/ASHRAE standardin 34-1997 luokituk-seen A1. Sekä R718:n ODP- että GWP-indeksi on nolla. R718 on turvallinen ja ympä-

ristöystävällinen kiertoine, mikä tekee siitä potentiaalisen korvaajan useille markkinoilta poistuville kiertoaineille sekä palavuutensa ja myrkyllisyytensä takia maineensa menettäneille kiertoaineille.

Mallinnusten ja mallinnusten tulosten perusteella tehtyjen laskutoimenpiteiden perusteella R718:n kylmähöyryprosessin ominaisuudet ovat lupaavat laajalla lämpötila-alueella. Etenkin korkean lämpötilan sovelluksissa R718 voi korvata käytöstä poistuneet ja myöhemmin käytöstä poistuvat kiertoaineet. Mallinnukset ja mallinnusten tulosten perusteella tehdyt laskutoimenpiteet nostavat esiin kuitenkin myös kysymyksiä R718:n kylmähöyryprosessiin liittyen: Kuinka kalliiksi muodostuu laiteisto, johon tarvitaan voitelematon suuren tilavuusvirran ja painesuhteen omaava kompressori? Entä kuinka nopeasti R718:n korkeasta lämpökertoimesta aiheutuvat säästöt hyvittävät R718:n HTHP-sovelluksen tavanomaista suuremmat investointikustannukset? Jotta kysymyksiin saadaan vastauksia, R718:n kylmähöyryprosessin tutkimusta tulee jatkaa. Tulevassa tutkimuksessa tulee keskittyä nimenomaan R718:n heikkouksiin; Pienen tilavuustuoton ja matalan höyrystymispaineen huomioivat laiteratkaisut ovat tarpeen, jotta R718:n kylmähöyryprosessi voidaan toteuttaa kustannustehokkaalla tavalla.

Kylmähöyryprosessin käyttäminen lämmityksessä ja lämmöntalteenotossa on järkevää, kun kiertoineen höyrystämisessä hyödynnetään lämpöä, jota ei voida käyttää hyväksi muualla. Alipaineinen puristus ja höyrystyminen mahdollistavat R718:n käyttämisen alhaisissa kylmähöyryprosessin höyrystymislämpötiloissa. Mitä suurempi alipaine höyrystimeen saadaan aikaan, sen matalampia lämpötiloja R718:n kylmähöyryprosessissa voidaan hyödyntää. Alipaineisen puristuksen ja höyrystymisen voikin katsoa olevan vaa'an kielen asemassa punnittaessa etuja ja haittoja R718:n kylmähöyryprosessissa. Tärkein yksittäinen jatkotutkimuksen kohde on R718:n kylmähöyryprosessin toiminnan ja kannattavuuden kannalta ehdottoman tärkeä alipaineinen puristaminen. R718:n alipaineisen puristamisen ja puristamiseen liittyvän tulistumisen yksityiskohdat tulee selvittää käytännön mittauksilla. Tulevissa tutkimuksissa tulee vertailla myös useita erilaisia kompressorivaihtoehtoja ja välijäähdytyksen erilaisia toteutustapoja. R718:n puristusta tulee tutkia erilaisilla painesuhteilla ja painetasoilla, ja alipaineista puristusta tulee kehittää. Kompressoritekniikan kehittyminen ratkaisee lopulta, muodostuvatko R718:n heikkoudet esteeksi sen soveltamiselle kylmähöyryprosessissa vai tuleeko R718:stä kauan kaivattu myrkyllisten, palavien ja ympäristölle haitallisten kiertoaineiden korvaaja.



## 6 Lähteet

- [1] T. K. Abbas, S. Devotta, F. A. Watson, and F. A. Holland. Derived thermodynamic design data for heat pump systems operating on water (R718). *Journal of Heat Recovery Systems*, 1(3):181 – 203, 1981.
- [2] Q. S. Yuan and J. C. Blaise. Water – a working fluid for CFC replacement. *International Journal of Refrigeration*, 11(4):243 – 247, 1988.
- [3] A. Aittomäki and I. Viita. Vesi kylmäaineena jäähdytyksessä ja lämmityksessä. Raportti 84, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Lämpötekniikka, Tampere, 1992.
- [4] S. Wang. *Handbook of air conditioning and refrigeration*, 2. painos. McGraw-Hill, New York, 2000.
- [5] Y. Cengel and M. Boles. *Thermodynamics - An engineering approach*, 4. painos. Boston. McGraw-Hill, 2002.
- [6] A. Aittomäki, T. Alijoki, J. Eerikäinen, P. Hakala, E. Kaappola, H. Lahdenperä, O. Rauno, and A. Seinelä. *Kylmätekniikka*. Kylmätuki, Helsinki, 1992.
- [7] United Nations Environment Programme, Ozone Secretariat [www-sivut](http://www.ozone.unep.org). Saatavilla: [UNEP.org, http://www.ozone.unep.org](http://www.ozone.unep.org) (viitattu: 19.4.2012).
- [8] J. Calm and G. Hourahan. Refrigerant data update. *HPAC Engineering*, 79(1):50–64, 2007.
- [9] A. Cavallini. Working fluids for mechanical refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 19(8):485 – 496, 1996.
- [10] S. Ogbeide, S. El-Meniawy, S. Devotta, F. Watson, and F. Holland. An experimental evaluation of R11 as a heat pump working fluid in comparison with some other working fluids. *International Journal of Energy Research*, (7):129–135, 1983.
- [11] R. Bowley and M. Sanchez. *Introductory statistical mechanics*. Clarendon Press, Oxford, 1999.

- [12] P. Hanlon. *Compressor handbook*. McGraw-Hill, New York, 2001.
- [13] R. Wiksten. *Lämpövoimaprocessit*. Otatieto, Helsinki, 1996.
- [14] J. Li, H. Wu, B. Wang, Z. Xing, and P. Shu. Research on the performance of water-injection twin screw compressor. *Applied Thermal Engineering*, 29(16):3401 – 3408, 2009.
- [15] J. Schiffmann and D. Favrat. Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 32(8):1918 – 1928, 2009.
- [16] V. Evenko and V. Evenko. Analysis of indicated efficiency of piston compressors. *Chemical and Petroleum Engineering*, 42:451–456, 2006.
- [17] Screw compressor [kaavio]. Saatavilla: Mynikaya.com, <http://www.mynikaya.com> (viitattu: 19.4.2012).
- [18] Typical single-stage centrifugal compressor [kaavio]. Saatavilla: GlobalSecurity.org, <http://www.globalsecurity.org> (viitattu: 19.4.2012).
- [19] J. Larjola. *Radiaalikompressorin suunnittelun perusteet*. Aalef, Lappeenranta, 1988.
- [20] P. Röyttä, T. Turunen-Saaresti, and J. Honkatukia. Optimising the refrigeration cycle with a two-stage centrifugal compressor and a flash intercooler. *International Journal of Refrigeration*, 32(6):1366 – 1375, 2009.
- [21] N. H. Aly and A. K. El-Figi. Mechanical vapor compression desalination systems - a case study. *Desalination*, 158(1-3):143 – 150, 2003.
- [22] M. P. Bertinat. Fluids for high temperature heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 9(1):43 – 50, 1986.
- [23] IPU Technology Development. CoolPack -ohjelmisto. Saatavilla: <http://www.ipu.dk/> (viitattu: 19.4.2012).
- [24] A. Jacobsen, B.D. Easmussen, M.J. Skovrup, and S.E. Andersen. *CoolPack: Tutorial*. Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark, Denmark, version 1.46 edition, 2001. Saatavilla: <http://www.ipu.dk/> (viitattu: 15.7.2011).
- [25] CoolPack-ohjelmiston help-tiedosto. Saatavilla: CoolPack version 1.46.

- [26] B. F. Lachner Jr., G. F. Nellis, and D. T. Reindl. The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 30(4):699 – 708, 2007.
- [27] Ympäristöministeriö www-sivut. Saatavilla: <http://www.ymparisto.fi> (viitattu: 13.6.2011).
- [28] Ilmatieteenlaitos. Ilmakehä-ABC. Saatavilla: <http://ilmatieteenlaitos.fi/ilmakeha-abc> (viitattu: 20.6.2011).
- [29] F. S. Rowland. Stratospheric Ozone Depletion by Chlorofluorocarbons (Nobel Lecture). Saatavilla: *Encyclopedia of Earth*, <http://www.eoearth.org> (viitattu: 16.7.2011).

## A Kiertoaineisiin liittyvät sopimukset

Jo 1970-luvulla tieteelliset tutkimukset ennustivat CFC-yhdisteiden hajottavan  $O_3$ -molekyylejä. Kyseiset tutkimukset olivat monen asiantuntijan mielestä riittävä todiste CFC-yhdisteiden vaaroista. Kuitenkin vasta 1980-luvun puolivälissä tehdyt havainnot otsonikerroksen ohenemisesta herättivät laajempaa huolta ja poikivat konkreettisia toimenpiteitä. Vuonna 1985 Yhdistyneiden Kansakuntien kokouksessa solmittiin niin kutsuttu Wienin yleissopimus, jonka tavoitteena oli lähinnä tukea ilmakehän tilaa koskevaa tutkimustyötä. Vuonna 1987 hyväksyttiin puolestaan niin kutsuttu Montrealin pöytäkirja, jossa sovittiin konkreettisista toimenpiteistä otsonikerroksen suojelemiseksi. Montrealin pöytäkirja astui voimaan 1989, jolloin sen olivat allekirjoittaneet sekä Euroopan yhteisön maat että 29 muuta valtiota. Montrealin pöytäkirjan otsonikatoa aiheuttavien aineiden valmistusta ja käyttöä koskevat rajoitukset myllersivät kiertoaineiden kenttää toden teolla. Montrealin pöytäkirjaa laajennettiin ja tarkennettiin sittemmin vuosina 1990, 1992, 1997 ja 1999. Pöytäkirjaan kirjattiin lopulta takarajat kaikkien otsonikerrosta heikentävien aineiden valmistukselle ja käytölle. Takarajat on määritelty siten, että teollisuusmailla on lyhyempi siirtymäaika kuin kehitysmailla. Montrealin pöytäkirja on sikäli merkittävä, että se on ainoa kansainvälinen ympäristösopimus, jonka kaikki maailman maat ovat ratifioineet.

Montrealin pöytäkirjan vaatimuksia tarkistetaan ja päivitetään edelleen säännöllisesti. Näin varmistutaan siitä, että pöytäkirja vastaa uusimpia tieteellisiä havaintoja ja tekniikan kehitystä. Montrealin pöytäkirjan puitteissa toimii nykyisin kolme asiantuntijapaneelia. Kyseisten paneelien tehtävänä on tuottaa tietoa otsonikerroksen tilasta ja mahdollisista uusista otsonikerrosta heikentävistä aineista. Paneelit tuottavat tietoa myös kiellettyjä aineita korvaavista aineista ja menetelmistä sekä niiden saatavuudesta. Montrealin pöytäkirjan noudattamista valvoo puolestaan toimeenpanokomitea, joka raportoi rikkeistä pöytäkirjan noudattamisessa ja esittää toimenpiteitä rikkeisiin liittyen. [27]

Montrealin pöytäkirjan rajoitukset kohdistuvat useisiin kompressorilämpöpumpuissa käytettyihin kiertoaineisiin. Pöytäkirja kieltää kaikkien CFC-yhdisteiden valmistamisen ja käytön teollisuusmaissa 1.1.1996 alkaen. Euroopan Unionin ympäris-

töministeriö päätti nopeuttaa CFC-yhdisteiden rajoitusaikataulua siten, että CFC-yhdisteistä luovuttiin kokonaan jo 1.1.1995. Suomi noudatti Euroopan Unionin aikataulua. Vanhoissa laitoksissa talteenotettuja ja puhdistettuja CFC-yhdisteitä saa kuitenkin käyttää huoltoon niin kauan, kuin niitä on saatavilla. Käytännössä katsoen CFC-yhdisteiden käyttö loppui kuitenkin teollisuusmaissa vuonna 1996. Niin kutsuttuna siirtymäaikana sallittujen HCFC-yhdisteiden valmistus ja käyttö taas tullaan kieltämään asteittain tulevien vuosikymmenien aikana. Vuonna 2015 teollisuusmaiden HCFC-yhdisteiden käytöstä otsonikerrokselle aiheutuva vahinko saa olla korkeintaan 10 % vuoden 1989 vertailutasosta. HCFC-yhdisteiden käyttökielto astuu voimaan käytännössä katsoen vuonna 2020, jonka jälkeen sallitaan ainoastaan jo olemassa olevien laitteiden huolto ja HCFC-yhdisteiden käytöstä otsonikerrokselle aiheutuva vahinko saa olla korkeintaan 0,5 % vuoden 1989 vertailutasosta. Teollisuusmaissa vertailutasona käytetään vuonna 1989 HCFC-yhdisteiden käytöstä aiheutunutta vahinkoa, johon on lisätty 2,8 % kyseisenä vuonna CFC-yhdisteiden käytöstä aiheutuneesta vahingosta. Päivitetty lista kiertoaineita koskevista rajoituksista on saatavilla Yhdistyneiden kansakuntien ympäristöohjelman, UNEP:n www-sivuilta [7].

Montrealin pöytäkirjan edellyttämien toimien ansiosta otsonikerrosta heikentävien aineiden ilmakehälle aiheuttama rasitus on viime aikoina pienentynyt ja stratosfäärin otsonikerroksen toipumisesta on olemassa merkkejä. Edistysaskeleista huolimatta stratosfäärin otsonipitoisuuden arvioidaan palautuvan ennen vuotta 1980 vallinneelle pitoisuustasolle vasta 2000-luvun puolivälin tienoolla. Otsonikerroksen heikentymisen seurauksena voimistuneen UV-B-säteilyn ajatellaan edelleen olevan vakava terveys- ja ympäristöuhka, joten sekä Montrealin pöytäkirjan päivittämistä että pöytäkirjan vaatimusten toteuttamista pidetään ehdottoman tärkeänä. Samoin tärkeänä pidetään uusien innovatiivisten ratkaisujen kehittämistä. Kiertoaineiden kehittäminen kuuluu ehdottoman tärkeänä osana ponnisteluihin ilmakehän tervehdyttämisen puolesta.

## B Ihmisen aiheuttama ilmastonmuutos

Otsonikerros on 15-50 km korkeudella stratosfäärissä sijaitseva kerros, johon suurin osa ilmakehässä olevista otsoni- eli  $O_3$ -molekyyleistä on kertynyt. Otsonikerros suojelee Maan pintaa liialliselta säteilyltä. Etenkin otsonikerroksen kyky absorboida elämälle vaarallista, lyhytaaltoista UV-säteilyä on elintärkeä Maan ekosysteemin kannalta. [28]

$O_3$ -molekyyli on hapen kolmiatominen muoto.  $O_3$ -molekyylejä syntyy pääasiassa stratosfäärissä 25-30 km korkeudella Maan pinnasta. Stratosfäärissä aallonpituudeltaan alle 242 nm UV-säteily hajottaa  $O_2$ -molekyylin kahdeksi happiatomiksi. Happiatomi yhdistyy puolestaan  $O_2$ -molekyylien kanssa muodostaen  $O_3$ -molekyylin. Jotta  $O_3$ -molekyyli pysyy kasassa, sen täytyy törmätä pian muodostumisensa jälkeen johonkin molekyyliin.  $O_2$ -molekyylin hajoamisreaktio on kuvattu reaktioyhtälössä



ja  $O_3$ -molekyylin muodostumisreaktio reaktioyhtälössä



missä  $UV$  kuvaa säteilyn vaikutusta ja  $M$  on  $O_3$ -molekyylin tasapainottava molekyyli. [29]

$O_3$ -molekyylit absorboivat aallonpituudeltaan alle 290 nm olevaa UV-säteilyä ja hajoavat puolestaan absorptio seurauksena happiatomiksi ja  $O_2$ -molekyyliksi.  $O_3$  on kemiallisesti aktiivinen molekyyli, joten se saattaa hajota myös reaktiossa happiatomin kanssa.  $O_3$ -molekyylin fotodissosiaatio eli hajoamisreaktio UV-säteilyn vaikutuksesta on kuvattu reaktioyhtälössä



ja reaktio happiatomin kanssa reaktioyhtälössä



Lähinnä reaktioyhtälöissä B.1-B.4 kuvatut reaktiot ylläpitävät luonnollisen tasapainon stratosfäärin happiatomien sekä  $O_2$ - ja  $O_3$ -molekyylien välillä.[29]

1970-luvulla ilmakehässä havaittiin huomattavia määriä CFC-yhdistettä trikloorifluorimetaani, R11. Koska R11:lla ei ole luonnollisia lähteitä, havainto herätti tutkijoiden mielenkiinnon. Kun ilmakehän R11-pitoisuuksia mitattiin laajemmin, huomattiin, että kyseisen aineen määrä ilmakehässä vastasi karkeasti siihen mennessä teollisuuden tuottamaa määrää. Koska R11 ei näyttänyt poistuvan ilmakehästä, syntyi huoli siitä, tiedettiinkö R11:sta ja sen vaikutuksista riittävästi. [29]

R11:n reaktioita alettiin tutkia tarkemmin, jotta saataisiin selville, mitä CFC-yhdisteille tapahtuu ilmakehässä. Tutkimus aloitettiin selvittämällä, mitä R11:lle tapahtuu niin kutsutuissa troposfäärin nieluissa. Troposfäärin nielut ovat troposfäärissä tapahtuvia kemiallisia ja fysikaalisia prosesseja, joissa useimmat ilmakehään vapautuneet molekyylit hajoavat valon vaikutuksesta, reagoivat muiden yhdisteiden kanssa tai liukenevat vesipisaroihin. Tutkimuksissa havaittiin, että troposfääriin päätyvät R11-molekyylit eivät jää troposfäärin nieluihin, vaan jatkavat sattumanvaraista ajelehtimistaan ilmakehässä.

Ilmakehän koostumusta ja virtauksia tarkastelevan mallinnuksen mukaan ilmakehässä ajelehtivat R11-molekyylit nousevat silloin tällöin ilmavirtausten mukana stratosfääriin yli 25 km korkeuteen. Koska laboratoriokokeiden perusteella R11-molekyyliden tiedettiin absorboivan alle 220 nm UV-säteilyä, R11-molekyyliden voitiin päätellä absorboivan stratosfäärissä lyhytaaltoista UV-säteilyä ja hajoavan vapauttaen kloori-atomien. Hajoamisreaktio on kuitenkin R11-molekyylin kulkeutumista johtuen hidaskäyttäytymisen. Mallinnuksen ja laboratoriokokeiden perusteella R11 ennustettiin säilyvän ilmakehässä keskimäärin 40-55 vuotta ennen hajoamistaan. Myöhemmin myös muiden CFC-yhdisteiden todettiin käyttäytyvän R11 tavoin. Tutkimustulokset antoivat tietoa CFC-yhdisteiden reaktioista ja elinkaaresta, mutta ne poikivat samalla lisää kysymyksiä.

Pian CFC-yhdisteiden hajoamisreaktion selvittämisen jälkeen alettiin tutkia, mitä kyseisessä reaktiossa vapautuneet klooriatomit saavat aikaan ilmakehän ylimmissä kerroksissa. Koska ilmakehän kerrosten koostumus tunnettiin tarkoin, klooriatomien mahdollisia reaktioita stratosfäärissä saatettiin tutkia laboratorio-olosuhteissa. Kloorin todettiin reagoivan  $O_3$ -molekyyliden kanssa ja tuottavan  $ClO$ - ja  $O_2$ -molekyylin reaktioyhtälön



osoittamalla tavalla. Myös kloorin ja metaanin reaktion todettiin olevan mahdollinen. Koska kyseisen reaktion todennäköisyys on kuitenkin alle promillen luokkaa kloorin ja otsonin reaktion todennäköisyydestä, kloorin päätettiin reagoivan

pääasiassa otsonin kanssa.  $ClO$ -molekyylin taas todettiin reagoivan joko happiatomin tai  $NO$ -molekyylin kanssa ja tuottavan vastaavasti klooriatomin ja joko  $O_2$ -molekyylin tai  $NO_2$ -molekyylin reaktioyhtälön



osoittamalla tavalla. Kun kloorin reaktiot saatiin selville, ymmärrettiin, että kloori toimii  $O_3$ -molekyylejä hajottavassa reaktiossa katalyyttinä. Yhden CFC-yhdisteen hajoamisen seurauksena vapautunut klooriatomi voi katalysoida stratosfäärissä jopa yli 100 000  $O_3$ -molekyylin hajoamisreaktiota ja horjuttaa siten stratosfäärissä vallitsevaa happiatomin sekä  $O_2$ - ja  $O_3$ -molekyylin välistä luonnollista tasapainoa. [29]

CFC-yhdisteiden vaarallisuus hyväksyttiin laajalti viimeistään 1980-luvulla, kun havainnot otsonikerroksen ohenemisesta vahvistivat aiemmat ennusteet. Nykyisin CFC-yhdisteiden ja muiden halogenoitujen molekyyliden vaarat tunnetaan varsin hyvin. CFC- ja HCFC-yhdisteitä ehdittiin kuitenkin tuottaa runsaasti, ennen kuin niiden käyttöä alettiin rajoittaa. Koska CFC-yhdisteet säilyvät ilmakehässä kauan, vuosikymmenien takaiset päästöt vaikuttavat vielä pitkän aikaa. Otsonikerroksen arvellaankin vaurioituneen siinä määrin pahasti, että CFC-päästöjen lopettamisesta huolimatta palautuminen 1980-luvun tasolle kestää 2000-luvun puoliväliin asti.



## **C Case: TMA-laskelma**

TMA-laskelma sisältää Case-käyttökohteeseen mitoitettun HTHP-laitteiston kannattavuuteen liittyviä laskelmia. Koska laskelmat ovat luottamuksellisia, niitä ei esitetä tässä yhteydessä.