

Ville Kontola

# MIKROKOKOLUOKAN PUUKAASUTIN- JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU JA KAUPALLISTAMINEN

Diplomityö  
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta  
Seppo Syrjälä  
Jukka Konttinen  
Huhtikuu 2021

# TIIVISTELMÄ

Ville Kontola: Mikrokokoluokan puukaasutinjärjestelmän suunnittelu ja kaupallistaminen  
Diplomityö  
Tampereen yliopisto  
Ympäristö- ja energiatekniikka  
Huhtikuu 2021

---

Diplomityön tarkoituksena oli suunnitella mikrokokoluokan puukaasutinjärjestelmä ja perehtyä lyhyesti uuden tuotteen kaupallistamiseen. Työssä käsiteltiin kaikki puukaasutinjärjestelmään kuuluvat komponentit: kaasutin, puhdistusjärjestelmä, jäähdytys, sähkön- ja lämmöntuotanto, polttoaineen käsittely ja syöttö sekä järjestelmän ohjaus ja säätö. Lisäksi tutkittiin, mitä vaiheita kuuluu uuden tuotteen kaupallistamiseen.

Työssä selvitettiin 10 kW sähkötehon tuottamiseen parhaiten sopivat puukaasutinjärjestelmän komponentit. Jotta kaasutin voi toimia hyvin, se tulee mitoittaa sopivaksi tietylle kaasun kulutukselle. Sopivan tulipesän mitat saatiin selville. Kaasun puhdistusjärjestelmä koostuu syklonista ja kangassuodattimesta. Sopivin suodatinaine on polyaramidi. Kangassuodatin puhdistetaan tietyin väliajoin käänteispulssituksella. Kaasun jäähdytyksessä lämpö siirretään kaasusta veteen lämmönvaihtimella. Kaasusta tuotetaan sähköä ja suurin osa lämmöstä polttomoottorin ja siihen kytketyn generaattorin avulla. Polttomoottorista saadaan lämpöä jäähdytysnesteestä ja pakokaasuista. Jäähdytysnesteelle paras lämmönvaihdin on levylämmönvaihdin. Pakokaasulle sopivin on vaippaputkilämmönvaihdin. Lämpöä koko järjestelmästä saadaan talteen 32 kW. Käytettävän polttoaineen kosteus saa olla maksimissaan 25 % ja suurin palakoko 31 mm. Polttoaineen syöttöön käytetään suppiloa, kuljetinruuveja ja levyluistiventtiilejä. PI-säätimellä voidaan ohjata järjestelmän toimintaa lämpöjohteisesti, sähköjohteisesti tai näiden yhdistelmänä. Järjestelmästä mitataan useita suureita, jotta ohjelman koodaaminen on mahdollista myöhemmin. Saadut tulokset ovat järkeviä ja järjestelmä on toteutettavissa käytännössä.

Uuden tuotteen kaupallistaminen vaatii huolellista suunnittelua. Pelkkä hyvä idea ei riitä, vaan tarvitaan myös toteutus. Asiakasarvon ymmärtäminen on menestyksekkään kaupallistamisen ehdoton edellytys. Suurin osa aloittavista yrityksistä epäonnistuu markkinoiden tai kysynnän puutteen vuoksi. Kaupallistaminen koostuu viidestä eri vaiheesta; tuotteistaminen, organisointi, brändäys, tuotelanseeraus ja tulosten mittaaminen. Yrityksen kaikkien osastojen välisen yhteistyön tulee toimia saumattomasti koko kaupallistamisprosessin ajan.

Avainsanat: puukaasutin, mikrotuotanto, hajautettu energiantuotanto, CHP, kaupallistaminen

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

# ABSTRACT

Ville Kontola: Design and commercialization of micro-sized wood gasifier system  
Master of Science Thesis  
Tampere University  
Environmental and Energy Engineering  
April 2021

---

The goal of this thesis was to design a micro-CHP wood gasifier system and look at commercialization of a new product. All components of a wood gasifier system were addressed: gasifier, cleanup system, cooling, heat and power production, fuel handling and feeding as well as system control. The phases of commercialization of a new product were studied.

The most suitable components for a 10-kW electric power producing wood gasifier system were found. The gasifier must be dimensioned correctly for a specific gas consumption. Appropriate hearth dimensions were found out. The cleanup system consists of cyclone and fabric filter. Most suitable filter media is polyaramid. Pneumatic reverse-pulse system is used to clean up the filter at certain intervals. Heat exchanger with water as a cold fluid is used to cool the gas. Heat and power are produced from gas through an internal combustion engine with generator. Heat is recovered from coolant and exhaust gases. The recovered heat power in total is 32 kW. Maximum humidity of used wood fuel is 25 % and grain size 31 mm. Fuel feeding system consists of hopper, screw feeders and slide gate valves. The system can be operated in heat-led mode, electricity led mode or combination of these. PI-controller is used to control the system. Several variables are measured from the system to write software afterwards. The results are reasonable, and the system can be put into practice.

Commercialization of a new product requires careful planning. Good idea is not enough, execution is also needed. Understanding customer value is absolute requirement for successful commercialization. Creating a product with no market or demand is the reason most start-ups fail. Commercialization consists of five different phases: productization, organizing, branding, product launching and measurement of results. Cooperation between all departments of the company must work seamlessly throughout the commercialization process.

Keywords: wood gasifier, micro-CHP, decentralized energy production, commercialization

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

# ALKUSANAT

Idea ja kiinnostus tämän diplomityön tekemiseen sai alkunsa kandidaatintyöstäni, jonka tekemisen aikana innostuin kaasutuksesta. Aiheeseen perehtymiseen on kulunut paljon aikaa, siitä huolimatta kiinnostukseni kaasutukseen ei ole vähentynyt, päinvastoin. Työn tekeminen oli melko haastavaa, se edellytti useiden aihealueiden ymmärtämistä ja suurien kokonaisuuksien hahmottamista.

Haluan kiittää erityisesti Vesa Mikkosta, ilman hänen kirjaansa työn tekeminen ei olisi todennäköisesti onnistunut. Kirja tarjosi vahvaa nykyaikaista käytännön näkökulmaa alalta, joka on vähän vaipunut hiljaisuuteen öljykriisien loputtua. Toivottavasti tähän saadaan muutos tulevaisuudessa, jatkuvia pilotteja on onneksi käynnissä. Kiitos myös ohjaajalleni professori Seppo Syrjälälle neuvoista ja palautteesta diplomityön teon aikana.

Suuret kiitokset perheelleni ja muille lähelläni oleville tukemisesta. Vertaistuki oli olennaista työn valmistumisen kannalta. Kaverit ja ystävät, teitte opiskeluajasta ikimuistoista, kiitos siitä.

Tampereella, 15. huhtikuuta 2021.

Ville Kontola

# SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO .....	1
2. TYÖN LÄHTÖKOHDAT .....	3
3. JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU .....	4
3.1 Kaasutin .....	4
3.2 Kaasun puhdistus .....	8
3.3 Kaasun jäähditys .....	18
3.4 Sähkön- ja lämmöntuotanto .....	21
3.5 Polttoaineen käsittely ja syöttö .....	37
3.6 Järjestelmän ohjaus ja säätö .....	42
4. KAUPALLISTAMINEN .....	45
4.1 Tuotteistaminen .....	45
4.2 Organisointi .....	46
4.3 Brändäys .....	46
4.4 Tuotelanseeraus .....	47
4.5 Tulosten mittaaminen .....	48
5. YHTEENVETO .....	49
LÄHTEET .....	52

# KUVALUETTELO

<b>Kuva 1.</b>	<i>Myötävirtakaasuttimen reaktiovyöhykkeet (mukaillen Basu 2013, s. 173, Sansaniwal, Pal et al. 2017, s. 367) .....</i>	<i>5</i>
<b>Kuva 2.</b>	<i>Suuttimet, niiden kiinnitys ja ilmareiät.....</i>	<i>6</i>
<b>Kuva 3.</b>	<i>Tulipesän mitat.....</i>	<i>7</i>
<b>Kuva 4.</b>	<i>Syklonin toiminta (Hoffmann, Stein 2007). .....</i>	<i>10</i>
<b>Kuva 5.</b>	<i>Syklonin mitat (Wang 2003, s. 3). .....</i>	<i>12</i>
<b>Kuva 6.</b>	<i>Sisälle keräävän kangassuodattimen rakenne (mukaillen Seville 1997, s. 71).....</i>	<i>14</i>
<b>Kuva 7.</b>	<i>Ulkopinnalle keräävän kangassuodattimen rakenne (mukaillen Seville 1997, s. 71). .....</i>	<i>14</i>
<b>Kuva 8.</b>	<i>Käänteispulssitusjärjestelmällä varustetun suodattimen rakenne (mukaillen Seville 1997 s. 81) .....</i>	<i>17</i>
<b>Kuva 9.</b>	<i>Kylläisen kaasun ylempi lämpöarvo ja tehonmenetys kastepisteen funktiona (mukaillen Reed, Das 1988, s. 90).....</i>	<i>18</i>
<b>Kuva 10.</b>	<i>Myötävirtavaihdin (mukaillen Kakaç, Liu et al. 2020, s. 24) .....</i>	<i>20</i>
<b>Kuva 11.</b>	<i>Vastavirtavaihdin (mukaillen Kakaç, Liu et al. 2020, s. 24).....</i>	<i>20</i>
<b>Kuva 12.</b>	<i>Tehollinen keskipaine seossuhteen funktiona. 100 % kohdalla on stoikiometrinen seossuhde. Maksimiarvot ovat merkitty kuvaan. (mukaillen Hurley, Fitton 1949) .....</i>	<i>22</i>
<b>Kuva 13.</b>	<i>Sytytysennakko bensiinille ja puukaasulle kierrosluvun funktiona. Katkoviiva kuvaa ennakon vaihteluväliä puukaasukäytössä. (mukaillen Ingenjors vetenskapsakademien 1979).....</i>	<i>23</i>
<b>Kuva 14.</b>	<i>a) 2-napainen avonapageneraattori. b) 4-napainen umpinapageneraattori. (mukaillen Fitzgerald, Kingsley et al. 2002).....</i>	<i>25</i>
<b>Kuva 15.</b>	<i>Sähköjärjestelmän lohkokaavio.....</i>	<i>26</i>
<b>Kuva 16.</b>	<i>Sähkön- ja lämmöntuotannon lohkokaavio ja mitattavat suureet (mukaillen Caresana, Brandoni et al. 2011). .....</i>	<i>29</i>
<b>Kuva 17.</b>	<i>Levylämmönvaihtimen toimintaperiaate (mukaillen Alfa Laval 2015a). .....</i>	<i>30</i>
<b>Kuva 18.</b>	<i>Yhden läpäisyn vaippaputkilämmönvaihdin (Çengel, Ghajar 2011, mukaillen s. 670).....</i>	<i>32</i>
<b>Kuva 19.</b>	<i>Pilkkeen uudelleenkostuminen 100 % suhteellisessa kosteudessa, 20–25 °C lämpötilassa (mukaillen Mikkonen 2017, s. 30) .....</i>	<i>38</i>
<b>Kuva 20.</b>	<i>Kiinteiden aineiden virtaustavat suppilossa: (a) ei virtausta, (b) massavirtaus, (c) suppilovirtaus. (mukaillen Basu 2013, s. 276) .....</i>	<i>39</i>
<b>Kuva 21.</b>	<i>Akselittoman ruuvin rakenne (Applegate Marketplace Ltd 2021).....</i>	<i>40</i>
<b>Kuva 22.</b>	<i>Jumiutumista välttävät ruuvityypit a) vaihtelevan jaon ruuvi; b) vaihtelevan halkaisijan ruuvi (Basu 2013, s. 292).....</i>	<i>41</i>
<b>Kuva 23.</b>	<i>Levyluistiventtiili (Zeppelin Systems UK Ltd 2021). .....</i>	<i>41</i>
<b>Kuva 24.</b>	<i>Kaasutusjärjestelmä ja mitattavat suureet. ....</i>	<i>43</i>

# TAULUKKOLUETTELO

<b>Taulukko 1.</b>	<i>Tulipesän mitoitus Kauppin ja Mikkosen mukaan noin 10 l/s virtaukselle.....</i>	8
<b>Taulukko 2.</b>	<i>Suunnitellun syklonin mitat (Wang 2003, s. 3).....</i>	12
<b>Taulukko 3.</b>	<i>Kuitujen lämmönkestävyys (mukaillen Seville 1997, s. 78).....</i>	15
<b>Taulukko 4.</b>	<i>Kuitujen kestävyys (mukaillen Seville 1997, s. 79; Donaldson Company Inc. 2015).....</i>	16
<b>Taulukko 5.</b>	<i>Suunnitellun lämmönvaihtimen tulo- ja menolämpötilat.....</i>	19
<b>Taulukko 6.</b>	<i>Oletettu kaasun koostumus ja lasketut arvot (Alén 2011, s. 271; NIST 2013).....</i>	20
<b>Taulukko 7.</b>	<i>Akuston kesto käytetyn tehon mukaan.....</i>	28
<b>Taulukko 8.</b>	<i>Levylämmönvaihtimen virtauksien lämpötilat.....</i>	31
<b>Taulukko 9.</b>	<i>Pakokaasulämmönvaihtimen virtauksien lämpötilat.....</i>	33
<b>Taulukko 10.</b>	<i>Keskilämpötilat sekä aineominaisuudet (VDI e. V. 2010).....</i>	33
<b>Taulukko 11.</b>	<i>Mitoituksen lähtötiedot (VDI e. V. 2010 s. 611).....</i>	33
<b>Taulukko 12.</b>	<i>Järjestelmän tekniset tiedot.....</i>	49

# LYHENTEET JA MERKINNÄT

CHP	Combined Heat and Power, yhdistetty sähkön- ja lämmöntuotanto	
PTFE	polytetrafluorieteeni	
FIFO	first in first out, ensimmäiseksi varastoidut tuotteet poistuvat ensimmäisenä	
$\eta$	polttomoottorin hyötysuhde	–
$\lambda$	pakokaasun lämmönjohtavuus	
$\lambda_v$	veden lämmönjohtavuus	
$\mu$	dynaaminen viskositeetti	
$\mu_w$	dynaaminen viskositeetti seinämän lämpötilassa	
$\mu_s$	veden dynaaminen viskositeetti keskilämpötilassa	
$\mu_g$	tuotekaasun dynaaminen viskositeetti	
$\rho$	pakokaasun tiheys keskilämpötilassa	
$\rho_p$	erotettavan hiukkasen tiheys	
$\rho_k$	tuotekaasun tiheys jäähdyttimessä	
$\rho_g$	tuotekaasun tiheys	
$\rho_v$	veden tiheys keskilämpötilassa, pakokaasuvaihdin	
$\varphi_s$	dynaamisten viskositeettien suhde	–
$c_j$	jäähdytysnesteen massavirta	
$c_v$	veden ominaislämpökapasiteetti	kJ/kg
$c_{v,p}$	veden ominaislämpökapasiteetti, pakokaasuvaihdin	kJ/kg
$d_i$	putken sisähalkaisija	mm
$d_o$	putken ulkohalkaisija	mm
$d_{max}$	polttoaineen maksimihalkaisija	mm
$d_{50}$	syklonin erotusraja	$\mu\text{m}$
$d_{50(a)}$	syklonin erotusraja, tuhka	$\mu\text{m}$
$d_{50(c)}$	syklonin erotusraja, noki	$\mu\text{m}$
$f$	Fanningin kitkakerroin	–
$f_s$	vaipan kitkakerroin	–
$h_i$	putkivirtauksen lämmönsiirtokerroin	
$h_o$	vaipan lämmönsiirtokerroin	
$k$	materiaalin lämmönjohtavuus	
$k_b$	konversio	kWh/l
$\dot{n}$	moolivirta	
$\dot{n}_g$	tuotekaasun moolivirta jäähdyttimessä	
$\dot{m}_g$	tuotekaasun massavirta jäähdyttimessä	
$\dot{m}_j$	jäähdytysnesteen massavirta	
$\dot{m}_v$	pakokaasulämmönvaihtimen veden massavirta	
$\dot{m}_{v1}$	veden massavirta levylämmönvaihtimessa	
$\dot{m}_{v2}$	veden massavirta pakokaasulämmönvaihtimessa	
$p$	paine	
$\Delta p$	syklonin painehäviö	
$\Delta p_t$	putkipaketin painehäviö	
$\Delta p_s$	vaipan painehäviö	
$q$	Akuston varaus	Ah
$s$	polttoaineen kulutus	l



$u$	pakokaasun nopeus putkissa	
$v$	nopeus	km/h
$v_g$	tuotekaasun nopeus syklonin sisääntulossa	
$A$	lämmönsiirtopinta-ala lämmönvaihtimessa	
$A_c$	syklonin sisääntulon poikkipinta-ala	
$A_f$	lämmönvaihtimen likaantumisen huomioiva pinta-ala	
$A_F$	suodatinkankaan pinta-ala	
$A_{pk}$	pakokaasuvaihtimen pinta-ala	
$A_s$	putkipaketin ristivirtauspinta-ala	
$A_T$	putken vaipan pinta-ala	
$B$	Ohjauslevyjen väli, pakokaasulämmönvaihdin	mm
$B_c$	syklonin sisääntulon leveys	
$C$	putkien väli, pakokaasuvaihdin	
$C_{pg}$	kaasun molaarinen lämpökapasiteetti	
$D_e$	vaipan ekvivalenttihalkaisija	
$D_s$	vaipan sisähalkaisija	mm
$E_a$	akkuihin varastoitava energia	kWh
$F$	suodatusnopeus	m/min
$G_s$	veden massanopeus	kg/sm <sup>2</sup>
$L$	putkien pituus, pakokaasulämmönvaihdin	mm
$L_T$	putken pituus, jäähdytin	mm
$LHV$	benziinin alempi lämpöarvo	kWh/l
$M_g$	tuotekaasun moolimassa	
$N$	jäähdyttimen putkien lukumäärä	–
$N_b$	ohjauslevyjen lukumäärä	–
$N_e$	efektiivisten kierrosten lukumäärä syklonissa	–
$N_p$	putkien läpäisyjen määrä, pakokaasuvaihdin	–
$N_T$	putkien määrä, pakokaasulämmönvaihdin	–
$Nu_b$	Nusseltin luku	–
$OS$	ylimitoituskertoimen	–
$P$	polttomoottorin käyttöteho	kW
$Pr$	Prandtlin luku	–
$P_T$	putkien etäisyys toisistaan	mm
$R$	moolinen kaasuvakio	
$Re$	Reynoldsin luku, putkivirtaus	–
$Re_s$	Reynoldsin luku, vaippa	–
$R_F$	lämmönvaihtimen likaantumiskerroin	–
$T$	lämpötila	
$T_1$	levylämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila	
$T_2$	pakokaasuvaihtimelta lähtevän veden lämpötila	
$T_3$	veden loppulämpötila	
$T_{1,s}$	tuotekaasun lämpötila STP-olosuhteissa	
$T_{2,s}$	tuotekaasun lämpötila syklonin sisääntulossa	
$Tc_1$	lämmönvaihtimen kylmän fluidin lämpötila, tulo	
$Tc_2$	lämmönvaihtimen kylmän fluidin lämpötila, meno	
$Th_1$	lämmönvaihtimen kuuman fluidin lämpötila, tulo	
$Th_2$	lämmönvaihtimen kuuman fluidin lämpötila, meno	
$T_{m,v}$	veden keskilämpötila	
$T_{m,pk}$	pakokaasun keskilämpötila	
$T_w$	seinämän lämpötila, pakokaasulämmönvaihdin	

$\Delta T_{lm}$	logaritminen keskilämpötilaero	
$\Delta T_{lm,pk}$	logaritminen keskilämpötilaero, pakokaasuvaihdin	
$\Delta T_h$	kuuman fluidin lämpötilaero lämmönvaihtimessa	
$U$	lämmönläpäisykerroin	
$U_a$	akuston jännite	
$U_C$	lämmönläpäisykerroin, puhdas lämmönvaihdin	
$U_F$	likaantumisen huomioiva lämmönläpäisykerroin	
$\dot{V}$	tilavuusvirta	
$\dot{V}_1$	tuotekaasun tilavuusvirta STP-olosuhteissa	m <sup>3</sup> /h
$\dot{V}_2$	tuotekaasun tilavuusvirta syklonin sisääntulossa	m <sup>3</sup> /h
$\dot{V}_F$	tuotekaasun tilavuusvirta suodattimessa	m <sup>3</sup> /h
$\dot{V}_k$	tuotekaasun tilavuusvirta kaasun jäähdyttimessä	
$\dot{Q}_g$	kaasun jäähdyttimessä siirrettävä lämpöteho	
$\dot{Q}_j$	levylämmönvaihtimessa siirrettävä lämpöteho	

# 1. JOHDANTO

Energian mikrotuotanto on tällä hetkellä melko vähäistä huonon kilpailukyvyn vuoksi. Mikrotuotanto tulee todennäköisesti kuitenkin kasvamaan lähitulevaisuudessa. (Caresana et al. 2011) Korkea hyötysuhde on kannattavuuden kannalta erittäin olennainen asia. Mahdollisimman suuri osa tuotetusta lämmöstä ja sähköstä tulee saada hyödynnettyä omaan käyttöön, muuten mikrotuotanto muuttuu hyvin helposti kannattamattomaksi. Sähkön myyntihinta verkkoon on alhainen mikrotuotannon investointikustannuksiin verrattuna ja lämmön myyminen eteenpäin on käytännössä mahdotonta.

Tällä hetkellä energian mikrotuotannolla tarkoitetaan lähinnä aurinkovoimaa. Energian varastointi on haastavaa ja sähkön- ja lämmönkulutus täsmäävät harvoin tuotannon kanssa. Aurinkovoiman käyttö on ongelmallista, jos energiaa tarvitaan jatkuvasti säästä riippumatta ja julkiseen sähköverkkoon liittyminen ei ole mahdollista. Mikrokokoluokan puukaasutinjärjestelmä voisi tarjota ongelmaan ratkaisun. Alueilla, joissa puupolttoainetta on helposti ja edullisesti saatavilla, järjestelmä olisi käyttökustannuksiltaan edullinen tapa tuottaa energiaa. Verrattuna aurinkovoimaan, 10 kW sähkötehon jatkuva tuottaminen olisi edullisempaa ja luotettavampaa.

Tässä työssä suunnitellaan mikrokokoluokan puukaasutinjärjestelmä ja tutkitaan lyhyesti uuden tuotteen kaupallistamista. Työssä suunnitellaan mikrokokoluokan puukaasutin kokonaan ja huomioon otetaan kaikki järjestelmän komponentit. Kaasutinjärjestelmä koostuu useita komponenteista, kuten polttoaineen syöttöjärjestelmästä, kaasuttimesta, puhdistusjärjestelmästä, jäähdytyksestä, sähkön- ja lämmöntuotantojärjestelmästä ja ohjauslaitteistosta. Kaasutukseen voidaan käyttää useita polttoaineita, tässä työssä suunniteltavassa järjestelmässä polttoaineena on puupilke tai karkea palahake. Järjestelmässä käytettävät ratkaisut valitaan kustannuksien ja mikrokokoluokan tuotantoon soveltuvuuden perusteella. Kustannusajattelu pidetään mukana koko työn ajan ja ratkaisut pyritään tekemään mahdollisimman järkeväksi käytännön toteutuksen kannalta. Työ rajataan nykyhetken ja maantieteellisesti Suomeen. Tässä työssä mikrotuotannolla tarkoitetaan sähköteholtaan alle 20 kW laitoksia. Suurempia tuotantolaitoksia ei tarkastella. Kaasuttimessa tapahtuvia reaktioita ei käsitellä sen tarkemmin tässä työssä.

Työn tavoitteena on selvittää vastaus seuraaviin tutkimuskysymyksiin:

1. Mistä komponenteista mikrokokoluokan puukaasutinjärjestelmä koostuu, millaisia komponentit ovat?
  - 1.1. Millainen polttoaineen syöttö järjestelmässä on?
  - 1.2. Millainen järjestelmän kaasutinyksikkö on?
  - 1.3. Miten kaasun jäähdytys ja puhdistus toteutetaan?
  - 1.4. Miten järjestelmä tuottaa sähköä ja lämpöä ja kuinka paljon?
  - 1.5. Miten järjestelmän toimintaa ohjataan ja millainen automaatio järjestelmässä on?
2. Mistä vaiheista tuotteen kaupallistaminen koostuu yleisesti?

Työ koostuu viidestä luvusta. Johdannon jälkeen käsitellään työn lähtökohdat, jotka toimivat suunnittelun perustana. Tämän jälkeen siirrytään kolmanteen lukuun, jossa käsitellään järjestelmän suunnittelu. Luku 3 koostuu kuudesta alaluvusta. Luvussa 3.1 mitoitetaan järjestelmän ydin eli kaasutin. Luku 3.2 koostuu tuotetun kaasun puhdistusjärjestelmän käsittelystä. Luvussa 3.3 tutkitaan, miten kaasu jäähdytetään ennen sen syöttöä polttomoottoriin. Luku 3.4 käsittelee sähkön- ja lämmöntuotantoa. Luvussa 3.5 tutkitaan millainen polttoaineen käsittely ja syöttö järjestelmässä on. Luvussa 3.6. pohditaan järjestelmän ohjausta ja säätöä.

Luvussa 4 käsitellään uuden tuotteen kaupallistamisesta ja mitä vaiheita siihen liittyy. Luvun sisältö on ammennettu Lehtimäki et. al (2010) kirjoittamasta kirjasta tukena omalle käsitykselle, joka tässä luvussa esitellään. Se koostuu viidestä alaluvusta. Luku 4.1 käsittelee tuotteistamista, luku 4.2 kaupallistamisen organisointia, luku 4.3 uuden tuotteen brändäystä, luku 4.4 uuden tuotteen lanseerausta eli julkistamista. Luvussa 4.5 pohditaan, mitä asioita kannattaa mitata kaupallistamisen onnistumisen seuraamiseksi. Lopuksi luvussa 5 kootaan tutkimuksen tulokset yhteen.

## 2. TYÖN LÄHTÖKOHDAT

Järjestelmän mitoitus aloitetaan tarvittavan sähkötehon määrittämisellä. Tavoitesähköteho jatkuvassa käytössä on 10 kW. Jonkun verran sähköä kuluu järjestelmän ohjaamiseen, oletettavasti noin 1–2 kW. Sähkö tuotetaan generaattorilla. Generaattori muuttaa polttomoottorin tuottaman mekaanisen energian sähköenergiaksi. Generaattori kytketään suoraan moottorin vauhtipyörään. Sähkögeneraattorin hyötysuhde on noin 0.85–0.90 kyseisessä kokoluokassa, joten tarvittava moottoriteho on 11,1–11,8 kW (Wies et al. 2012). Polttomoottori muuttaa kaasun kemiallisen energian mekaaniseksi energiaksi.

Kaasutuksessa syntyy myös runsaasti lämpöä, jolla voidaan lämmittää esimerkiksi käytöväettä. Järjestelmän tuottama lämpöteho lasketaan tässä työssä. Kaasuttimena käytetään myötävirtakaasutinta, koska se tuottaa vähätervaista kaasua hyvällä hyötysuhteella, eikä puun tarvitse olla uunikuivaa. (Kontola 2018)

Kaasutinjärjestelmässä kondensoituu vettä moneen eri paikkaan ja lauhde sisältää jonkin verran orgaanisia happoja. Tämä täytyy ottaa huomioon kaasuttimen materiaalin valinnassa. Lisäksi käytettävän materiaalin tulisi eristää hyvin lämpö, sillä kaasutusreaktiot tapahtuvat hyvin korkeassa lämpötilassa. Alumiinia ei voida käyttää, koska se ei kestäisi orgaanisia happoja. Periaatteessa olisi mahdollista käyttää kuparia tai messinkiä, mutta niiden lämmöneristävyys on huono, joten ne eivät sovellu käytettäväksi. Hiilliteräs olisi edullinen materiaali, mutta korroosion- ja lämmönkestävyys on huono. Hiilliteräksen kestävyys heikkenee merkittävästi noin 480 °C:een lämpötilassa. Näistä syistä,ärkevin vaihtoehto on valmistaa kaasutin ruostumattomasta teräksestä. (Reed & Das 1988, s. 48) Ruostumattomista teräksistä on paras käyttää "haponkestävää" eli AISI 316-tyyppin terästä. Edullisempi AISI 304 – ruostumaton teräs kestää huonosti jäähdyttämätöntä kaasua, mutta sitä voi käyttää jäähdytetylle kaasulle. (Mikkonen 2017) Järjestelmästä pyritään tekemään kustannustehokas, eli laadukas toimintakelpoinen järjestelmä mahdollisimman edullisesti. Kaasuttavana aineena käytetään ilmaa, höyryn tai hapen käyttö ei ole järkevää kustannuksien kannalta. Lämmönvaihdin laskuissa oletetaan, että lämpöä ei siirry systeemin ja ympäristön välillä tai se on hyvin vähäistä. Aineominaisuudet luetaan keskilämpötilassa ja oletetaan vakioksi. Virtaukset oletetaan täysin kehittyneiksi. Moottorina käytetään alun perin bensiinikäyttöistä auton moottoria. Niitä valmistetaan massatuotannolla, joten ne ovat edullisia. Seuraavaksi tarkastellaan millainen auton moottori olisi sopiva kaasutinjärjestelmään.

### 3. JÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

Yleinen ongelma puukaasuttimissa on liian suuren tai pienen kaasuttimen käyttö. Liian suuri kaasutin tuottaa paljon tervaa, koska lämpötila ei nouse tarpeeksi korkeaksi tervojen krakkautumista varten. Liian pieni kaasutin aiheuttaa suuria painehäviöitä ja heikkoa laatuista kaasua. (Reed & Das 1988, s. 105) Kaasutin tulee mitoittaa sopivaksi käytetylle polttomoottorille.

#### 3.1 Kaasutin

Yleinen ongelma kaasutinjärjestelmissä on väärän kokoisen kaasuttimen käyttö. Liian suuri kaasutin tuottaa paljon tervaa, koska lämpötila ei nouse tarpeeksi korkeaksi tervojen krakkautumista varten. Liian pieni kaasutin aiheuttaa suuria painehäviöitä ja heikkoa laatuista kaasua. (Reed & Das 1988, s. 105) Kaasutin tulee mitoittaa sopivaksi käytetylle moottorille. Moottorin tekniset tiedot kertovat ainoastaan maksimitehon, joka harvoin normaalijossa toteutuu. Parempi tapa on laskea moottorin käyttöteho polttoaineen kulutuksen avulla.

Moottorin käyttöteho  $P$  [kW] voidaan laskea polttoaineen kulutuksesta seuraavan kaavan mukaan

$$P = \frac{vk_b}{s}, \quad (1)$$

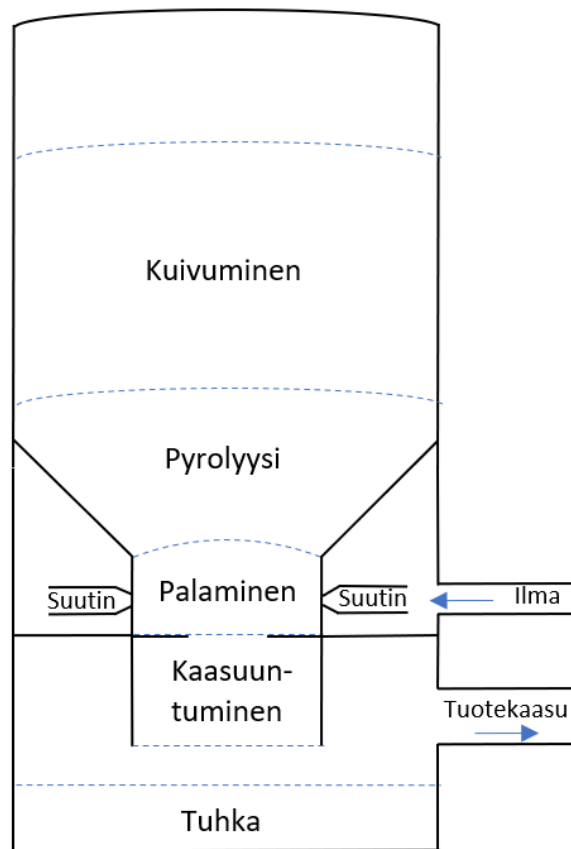
jossa  $v$  on nopeus [km/h],  $k_b$  on konversio [kWh/l] ja  $s$  on polttoaineen kulutus [l/km]. (Reed & Das 1988, s. 105) 2 litraisella bensiinimoottorilla varustetun henkilöauton polttoaineen kulutus maantieajossa on noin 7 l / 100 km eli noin 14,3 km/l (Natural Resources Canada 2018). Maantiellä ajettava nopeus on 80 km/h.

Konversio  $k$  voidaan laskea kaavalla

$$k = LHV \cdot \eta, \quad (2)$$

jossa  $LHV$  on bensiinin alempi lämpöarvo [kWh/l] ja  $\eta$  on moottorin hyötysuhde (Reed & Das 1988). Bensiinin alempi lämpöarvo on noin 9,3 kWh/l (EIA 2019). Bensiinimoottorin hyötysuhde on noin 0,25 (Reed & Das 1988, s. 114). Sijoitetaan alempi lämpöarvo ja hyötysuhde kaavaan (2), jolloin konversioksi saadaan 2,33 kWh/l. Lasketaan moottorin keskimääräinen teho kaavalla (1). Tulokseksi saadaan  $P \approx 13$  kW, joka riittää maksimisähkötehon tuottamiseen.

Kaasutintyyppiä valitaan myötävirtakaasutin vähätervaisen kaasun vuoksi (Kontola 2018). Siinä on yksinkertainen rakenne ja siten se on edullinen valmistaa. Kaasutusprosessi tapahtuu vyöhykkeissä, jotka ovat esitelty kuvassa 1.

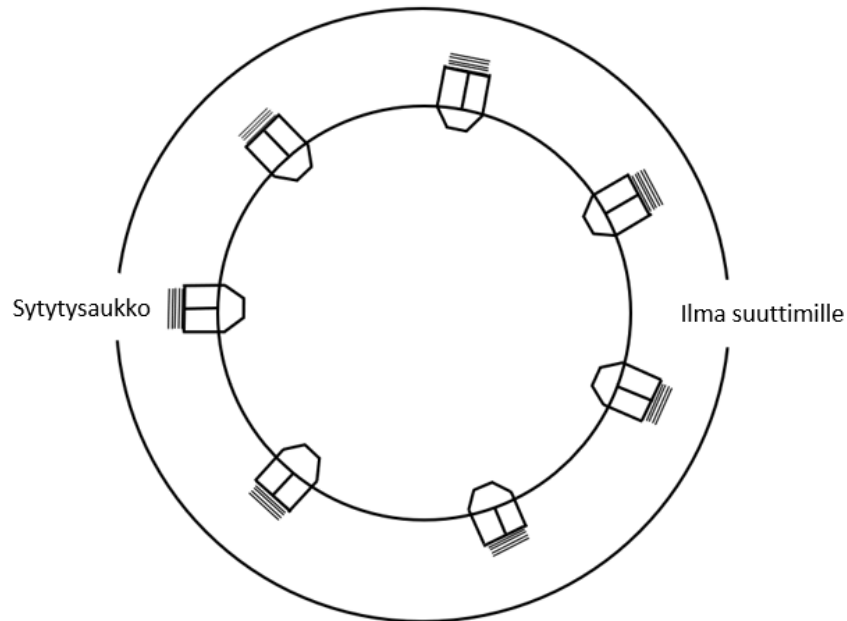


**Kuva 1.** Myötävirtakaasuttimen reaktiovyöhykkeet (mukaan Basu 2013, s. 173; Sansaniwal et al. 2017, s. 367)

Kaasuttimen ylin osa eli vyöhyke, jossa ei tapahdu reaktioita, toimii puun varastona. Kaasutin on muodoltaan sylinteri. Sen päällä on tiivistetty kansi, joka estää ylimääräisen hapen pääsyn kaasuttimeen. Reaktioiden aikana kaasuttimeen voi syntyä hetkellistä painetta. Tämän takia kannessa on paineensäätöventtiili. Yksinkertaisimmillaan venttiili koostuu jousesta, joka painaa kannen kiinni. Paineen noustessa, jousi antaa periksi ja kansi aukeaa, jolloin paine vapautuu.

Kaasuttimen korkeudesta noin kolmasosan päästä pohjasta mitattuna ovat suuttimet, jotka ohjaavat ilman puuhun. Käytön aikana suuttimien puhaltama ilma polttaa ja pyrolysoi osan puusta ja suurimman osan tervoista sekä osan hiilestä, joka sijaitsee suuttimien alapuolella. (kuva 1) Suurin osa biomassasta kaasuuntuu tällä alueella. Biomassa sisältää yli 80 % haihtuvia aineita. (Reed & Das 1988, s. 33)

Suuttimia on useita säteittäin, monesti pariton määrä. Parittomalla määrällä varmistetaan, etteivät suuttimet osoita toisiaan kohti ja siten häiritse reaktioita. Suuttimet ovat kiinnitetty erilliseen sylinteriin. Tämän sylinterin ulkopuolella on toinen sylinteri, johon porataan kaksi reikää. Toisesta reiästä ilma kulkeutuu vaippaan ja sitä kautta suuttimille. Toinen reikä on hiilipedin sytytystä varten, jolla saadaan kaasutusreaktiot käynnistettyä. (Reed & Das 1988, s. 33) Suuttimet voidaan rakentaa esimerkiksi pulteista ja muttereista (Mikkonen 2017). Suuttimien ja reikien sijainti on esitelty kuvassa 2.



**Kuva 2.** Suuttimet, niiden kiinnitys ja ilmareivät.

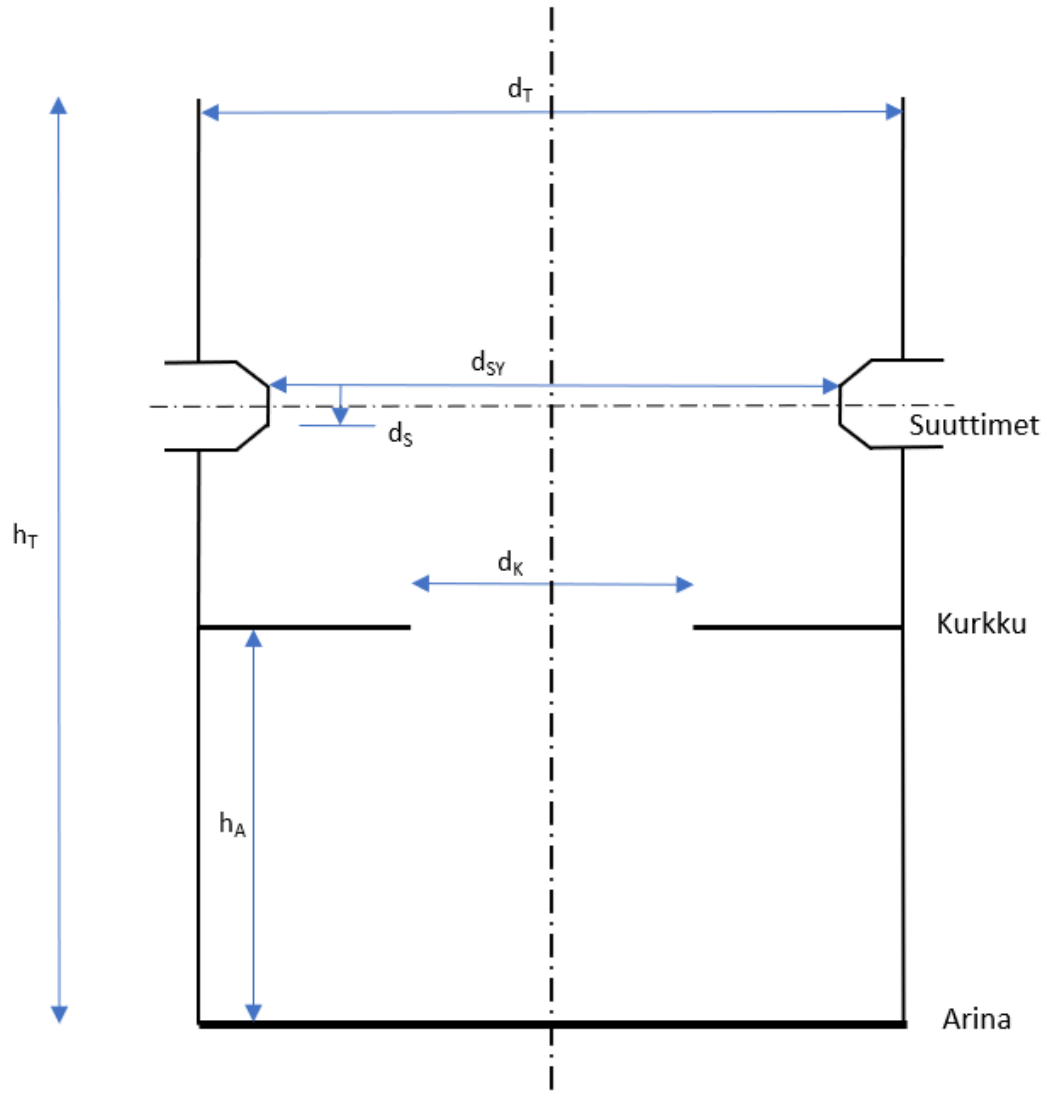
Kaasutin on itsestään säätyvä. Jos hiiltä on suuttimien alla liian vähän, puuta palaa ja pyrolysoituu enemmän. Jos hiiltä muodostuu liian paljon, sen taso nousee suuttimien yläpuolelle. Tällöin suuttimien puhaltama ilma alkaa polttaa hiiltä enemmän ja taso laskee. (Reed & Das 1988, s. 33) Siten kaasutin sopii hyvin polttomoottorin vaihteleville kuormille.

Parantamalla eristystä palamisalueella kaasun tervapitoisuus pienenee ja kaasuttimen hyötysuhde paranee. (Reed & Das 1988) Tämän vuoksi ilman esilämmitys on tärkeää. Jos ilman lämpötila pienenee, niin palamisalueen keskilämpötila laskee. Tällöin korkeassa lämpötilassa krakkautuvien tervojen määrä pienenee ja tuotekaasuun jää enemmän tervaa. Lisäksi puuta kuluu enemmän.

Jotta tulipesä voidaan mitoittaa oikein, tarvitsee laskea moottorin tarvitseman tuotekaasun määrä. Tämä voidaan laskea vertaamalla puukaasun lämpöarvoa bensiinin lämpöarvoon. Jos auton nopeus on 80 km/h ja bensiinin kulutus 7 l/100 km. Tällöin auto kuluttaa tunnissa 5,6 l bensiiniä, minkä tuottama energia on 52,08 kWh. Tämä on noin 187,49



MJ:a. Oletetaan, että puukaasun lämpöarvo on noin  $5,0 \text{ MJ/m}^3$  (Basu 2013, s. 170; Mikkonen 2017). Tällöin kaasua tarvitaan noin  $37,5 \text{ m}^3/\text{h}$ , joka on noin  $10,4 \text{ l/s}$  (STP-olosuhteet). Kuvassa 3 on esitelty tulipesän mitat ja taulukossa 1 on esitetty kirjallisuudesta löydettyjä suositusmitoituksia tulipesälle kyseiselle kaasuvirtaukselle (Kaupp & Goss 1984, s. 84; Mikkonen 2017).



**Kuva 3.** Tulipesän mitat.

**Taulukko 1.** Tulipesän mitoitus Kauppin ja Mikkosen mukaan noin 10 l/s virtaukselle

Mitta	Kaupp	Mikkonen
$d_K$ Kurkun halkaisija (mm)	70	80
$d_{sy}$ Suutinypyrän halkaisija (mm)	163	220
$d_T$ Tulipesän halkaisija (mm)	268	300
$h_T$ Tulipesän korkeus (mm)	256	220
$h_S$ Suuttimien etäisyys kurkusta (mm)	88	90
S Suuttimien lukumäärä (kpl)	5	6
$d_S$ Suuttimien halkaisija (mm)	8,2	7
$h_A$ Arinan etäisyys kurkusta	100	160
Lasketut arvot		
Tulipesän tilavuus (m <sup>3</sup> )	0,0144	0,0156
Suuttimien yhteenlaskettu poikkipinta-ala (mm <sup>2</sup> )	264	231

Kauppin (Kaupp & Goss 1984) mitoitus perustuu toisen maailmansodan aikaisiin ja vuosina 1957–1963 Ruotsissa tehtyihin käytännön kokeisiin. Mikkosen (2017) mitoitus pohjautuu käytännön kokemuksiin vuosina 1993–2017. Kriittisimmät mitat ovat kurkun- ja suutinypyrän halkaisija sekä suuttimien määrä ja niiden halkaisija. Kaikki mitat eroavat melko paljon toisistaan. Huomioitavaa on myös, että toisen maailmansodan aikaisissa kaasuttimissa kaasua ei usein johdettu arinan läpi, vaan arina toimi vain hiilen ja tuhkan erottimena (Kaupp & Goss 1984). Arinan tehtävänä on myös tasoittaa kaasuvirtausta hiilen pelkistymisen aikana (Mikkonen 2017).

Mikkonen (2017) on kirjoittanut kaasuttimen käytöstä, kokemuksista ja huolloista huomattavasti enemmän ja tarkemmin kuin Kaupp (1984), joten valitaan käytettäväksi hänen mitoituksensa. Laitteisto on ollut todistetusti ajoneuvokäytössä. Lisäksi suurempi tulipesä ei ole niin herkkä kuorman muutoksille ja painehäviöt ovat pienemmät, mikäli virtausnopeus ei pienene liikaa ja siten tervan määrä kasva (Reed & Das 1988).

### 3.2 Kaasun puhdistus

Heti tulipesän jälkeen kaasussa epäpuhtauksia. Näitä ovat hiukkaset (noki), kondensoituvat hiilivedyt (tervat), rikki- ja typpiyhdisteet, alkalimetallit sekä vetykloridi. Hiukkasia ja tervoja on eniten, muiden epäpuhtauksien määrä on pieni. Noki aiheuttaa järjestelmän likaantumista, korroosiota ja kulumista. Terva likaa suodattimet ja putket sekä voi aiheuttaa moottorissa venttiilien jumiutumista. Muilla epäpuhtauksilla ei ole polttomoottorille

suurta merkitystä, eikä myöskään muulle järjestelmälle, jos materiaalina on haponkestävä AISI 316- teräs. Polttomoottorissa käytettävässä kaasussa tulee olla  $>10 \mu\text{m}$  hiukkaa alle  $50 \text{ mg/m}^3$  ja tervaa alle  $100 \text{ mg/m}^3$ . (Woolcock & Brown 2013, s. 57)

Puhdistusjärjestelmän suunnittelun lähtökohdat ovat helppo huollettavuus, mahdollisimman pitkä huoltoväli, kustannustehokkuus ja energiatehokkuus. Järjestelmän päätarkoituksena on poistaa noki kaasusta. Puhdistusyksikön tulee olla erillinen sekä helposti vaihdettava. Kaasu voidaan puhdistaa kuivana tai märkänä. Märkäpuhdistusmenetelmissä syntyy jätevettä, jonka puhdistaminen on kallista. Etenkin mikrokokoluokassa märkäpuhdistusjärjestelmän kustannukset kasvaisivat kohtuuttomiksi, jonka takia kuivapuhdistus on järkevämpi vaihtoehto. (Valderrama Rios et al. 2018)

Tervan määrä pyritään pitämään kohtuullisena lämpökrakkauksella, joka tapahtuu tulipesässä. Krakkauksessa lämpötila on  $1100\text{--}1300 \text{ }^\circ\text{C}$  (Tregrossi et al. 1999; Han & Kim 2008). Tällöin kaasuttimen seinämien on oltava lämpöä eristäviä, jolloin ruostumaton teräs on parempi valinta materiaaliksi kuin hiiliteräs (Engineering ToolBox 2001a). Tervan määrä on mahdollista saada lämpökrakkauksella  $15 \text{ mg/m}^3$  pitoisuuteen, jolloin kaasu on sopivaa polttomoottorille (Brandt & Henriksen 2000; Brandt et al. 2000).

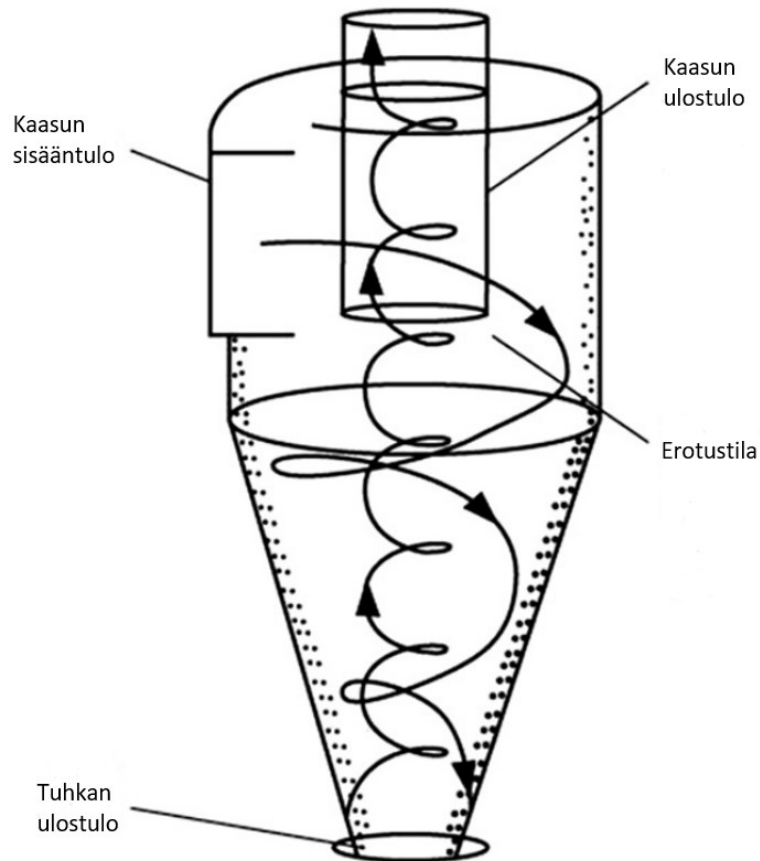
Toinen vaihtoehto tervan vähentämiseen olisi katalyyttinen krakkaus. Katalyyttien avulla voidaan nopeuttaa krakkausreaktioita sekä vähentää tarvittavaa aktivointienergiaa. Käytännön haaste katalyyttien käytössä on niiden aktiivisuuden heikentyminen. Ongelmia aiheuttavat myrkyttyminen ja hiilen kerrostuminen. (Woolcock & Brown 2013, s. 65) Katalyyttisessä krakkauksessa lämpötila on  $550\text{--}900 \text{ }^\circ\text{C}$  (Valderrama Rios et al. 2018).

Katalyytin myrkyttyminen ilmenee, kun kaasussa oleva rikkimolekyylit adsorboituu katalyytin aktiivisiin alueisiin. Tällöin katalyytin teho heikkenee, eikä sen regenerointi ole mahdollista. (Bridgwater 1995) Hiilen kerrostuminen tarkoittaa orgaanisten yhdisteiden absorboitumista katalyyttiin, jossa niistä muodostuu kiinteää hiiltä. Hiili kerrostuu ja likaa katalyyttiä. (Dayton 2002) Kerrostunut hiili voidaan kuitenkin poistaa polttamalla ja siten regeneroida katalyytti. Tällöin katalyytin tulee kuitenkin olla riittävän kestävä, jottei se sintraannu. Katalyytin koostumusta muuttamalla voidaan vaikuttaa reaktioiden nopeuteen tai kestävyuteen. Aktiivisten alueiden geometriaa muuttamalla ja olosuhteita (lämpötila ja paine) muuttamalla voidaan vähentää hiilen muodostumista. (Sutton et al. 2002)

Edellä mainittujen syiden vuoksi tervan poistoon ei valita käytettäväksi katalyyttejä. Niitä ei ole vielä laajasti käytetty teollisessa mittakaavassa (Valderrama Rios et al. 2018, s. 367). Tervan määrä pyritään pitämään kohtuullisena kaasuttimen oikeanlaisella suunnittelulla sekä korkeilla lämpötiloilla.

Noen poisto toteutetaan syklonilla ja kangassuodattimella. Ne ovat energia- ja kustannustehokkaita sekä hyvin yleisesti käytettyjä kiinteiden aineiden erotukseen kaasusta. Suodattimissa ja syklonissa kaasun lämpötila on yli 200 astetta. (Woolcock & Brown 2013, s. 59–60)

Syklonissa hyödynnetään massaa ja kiihtyvyyttä hiukkasten erottamiseen kaasusta. Keskeiskiihtyvyydellä nopeutetaan pienten hiukkasten laskeutumista. Syklonia voidaan käyttää korkeassa lämpötilassa, jopa 1000 °C. Sykloniin tuleva kaasuvirta saatetaan pyörivään liikkeeseen. Hiukkasten nopeus pienenee nopeammin kuin kaasun pyörimisliikkeen jatkuessa, jolloin hiukkaset laskeutuvat syklonin pohjalle painovoiman vaikutuksesta. Tämän jälkeen kaasuvirta uudelleenohjataan ylöspäin suuntautuvaan pyörivään liikkeeseen, mistä kaasu poistuu. (Woolcock & Brown 2013, s. 59) Syklonin toimintaa on havainnollistettu kuvassa 4.



**Kuva 4.** Syklonin toiminta (Hoffmann & Stein 2007).

Syklonin erotusrajalalla tarkoitetaan kohtaa, jossa tietyn kokoisen partikkelin erotustehokkuus on 50 %. Sitä merkitään usein  $x_{50}$  tai  $d_{50}$ . Esimerkiksi sykloni, jossa  $x_{50}$  on 10  $\mu\text{m}$  kohdalla tarkoittaa, että 10  $\mu\text{m}$  partikkelilla on 50 % mahdollisuus erottua kaasusta. Tätä

suuremmille partikkeleille erotustehokkuus on parempi ja vastaavasti pienemmille heikompi.

Aiemmin laskettiin kaasun kulutukseksi 37,5 m<sup>3</sup>/h STP-olosuhteissa. Oletetaan sykloniin saapuvan kaasun lämpötilaksi 400 °C (Mikkonen 2017). Lisäksi oletetaan kaasu ideaalikaasuksi. Tällöin kaasun virtaama saadaan ideaalikaasun tilanyhtälöllä, kaavalla

$$p\dot{V} = \dot{n}RT, \quad (3)$$

jossa  $p$  on paine,  $\dot{V}$  on tilavuusvirta,  $\dot{n}$  on moolivirta,  $R$  on kaasuvakio ja  $T$  on lämpötila (Moebis et al. 2016). Moolivirta, kaasuvakio ja paine ovat vakioita. Kaavasta (3) siirtämällä vakiot samalle puolelle saadaan kaava

$$\frac{\dot{V}}{T} = \frac{\dot{n}R}{p}. \quad (4)$$

Yhtälön oikealla puolella olevat termit ovat vakioita, joten voidaan muodostaa verranto.

$$\frac{\dot{V}_1}{T_{1,s}} = \frac{\dot{V}_2}{T_{2,s}}, \quad (5)$$

jossa  $V_1=37,5$  m<sup>3</sup>/h,  $T_{1,s}=0$  °C (273,15 K),  $T_{2,s}=400$  °C (673,15 K) ja  $\dot{V}_2$  on kaasun tilavuusvirta syklonin sisääntulossa. Ratkaistaan  $\dot{V}_2$  kaavasta (5), saadaan  $\dot{V}_2 \approx 92,4$  m<sup>3</sup>/h.

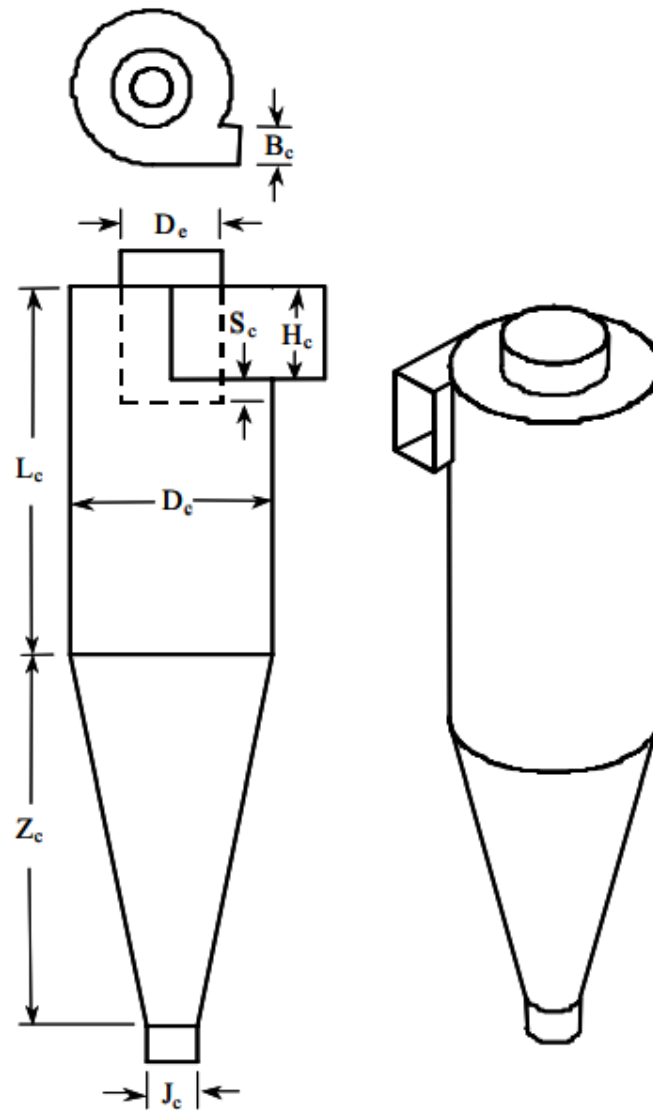
Suosittelava vähimmäisnopeus kevyiden hiukkasten kuljettamiseen on 10 m/s. (Reed & Das 1988, s. 77). Suositeltava nopeus syklonin sisääntulossa on 15 m/s ± 2 m/s (Wang 2003). Valitaan syklonin sisääntulon poikkileikkaukseksi suorakulmio, jonka mitat ovat 29 mm ja 58 mm. Lasketaan kaasun nopeus  $v_g$  syklonin sisääntuloputkessa kaavalla

$$v_g = \frac{\dot{V}_2}{A_c}, \quad (6)$$

jossa  $A_c$  on sisääntulon poikkipinta-ala (Reed & Das 1988, s. 78). Saadaan  $v \approx 15,3$  m/s, joka on lähes suositeltava nopeus. Syklonin erotusraja voidaan laskea kaavalla

$$d_{50} = \sqrt{\frac{9\mu_g B_c}{2N_e \dot{V}_2 (\rho_p - \rho_g) \pi}}, \quad (7)$$

jossa  $\mu_g$  on kaasun viskositeetti,  $B_c$  on sisääntulon leveys,  $N_e$  on kaasun efektiivisten kierrosten määrä syklonin ulkokehällä,  $\rho_p$  on erotettavan hiukkasen tiheys ja  $\rho_g$  on kaasun tiheys.  $N_e$  on suunniteltavalle 2D2D-syklonille 6 (Wang 2003, s. 6). 400 °C puukaa-sulle  $\rho_g$  on 0,425 kg/m<sup>3</sup> ja  $\mu_g$  on 280\*10<sup>-7</sup> kg/m-s. Oletetaan tuhkan tiheydeksi 2000 kg/m<sup>3</sup> ja noen tiheydeksi 200 kg/m<sup>3</sup>. (Reed & Das 1988, s. 78–79) Sijoitetaan luvut kaavaan (7) ja saadaan  $d_{50(a)} \approx 2,5$  μm tuhkalle ja  $d_{50(c)} \approx 8,0$  μm noelle. Syklonin mitat ovat nimetty kuvassa 5 ja taulukossa 2 ovat mitat suunnitellulle syklonille.



**Kuva 5.** Syklonin mitat (Wang 2003, s. 3).

**Taulukko 2.** Suunnitellun syklonin mitat (Wang 2003, s. 3).

Mitta	Kaava	Arvo [mm]
$B_c$	-	29
$D_c$	$4B_c$	116
$H_c$	$D_c/2$	58
$D_e$	$D_c/2$	58
$J_c$	$D_c/4$	29
$S_c$	$D_c/8$	14,5
$L_c$	$2D_c$	232
$Z_c$	$2D_c$	232

Syklonin painehäviö voidaan laskea kaavalla

$$\Delta p = \frac{(0,065)\rho_g \dot{V}_2^2 A_c}{D_e^2} . \quad (8)$$

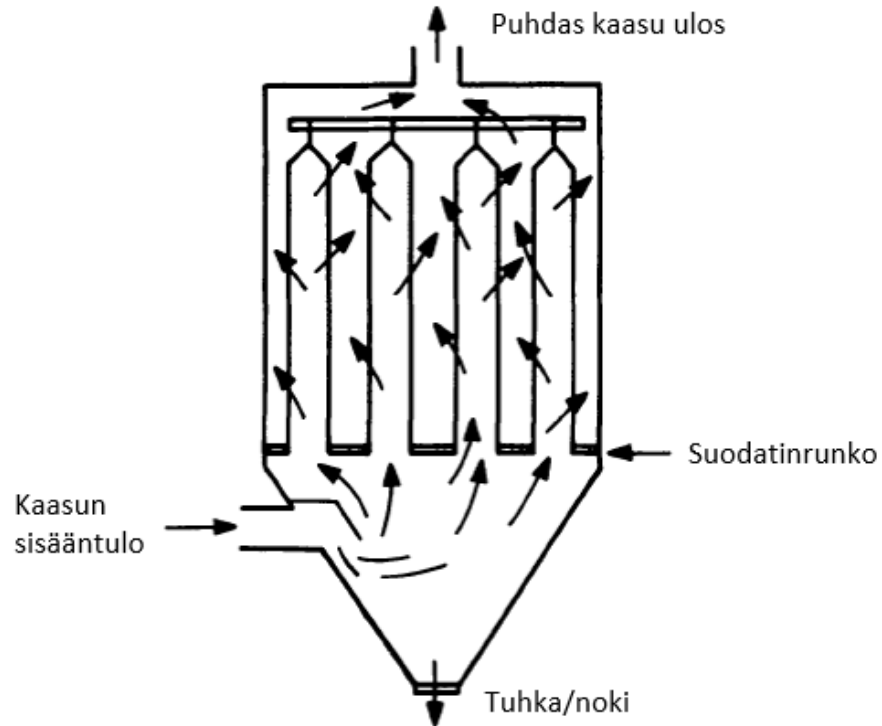
Sijoitetaan luvut kaavaan ja tulokseksi saadaan  $\Delta p \approx 316 \text{ Pa}$ .

Kuten aiemmin mainittu, polttomoottorissa käytettävässä kaasussa tulee olla  $>10 \mu\text{m}$  hiukkasia alle  $50 \text{ mg/m}^3$ . Raja on hyvin tiukka, jolloin sykloni ei riitä noen poistoon. Syklonin noen erotusraja on korkea, eikä sykloni poista hiukkasia varmasti. Lisäksi syklonin tehokkuus riippuu voimakkaasti sisään tulevan virtauksen nopeudesta. Kaasuttimen toimintaan on hyvä jättää säätövaraa, jos sähkö- tai lämpötehon tarve pienenee väliaikaisesti. Näistä syistä puhdistusjärjestelmään tarvitaan myös kangassuodatin.

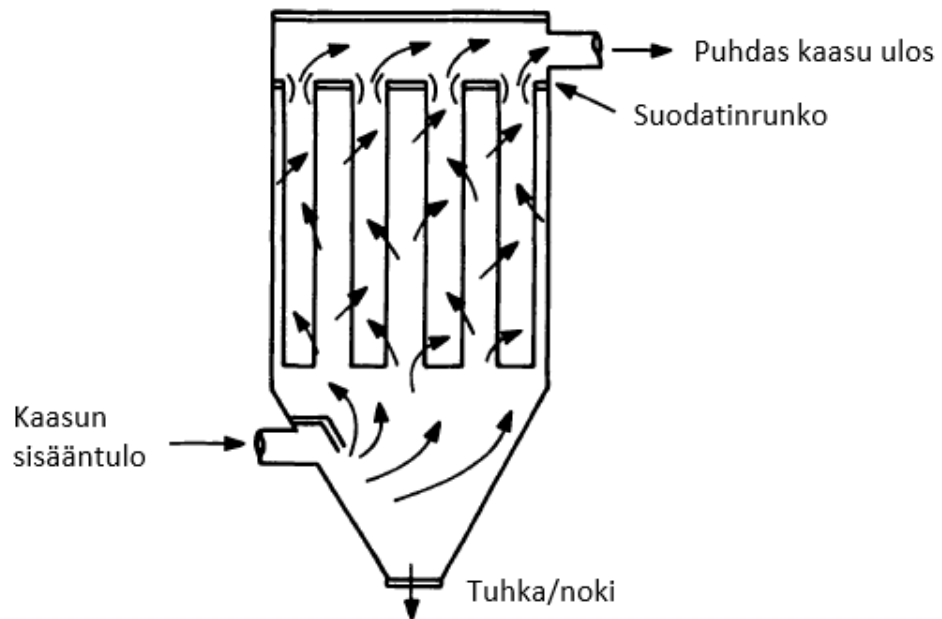
Kangassuodattimet poistavat kuivia partikkeleita kaasuvirtauksesta suodatinaineen avulla. Virtaus johdetaan suodatinaineen läpi, mihin hiukkaset kerääntyvät kakun muotoon. Muodostunut kakku täytyy puhdistaa tietyin väliajoin. Useimmiten käytetyt puhdistustekniikat ovat ravistus, käänteisvirtaus ja käänteispulssitus. Kangassuotimen puhdistustehokkuus on 99–99,9 %. Suodattimen aiheuttama painehäviö on 750–2000 Pa. Hyvien ominaisuuksiensa vuoksi kangassuodattimia on käytetty laajasti 1960-luvun puolivälistä lähtien. Materiaalien lämmönkestävyyden rajallisuuden vuoksi kangassuotimia käytetään harvoin yli  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ :een lämpötilassa. (Seville 1997, s. 70)

Suodatinaine neulotaan pusseiksi tai elementeiksi, joissa vain toinen pää on avoin. Elementit voivat olla sylinterin tai suorakulmion muotoisia, joskin sylinteri on yleisempi korkean lämpötilan sovelluksissa. Hiukkaset voidaan kerätä joko elementtien sisään tai niiden ulkopinnalle. Yleisesti sisään keräävät suodattimet puhdistetaan ravistamalla tai käänteisvirtauksella ja ulkopinnalle keräävät käänteispulssituksella. (Seville 1997, s. 70) Tyypillisen sisälle keräävän kangassuodattimen rakenne on esitetty kuvassa 6 ja ulkopinnalle keräävän kuvassa 7. Kangassuodattimen suunnittelun ja käytön onnistuminen riippuu neljästä tekijästä; painehäviö, suodatusnopeus, suodatinaine ja puhdistustekniikka (Seville 1997, s. 71).

Suodatuksen aikana hiukkasten määrä kankaan pinnalla kasvaa, jolloin sen läpäisevyys pienenee. Virtausvastuksen pienentämiseksi suodatin tulee puhdistaa tietyin väliajoin painehäviön kasvaessa liian suureksi. Puhdistuksen onnistumiseksi kahden ehdon tulee täytyä. Suodatinelementtiin kohdistettavan erotusvoiman tulee olla riittävän suuri kakun erottamiseksi kankaasta. Toiseksi murtuneen kakun tulee päästä putoamaan esteettä suodattimen pohjalle. Puhdistuksen jälkeen suodatin kerää hiukkasia hyväksyttävällä painehäviöllä. Yleensä puhdistus suoritetaan peräkkäin elementtien välillä painehäviön ja virtausnopeuden muutoksien minimoimiseksi. Suodatuksen jatkuessa hiukkasia ei kerry ainoastaan kankaan avoimiin pintoihin, vaan myös kerättyjen hiukkasten päälle. Jo kerätyt hiukkaset parantavat suodattimen tehokkuutta, jolloin suodatin toimii parhaiten juuri ennen puhdistusta. (Seville 1997, s.72–73)



**Kuva 6.** Sisälle keräävän kangassuodattimen rakenne (mukaillen Seville 1997, s. 71).



**Kuva 7.** Ulkopinnalle keräävän kangassuodattimen rakenne (mukaillen Seville 1997, s. 71).

Kaasun nopeutta kankaan rajapinnassa kutsutaan suodatusnopeudeksi  $F$ . Se kertoo kaasuvirtauksen puhdistamiseen tarvittavan kangaspinta-alan. Suodatusnopeus määritellään kaavan mukaisesti



$$F = \frac{\dot{V}_F}{A_F}, \quad (9)$$

jossa  $\dot{V}_F$  on tilavuusvirta suodattimessa ja  $A_F$  on suodatinkankaan pinta-ala. (Seville 1997, s. 73) Yhdessä puhdistustekniikan ja elementtien ominaisuuksien kanssa (koko, määrä, muoto ja välys) kanssa se määrittää suodatinkotelon mitat. Suodatusnopeus on hyvin prosessikohtainen, mutta lähes kaikille sovelluksille se on 0,3–3,7 m/min. (Seville 1997, s. 73–75)

Mikkosen (2017) 2-litraiselle moottorille sopivan suodattimen  $A_F=4,7 \text{ m}^2$  ja suodattimen lämpötila on noin  $170 \text{ }^\circ\text{C}$ . Soveltamalla kaavaa (5) voidaan laskea  $\dot{V}_F$ , jolloin tulokseksi saadaan  $\dot{V}_F \approx 60,8 \text{ m}^3/\text{h}$ . Lasketaan suodatusnopeus kaavalla (9), tulokseksi saadaan  $F \approx 0,22 \text{ m/min}$ . Tulos on järkevä, koska järjestelmä on mikrokokoluokkaa ja suodatin on hyvin pieni verrattuna teollisen mittakaavan suodattimiin. Suodattimen suurempi pinta-ala pidentää puhdistusväliä (Mikkonen 2017).

Suodatinaine määrittää suodattimen suorituskyvyn. Suodatinaineena käytetään usein polymeerisiä kuituja. Polymeerin termiset ominaisuudet rajaavat sen käyttökohteita. (Seville 1997, s. 76–78) Taulukossa 3 on esitetty eri kuitujen lämmönkestävyys.

**Taulukko 3.** Kuitujen lämmönkestävyys (mukailen Seville 1997, s. 78).

Tyyppi	Kaupallinen nimi	Lämmönkesto (jatkuva) [ $^\circ\text{C}$ ]	Lämmönkesto (hetkellinen) [ $^\circ\text{C}$ ]	Lämmönkesto kosteana [ $^\circ\text{C}$ ]
Polyesteri	Teryleeni, Trevira	150	175–210	100–120
Polyamidi	Nomex, Conex	200	250–300	130–170
Silikaatti	Lasikuitu	260	280–300	260
Selluloosa	Puuvilla	90	110–120	100
Akryyli	Dralon T	140	150	130–140
Modakryyli	Orlon, Dralon S	130	140	120–130
Polypropyleeni	Meraklon	95	105	95
PTFE	Teflon	260	280–300	260
Polyamidi	Nylon	110	120	100
Polypeptidi	Villa	90	120–130	105
Ruostumaton teräs	Bekinox	450	500–550	450
Polyfenyleenisulfidi	Ryton	190	230	–
Polyimidi	P84	250	260	–

Taulukosta huomataan, että monien materiaalien lämmönkestävyys heikentyy kosteuden vaikutuksesta. Suodattimen toimintalämpötila pyritään pitämään  $170\text{--}200 \text{ }^\circ\text{C}$ :ssa,

jolloin terva tai vesi eivät pääse kondensoitumaan suodatinkankaan pinnalle (Valderama Rios et al. 2018). Lämpötilan puolesta suodatukseen sopivat materiaalit ovat polyaramidi, silikaatti, PTFE (polytetrafluorieteeni), ruostumaton teräs ja polyimidi. Taulukossa 4 on esitetty edellä mainittujen materiaalien kestävyys kulumista ja alkaleja vastaan.

**Taulukko 4.** *Kuitujen kestävyys (mukailten Seville 1997, s. 79; Donaldson Company Inc. 2015)*

Tyyppi	Kulumis-kestävyys	Alkalikesstävyys	Eryteisesti vaurioittavat aineet
Polyaramidi	4	4	Oksaalihappo, mineraalihatot, happamat suolat
Silikaatti	0/1	2	Kalsiumkloridi, natriumkloridi, vahvat alkalit
PTFE	1	5	Fluori
Ruostumaton teräs	1	5	Kloridit
Polyimidi	3	0	

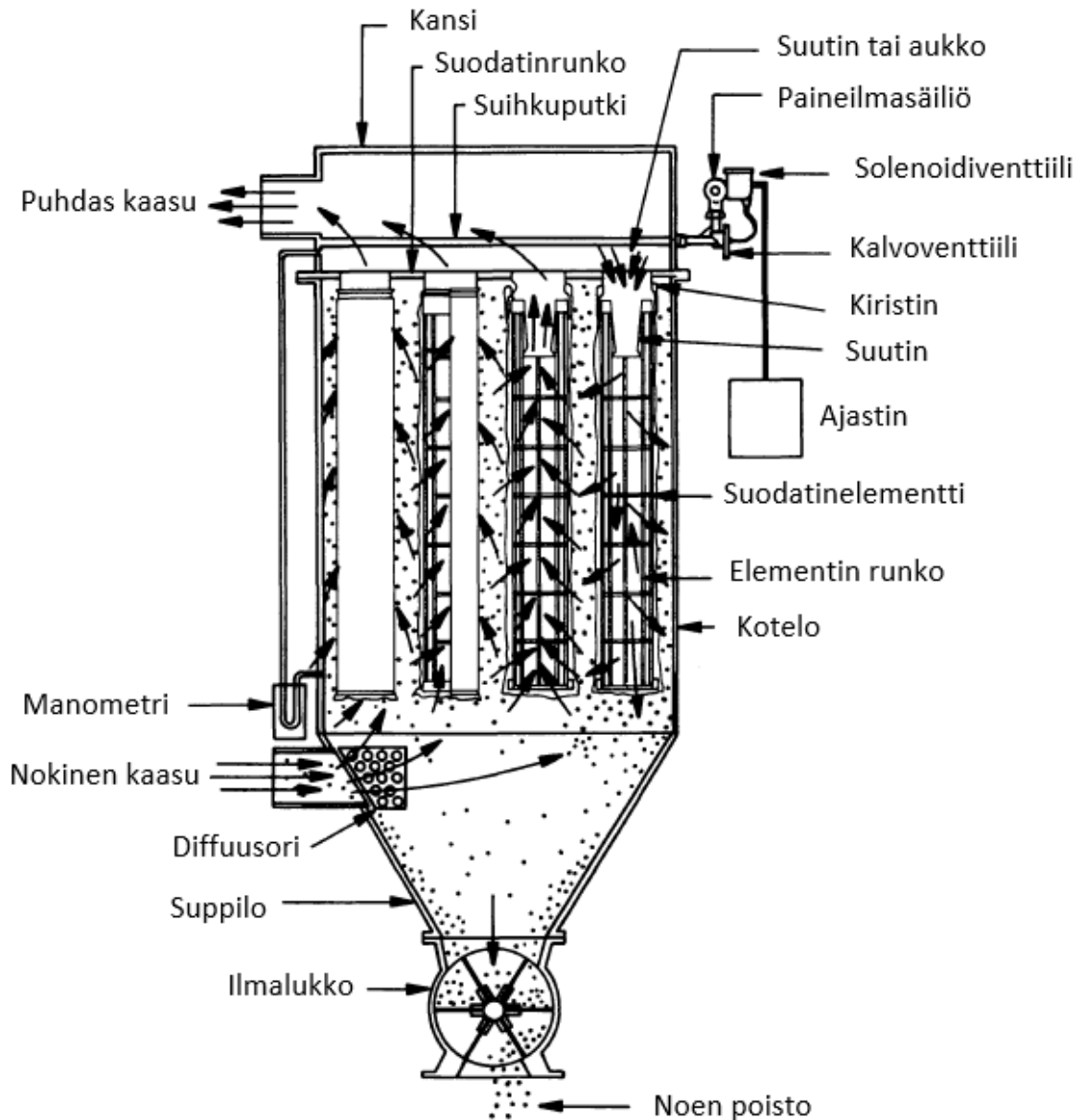
5=erinomainen, 4=todella hyvä, 3=hyvä, 2=melko hyvä, 1=tydyttävä, 0=huono

Kuten aiemmin mainittu, tuotekaasu sisältää alkalimetalleja. Polyimidi kestää huonosti alkaleja, joten sitä ei voida käyttää. Suodatinelementit tulevat lähelle toisiaan, jolloin materiaalin kulumiskestävyys tulee olla hyvä. PTFE, ruostumaton teräs ja silikaatti kestävät huonosti kulumista, joten niitä ei voida käyttää. Jäljelle jää polyaramidi, joka valitaan suodatinmateriaaliksi. Mikkonen (2017) on käyttänyt PTFE:llä pinnoitettua polyaramidia ja kestävyys suodatinmateriaalina on ollut hyvä.

Aiemmin mainittiin suodattimen puhdistustekniikoiksi ravistus, käänteisvirtaus ja käänteispulssitus. Näistä käänteispulssitus on yleisesti käytetty ja hellävarainen puhdistustekniikka, jolloin suodattimen rikkoutumisriski on pienempi (Seville 1997, s. 80). Kuvassa 8 on esitetty käänteispulssitusjärjestelmällä varustetun suodattimen rakenne.

Järjestelmä toimii paineilmalla, järjestelmän paine on noin 7 bar. Ilma kulkee paineilmasäiliöstä suihkuputkia pitkin suoraan suodatinelementtien yläpuolelle. Suihkuputkista tuleva korkeapainesuihku suunnataan kaasun virtaussuuntaa vastaan. Korkeapainesuihku paineistaa suodatinelementin äkillisesti ja elementin ulkopinnalle kertynyt nokiakku putoaa pois. Elementin suulla on usein suutin suihkun nopeuden kasvattamiseksi. Ilman kulkua katkotaan kalvoventtiilillä, jolloin muodostuu lyhyitä paineilmapulsseja. Pulssi voi kestää jopa 300 ms. Solenoidiventtiilillä ohjataan paineilman kulkua järjestel-

mään, jolloin järjestelmä voidaan käynnistää tai pysäyttää haluttuun aikaan. Käynnistyminen tapahtuu ajastettuna tietyin väliajoin tai vain tarvittaessa, kun painehäviö on kasvanut liian suureksi. Tällöin mitataan suodattimen aiheuttamaa painehäviötä ja raja-arvon ylittyessä puhdistusjärjestelmä käynnistyy. (Seville 1997)

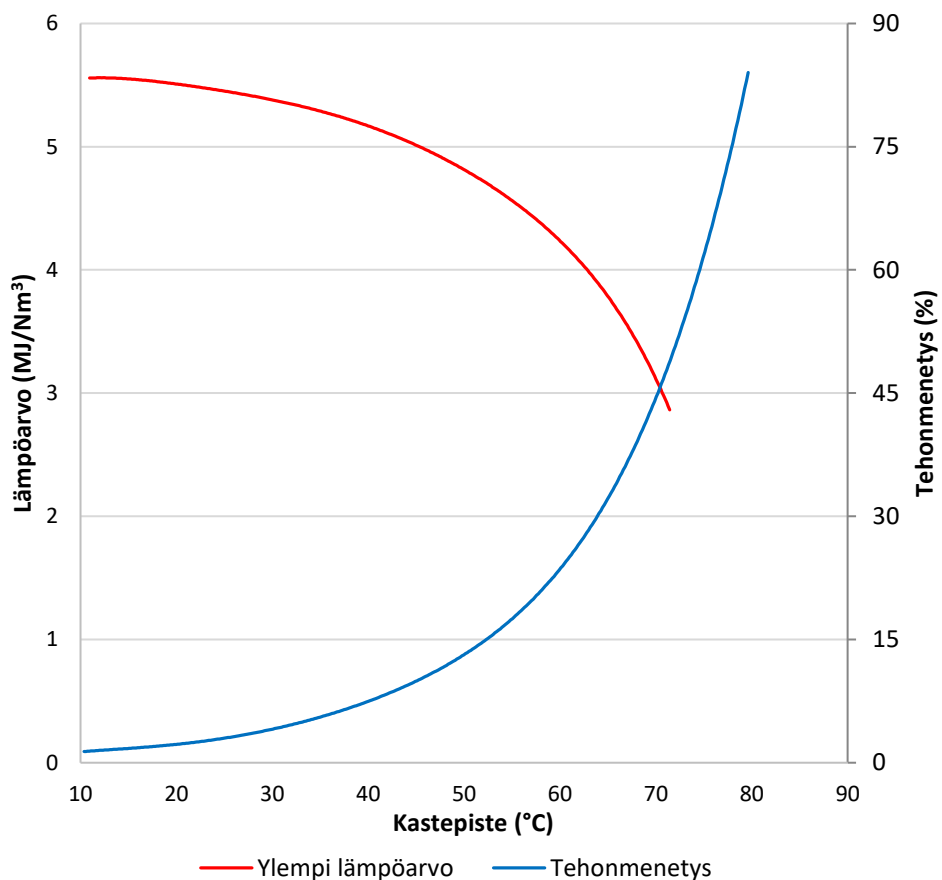


**Kuva 8.** Käänteispulssitusjärjestelmällä varustetun suodattimen rakenne (mukailen Seville 1997 s. 81)

Puhdistusjärjestelmä on usein merkittävä osa kaasutuslaitteiston kustannuksia (Lassi & Wikman 2011; Basu 2013). Sykloni ja kangassuodatin ovat kypsiä teknologioita, joten järjestelmän kustannukset ovat mahdollisimman pienet. Suunniteltu järjestelmä puhdistaa kaasusta hiukkaset 99–99,9 %:in tehokkuudella (Seville 1997).

### 3.3 Kaasun jäädytys

Kaasussa on suodatuksen jälkeen suuri määrä vesihöyryä, joka on peräisin polttoaineen sisältämästä vedestä. Se pienentää tuotekaasun lämpöarvoa huomattavasti, jolloin polttomoottorin teho pienenee. Suurin osa vesihöyrystä voidaan poistaa jäädyttämällä kaasu, jolloin vesihöyry lauhtuu. Kaasu on lauhtuessaan kylläistä. Jos kaasu jäädytetään 70 °C:een, siinä on noin 25 % vettä. Jäädyttämällä kaasu 40 °C:een vesipitoisuus pienenee alle 8 %:iin ja kaasun laatu paranee merkittävästi. Vesihöyryn määrää on mahdollista pienentää käyttämällä mahdollisimman kuivaa polttoainetta. (Reed & Das 1988, s. 88) Kuvassa 9 on esitetty kylläisen kaasun ylempi lämpöarvo ja tehonmenetys kastepisteen funktiona.



**Kuva 9.** *Kylläisen kaasun ylempi lämpöarvo ja tehonmenetys kastepisteen funktiona (mukaillen Reed & Das 1988, s. 90)*

Jäähtyminen tapahtuu suurilta osin kaasutinjärjestelmän pintojen ja putkien kautta kaasun lämpötilan ollessa korkea. Tuotekaasun lämpötilan lähestyessä ympäristön lämpötilaa, tarvitaan enemmän jäädytyspinta-alaa. (Reed & Das 1988, s. 89) Kaasu jäädytetään lämmönvaihtimen avulla. Lämpö siirretään kuumasta kaasusta veteen, jota voidaan hyödyntää esimerkiksi lattialämmitykseen. Lattialämmityksessä kiertävän veden

lämpötila on 30–40 °C (Motiva 2012). Seuraavaksi mitoitetaan kaasun jäähdytykseen sopiva lämmönvaihdin. Taulukossa 5 on kaasun ja veden tulo- ja menolämpötilat.

Kaasun massavirta  $\dot{m}_g$  voidaan laskea kaavalla

$$\dot{m}_g = \rho_k \dot{V}_k, \quad (10)$$

jossa  $\dot{V}_k$  on kaasun tilavuusvirta keskilämpötilassa (77,5 °C) ja  $\rho_k$  on kaasun tiheys keskilämpötilassa (Moebs et al. 2016). Kaavalla (5) saadaan  $\dot{V}_k \approx 0,013 \text{ m}^3/\text{s}$ . Keskilämpötilassa  $\rho_k = 0,8 \text{ kg/m}^3$  (Reed & Das 1988, s. 79) Sijoitetaan luvut kaavaan (10) ja tulokseksi saadaan  $\dot{m}_g \approx 0,0104 \text{ kg/s}$ .

**Taulukko 5.** Suunnitellun lämmönvaihtimen tulo- ja menolämpötilat

Aine	Lämpötila	Arvo [°C]
Kaasu	meno	110
	tulo	45
Vesi	meno	30
	tulo	40

Massavirran avulla voidaan laskea moolivirta  $\dot{n}_g$  kaavalla

$$\dot{n}_g = \frac{\dot{m}_g}{M_g}, \quad (11)$$

jossa  $M_g$  on kaasun moolimassa (Moebs et al. 2016).

Siirrettävä lämpöteho  $\dot{Q}_g$  voidaan laskea kaavasta

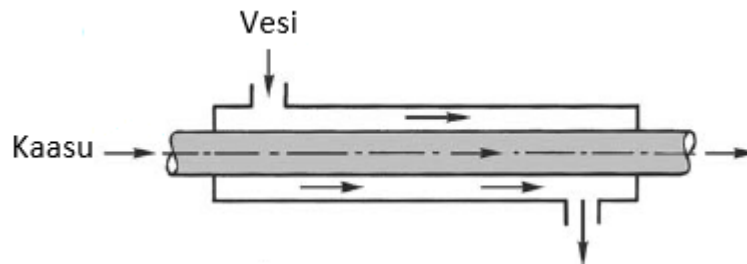
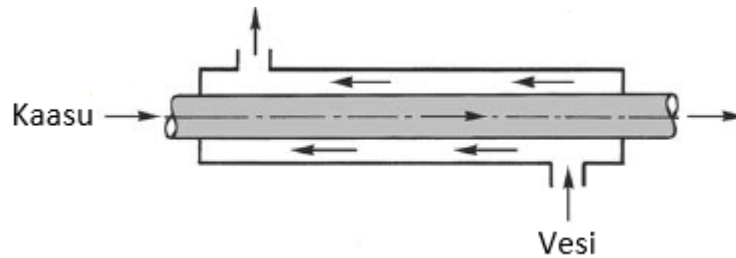
$$\dot{Q}_g = \dot{n}_g C_{pg} \Delta T_h, \quad (12)$$

jossa  $C_{pg}$  on kaasun molaarinen ominaislämpökapasiteetti ja  $\Delta T_h$  on lämpöä luovuttavan aineen tulo- ja menopaluuvirtojen lämpötilaero. (Kakaç et al. 2020). Taulukossa 6 on esitetty kaasun oletettu koostumus ennen jäähdytystä. Koostumuksen perusteella on laskettu kaasun moolimassa  $M_g$ , kaavalla (11) moolivirta  $\dot{n}_g$  sekä molaarinen ominaislämpökapasiteetti  $C_{pg}$  keskilämpötilassa. Näiden avulla on laskettu siirrettävä lämpöteho  $\dot{Q}_g$  kaavalla (12).

**Taulukko 6.** Oletettu kaasun koostumus ja lasketut arvot (Alén 2011, s. 271; NIST 2013)

Komponentti	Osuus (til-%)	$M_g$ [g/mol]	$C_{pg}$ [J/mol K]	$n_g$ [mol/s]	Lämpöteho [W]
CO	13	3,64	30	0,05	103
H <sub>2</sub>	10	0,20	29	0,04	77
CH <sub>4</sub>	4	0,64	40	0,02	43
CO <sub>2</sub>	12	5,28	39	0,05	126
H <sub>2</sub> O	16	2,88	34	0,07	147
N <sub>2</sub>	45	12,60	29	0,19	354
Summa	100	25,25		0,41	849

Nestekiertoiset lämmönvaihtimet voidaan jakaa myötävirta- ja vastavirtalämmönvaihtimiin. Myötävirtavaihtimissa molemmat virtaukset tulevat vaihtimeen samasta päästä, virtaavat samaan suuntaan ja lähtevät toisesta päästä. Vastavirtavaihtimissa tilanne on päinvastainen. Myötävirtavaihdin on esitetty kuvassa 10 ja vastavirtavaihdin kuvassa 11.

**Kuva 10.** Myötävirtavaihdin (mukaillen Kakaç et al. 2020, s. 24)**Kuva 11.** Vastavirtavaihdin (mukaillen Kakaç et al. 2020, s. 24)

Lämmönvaihdin sijoitetaan pystyasentoon, jolloin lauhtunut vesi puhdistaa kaasuputkia. Lämmönvaihdin voi vaatia mekaanista puhdistusta likaantumisen vuoksi. Tästä syystä toisen pään tulee olla avoin ja helposti avattava. Kaasuputkien poikkipinta-alan tulee vastata muun putkiston pinta-alaa. (Mikkonen 2017)

Vastavirtavaihdin vaatii vähemmän lämmönsiirtopinta-alaa kuin myötävirtavaihdin (Kakaç et al. 2020, s. 25). Kaasun jäähtymykseen myötävirtavaihdin on kuitenkin parempi ratkaisu. Kaasu virtaa vaihtimessa alhaalta ylöspäin, jolloin vesi kiertää myötävirtavaih-

timessa ja sen jälkeen vapaalla konvektiolla. Lämpötilan noustessa veden tiheys pienee ja kuuma vesi nousee ylöspäin. (Moebs et al. 2016, s. 43) Tällöin erillistä pumppua ei välttämättä tarvita, jos lämmitettävä lattia sijaitsee lämmönvaihtimen yläpuolella. Lisäksi vaadittava lämmönsiirtopinta-ala on joka tapauksessa melko pieni, koska  $\dot{Q}_g=849$  W (taulukko 6).

Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala  $A$  voidaan laskea kaavalla

$$A = \frac{\dot{Q}_g}{U\Delta T_{lm}}, \quad (13)$$

jossa  $U$  on lämmönläpäisykerroin ja  $\Delta T_{lm}$  on logaritminen keskilämpötilaero (Kakaç et al. 2020).  $U$ :n arvoksi oletetaan  $45 \text{ W/m}^2\text{°C}$  (Engineering ToolBox 2001b; McDonald & Magande 2012; Kakaç et al. 2020). Myötävirtavaihtimen logaritminen keskilämpötilaero  $\Delta T_{lm}$  voidaan laskea kaavalla

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{c2}}\right)}. \quad (14)$$

Sijoitetaan taulukon 5 arvot kaavaan ja tulokseksi saadaan  $\Delta T_{lm} \approx 27,05 \text{ °C}$ . (Kakaç et al. 2020) Sijoitetaan luvut kaavaan (13) ja tulokseksi saadaan  $A \approx 0,7 \text{ m}^2$ . Tarvittavien putkien määrä  $N$  voidaan laskea kaavalla

$$N = \frac{A}{A_T} = \frac{A}{\pi d_o L_T}, \quad (15)$$

jossa  $d_o$  on putken ulkohalkaisija ja  $L_T$  on putken pituus. Valitaan  $d_o=22 \text{ mm}$  ja  $L_T=600 \text{ mm}$  (Mikkonen 2017). Sijoitetaan luvut kaavaan (15) ja tulokseksi saadaan  $N \approx 17$  kpl.

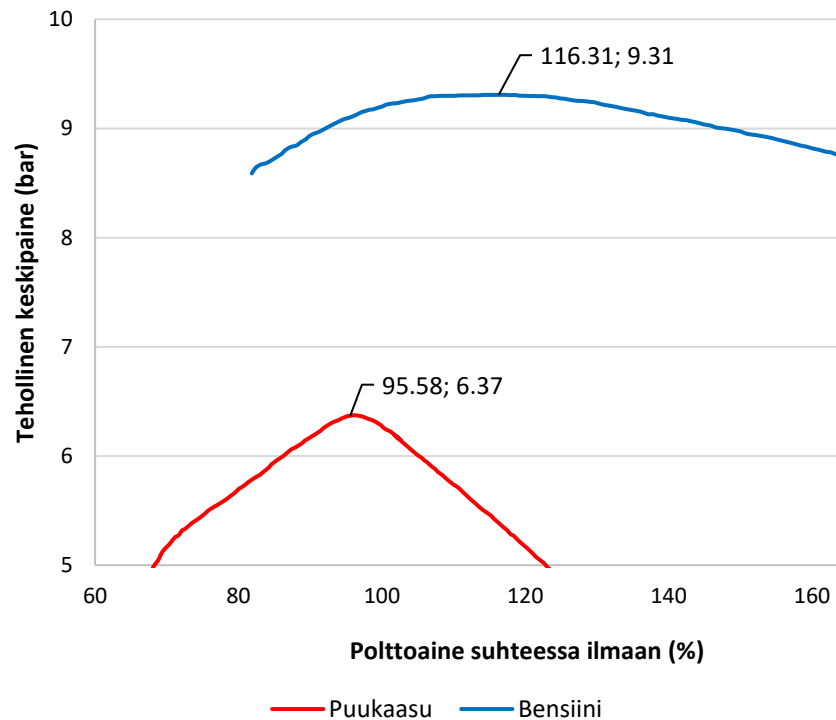
### 3.4 Sähkön- ja lämmöntuotanto

Jäähdytyksen jälkeen kaasua täytyy hieman lämmittää, jotta vesihöyry ei lauhdu moottorin imusarjaan tai kanaviin. Lauhtuvaan veteen liukenee helposti kaasussa olevia teräsmaisia yhdisteitä ja orgaanisia happoja, jotka aiheuttavat moottorin likaantumista ja syöpymistä. Kaasu tulee lämmittää vähintään yli  $10 \text{ °C}$  jäähdyttimen poistumislämpötilasta, jotta lauhtumista ei tapahdu. Lämmitys voidaan suorittaa moottorin pakoputken lämmöllä, jäähdytysnesteellä tai kaasun jäähdytyksestä saadulla lämmöllä. (Reed & Das 1988; Mikkonen 2017)

Lämmityksen jälkeen kaasu voidaan syöttää polttomoottoriin, jossa kaasun kemiallinen energia muunnetaan mekaaniseksi energiaksi ja lämmöksi. Nyrkkisääntönä polttomoot-

toriin syötetty energia jakautuu kolmeen yhtä suureen osaan; mekaaninen energia, pakokaasun lämpöenergia ja moottorin sisäiset kitka- ja lämpöhäviöt. Suurin osa sisäisistä lämpöhäviöistä siirtyy jäähdytysnesteeseen ja öljyyn, joista ne voidaan ottaa talteen. Osa energiasta kuitenkin häviää säteilynä, konvektiona ja muina häviöinä. (Mikalsen 2011, s. 134) Jos moottoriin syötetään 52,08 kWh energiaa, siitä 13 kWh saadaan mekaanisena tehona. Oletetaan, että häviöt ovat 8 kWh, jolloin lämpöenergiaa saadaan 15,54 kWh sekä jäähdytysnesteestä, että pakokaasuista. (Mikalsen 2011, s. 136).

Alun perin bensiinikäyttöinen moottori sopii puukaasulle lähes suoraan. Kaasuun sekoitetaan ilmaa, kuten bensiininkin kanssa. Suurin teho saavutetaan hieman laihalla seoksella, kun taas bensiinimoottorilla maksimiteho saavutetaan huomattavasti rikkaalla seoksella verrattuna stoikiometriseen suhteeseen. (Reed & Das 1988, s. 108) Kuvassa 12 on esitetty tehollisen keskipaine seossuhteen funktiona.



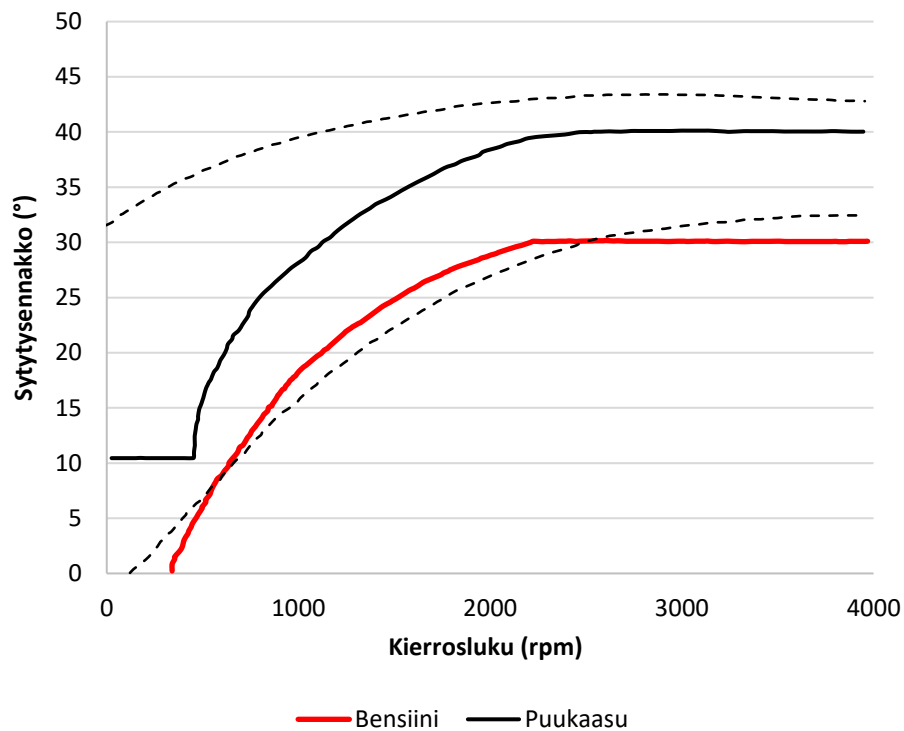
**Kuva 12.** Tehollinen keskipaine seossuhteen funktiona. 100 % kohdalla on stoikiometrinen seossuhde. Maksimiarvot ovat merkitty kuvaan. (mukaillen Hurley & Fitton 1949)

Kuten kuvasta huomataan, paras kaasun ja ilman seossuhde on lähes 1:1. Ilman määrää voidaan säätää lambda-mittauksen avulla. Nykyaikaisissa moottoreissa on elektroninen moottorinohjausyksikkö (ECU). Puukaasukäytössä sytytysennakkoa tulee kasvattaa kaasun hitaamman palamisen vuoksi. Sopiva arvo on 5–15 astetta enemmän kuin bensiinimoottorissa. (Reed & Das 1988) ECU ei välttämättä säädä automaattisesti ennakkoa oikein, jolloin tehdasasenteisen ohjausyksikön voi joutua vaihtamaan kustomoitavaan.



ECU säättää ennakkoa moottorin pyörimisnopeustiedon, imusarjan alipainetiedon ja etukäteen syötetyn kartan perusteella. Monesti käytetään lisäksi nakutusentunnistinta, joka säättää sytytystä myöhäisemmäksi moottorin nakuttaessa. (Mikkonen 2017) Kuvassa 13 on esitetty sytytysennakko moottorin kierrosluvun funktiona.

Puukaasulle voitaisiin käyttää myös maakaasulle tarkoitettua polttomoottoria. Molemmilla kaasuilla on hidas liekin nopeus ja korkea oktaaniluku. Korkean oktaaniluvun ansiosta moottorin puristussuhdetta voidaan kasvattaa, jolloin hyötysuhde paranee. Kanavat, venttiilit ja polttokammio ovat suunniteltu kaasumaisen polttoaineen liekin nopeuden ja virtauksen turbulenssin kasvattamiseksi. Nämä parantavat suorituskykyä ja hyötysuhdetta. Maakaasumoottorin hankintahinta on kuitenkin huomattavasti suurempi kuin alun perin ajoneuvokäyttöön suunnitellulla bensiinimoottorilla. (Reed & Das 1988, s. 106; Mikälisen 2011, s. 131)



**Kuva 13.** Sytytysennakko bensiinille ja puukaasulle kierrosluvun funktiona. Katkoviiva kuvaa ennakon vaihteluväliä puukaasukäytössä. (mukailten Ingenjörsvetenskapsakademiens 1979)

Polttomoottori on kypsä ja hyväksi todettu teknologia. Se on luotettava, mutta tarvitsee säännöllistä huoltoa. Tästä huolimatta moottorijärjestelmien käytettävyyssaste on yli 95 %. Polttomoottorit ovat erittäin sopivia CHP-järjestelmiin (Combined Heat and Power), jolloin ne toimivat lähes koko ajan vakionopeudella ja kuormalla. Tämän ansiosta luotavuus paranee, huoltoväli ja elinikä pitenevät merkittävästi verrattuna ajoneuvokäyttöön, jossa kuorman ja nopeuden vaihtelut sekä usein tapahtuvat kylmäkäynnistykset

kuluttavat moottoria huomattavasti enemmän. (Mikalsen 2011, s. 140) Yleensä mikro-tuotantoon käytettävän polttomoottorin huoltoväli on 3000–6000 tuntia tai vähintään vuosittain. (DeValve & Olsommer 2007; Mahkamov 2011; Mikalsen 2011) Huoltoon kuuluu vähintään moottoriöljyn ja öljysuodattimen vaihto. Tarpeen mukaan harvemmin ilman-suodattimen puhdistus/vaihto, sytytystulppien vaihto ja jäähdytysnesteen vaihto. (Mikalsen 2011, s. 140)

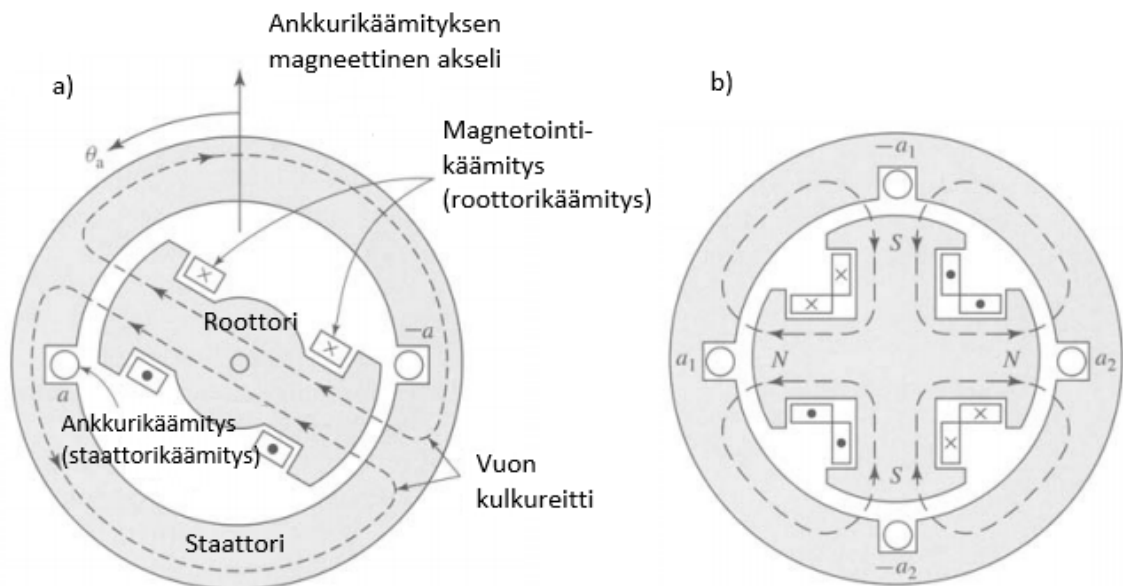
Polttomoottorin tuottama lämpö voidaan ottaa talteen lämmönvaihtimilla. Jäähdytysveden lämpötila on 85–95 °C. Se pysyy lähes vakiona kuorman mukaan toimivan vesipumpun avulla. Jos moottorissa on erillinen öljynjäähdytin, moottoriöljyn lämpö voidaan ottaa talteen ennen jäähdytysvettä, koska öljyn lämpötila on usein hieman veden lämpötilaa alhaisempi. Pakokaasun lämpötila on noin 600 °C täydellä kuormalla ja noin 300 °C tyhjäkäynnillä. Lämpö pakokaasusta voidaan ottaa talteen 100–120 asteisena kuumana vedenä tai matalapainehöyrynä. Pakokaasun lämpötilan vaihtelut tulee ottaa huomioon lämmöntalteenottojärjestelmää suunniteltaessa. Lauhduttavia lämmönvaihtimia ei voida käyttää puukaasun kanssa rikin aiheuttaman korroosiovaaran vuoksi. Veden paluulämpötila tulee olla 60–70 °C. Korkeampi paluulämpötila voi aiheuttaa moottorin ylikuumentumisen. Polttomoottorilla toimivat sähkön- ja lämmöntuotantojärjestelmät toimivat usein vakionopeudella, jolloin tuotettu sähkö soveltuu suoraan käytettäväksi. Jotta järjestelmä toimisi myös vaihtelevilla kierroksilla tarvitaan tehoelektroniikkaa. Nämä lisäävät kustannuksia ja aiheuttavat häviöitä, mutta antavat joustavuutta järjestelmän sähköntuotantoon. (Mikalsen 2011)

Generaattorin toiminta perustuu pyörivään magneettikenttään sen sisällä. Ennen kuin generaattori voi tuottaa sähköä, siihen täytyy synnyttää magneettikenttä. Kenttä saadaan aikaan roottorikämiin syötetyn virran avulla, jolloin käämeihin indusoituu jännite. Generaattorit voidaan jakaa tahtigeneraattoreihin ja epätahtigeneraattoreihin. (Aura & Tonteri 1996) Tuotettavalle sähköteholle on järkevintä käyttää tahtigeneraattoria (HSA Oy 2002). Tahtigeneraattorin roottori pyörii samalla nopeudella kuin sisäinen magneettikenttä. Pyöritettäessä generaattoria, staattoriin indusoituu sinimuotoinen vaihtojännite. (Aura & Tonteri 1996)

Roottorin rakenteen perusteella tahtigeneraattorit voidaan jakaa avonapaisiin ja umpinapaisiin generaattoreihin. Avonapaisia käytetään yleensä hitaasti pyörivissä järjestelmissä esimerkiksi vesivoimalaitoksissa, missä kierrosnopeus on 75–500 rpm. Umpinapaisia käytetään höyry- ja kaasuturbiinivoimalaitoksissa, jolloin kierrosnopeus on 1500–3000 rpm. Varavoimalaitoksina käytettävien dieselgeneraattorien kierrosnopeus on 500–1500 rpm, ja niissä käytetään jompaakumpaa tahtigeneraattorityyppiä. (Aura &

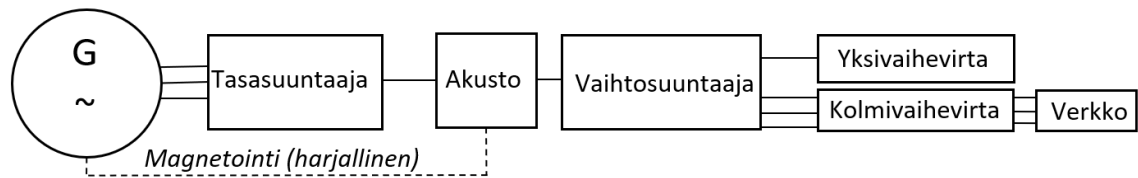
Tonteri 1996) Kuvassa 14 on esitetty 2-napainen avonapageneraattori ja 4-napainen umpinapageneraattori.

Tahtigeneraattorit voidaan jakaa magnetoimismenetelmiin perustuen harjallisiin tai harjattomiin. Harjallisessa magnetoinnissa käämityksen tarvitsema tasavirta syötetään roottorikäymiin metalligrafiittiharjojen ja liukurenkaiden kautta ulkoisesta virtalähteestä, esimerkiksi akusta. Harjattomassa puolestaan magnetointi suoritetaan apugeneraattorin avulla, joka sijaitsee samalla akselilla päägeneraattorin kanssa. Apugeneraattorin synnyttämä vaihtovirta tasasuunnataan ja siirretään päägeneraattorille. Sekä harjallisissa, että harjattomissa generaattoreissa käytetään aina magnetoinninsäätölaitetta eli jännitteensäädintä. Säädin pitää jännitteen vakiona riippumatta kuorman, lämpötilan tai taajuuden muutoksista. (Aura & Tonteri 1996; HSA Oy 2002)



**Kuva 14.** a) 2-napainen avonapageneraattori. b) 4-napainen umpinapageneraattori. (mukaillen Fitzgerald et al. 2002)

Tehoelektronikalla mahdollistetaan sähköverkkoon liittyminen, moottorin käyttö vaihtelevilla kierroksilla sekä sähköön varastointi akkuihin. Sähkö muunnetaan ensin tasasähköksi tasasuuntimella ja sen jälkeen varastoidaan akkuihin. Akkuista saadaan tahtigeneraattorin magnetointiin tarvittava tasavirta ja varmistetaan sähköön saatavuus kasutusjärjestelmän ollessa pois käytöstä. Tämän jälkeen sähkö vaihtosuunnataan, jolloin se soveltuu käytettäväksi normaalin verkkosähköön tapaan. (Caresana et al. 2011) Sähköjärjestelmän lohkokaavio on esitetty kuvassa 15.



**Kuva 15.** Sähköjärjestelmän lohkokaavio.

Akut koostuvat kennoista, joissa sähköenergia muutetaan kemialliseksi energiaksi ja toisinpäin. Haluttu virta ja jännite saadaan aikaan kennojen sarjaan ja rinnankytkennöillä. Akut luokitellaan energia- ja tehokapasiteettien perusteella, mitkä määritetään jo suunnitteluvaiheessa. Muita akkujen tärkeitä ominaisuuksia ovat hyötysuhde, elinikä, toimintalämpötila, purkaussyvyys, itsepurkautuminen ja energiatiheys. Elinikä ilmoitetaan usein syklien määränä. Akkujen varaus puretaan harvoin kokonaan, koska akun syväpurkaminen lyhentää sen elinikää. Purkaussyvyydellä ilmoitetaan, kuinka monta prosenttia akun kokonaiskapasiteetista puretaan normaalikäytössä. Itsepurkautuminen kertoo, kuinka paljon akun varaus vähenee itsestään. Sähkön varastointiin käytetään usein syväsykliakkuja, joiden varaus voidaan purkaa alhaiseksi lyhentämättä niiden elinikää. Akkutyyppejä on useita, mutta tällä hetkellä lyijyhappoakku on kypsä teknologia ja siten myös edullisin. Lyijyakut ovat painavia, mutta akkujen massalla ei ole tässä sovelluksessa merkitystä. Matalaa energiatihelyä kompensoidaan usealla akulla. Niiden itsepurkautuminen on kohtuullinen (2–5 %/kuukausi) ja ne toimivat myös pienessä pakkasessa (toimintalämpötila -5–40 °C). Hyötysuhde on 80–90 %. (Divya & Østergaard 2009; IEC Market Strategy Board 2011)

Akun elinikä on suoraan verrannollinen purkaussyvyyteen. Jos purkaussyvyys on 50 %, se kestää noin kaksi kertaa pidempään kuin 80 %:in purkaussyvyydellä. On kuitenkin olemassa myös yläraja, 5 %:in purkaussyvyydellä akun elinikä lyhenee verrattuna 10 %:in purkaussyvyyteen. Kennoihin kasaantuu lyijydioksidia kokkareina erittäin matalissa sykleissä, mikä heikentää akun kapasiteettia. Käytännössä järkevin purkaussyvyys on 50 %, jolloin saadaan paras kapasiteetti suhteessa kustannuksiin. (Garche et al. 2017; Bosch Security Systems, B. V. 2018)

Lämpötila vaikuttaa voimakkaasti lyijyakkujen elinikään, kapasiteettiin ja latausjännitteeseen. Akut toimivat parhaiten huoneenlämmössä. Pakkasessa kapasiteetti pienenee, mutta elinikä kasvaa. -27 °C:ssa kapasiteetti vähenee 50 %:iin, mutta elinikä kasvaa noin 60 %. Lämpötilan kasvaessa kapasiteetti kasvaa, mutta elinikä lyhenee. 10 °C nousu toimintalämpötilaan lyhentää elinikää noin puolella. Akkujen latausjännite riippuu myös lämpötilasta. Se on noin 2,74 V kennoa kohden -40 °C:ssa ja 2,3 V kennoa kohden 50 °C:ssa. Akkulaturissa täytyy olla käytössä lämpötilakompensointi ylilatauksen välttämiseksi. (Garche et al. 2017; Bosch Security Systems, B. V. 2018)

Lyijyakut voidaan jakaa perinteisiin avonaisiin sekä suljettuihin AGM- (Absorbent Glass Mat) ja geeliakkuihin. Avonaisia akkuja on käytetty pisimpään ja ne ovat lyijyakuista edullisimpia. Niissä yllätauksen aikana muodostuneet happi ja vety vapautetaan suoraan ulkoilmaan. Kaasujen haihtuminen ilmenee veden vähenemisenä elektrolyytistä, jolloin vettä täytyy lisätä akkuun tietyin väliajoin. Muita huoltotoimenpiteitä ovat napojen ja kannen puhtaana pitäminen sekä tasoituslataus, jossa palautetaan akun alilatautuneet kennot takaisin täyteen lataukseen vahingoittamatta muita kennoja. Avonaisissa lyijyakuissa elektrolyytti voi kerrostua pystysuunnassa epätasaisesti kennoihin latauksen aikana. Tämä aiheuttaa irreversiibelin reaktion, jossa syntyy lyijysulfaattia. Elektrolyytin kerrostuminen voi aiheuttaa myös korroosiota. (Garche et al. 2017; Bosch Security Systems, B. V. 2018)

AGM-akuissa elektrolyytti on imeytetty lasikuitumattoon. Niiden suurimmat edut ovat huoltovapaus ja pitkä elinikä. Ne ovat täysin suljettuja, joten vesi ei voi läikkyä, eikä sitä tarvitse lisätä kaasujen haihtumisen vuoksi. Koska elektrolyytti on lasikuitumatto, elektrolyytti ei pääse kerrostumaan ja tasoituslatausta ei vaadita. AGM-akut voidaan purkaa syvemmälle ja ne kestävät pidempään kuin avonaiset lyijyakut. Geeliakuissa elektrolyytti on hyytelönä. Sillä on korkea viskositeetti ja latauksen aikana kaasujen rekombinaatio tapahtuu hitaammin kuin AGM-akuissa. Geeliakuilla on suurempi sisäinen resistanssi kuin AGM-akuilla. Näistä syistä geeliakut täytyy ladata ja purkaa hitaammin kuin AGM-akut. (Garche et al. 2017; Bosch Security Systems, B. V. 2018)

Edellä mainitun perusteella AGM-akut ovat paras vaihtoehto järjestelmään. Akuston jännitteeksi  $U_a$  valitaan 48 V, koska inverttereitä on hyvin saatavilla 48 V:lle ja suuremmalla jännitteellä virrat ovat pienempiä. 48 voltin jännite saadaan aikaan esimerkiksi neljän 12 voltin akun sarjaankytkennällä. Akkuihin varastoitava energia  $E_a$  voidaan laskea kaavalla

$$E_a = U_a q, \quad (16)$$

jossa  $q$  on akuston varaus (Moebs et al. 2016).

Oletetaan, että  $q=200$  Ah. Kaavasta (16) saadaan tulokseksi  $E_a=9,6$  kWh. Kuten aiemmin mainittu, akustoa ei kannata koskaan purkaa täysin tyhjäksi. Käytännössä paras purkaussyvyys on 50 % joten  $E_a=4,8$  kWh. Taulukossa 7 on listattu akuston kesto käytetyn tehon mukaan.

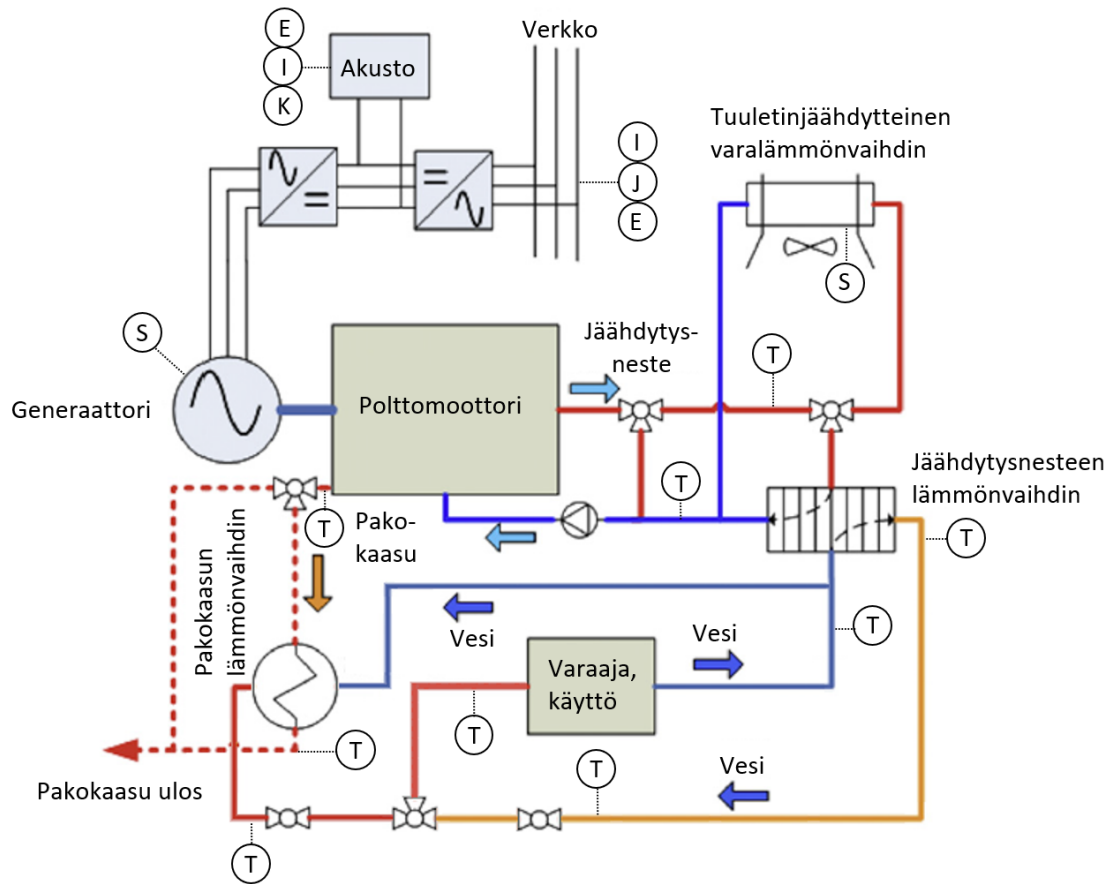
**Taulukko 7.** *Akuston kesto käytetyn tehon mukaan.*

Teho [kW]	Aika [h:mm]
0,5	9:36
1	4:48
3	1:36
5	0:57
7	0:41
10	0:28

Taulukosta huomataan, että akusto ei kestä pitkään yli 5 kW tehoilla. Se riittää kuitenkin pieniin sähkökatkoksiin. Sähkökatkoksia voi muodostua huoltojen aikana tai generaattorin pudotessa tahdista. Etenkin polttomoottorin huoltojen ajaksi sähköntuotanto on keskeytettävä. Todellinen kesto suurilla tehoilla voi jäädä vielä taulukon arvoja pienemmäksi, sillä suurilla tehoilla virta kasvaa. Tällöin hyötysuhde heikkenee, koska virran kasvassa suurempi osa sähköstä muuttuu lämmöksi.

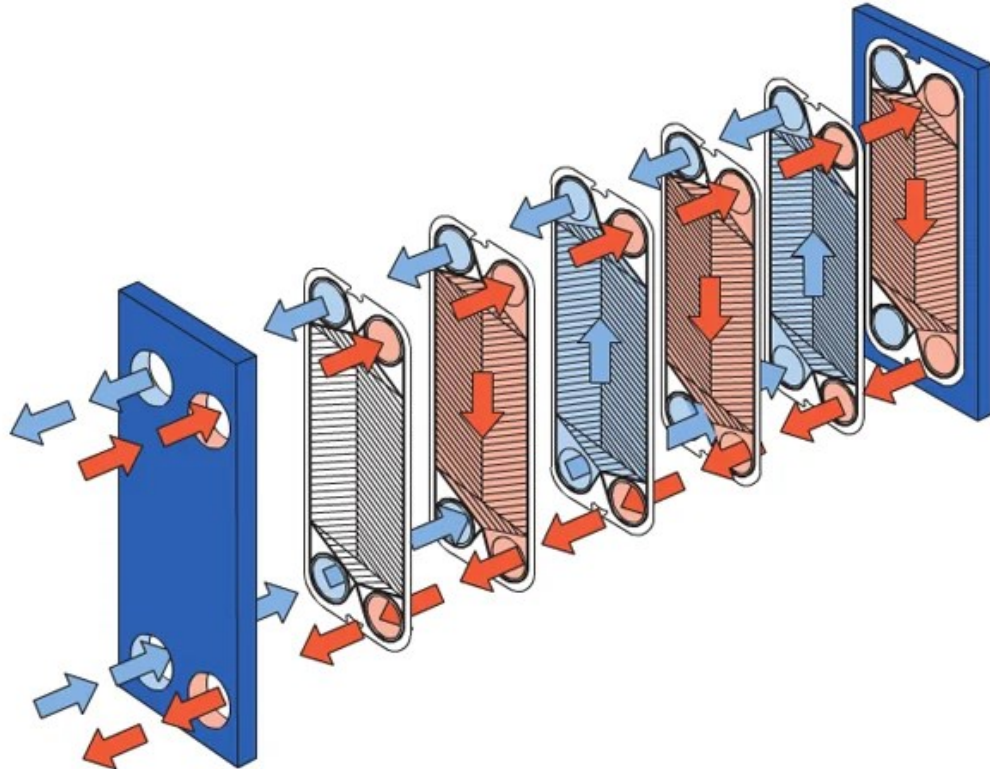
Kuten aiemmin mainittu, lämpöenergiaa saadaan moottorin jäähdytysnestekierrosta sekä pakokaasusta. Lämmönvaihtimia on järjestelmässä yhteensä kolme. Yksi jäähdytysnesteelle ja yksi pakokaasulle sekä lisäksi tuuletinjäähdytteinen varalämmönvaihdin, jos lämmöntarve on pieni. Järjestelmän lohkokaavio on esitetty kuvassa 16.

Polttomoottori pyörittää generaattoria, joka tuottaa sähköä. Generaattorin tuottama tasasuunnataan ja siirretään akkuihin. Tasasähkö vaihtosuunnataan, jolloin sen taajuus saadaan 50 hertsiin generaattorin kierrosluvusta riippumatta. Tarvittaessa lämmöntuotanto voidaan pysäyttää ohittamalla pakokaasulämmönvaihdin ja ohjaamalla kaikki jäähdytysneste varalämmönvaihtimelle, josta lämpöenergia siirretään tuulettimen avulla ympäröivään ilmaan. (Caresana et al. 2011) Varalämmönvaihtimena voidaan käyttää moottorin kanssa ajoneuvokäytössä ollutta jäähdytintä. Lämmintä ilmaa voidaan käyttää polttoaineen kuivaukseen. Venttiileillä säädetään jäähdytysnesteen ja pakokaasun kiertoa sekä veden massavirtaa. Vaihtimet ovat kytketty rinnan, jolla saadaan toimintavarmuutta. Pakokaasun lämpötilan muutokset ovat helpompi huomioida kuin sarjaan kytkennässä, koska pystytään säätämään pelkästään pakokaasulämmönvaihtimille menevän veden massavirtaa. Lisäksi huollon aikana tai toisen vaihtimen vikaantuessa lämpöä saadaan joka tapauksessa jonkun verran. Seuraavaksi suunnitellaan sopivat lämmönvaihtimet jäähdytysnesteelle ja pakokaasulle.



**Kuva 16.** Sähkön- ja lämmöntuotannon lohkoakaavio ja mitattavat suureet (mukailen Caresana et al. 2011).

Jäähdytysnesteen lämmönvaihtimeksi valitaan levylämmönvaihdin. Levylämmönvaihdin koostuu sarjasta ohuita levyjä, joissa on aallotettu pinta. Kun levyt yhdistetään, kulmissa olevat reiät muodostavat jakeluputkiston, josta neste jaetaan levyjen muodostamiin kaapeisiin kanaviin. Kanavat ovat aseteltu siten, että molemmat nesteet virtaavat vuorottaisissa kanavissa vastavirtaan, jolloin logaritminen keskilämpötilaero on mahdollisimman suuri. Aallotettujen levyjen avulla saadaan aikaan hyvin turbulenttinen virtaus ja suuri lämmönsiirtopinta-ala pieneen kokoon. Levyjen ohuuden vuoksi seinämän lämmönsiirtovastus saadaan hyvin pieneksi. Levylämmönvaihtimet pystyvät hyödyntämään noin 82 % teoreettisesta logaritmisesta keskilämpötilaerosta, kun putkilämmönvaihtimet pystyvät noin 50 %:iin. Hyötysuhde voi olla jopa yli 90 %. Lisäksi sen koko on huomattavasti pienempi verrattuna putkilämmönvaihtimeen, jolloin materiaalia tarvitaan huomattavasti vähemmän ja vaihdin on kevyempi. (Kakaç et al. 2020) Levylämmönvaihtimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 17.



**Kuva 17.** Levylämmönvaihtimen toimintaperiaate (mukaillen Alfa Laval 2015a).

Levylämmönvaihtimen kahden nesteen sekoittuminen estetään joko tiivisteillä tai juottamalla levyt yhteen. Tiivisteillä varustetun levylämmönvaihtimen edut verrattuna juotettuun on purkumahdollisuus. Levyn rikkoontuessa yksittäinen levy voidaan vaihtaa, mekaaninen puhdistus on helppoa ja kapasiteettia voidaan laajentaa myöhemmin lisäämällä levyjä. (Kakaç et al. 2020) Juotetun vaihtimen etuja tiivisteelliseen ovat toimintavarmuus, suurempi lämpötilan ja paineenkesto sekä edullisuus. Tiivisteillä varustettu vaihdin kestää painetta 25 bar ja 200 asteen lämpötilan, juotettu vaihdin puolestaan kestää 30 bar ja 220 °C. (Reay et al. 2013) Tiivisteet eivät voi hajota ja rakenne on yksinkertaisempi ja edullisempi valmistaa. Juotettua levylämmönvaihdinta ei voi puhdistaa mekaanisesti, mutta kemiallinen puhdistus on mahdollinen. (Reay et al. 2013; Alfa Laval 2015b) Lisäksi juotettuja vaihtimia on helposti saatavilla eri lämpötehoille.

Levylämmönvaihtimessa siirrettävä lämpöteho  $\dot{Q}_j = 15,54$  kW. Jäähdytysnesteen massavirta  $\dot{m}_j$  voidaan laskea kaavalla

$$\dot{m}_j = \frac{\dot{Q}_j}{c_j \Delta T_h}, \quad (17)$$

jossa  $c_j$  on jäähdytysnesteen ominaislämpökapasiteetti. Ominaislämpökapasiteetin arvo 50–50 glykolivesiseokselle keskilämpötilassa on 3,48 kJ/(K·kg) (VDI e. V. 2010, s. 449) Virtausten lämpötilat ovat esitetty taulukossa 8.



**Taulukko 8.** *Levylämmönvaihtimen virtauksien lämpötilat.*

Aine	Lämpötila	Arvo [°C]
Jäähdytys- neste	meno	85
	tulo	70
Vesi	meno	40
	tulo	65

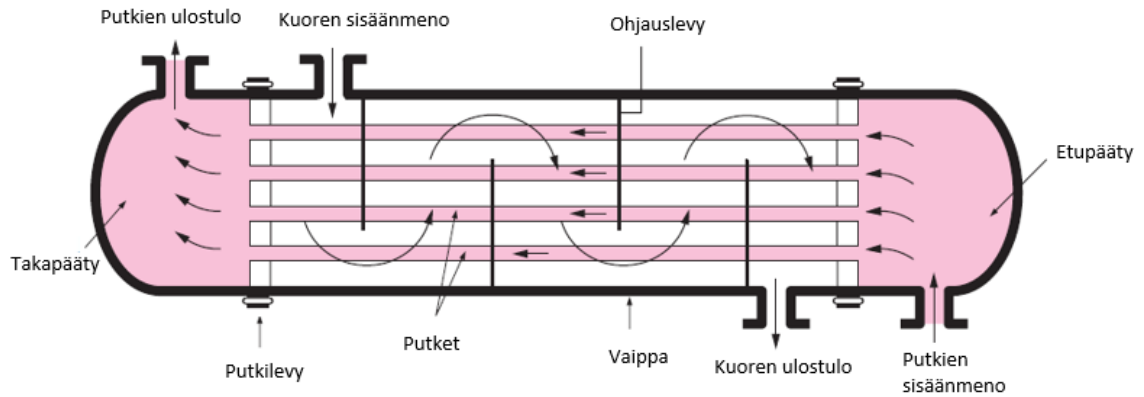
Lasketaan taulukon arvoilla  $\dot{m}_j$  kaavalla (17), tulokseksi saadaan  $\dot{m}_j \approx 0,30$  kg/s. Vastavasti sijoittamalla kaavaan (17) veden ominaislämpökapasiteetti  $c_v = 4,18$  kJ/kg ja veden lämpötilaero, voidaan laskea veden massavirta  $\dot{m}_{v1}$  (VDI e. V. 2010, s. 154). Tulokseksi saadaan  $\dot{m}_{v1} \approx 0,15$  kg/s. Vastavirtavaihtimen logaritminen keskilämpötilaero  $\Delta T_{lm}$  voidaan laskea kaavalla

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)}. \quad (18)$$

Sijoitetaan taulukon 8 arvot kaavaan (18) ja tulokseksi saadaan  $\Delta T_{lm} = 24,66$  °C. Levylämmönvaihtimille ei ole saatavilla niin selkeitä suunnittelumetodeja ja dataa verrattuna putkilämmönvaihtimiin. Valmistajat ovat kehittäneet suunnitteluperiaatteet omille lämmönvaihtimilleen. Lämmönsiirto- ja painehäviökorrelaatioita on kehitetty, mutta suurinta osaa korrelaatioista ei voida pitää luotettavana. (Kakaç et al. 2020, s. 466) Tämän vuoksi sopiva vaihdin kannattaa valita yhteistyössä valmistajan kanssa. Valmistajat ilmoittavat usein lämmönsiirtopinta-alan, jonka avulla voidaan arvioida soveltuvuutta. 30-levyisen juotetun levylämmönvaihtimen lämmönsiirtopinta-ala on  $0,42$  m<sup>2</sup> (Tulituote Oy 2020). Tällöin voidaan laskea kaavasta (13) lämmönläpäisykerroin  $U$ . Ratkaistaan  $U$  ja sijoitetaan yllä lasketut arvot kaavaan. Tulokseksi saadaan  $U \approx 1477$  W/m<sup>2</sup>°C. Levylämmönvaihtimen lämmönläpäisykerroin ovat yleensä  $1000$ – $4000$  W/m<sup>2</sup>°C (Engineering ToolBox 2001b; Kakaç et al. 2020, s. 382) Tulos on järkevä ja tavoiteltava lämmönsiirto mahdollinen. Koska levylämmönvaihtimissa virtaukset ovat hyvin turbulenttisia, vaihtimet eivät juurikaan likaannu. Likaantumiskertoimet ovat huomattavasti pienempiä verrattuna putkilämmönvaihtimiin. (Kakaç et al. 2020) Levylämmönvaihdin soveltuu parhaiten nesteiden väliseen lämmönsiirtoon. (Kakaç et al. 2020, s. 459) Siksi pakokaasulämmönvaihtimeksi ei valita levylämmönvaihdinta, vaan vaippaputkilämmönvaihdin.

Vaippaputkilämmönvaihdin koostuu pyöreistä putkista, jotka ovat kiinnitetty sylinterin muotoiseen vaippaan. Putket ja kuori ovat samansuuntaisesti. Kuuma fluidi virtaa putkien sisällä ja kylmä putkinipun päällä vaihtimen suuntaisesti. Vaihtimen pääkomponentit

ovat putket, vaippa, päädyt, ohjauslevyt ja putkilevyt. (Kakaç et al. 2020, s. 361) Vaippa-putkilämmönvaihtimia on paljon erilaisia, pakokaasulle sopivin malli sekä vaihtimen pääkomponentit ovat esitetty kuvassa 18.



**Kuva 18.** Yhden läpäisyn vaippaputkilämmönvaihtin (Çengel & Ghajar 2011, muokailen s. 670)

Putkien halkaisija  $d_o$  on 8–15 mm, jotta saadaan mahdollisimman suuri pinta-ala-tilavuussuhde. Putkilevyt erottavat fluidit ja tukevat putkipakettia. Vaipan halkaisija on 0,067–0,20 yleensä putkien pituudesta. Putket asetetaan yleensä 30 asteen kulmaan toisiinsa nähden parhaimman tiheyden saavuttamiseksi.  $P_T$  on putkien etäisyys toisistaan. Yleensä  $P_T/d_o=1,25-1,5$ . Ohjauslevyillä on kaksi tehtävää; tukea putkia ja vähentää niiden värähtelyä sekä ohjata virtauksen kulkua putkinipun päällä. Optimaalinen ohjauslevyjen välitys on noin 0,2–0,6 kuoren halkaisijasta ja leikkaus on 25–35 % (Bouhairie 2012). (Kakaç et al. 2020)

Aiemmin todettiin, että pakokaasuista saatava teho olisi 15,54 kW. Pakokaasua ei kuitenkaan jäähdytetä alle 120 asteen veden kondensoitumisen välttämiseksi. Oletetaan, että pakokaasu jäähdytettäisiin 45 asteeseen, jolloin keskilämpötila olisi 82,5 °C. Keskilämpötilassa pakokaasun ominaislämpökapasiteetti on 1,01 kJ/kg (VDI e. V. 2010, s. 173). Tällöin häviöteho voidaan laskea kaavalla (17). Tulokseksi saadaan 3,79 kW, joten pakokaasuista saatava teho on 15,54 kW-3,79 kW=11,75 kW.

Jäähdytysnesteen ja pakokaasun lämmönvaihtimet ovat kytketty rinnan, joten pakokaasuvaihtimen veden tulolämpötila on 40 °C. Siirrettävä lämpöteho on 11,75 kW, jolloin menoveden lämpötila on 105 °C (kaava 17). Pakokaasulämmönvaihtimen virtauksien lämpötilat on esitetty taulukossa 9. Veden ja pakokaasun keskilämpötilat ja laskemiseen tarvittavat aineominaisuudet ovat taulukossa 10.

**Taulukko 9.** Pakokaasulämmönvaihtimen virtauksien lämpötilat.

Aine	Lämpötila	Arvo [°C]
Pako- kaasu	meno	400
	tulo	120
Vesi	meno	105
	tulo	40

**Taulukko 10.** Keskilämpötilat sekä aineominaisuudet (VDI e. V. 2010).

Aine	$T_m$ [°C]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Pr	$\lambda$ [W/m·°C]	$\mu$ [10 <sup>-6</sup> Ns /m <sup>2</sup> ]
Pako- kaasu	260	0,638	0,700	0,0420	2,8
Vesi	72,5	976	2,47	0,662	402,739

Pakokaasulämmönvaihtimen veden massavirta  $\dot{m}_v$  voidaan laskea kaavalla (17). Veden ominaislämpökapasiteetti  $c_{v,p}$  keskilämpötilassa on 4,18 kJ/kg (VDI e. V. 2010, s. 154). Tulokseksi saadaan  $\dot{m}_{v2} \approx 0,043$  kg/s. Pakokaasun aineominaisuuksille sovelletaan ilman aineominaisuuksia (Çengel & Ghajar 2011, s. 459). Pakokaasun ominaislämpökapasiteetti keskilämpötilassa on 1,04 kJ/kg°C. Pakokaasun massavirta  $\dot{m}_p$  voidaan laskea taulukon 9 arvojen ja ominaislämpökapasiteetin avulla kaavalla (17). Tulokseksi saadaan  $\dot{m}_p \approx 0,041$  kg/s. Lämmönvaihtimen mitoituksen lähtötiedot ovat taulukossa 11. Seuraavaksi mitoitetaan vaippaputkilämmönvaihdin pakokaasulle käyttämällä Kernin menetelmää.

**Taulukko 11.** Mitoituksen lähtötiedot (VDI e. V. 2010 s. 611).

Ominaisuus	Arvo
Vaipan sisähalkaisija	$D_s = 82$ mm
Putkien pituus	$L = 945$ mm
Putkien sisähalkaisija	$d_i = 8$ mm
Putkien ulkohalkaisija	$d_o = 10$ mm
Putkien määrä	$N_T = 35$ kpl
Ohjauslevyjen väli	$B = 22,5$ mm, leikkaus 25 %
Materiaalin lämmönjohtavuus	$k = 17$ W/m·°C
Pakokaasun nopeus putkissa	$u = 3,0$ m/s
Putkien etäisyys, keskeltä	$P_T = 12,5$ mm
Putkien läpäisyjen määrä	$N_p = 1$

Vaipan ekvivalenttihalkaisija  $D_e$  30 asteen kulmaan asennetuille putkille voidaan laskea kaavalla (Kakaç et al. 2020)

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2}. \quad (19)$$

Sijoitetaan luvut ja tulokseksi saadaan  $D_e \approx 0,00723$  m. Putkien väli  $C$  lasketaan putkien etäisyyden ja putkien ulkohalkaisijan erotuksena (Kakaç et al. 2020)

$$C = P_T - d_o. \quad (20)$$

Tulokseksi saadaan  $C \approx 0,0025$  m. Putkipaketin ristivirtauspinta-ala  $A_s$  voidaan laskea kaavalla (Kakaç et al. 2020)

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T}. \quad (21)$$

Sijoitetaan arvot ja tulokseksi saadaan  $A_s \approx 0,000369$  m<sup>2</sup>. Ristivirtauspinta-ala ja veden massavirran avulla saadaan laskettua veden massanopeus (Kakaç et al. 2020)

$$G_s = \frac{\dot{m}_{v2}}{A_s}. \quad (22)$$

Tulokseksi saadaan  $G_s \approx 117,07$  kg/sm<sup>2</sup>. Massanopeuden, ekvivalenttihalkaisijan ja dynaamisen viskositeetin avulla voidaan laskea Reynoldsin luku

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu_s}, \quad (23)$$

jossa  $\mu_s$  on veden dynaaminen viskositeetti keskilämpötilassa (taulukko 10) (Kakaç et al. 2020). Sijoitetaan arvot ja tulokseksi saadaan  $Re_s \approx 2101$ . Putken seinämän lämpötilaa  $T_w$  ei tiedetä, mutta sitä voidaan approksimoida laskemalla lämpötiloista keskiarvo (Kakaç et al. 2020, s. 392)

$$T_w = \frac{T_{m,v} + T_{m,pk}}{2}, \quad (23)$$

jossa  $T_{m,v}$  on veden keskilämpötila ja  $T_{m,pk}$  on pakokaasun keskilämpötila. Luetaan arvot taulukosta 10 ja sijoitetaan kaavaan (23). Tulokseksi saadaan  $T_w = 166,25$  °C. Seinämän lämpötilassa dynaaminen viskositeetti  $\mu_w \approx 0.04662$  Ns/m<sup>2</sup>. (VDI e. V. 2010, s. 173) Koska  $Re_s > 2000$ , vaiipan lämmönsiirtokerroin  $h_o$  voidaan ratkaista käyttämällä korrelaatiota

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0,36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu_s} \right)^{0,55} \left( \frac{c_v \mu_s}{\lambda_v} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (24)$$

jossa  $\lambda_v$  on veden lämmönjohtavuus (Kakaç et al. 2020). Luetaan arvot taulukosta 10 ja ratkaistaan  $h_o$  kaavasta (23). Tulokseksi saadaan  $h_o \approx 1442,47 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

Pakokaasun putkivirtauksen Reynoldsin luku voidaan laskea seuraavasti

$$Re = \frac{\rho u d_i}{\mu}, \quad (25)$$

jossa  $\rho$  on pakokaasun tiheys keskilämpötilassa ja  $\mu$  pakokaasun dynaaminen viskositeetti keskilämpötilassa (Kakaç et al. 2020). Luetaan arvot taulukoista 10 ja 11 ja lasketaan  $Re$ . Tulokseksi saadaan  $Re \approx 5400$ . Koska  $3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$  ja  $0,5 \leq Pr \leq 2000$ , Nusseltin luku voidaan ratkaista käyttämällä Gnielinskin korrelaatiota

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}, \quad (26)$$

jossa  $f$  on Fanningin kitkakerroin ja  $Pr$  on Prandtlin luku (Kakaç et al. 2020, s. 96).  $f$  voidaan laskea Reynoldsin luvun avulla (Kakaç et al. 2020, s. 96)

$$f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}. \quad (27)$$

Sijoitetaan  $Re$  ja tulokseksi saadaan  $f \approx 0.009428$ . Katsotaan taulukosta 10 Prandtlin luku pakokaasulle ja lasketaan Nusseltin luku kaavalla (26). Tulokseksi saadaan  $Nu_b \approx 17,8$ . Tämän jälkeen voidaan laskea putkivirtauksen lämmönsiirtokerroin  $h_i$  (Kakaç et al. 2020)

$$h_i = \frac{Nu_b \lambda}{d_i}. \quad (28)$$

Katsotaan taulukosta 10 pakokaasun lämmönjohtavuus  $\lambda$  ja lasketaan  $h_i$ . Tulokseksi saadaan  $h_i \approx 93,44 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Koska kyseessä on pakokaasulämmönvaihdin, likaantumisen on syytä ottaa huomioon suunnittelussa. Kuten aiemmin todettiin, puukaasu poltetaan moottorissa hieman laihalla seoksella. Palamatonta hiiltä jää vähemmän ja lämmönvaihdin likaantuu vähemmän verrattuna bensiniikäyttöön. Koska lämmönvaihtimien likaantumiskertoimia puukaasulle on heikosti löydettävissä, sovelletaan maakaasun likaantumiskerrointa  $R_F$ . Tällöin  $R_F = 0.000176 \text{ m}^2\text{C/W}$ . (Marner & Suitor 1983) Likaantumisen huomioiva lämmönläpäisykerroin  $U_F$  voidaan laskea seuraavasti (Kakaç et al. 2020)

$$U_F = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o R_F}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + R_F + \frac{1}{h_o}}. \quad (29)$$

Sijoitetaan luvut kaavaan ja tulokseksi saadaan  $U_F \approx 68,81 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Jotta voidaan arvioida likaantumisen vaikutusta, lasketaan lämmönläpäisykerroin  $U_C$ , joka ei huomioi likaantumista (Kakaç et al. 2020)

$$U_C = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o}}. \quad (30)$$

Tulokseksi saadaan  $U_C \approx 70,74 \text{ W/m}^2\text{C}$ . Ylimoituskertoimella  $OS$  eli lämmönläpäisykerroimien suhteella voidaan arvioida likaantumisen vaikutusta vaihtimen toimintaan (Kakaç et al. 2020)

$$OS = \frac{U_C}{U_F}. \quad (31)$$

Sijoitetaan arvot ja tulokseksi saadaan  $OS \approx 1,03$ . Hyväksyttävä arvo on alle 30 %, joten likaantumisella ei ole merkittävää vaikutusta vaihtimen toimintaan. (Kakaç et al. 2020) Logaritminen keskilämpötilaero  $\Delta T_{lm,pk}$  voidaan laskea kaavalla (18) sijoittamalla taulukon 9 arvot. Tulokseksi saadaan  $\Delta T_{lm,pk} \approx 164,76 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tämän jälkeen voidaan laskea tarvittava pinta-ala  $A_f$  kaavalla (13), käytetään likaantumisen huomioivaa lämmönläpäisykerrointa  $U_F$ . Tulokseksi saadaan  $A_f \approx 1,036 \text{ m}^2$ . Taulukon 11 arvoilla ja kaavalla (32) voidaan laskea suunnitellun vaihtimen pinta-ala  $A_{pk}$  (Kakaç et al. 2020)

$$A_{pk} = \pi d_o L N_T. \quad (32)$$

Sijoitetaan luvut kaavaan ja tulokseksi saadaan  $A_{pk} \approx 1,039 \text{ m}^2$ . Koska  $A_{pk} > A_f$ , lähtötietojen mukainen vaihdin riittää lämpötehon siirtoon.

Vaipan painehäviö  $\Delta p_s$  voidaan laskea seuraavasti

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_v D_e \phi_s}, \quad (33)$$

jossa  $f_s$  on vaiipan kitkakerroin,  $\phi_s$  on dynaamisten viskositeettien suhde,  $\rho_v$  on veden tiheys keskilämpötilassa ja  $N_b$  on ohjauslevyjen lukumäärä.  $(N_b + 1)$  ilmoittaa, kuinka monta kertaa vesi läpäisee putkipaketin. (Kakaç et al. 2020) Vaipan kitkakerroin voidaan laskea Reynoldsin luvun avulla (Kakaç et al. 2020)

$$f_s = e^{(0.576 - 0.19 \ln Re)}. \quad (34)$$

Sijoitetaan  $Re$  kaavaan ja tulokseksi saadaan  $f_s \approx 0.4158$ .  $\phi_s$  voidaan laskea dynaamisten viskositeettien avulla seuraavasti (Kakaç et al. 2020)

$$\phi_s = \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}. \quad (35)$$

Sijoitetaan viskositeetit kaavaan ja tulokseksi saadaan  $\phi_s \approx 0,2569$ .  $N_b$  voidaan laskea kaavalla (Kakaç et al. 2020)

$$N_b = \frac{L}{B} - 1. \quad (36)$$

Luetaan arvot taulukosta 11 ja lasketaan  $N_b$ . Tulokseksi saadaan  $N_b=41$  kpl. Sijoitetaan yllä lasketut arvot ja veden tiheys taulukosta 10 kaavaan (33) ja vaipan painehäviöksi saadaan  $\Delta p_s \approx 5412$  Pa. Koko putkipaketin painehäviö  $\Delta p_t$  voidaan laskea seuraavasti (Kakaç et al. 2020)

$$\Delta p_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{N_T \rho u^2}{2} \quad (37)$$

Sijoitetaan luvut kaavaan ja tulokseksi saadaan  $\Delta p_t \approx 849,2$  Pa.

Lämmitettävän veden lämpötila  $T_3$  molempien vaihtimien jälkeen voidaan laskea seuraavasti

$$-c_v \dot{m}_{v2}(T_3 - T_2) = c_v \dot{m}_{v1}(T_3 - T_1), \quad (38)$$

jossa  $T_2$  on pakokaasulämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila (taulukko 9) ja  $T_1$  on jäähdytysnestelämmönvaihtimelta lähtevän veden lämpötila (taulukko 8) (Moebs et al. 2016, s. 21). Ratkaistaan kaavasta  $T_3$  ja sijoitetaan luvut. Tulokseksi saadaan  $T_3 \approx 74$  °C. Vesi on erittäin sopivaa lämminvesivaraajaan ja tilojen lämmitykseen.

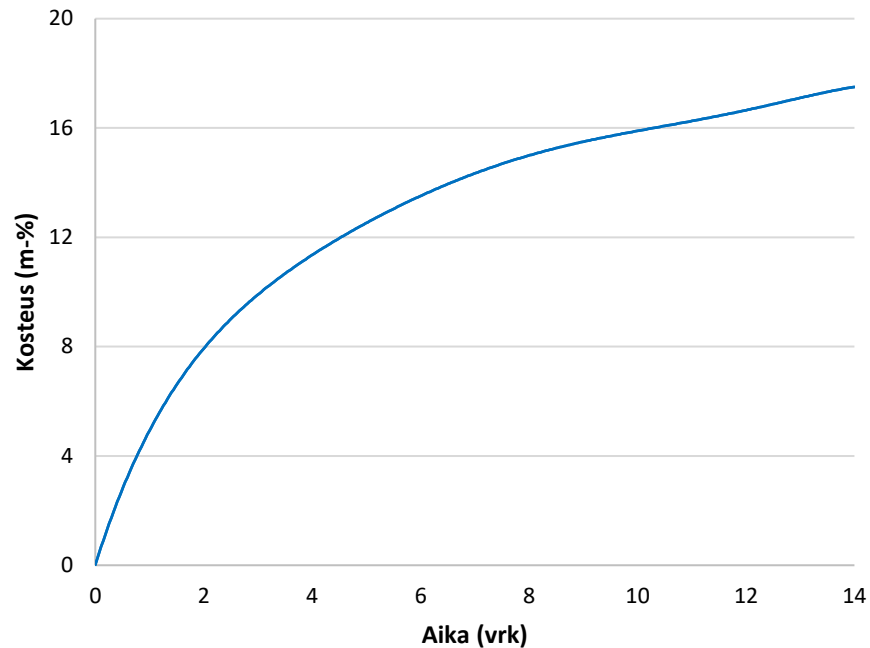
### 3.5 Polttoaineen käsittely ja syöttö

Nesteet ja kaasut ovat suhteellisen yksinkertaisia käsitellä. Leikkausjännityksen vaikutuksesta ne muuntuvat helposti astian mukaiseen muotoon ja virtaavat alaspäin painovoiman vaikutuksesta, jos ne ovat ilmaa raskaampia. Kiinteät aineet kuitenkin kestävät leikkausjännitystä. Ne voivat muodostaa säiliöön holvin, jolloin polttoainevirta pysähtyy. Ongelma on ilmeisin, kun kiinteitä aineita säilytetään sylinterin muotoisissa säiliöissä ja niitä poistetaan säiliön pohjalta. (Basu 2013, s. 269)

Käytettävä polttoaine on puupilke tai karkea palahake, jonka suurin halkaisija  $d_{max}$  on noin  $1/7$  suutinympyränhalkaisijasta  $d_{sy}$  (Mikkonen 2017, s. 64) Tällöin  $d_{max} \approx 31$  mm. Polttoaineen joukossa ei saa olla ylikokoisia paloja, hiekkaa, kiviä, tikkuja, lastuja tai puua. Puu ei saa myöskään olla liian kosteaa, kosteuden tulee olla alle 25 %. (Basu 2013; Mikkonen 2017) Vääränlainen polttoaine aiheuttaa polttoaineen holvaamisen, kaasun laadun vaihtelun, lisääntyneen polttoaineenkulutuksen sekä tervaisen kaasun (Mikkonen 2017).

Käsiteltävä puun syöttöjärjestelmä koostuu varastoinnista ja syötöstä. Varastoinnin tarkoitus on säilyttää puu hyvässä kunnossa ja sopivassa paikassa syöttöä varten. Varaston tulisi suojata puu sateelta, lumelta ja maan kosteudelta. Ulkovarastoinnissa tulee huomioida pinon ilmanvaihto, jolla estetään kosteuden tiivistyminen. Se aiheuttaa puun

homehtumisen. Puu imee helposti kosteuden takaisin itseensä, jopa sisätiloissa. (Basu 2013) Puun uudelleenkostumista on havainnollistettu kuvassa 19.



**Kuva 19.** Pilkkeen uudelleenkostuminen 100 % suhteellisessa kosteudessa, 20–25 °C lämpötilassa (mukaiillen Mikkonen 2017, s. 30)

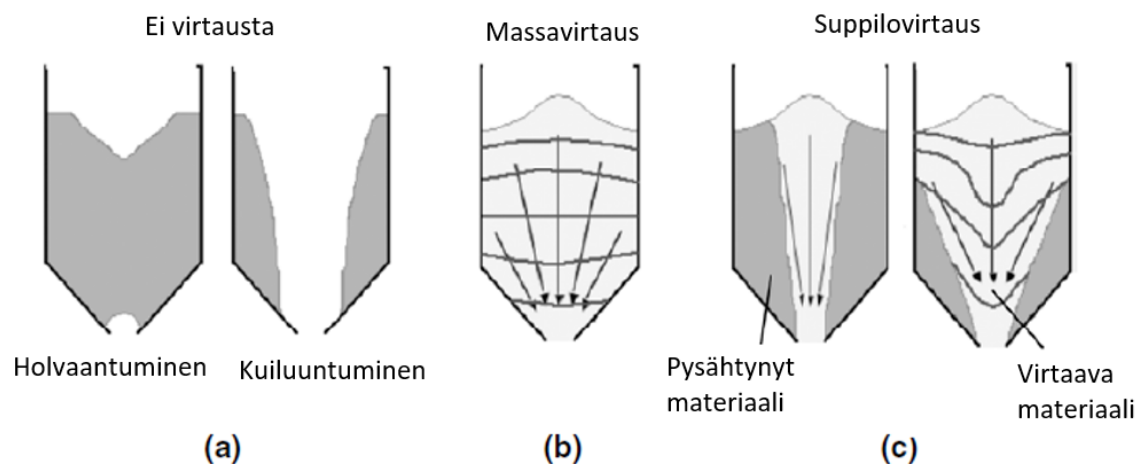
Kuivemmalla puulla kaasutin toimii paremmin. 1 kg vettä vaatii höyrystyäkseen noin 2300 kJ energiaa ja höyryn lämpötilan nosto 700 asteeseen vaatii 1500 kJ. Tämä 3800 kJ energia saadaan kaasuttimessa tapahtuvista eksotermisistä palamisreaktioista, jotka vähentävät palavien aineiden määrää kaasussa. Tällöin kaasun laatu heikkenee. (Basu 2013, s. 287) Puussa on pintakosteutta ja luontaista kosteutta. Luontaiseen kosteuteen ei voida vaikuttaa, mutta pintakosteutta voidaan vähentää kuivaamalla. Kaasuttimeen tulee lisäksi kosteutta kaasutukseen käytettävästä ilmasta, käytännössä siihen ei voida vaikuttaa. (Basu 2013)

Sisävaraston tulee olla riittävän tiivis tai lämmitetty, jotta siitä on hyötyä (Mikkonen 2017, s. 30) Jos puun varasto on sisätiloissa, lämmöntuotantojärjestelmän hukkalämpöä voidaan käyttää polttoaineen kuivaukseen. Tällaisessa järjestelyssä tulee kuitenkin huolehtia sopivasta lämpötilasta, liian korkea lämpötila aiheuttaa liian nopean kuivaamisen, jolloin puut homehtuvat (Mikkonen 2017, s. 30) Sopiva lämpötila on 50–60 °C. (Basu 2013, s. 288) Puun liikuttaminen varastosta vaatii huolellista suunnittelua, koska keskeytykset tai viiveet voivat pysäyttää järjestelmän toiminnan. On suositeltavaa käyttää FIFO-periaatetta (First in-first out), jolloin varastointiaika on lähes sama aikaisemmin tuodulla ja myöhemmin tuodulla puulla. (Basu 2013, s. 274) Tällöin myöhemmin kuivamaan tuodut puut kannattaa laittaa kasan päällimmäiseksi tai lajitella erilliseen pinoon.



Syöttölaitteiden tulee olla ilmatiiviitä, koska kaasuttimeen ei saa päästä ylimääräistä ilmaa ja absoluuttinen paine eroaa ympäristön paineesta. Biomassalle yleisesti käytettyjä syöttölaitteita ovat suppilot, ruuvikuljettimet, paineilmakuljettimet, kiertoventtiilit, levyluistiventtiilit, tankopurkaimet ja hihnakuljettimet (Reed & Das 1988; Basu 2013). Näistä mikrokoluokan järjestelmään käytännöllisimmät, 31 mm kappalehalkaisijalle sopivat ja ilmatiiviit laitteet ovat suppilot, ruuvikuljettimet ja levyluistiventtiilit.

Suppiloilla poistetaan kiinteitä aineita varastoista. Se ei itsessään ole mittalaite, joten mittalaite tarvitaan säätämään polttoaineen määrää suppilossa. Tärkeimmät huomioitavat asiat niiden suunnittelussa ovat virtaustapa, kaltevuuskulma sekä poistopään koko. (Basu 2013) Eri virtaustavat ovat esitetty kuvassa 20.



**Kuva 20.** Kiinteiden aineiden virtaustavat suppilossa: (a) ei virtausta, (b) massavirtaus, (c) suppilovirtaus. (mukaillen Basu 2013, s. 276)

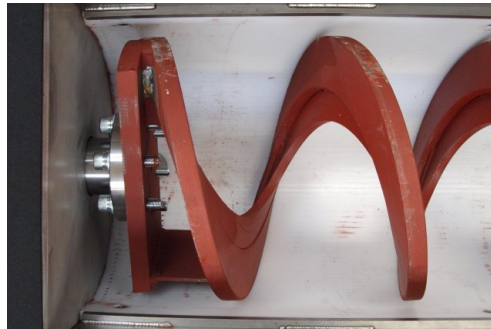
Karkeat ja koossapysyvät aineet kuiluuntuvat ja holvaantuvat suppiloissa helposti. Kuiluuntumisessa aine kasaantuu suppilon reunoille ja aine ei virtaa ulostuloaukosta. Kuiluuntuminen voidaan estää puhaltamalla ilmaa suppiloon tai seinämän värähtelyillä. Holvaantumisessa aine kasaantuu poistoaukon kohdalle muodostaen kaaren tai sillan, jolloin virtaus ulostuloaukosta estyy. Holvaantuminen voidaan estää mitoittamalla ulostuloaukko 8–12 kertaa suuremmaksi kuin suppilon suurimpien kappaleiden halkaisija. Huonosti suunnitellussa suppilossa esiintyy usein sekä holvaantumista, että kuiluuntumista. Puu itsessään voi myös muodostaa suppiloon kasaantumia, jotka syntyvät paineen, kosteuden ja lämpötilan vaikutuksesta. Kasaantumet voivat aiheuttaa ongelmia suppilon purkamisessa, jonka takia puuta ei pitäisi säilyttää suppilossa pitkiä aikoja. (Basu 2013, s. 277)

Suppilovirtauksessa paikallaan pysyvä aine muodostaa rengasmaisen vyöhykkeen ulkoreunoille ja aine virtaa keskeltä. Reunoilla oleva aine pysyy paikallaan tai liikkuu todella hitaasti. Pinnan aineet voivat virrata keskeltä, jolloin first in first out -periaate ei

toteudu. Tällöin muodostuu helposti kuilu, jolloin virtaus keskeytyy. Suppilovirtauksen aikaansaamiseen riittää pienempi korkeus verrattuna massavirtaukseen. (Basu 2013, s. 276)

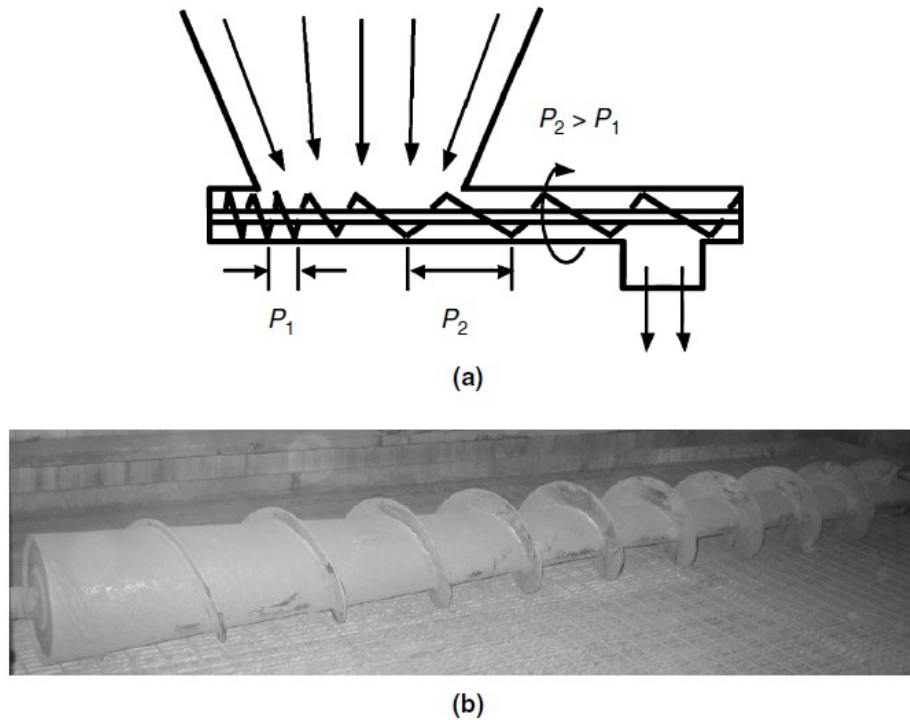
Massavirtaus on suositeltava virtaustila, koska aine virtaa koko poikkipinta-alalla. Tällöin virtaus on jatkuva ja keskeytymätön, jolloin suppilossa toteutuu first in first out -periaate. Massavirtaukseen tarvittava korkeus on suurempi kuin suppilovirtauksessa. Massavirtauksen aikaansaamiseksi suppilon seinämä täytyy olla tarpeeksi sileä, kulman täytyy olla riittävän jyrkkä sekä poistoaukon pitää olla riittävän suuri holvaantumisen estämiseksi ja sopivan virtauksen aikaansaamiseksi. Pinnan sileyden parantamiseksi suppilo voidaan pinnoittaa erilaisilla muoveilla, esimerkiksi polyuretaanilla tai lujalla polyeteenillä. Jyrkemmällä suppilon kulmalla massavirtaus tapahtuu todennäköisimmin. Kiilanmuotoiset suppilot vaativat pienemmän leveyden holvaantumisen estämiseen kuin sylinterin muotoiset. Kiilanmuotoisten suppiloiden poistoaukon pituuden tulee olla vähintään kolme kertaa sen leveys. Poistoaukko kannattaa muotoilla kartion muotoiseksi, jotta kuluuntumista ei pääse tapahtumaan. (Basu 2013)

Ruuvikuljetin on pakkosyöttölaite. Se pystyy siirtämään kiinteitä aineita matalapainealueelta korkeapainealueelle ilmatiiviisti sekä toimimaan samalla mittalaitteena. Massavirtaa voidaan helposti säätää ruuvin pyörimisnopeuden avulla. Ruuvin jumiutuminen on yleinen ongelma. Se voidaan välttää käyttämällä akselitonta ruuvia, vaihtelevan jaon ruuvia tai vaihtelevan halkaisijan ruuvia. Akselitön ruuvi on esitetty kuvassa 21.



**Kuva 21.** Akselitoman ruuvin rakenne (Applegate Marketplace Ltd. 2021).

Akselitommassa ruuvissa on pelkästään ruuvikierre ilman keskiakselia. Koska metallin ja puun välinen kontakti on pieni, polttoaine ei pääse jumiutumaan niin helposti. Pohjassa on kulutusta kestävä pinnoite usein kovamuovi tai kulutusta kestävä teräs. Vaihtelevan jaon ja halkaisijan ruuvit ovat esitetty kuvassa 22.



**Kuva 22.** Jumiutumista välttävät ruuvityypit a) vaihtelevan jaon ruuvi; b) vaihtelevan halkaisijan ruuvi (Basu 2013, s. 292).

Levyluistiventtiileillä voidaan keskeyttää materiaalin virtaus suppilossa tai hidastaa sitä. Venttiiliä voidaan käyttää joko kokonaan ON/OFF-periaatteella tai osittain avoinna. Osittain avoimella levyllä voidaan säätää virtausmäärää. Monesti levyssä on lovi, jolloin se toimii paremmin säätöventtiilinä. (Closs et al. 2013, s. 23) Venttiilin toimintaa voidaan ohjata paineilmalla. Levyluistiventtiilit toimivat myös hyvänä suojana tulipaloja ja räjähdyksiä vastaan. (Reed & Das 1988, s. 94) Venttiili on esitetty kuvassa 23.



**Kuva 23.** Levyluistiventtiili (Zeppelin Systems UK Ltd. 2021).

Polttoainesyöttöjärjestelmän luotettava toiminta on hyvin tärkeää koko järjestelmän kannalta. Tasaisen polttoaineen syötön tärkeyttä ei voida ylikorostaa ja alan asiantuntijoita on syytä konsultoida syötön suunnittelussa (Reed & Das 1988).

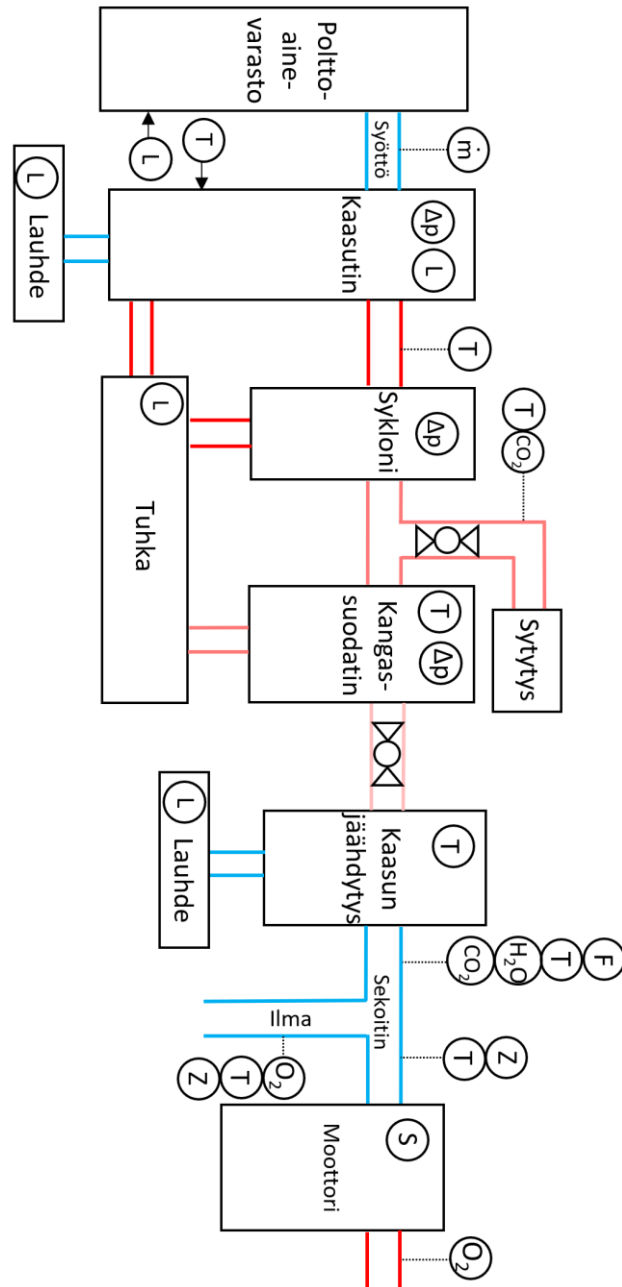
### 3.6 Järjestelmän ohjaus ja säätö

Sähkön- ja lämmöntuotto on vaikea saada täysin vastaamaan todellista tarvetta. Järjestelmää voidaan ohjata joko sähköjohtoisesti, lämpöjohtoisesti tai näiden yhdistelmänä. Sähköjohtoisessa tavassa järjestelmä ohjataan vastaamaan sähköntarvetta. Tapa on kannattava, jos sähkön kysyntä on korkea ja ostoenergia on kalliimpaa. Sähköjohtoisessa käytössä lämpöenergian hyödyntäminen on erittäin tärkeää hyvän kokonaishyötysuhteen säilyttämiseksi. Lämminvesivaraajaa käytettäessä lämpöenergiaa saadaan säilöön ja joudutaan hukkaamaan mahdollisimman vähän. Ylimääräinen lämpö voidaan siirtää jäähdytysnesteestä ilmaan ja pakokaasulämmönvaihdin voidaan ohittaa. (Mikalsen 2011, s. 139) Ohjaus voidaan suorittaa PI-säätimellä moottorin kierroslukua säätämällä. Inputina käytetään järjestelmän tuottamaa sähkötehoa. Säädin on varustettu anti-windup-toiminnolla. Tällöin integrointi voidaan lopettaa tilanteissa, joissa moottorin vääntö olisi negatiivinen tai ylittäisi moottorin maksimiväännön nykyisellä kierrosluvulla. Säätö perustuu optimointitaulukkoon. Siinä jokaiselle sähkötehon arvolle on määritetty kierrosluku, jolla saavutetaan paras sähköntuotannon hyötysuhde. Säätämällä kierroslukua saadaan huomattavasti parempi hyötysuhde verrattuna vakiokierroksilla toimivaan järjestelmään, etenkin pienillä sähkötehoilla. (Caresana et al. 2011)

Lämpöjohtoisessa tavassa järjestelmä ohjataan vastaamaan lämmöntarvetta. Ylimääräinen sähkö syötetään verkkoon. Lämpöjohtoista käyttöä suositaan usein joustavuuden vuoksi; ylimääräinen sähköenergia voidaan syöttää verkkoon, eikä energiaa siten "häviä". Jos käytössä on lämminvesivaraaja, se voidaan varata matalan kysynnän aikaan esimerkiksi yöllä. Yöllä myös sähkön tarve on pieni ja voidaan käyttää pelkkää akustoa. Tällöin järjestelmä voidaan kytkeä pois päältä tai se voi toimia vakionopeudella suurimman osan ajasta, eikä sen tarvitse seurata muuttuvaa lämmöntarvetta päivällä. (Mikalsen 2011, s. 139) Ohjaus voidaan toteuttaa vastaavalla tavalla kuin sähköjohtoisessa tavassa. Tällöin inputina on järjestelmässä kiertävän veden poistumislämpötila. Säädin laskee lämpötilan saavuttamiseen tarvittavan sähkötehon ja käyttää sitä viitteenä. (Caresana et al. 2011)

Järjestelmää voidaan ohjata myös näiden yhdistelmällä, jolloin hyötysuhde on kaikista paras. CHP-järjestelmän optimointi on hyvin monimutkainen ongelma, koska siihen liittyy hyvin monta muuttujaa. Niitä ovat moottorin hyötysuhdekartta, polttoaineen hinta, sähkön ostohinta, syöttötariffit ja sähkön- ja lämmönkulutus. Ostohinta, tariffit ja kulutukset muuttuvat saman päivän aikana useasti. Järjestelmää on mahdollista käyttää vaihtelevilla kierroksilla, jolloin sähkön- ja lämmöntuotantoa on mahdollista säätää joustavasti. Energiavarastoilla hyötysuhde saadaan pidettyä hyvänä korkeista kuorman vaihteluista riippumatta. (Mikalsen 2011, s. 139)

Jotta järjestelmää voidaan ohjata automaattisesti, tarvitsee mitata useita suureita. Järjestelmän kriittisiä ohjausparametreja ei voida tietää etukäteen, joten on parempi alustavasti mitata useita suureita. Mittaustulosten perusteella on mahdollista tehdä ohjelma järjestelmälle. Kaasutusjärjestelmä ja mitattavat suureet ovat esitetty kuvassa 24.



**Kuva 24.** Kaasutusjärjestelmä ja mitattavat suureet.

Hiilidioksidipitoisuuden avulla voidaan päätellä, miten hyvin kaasutin toimii. Mitä pienempi hiilidioksidipitoisuus, sitä parempi on kaasun lämpöarvo. Hyvälaatuisen kaasun hiilidioksidipitoisuus on noin 10 %. Huonolaatuisessa kaasussa hiilidioksidia voi olla jopa 20 %. (Mikkonen 2017) Kaasun jäähdyytys jälkeisen kosteuspitoisuuden

perusteella voidaan arvioida jäähdyttimen toimintaa. Kuten luvussa 3.3 todettiin, mitä vähemmän kaasussa on vettä, sitä pienempi on moottorissa tapahtuva tehonmenetyt. Pintamittauksilla saadaan tieto säiliöiden täyttymisestä sekä polttoaineen loppumisesta. Nämä ovat olennaisia huoltotoimenpiteitä kaasuttimen toiminnan kannalta, joten ohjelman olisi syytä hälyttää niistä. Happimittausten ja ilmalämpän asennon avulla voidaan säätää moottoriin menevän ilman määrä sopivaksi. Kaasulämpän asentoa säätämällä voidaan lisätä moottoriin menevän ilma-kaasuseoksen määrää ja siten kasvattaa moottorista saatavaa sähkö- ja lämpötehoa. Moottorin kierroslukumittauksesta saadaan tieto moottorin käynnistymisestä. Lämpötilamittauksien avulla voidaan seurata kaasuttimen toimintaa. Paine-eromittauksien avulla saadaan tietoa arinan tai suodattimen tukkeutumisesta. Tyypillisesti kaasulinjan alipaine on 1-5 kPa. Suodatin on puhdistuksen tarpeessa, kun paine-ero on 5-10 kPa. Suodatin tulee puhdistaa viimeistään paine-eron saavuttaessa 10 kPa. (Mikkonen 2017) Puhdistusjärjestelmä voidaan aktivoida paine-eron ylittyessä.

Sähkön- ja lämmöntuotantojärjestelmästä mitattavat suureet esitettiin kuvassa 16. Sähkön- ja lämmöntuotantojärjestelmästä mitataan useita lämpötiloja. Venttiilien avulla voidaan säätää veden massavirtaa, jolloin käyttöveden lämpötila saadaan sopivaksi kulutuksen mukaan. Akustosta mitataan virtaa, jännitettä ja käyttöaika. Näin voidaan laskea, paljonko akustossa on kapasiteettia jäljellä. Verkkajännitteestä mitataan tehoa, virtaa ja jännitettä, jolloin voidaan valvoa sähkön kulutusta ja laatua.

## 4. KAUPALLISTAMINEN

Luvun sisältö on ammennettu Lehtimäki et. al (2010) kirjoittamasta kirjasta tukena omalle käsitykselle, joka tässä luvussa esitellään. Pelkästään hyvä idea ei rahoita yrityksen toimintaa. Idean vieminen eteenpäin vaatii toteutusta, jotta se saadaan myydyksi asiakkaille, yhteistyökumppaneille tai kilpailijoille eli kaupallistettua. Kaupalliset tavoitteet ja valmiudet on hyvä ottaa huomioon jo ideointivaiheessa, vaikka toimeenpano tapahtuukin myöhemmin. Kaupallistaminen on lähes poikkeuksetta hyvin kallista. Kaupallistamisen ajattelutapa tulee pitää mielessä koko tuoteprosessin ajan. Menestyksekkään tuotteen on tuotettava voittoa yritykselle sekä saavutettava laaja asiakastytyväisyys. Laatu täytyy olla alusta asti korkealla, jotta yritys erottuu jäljittelijöistä. Keskeiset kaupallistamiseen liittyvät kysymykset ovat ”mitä”, ”kenelle” ja ”miten”. Kaupallistaminen voidaan jakaa karkeasti tuotteistamiseen, organisointiin, brändäykseen, tuotelanseerukseen sekä tulosten mittaamiseen. Kaiken perustana on asiakasarvon ymmärtäminen. Asiakasarvon ymmärtäminen on menestyksellisen kaupallistamisen ehdoton vaatimus. Arvo on usean tekijän summa, eikä sillä tarkoiteta pelkästään tuotteen käyttöarvoa. Asiakkaan kokemus ostoprosessista, asiakkaan saama tuki, yrityksen vuorovaikutus asiakkaan kanssa ja yrityksen imago vaikuttavat asiakkaan kokemaan arvoon. Asiakas vertaa sijoittamaansa aikaa ja rahaa saatuihin hyötyihin. (Lehtimäki et al. 2010) Suurin osa aloittavista yrityksistä epäonnistuu markkinoiden tai kysynnän puutteen vuoksi. Aloittavat yritykset ajautuvat helposti suunnittelemaan tuotteen, joka ei kiinnosta markkinoita edes ajatuksen tasolla. Tällöin myös kiinnostuneisuus valmiista tuotteesta on hyvin epätodennäköistä. (Väisänen 2019)

### 4.1 Tuotteistaminen

Tuotteistuksessa määritellään tuotteen ominaisuudet ja haluttu lopputulos sekä miten ne luodaan ja saavutetaan. Tavoitteina ovat asiakkaan ymmärryksen lisääminen ja ostopäätöksen tukeminen. Tuotteistuksen päättyessä tuotteella on nimi ja hinta, arvo osataan viestiä asiakkaalle ja tuotteen toimittamiseen tarvittavat toimenpiteet ovat yrityksen sisällä tiedossa. Tuote ei kuitenkaan koskaan ole täydellinen, vaan on pyrittävä jatkuvaan parantamiseen. Yritys, joka luulee tuotteidensa olevan täydellisiä, ei todennäköisesti ole kauaa markkinoilla. Tuotteistuksen kannalta olennaista on tietää, kuinka pitkälle tuote suunnitellaan asiakkaan ehdoilla. Liiallinen räätälöinti on vaikeaa ja kallista suuressa mittakaavassa. Asiakas usein näkee oman tilanteensa ainutlaatuisena ja ei välttä-

mättä hyväksy räätälöimätöntä ehdotusta. Tämän vuoksi on tärkeä luoda mielikuva räätälöinnistä, vaikka valmis ratkaisu löytyisikin tuotteistettuna. Siten tärkeää viestiä asiakkaalle, miten tuote täyttää juuri hänen tarpeensa. Tuotteistus voidaan jakaa sisäiseen ja ulkoiseen tuotteistukseen, sisäisestä kannattaa aloittaa. (Lehtimäki et al. 2010)

Sisäisellä tuotteistuksella viitataan yrityksen sisäiseen toimintaan, kyky tehdä. Sen tehtävänä on yrityksen toimintatapojen ja prosessien yhtenäistäminen, systematisointi ja tehostus. Tällöin yritys pystyy luomaan tuotteen, joka toimii sekä teknisesti, että asiakkaan näkökulmasta. Ulkoinen tuotteistus koostuu asioista, jotka näkyvät yrityksestä ulospäin, mahdollisuus myydä. Näitä ovat esimerkiksi tuotteen nimi, hinta, tuotekuvaus, mainokset ja käyttöoppaat. Usein yrityksissä pelätään oman tuotteen avointa esittelyä kopiointin takia. Avoimilla markkinoilla tuotteiden myyminen on kuitenkin hyvin vaikeaa kertomatta tuotteesta mitään. Jos tuotteistuksessa on onnistuttu, se kannattaa tuoda selkeästi esille. Tällöin asiakkaat kokevat yrityksen ainutlaatuisena ja alan johtajana, jolloin muut nähdään perässätulijoina ja imitoijina. (Lehtimäki et al. 2010)

## **4.2 Organisointi**

Jotta tuote voisi pärjätä markkinoilla, kaupallistamisesta vastaavien toimintojen tulee olla alusta asti jatkuvassa vuorovaikutuksessa. Tällaisia toimintoja ovat markkinointi, myynti, tuotekehitys, tuotanto ja rahoitus. Yhteistyön tulee olla avointa, aktiivista ja saumatonta. Hyvällä vuorovaikutuksella saadaan aikaan yhteishenki ja organisaation sosiaalinen pääoma kehittyy. Onnistuneista suorituksista kaikki tiimin jäsenet tulee palkita kannustavasti ja tasapuolisesti. Uudesta tuotteesta on syytä tehdä liiketoimintasuunnitelma, josta ilmenee kuinka paljon uusi tuote tuo liikevaihtoa ja tulosta yritykselle. Tämän jälkeen voidaan miettiä, kuinka paljon uuteen tuotteeseen kannattaa panostaa. Tuotteen elinkaari täytyy huomioida jo suunnitteluvaiheessa. Tuotetta ylläpidetään, kunnes se poistetaan käytöstä. Elinkaaren lopussa olevalle tuotteelle tulee löytyä korvaava tuote, jotta asiakkuudet säilyvät. Palvelut liittyvät käytännössä vahvasti pitkäikäisen tuotteen ylläpitoon. Näitä ovat esimerkiksi koulutukset, huolto ja varaosamyynti. (Lehtimäki et al. 2010)

## **4.3 Brändäys**

Ostajan voi olla vaikea löytää toiminnallisesti eroavaa tuotetta kilpailuilla markkinoilla. Yleensä tuotteet ovatkin hyvin samankaltaisia, mutta tuotteen ostaja voi kokea jonkin tuotteen arvokkaammaksi kuin muut. Brändi on keino erottautua sekä se on yrityksen lupaus asiakkaalle ja asiakkaan mielikuvien summa. Brändäyksen tarkoitus on erottaa



yrittäjä muista samantyyppisten tuotteiden myyjistä. Erottumisen keinoja ovat hinta, design, brändi, tapa toimia ja toimittaa sekä toiminnallisuus. Vahvan brändin omaavat yritykset selviytyvät suhdannevaihteluista paremmin verrattuna heikompiin brändeihin. (Lehtimäki et al. 2010)

Brändin luomisprosessi koostuu kolmesta vaiheesta; perustan rakentaminen, kommunikointi ja onnistumisen arvioiminen. Perusta koostuu brändin nimen ja logon luomisesta. Näiden tulisi erottua massasta ja jäädä siten asiakkaiden mieleen. Tämän jälkeen aloitetaan brändin kommunikointi, joka tarkoittaa brändiviestin välittämistä jokaisessa myynti- ja markkinointikanavassa. Lopuksi arvioidaan brändäyksen onnistumista asiakaskyselyillä. Asiakkaan tulisi tunnistaa brändi, tietää mitä se viestii sekä arvostaa brändiä. (Lehtimäki et al. 2010)

#### **4.4 Tuotelanseeraus**

Lanseeraus on tapahtuma, jossa uusi tuote esitellään markkinoille. Sillä lisätään tietoisuutta uudesta tuotteesta ja tehostetaan sen myyntiä. Olennaisia päätöksiä ovat lanseerauksen ajoitus eri markkinoilla, markkinointiviestinnän keinot sekä julkistetaanko uusi tuote etukäteen vai vasta tuotteiden viimeistelyn jälkeen. Lanseeraus on kaupallistamisen kannalta hyvin tärkeää, koska sen onnistuminen vaikuttaa voimakkaasti uuden tuotteen menestymiseen. Huono ensivaikutelma on vaikea korjata myöhemmin. Lanseerausprosessi voidaan jakaa viiteen osaan; suunnittelu, konkretisointi, kouluttaminen, julkistus markkinoille sekä jälkiarviointi. (Lehtimäki et al. 2010)

Suunnitteluvaiheessa laaditaan lanseeraussuunnitelma, jossa käydään tarkasti lanseeraukseen liittyvät suunnitelmat, laaditaan tavoitteet ja jaetaan vastuut tiimin kesken. Suunnitelmassa käydään läpi ainakin seuraavat asiat; budjetti, tiimi, tavoitteet, aikataulu, kohdemarkkina, hinnoittelu, koulutus ja markkinointi. Asiat vaativat vahvaa yhteistyötä ja kommunikointia tiimin sisällä. Tiedon liikkuminen toimintojen välillä tulee olla saumaton. Konkretisoinnissa suunnitelmassa käsitellyt asiat toteutetaan ja testataan. Pilotoinnista voi olla suuri hyöty uuden tuotteen lanseerauksessa. Tällöin saadaan palautetta tuotteesta ja asiakaskokemuksesta ja niitä voidaan parantaa. Asiakkaan tulee olla innokas kokeilemaan uusia tuotteita sekä tietoinen tuotteen mahdollisesta keskeneräisyydestä. Tämän jälkeen tulee huolehtia oman henkilöstön osaamisesta. Yrityksen kaikille osastoille tulee järjestää koulutuksia ammattitaidon kehittämiseksi. (Lehtimäki et al. 2010)

Seuraavaksi tuote julkistetaan. Julkistamisen tukena ovat lanseeraustapahtumat ja lanseerausviestintä. Tapahtumia voivat olla esimerkiksi lehdistötilaisuudet, asiakastilaisuudet, messut tai esittelyt. Viestintään kuuluu mainonta ja Internet-näkyvyys. Julkistettavalle tuotteelle luodaan usein oma sivusto. Julkistettavan tuotteen tulisi olla mahdollisimman valmis. On kannattavampaa viivästyttää julkaisua kuin julkaista se keskeneräisenä. Jälkiarvioinnissa tutkitaan onnistumisia ja parannuskohteita sekä prosessin alussa asetettuja tavoitteita. Tarvittaessa korjataan, jos jokin osa-alue ei onnistunut ollenkaan. Ensivaikutelma on kuitenkin voimakas, eivätkä korjaukset välttämättä onnistu. (Lehtimäki et al. 2010)

## **4.5 Tulosten mittaaminen**

Kaupallistamisen onnistumista voidaan mitata taloudellisilla, teknisillä ja markkinapohjaisilla mittareilla. Usein mittaamisessa kannattaa hyödyntää näitä kaikkia kolmea. Erilaisia mittareita on olemassa hyvin paljon, mutta muutama olennainen mittari edellä mainittujen mittaamiseen riittää. Mittareiden valinnassa pitää huomioida ainakin seuraavat asiat; mittareiden tulee tuoda esille kaupallistamisen hallitut ja kehittämistä vaativat alueet, niillä pitää pystyä seuraamaan asetettuja tavoitteita ja niillä voidaan tutkia sisäisiä toimintoja sekä markkinamenestystä. Hyvä kokonaisuus olisi esimerkiksi asiakastyytyväisyys, kannattavuus, voitot ja tuotteen suorituskyky. (Lehtimäki et al. 2010)

## 5. YHTEENVETO

Järjestelmä koostuu monesta osasta ja jokaisen komponentin toimivuus on tärkeää. Mikrotuotantolaitosten tulee olla mahdollisimman huoltovapaita ja luotettavia. Järjestelmän tulisi pystyä toimimaan vuoden kerrallaan ilman suuria huoltoja. Taulukossa 12 on esitetty järjestelmän tekniset tiedot.

**Taulukko 12.** *Järjestelmän tekniset tiedot.*

<b>Kaasutin</b>	Myötävirtakaasutin, sylinterin muotoinen. Kannessa painesäätöventtiili.
Tulipesä	Sylinteri, useita ilmasuuttimia säteittäin. Kaasun tuotto 37,5 m <sup>3</sup> /h, 10,4 l/s. Kaasun tervapitoisuus 15 mg/m <sup>3</sup> .
<b>Puhdistusjärjestelmä</b>	Hiukkasten erotustehokkuus 99–99,9 %.
Sykloni	Erotusrajat: tuhkalle 2,5 µm ja noelle 8 µm. Painehäviö 316 Pa.
Kangassuodatin	Polyaramidi, toimintalämpötila 170–200 °C, pinta-ala 0,7 m <sup>2</sup> . Puhdistustapana paineilmatoiminen käänteispulssitus, paine noin 7 bar.
<b>Jäähdytin</b>	Myötävirtalämmönvaihdin, pystyasennossa. Vesi kylmänä fluidina. Tarvittava lämmönsiirtopinta-ala 0,7 m <sup>2</sup> . Saatava lämpöteho 850 W.
<b>Sähkön- ja lämmöntuotanto</b>	2-litrainen polttomoottori yhdistettynä harjalliseen tahtigeneraattoriin, 1500 rpm. Tuotettu sähköteho 10 kW. Virtauksien kiertoa ohjataan venttiileillä. Lämmitetyn veden lämpötila 74 °C, kun tulovesi 40 °C.
Jäähdytysneste	Levylämmönvaihdin, 15,5 kW. Lämmönläpäisykerroin 1500 W/m <sup>2</sup> °C, pinta-ala 0,42 m <sup>2</sup> .
Pakokaasu	Vaippaputkilämmönvaihdin, 15,5 kW. Lämmönläpäisykerroin 69 W/m <sup>2</sup> °C, pinta-ala 1,04 m <sup>2</sup> . Vaipan painehäviö 5400 Pa, putkipaketin painehäviö 850 Pa.
Generaattori Akusto	Harjallinen tahtigeneraattori jännitteensäätimellä, 3-vaihe. 48 V, 200 Ah. Purkaussyvyys 50 %. AGM.
<b>Polttoaineen käsittely ja syöttö</b>	Maksimikosteus 25 %, suurin palakoko 31 mm. Puupilke tai karkea palahake. Toteutetaan suppilolla, kuljetinruuveilla ja luistiventtiileillä.
<b>Järjestelmän ohjaus ja säätö</b>	PI-säätimellä. Voidaan ohjata lämpöjohteisesti, sähköjohteisesti tai näiden yhdistelmänä. Useiden eri suureiden mittaus, joiden perusteella ohjelman koodaus.

10 kW sähkötehon tuottamiseen tarvitaan noin 12 kW mekaanista tehoa. Kaasutin tulee mitoittaa sopivaksi tietylle kaasun kulutukselle. Kaasua kuluu 13 kW mekaanisen tehon tuottamiseen polttomoottorissa noin 37,5 m<sup>3</sup>/h eli 10,4 l/s. Kaasutintyyppinä käytetään

myötävirtakaasutinta. Tulipesä on sylinterin muotoinen ja siinä on useita ilmasuuttimia säteittäin. Ilman esilämmitys on tärkeää kaasun laadun kannalta.

Kaasu tulee puhdistaa heti tulipesän jälkeen. Kaasun puhdistus suoritetaan kuivana. Tervan poistaminen sekundäärisillä menetelmillä on haastavaa, joten sen puhdistamiseen käytetään primäärisiä menetelmiä. Noen ja tuhkan poistoon käytetään sykklonia ja kangassuodatinta. Syklonin toiminta perustuu massaan ja kiihtyvyyteen. Kangassuodattimella poistetaan pienemmät kuivat nokipartikkelit. Kangassuodattimen toiminta perustuu suodatinaineeseen. Suodatin on rakenteeltaan ulkopinnalle keräävä. Sopivin materiaali suodatinaineeksi on polyaramidi. Sopiva suodattimen pinta-ala on noin 4,7 m<sup>2</sup>. Suodattimen toimintalämpötila tulee olla 170–200 °C, jotta se pysyisi puhtaana. Suodatin täytyy puhdistaa tietyin väliajoin. Paras tapa on paineilmatoiminen käänteispulssitus, jossa paineilmapulssi suunnataan suodatinelementtiin kaasun kulkusuuntaa vastaan, jolloin elementin ulkopinnalle kertynyt nokikakku irtoaa. Puhdistusjärjestelmän kustannukset ovat usein merkittävä osa kaasutinjärjestelmän kokonaiskustannuksista. Suunniteltu järjestelmä poistaa hiukkaset kaasusta 99–99,9 %:in tehokkuudella.

Kaasu täytyy jäähdyttää puhdistuksen jälkeen, koska se sisältää runsaasti vesihöyryä. Vesihöyry laimentaa kaasua ja laskee sen lämpöarvoa. Tämän takia kaasu jäähdytetään kastepisteen alapuolelle, jolloin vesi kondensoituu. Jäähdytykseen käytetään myötävirtalämmönvaihdinta, joka sijoitetaan pystyasentoon. Kaasu virtaa putkissa ja vesi vaipassa. Pystyasennossa putket pysyvät paremmin puhtaana. Tarvittava lämmönsiirto-pinta-ala on 0,7 m<sup>2</sup>. Saatava lämpöteho on noin 849 W.

Lämpöä saadaan polttomoottorin jäähdytysnesteestä ja pakokaasuista yhteensä 31 kWh. Alun perin bensiinikäyttöinen moottori sopii puukaasulle pienillä muutoksilla, maa-kaasulle tarkoitettu moottori olisi kuitenkin kaikista paras valinta. Mikrotuotantoon käytettävien polttomoottorien huoltoväli on 3000–6000 tuntia tai vähintään vuosittain. Generaattorina käytetään harjallista tahtigeneraattoria. Järjestelmään on liitetty akusto. Lämpö siirretään jäähdytysnesteestä käyttöveteen levylämmönvaihtimen avulla. Pakokaasuista lämpö siirretään veteen vaippaputkilämmönvaihtimen avulla.

Kiinteät polttoaineet muodostavat helposti tukoksia polttoaineen syöttöjärjestelmiin, joten niiden suunnittelussa tulee olla tarkka. Varaston tulisi suojata puupolttoaine sateelta, lumelta ja maan kosteudelta. Järjestelmästä mitataan useita eri suureita, koska kriittisiä ohjausparametreja ei voida tietää etukäteen.

Pelkästään hyvä idea ei riitä, vaan tarvitaan myös toteutus. Tärkeintä on varmistua, että kaupallistettavalle tuotteelle on olemassa markkina ja ostajia. Muuten onnistuminen on

haastavaa. Tuotteen täytyy olla alusta asti laadukas, jotta se erottuu jäljittelijöistä. Kaupallistaminen on monivaiheinen prosessi, joka täytyy suunnitella hyvin. Asiakasarvon ymmärtäminen on ehdoton vaatimus onnistumiselle.

Saadut tulokset ovat järkeviä. Seuraava vaihe olisi laskea suurpiirteiset kustannukset järjestelmälle, rakentaa kaasuttimesta prototyyppi, tutkia sen toimintaa ja rakentaa järjestelmä kokoon komponentti kerrallaan. Erityisesti tulisi kiinnittää huomiota hyvälaatuisen kaasun tasaiseen tuottamiseen. Tämän jälkeen pitäisi tehdä järjestelmälle ohjelma, joka säätäisi ja ohjaisi koko järjestelmän toimintaa automaattisesti. Järjestelmään voisi liittää aurinkopaneelit. Niitä voitaisiin hyödyntää ajoittain, kun energiankulutus on pientä. Tämä toki lisäisi järjestelmän kustannuksia.

Järjestelmä voisi toimia hyvin osana hajautettua energiantuotantoa. Parhaimmat käyttökohteet olisivat sähköverkon ulkopuoliset alueet sekä kohteet, joissa on jatkuvasti suuri tarve sähkölle ja lämmölle. Näitä voisivat olla esimerkiksi maatilat tai jos järjestelmä tuotaisi usealle talolle energiaa. Tärkeintä on, että hukkaenergiaa syntyy mahdollisimman vähän. Tällöin hyötysuhde pysyy mahdollisimman korkeana.

## LÄHTEET

Alén, R. (2011). Papermaking science and technology. Book 20, Biorefining of forest resources, Paperi ja Puu, Helsinki, 381 s.

Alfa Laval A.B. (2015). AHRI certified gasketed plate heat exchangers. Saatavissa (viitattu 30.12.2020): <https://test.alfalaval.com/microsites/gphe/types/gphe-types-ahri/>.

Alfa Laval A.B. (2015). Alfa Laval CB110 / CBH110 / CBP110. Saatavissa (viitattu 30.12.2020): [https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb110-cbh110\\_product-leaflet\\_che00029en.pdf](https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers/cb/cb110-cbh110_product-leaflet_che00029en.pdf).

Applegate Marketplace Ltd. (2021). Serpecon. Saatavissa (viitattu 24.1.2021): <https://www.applegate.co.uk/suppliers/serpecon-3120306>.

Aura, L. & Tonteri, A.J. (1996). Sähkökoneet ja tehoelektronikan perusteet, WSOY, Porvoo, 544 s.

Basu, P. (2013). Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction, 2nd ed. Elsevier Science & Technology, San Diego, 551 p.

Bosch Security Systems B. V. (2018). Battery Charger PLN-24CH12 and PRS-48CH12. Saatavissa (viitattu 12.12.2020): [https://resources-boschsecurity-cdn.azureedge.net/public/documents/PLN\\_24CH12\\_24\\_V\\_\\_\\_PR\\_Operation\\_Manual\\_enUS\\_9007201150726411.pdf](https://resources-boschsecurity-cdn.azureedge.net/public/documents/PLN_24CH12_24_V___PR_Operation_Manual_enUS_9007201150726411.pdf).

Bouhairie, S. (2012). Selecting Baffles for Shell-and-Tube Heat Exchangers, Chemical Engineering Progress, Vol. 108(2), pp. 27-33.

Brandt, P. & Henriksen, U.B. (2000). Decomposition of tar in gas from updraft gasifier by thermal cracking, 1st World Conference and Exhibition on Biomass for Energy and Industry, 3 p.

Brandt, P., Larsen, E. & Henriksen, U. (2000). High Tar Reduction in a Two-Stage Gasifier, Energy & Fuels, Vol. 14 pp. 816-819.

Bridgwater, A.V. (1995). The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation, Fuel, Vol. 74(5), pp. 631-653.

Caresana, F., Brandoni, C., Feliciotti, P. & Bartolini, C.M. (2011). Energy and economic analysis of an ICE-based variable speed-operated micro-cogenerator, Applied Energy, Vol. 88(3), pp. 659-671.

Closs, R., Vandelinde, H. & Morrissey, M. (2013). Automated weighing technology process solutions, Momentum Press, New York, 150 p.

Çengel, Y.A. & Ghajar, A.J. (2011). Heat and mass transfer: fundamentals & applications, 4th ed. McGraw-Hill, New York, 924 p.

Dayton, D. (2002). A Review of the Literature on Catalytic Biomass Tar Destruction, National Renewable Energy Laboratory, Colorado, 27 p.

DeValve, T. & Olsommer, B. (2007). Micro-CHP Systems for Residential Applications, United Technologies Corporation, Connecticut, 115 p.

Divya, K.C. & Østergaard, J. (2009). Battery energy storage technology for power systems—An overview, *Electric Power Systems Research*, Vol. 79(4), pp. 511-520.

Donaldson Company Inc. (2015). P-84 Bag Filters. Saatavissa (viitattu 10.10.2020): <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/dust-fume-mist/literature/north-america/filters-parts/baghouse/fabric-bags/specialty/p84/f118105/P-84-Bag-Filter.pdf>.

EIA. (2019). Units and calculators explained. Saatavissa (viitattu 27.5.2020): <https://www.eia.gov/Energyexplained/units-and-calculators/>.

Engineering ToolBox. (2001). Overall Heat Transfer Coefficient. Saatavissa (viitattu 2.11.2020): [https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficient-d\\_434.html](https://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficient-d_434.html).

Engineering ToolBox. (2001). Thermal Conductivity of selected Materials and Gases. Saatavissa (viitattu 2.11.2020): [https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d\\_429.html](https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html).

Fitzgerald, A.E., Kingsley, C. & Umans, S.D. (2002). *Electric machinery*, 6th ed. McGraw-Hill, Boston, 704 p.

Garche, J., Moseley, P.T., Karden, E. & Rand, D.A.J. (2017). *Lead-acid batteries for future automobiles*, Elsevier, Oxford, 706 p.

Han, J. & Kim, H. (2008). The reduction and control technology of tar during biomass gasification/pyrolysis: An overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12(2), pp. 397-416.

Hoffmann, A.C. & Stein, L.E. (2007). *Gas cyclones and swirl tubes principles, design and operation*, 2nd ed. Springer, Berlin, 422 p.

HSA Oy. (2002). GENERAATTORIN VALINTA SÄHKÖAGGREGAATTIIN. Saatavissa (viitattu 30.11.2020): [https://hsaoy.com/wp-content/uploads/Gen\\_Valinta\\_Aggregaattiin.pdf](https://hsaoy.com/wp-content/uploads/Gen_Valinta_Aggregaattiin.pdf).

Hurley, T.F. & Fitton, A. (1949). Producer Gas for Road Transport, *Proceedings / Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 161(1), pp. 81-97.

IEC Market Strategy Board (2011). *Electrical Energy Storage*, International Electrotechnical Commission, Geneva, 78 p.

Ingenjörsvetenskapsakademien (1979). *Generator Gas: The Swedish Experience from 1939-1945*, 3rd ed. Solar Energy Research Institute, Colorado, 334 p.

Kakaç, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A. (2020). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, 4th ed. CRC Press, 546 p.

Kaupp, A. & Goss, J.R. (1984). Small Scale Gas Producer-Engine Systems, Springer Vieweg. in Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 282 p.

Kontola, V. (2018). Puun kaasutus osana hajautettua energiantuotantoa, Tampere University of Technology, 27 s. Saatavissa <https://trepo.tuni.fi/handle/123456789/26595>.

Lassi, U. & Wikman, B. (2011). Biomassan kaasutus sähköksi, lämmöksi ja biopolttoaineiksi: HighBio-projektijulkaisu, Jyväskylän yliopisto, Kokkolan yliopistokeskus Chydenius, Jyväskylä, 104 p.

Lehtimäki, T., Malinen, P., Salo, J. & Simula, H. (2010). Uuden B2B-tuotteen menestyksessä kaupallistaminen, Teknologiainfo Teknova, Helsinki, 134 s.

Mahkamov, K. (2011). 18 - Thermal-engine-based small and micro combined heat and power (CHP) systems for domestic applications: modelling micro-CHP deployment, in: Beith, R. (ed.), Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems, Woodhead Publishing, pp. 459-509.

Marner, W.J. & Sutor, J.W. (1983). A survey of gas-side fouling in industrial heat-transfer equipment, Jet Propulsion Lab, Colorado.

McDonald, A.G. & Magande, H.L. (2012). Introduction to thermo-fluids systems design, Wiley, Chichester, 448 p.

Mikalsen, R. (2011). 6 - Internal combustion and reciprocating engine systems for small and micro combined heat and power (CHP) applications, in: Beith, R. (ed.), Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems, Woodhead Publishing, pp. 125-146.

Mikkonen, V. (2017). Ajoneuvoon asennettavan puukaasuttimen rakennusohjeet, omakustanne, Runni, 326 s.

Moebs, W., Ling, S.J., Sanny, J., Druger, S.D., Anderson, D., Bowman, D., Friedman, G., Edw. S. Ginsberg, Podolak, K., Sato, T., Smith, D., Trout, J., Wheelock, K., Demaree, D., Ludlow, R., Motl, P., Gasparov, L., LaRue, L., Lattery, M., Pang, T. & Kolakowska, A. (2016). University Physics Volume 2, 1st ed. Openstax, 830 p.

Motiva. (2012). Lämpöä kotiin keskitetysti – Kaukolampö. Saatavissa (viitattu 25.10.2020): [https://www.motiva.fi/ajankohtaista/julkaisut/lammitysjarjestelmat/lampo\\_kotiin\\_keskitetysti\\_kaukolampo.10752.shtml](https://www.motiva.fi/ajankohtaista/julkaisut/lammitysjarjestelmat/lampo_kotiin_keskitetysti_kaukolampo.10752.shtml).

Natural Resources Canada. (2018). Fuel Consumption Guide. Saatavissa (viitattu 27.5.2020): <https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/oe/pdf/transportation/tools/fuelratings/2018%20Fuel%20Consumption%20Guide.pdf>

NIST. (2013). NIST-JANAF Thermochemical Tables, National Institute of Standards and Technology, <https://janaf.nist.gov/>.

Reay, D., Ramshaw, C. & Harvey, A. (2013). Chapter 4 - Compact and Micro-heat Exchangers, in: Reay, D., Ramshaw, C. & Harvey, A. (ed.), Process Intensification (Second Edition), Butterworth-Heinemann, Oxford, pp. 91-120.

Reed, T.B. & Das, A. (1988). Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine Systems, Biomass Energy Foundation, Colorado, 140 p.



Sansaniwal, S.K., Pal, K., Rosen, M.A. & Tyagi, S.K. (2017). Recent advances in the development of biomass gasification technology: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 72 pp. 363-384.

Seville, J.P.K. (1997). *Gas Cleaning in Demanding Applications*, Springer Netherlands, Dordrecht, 326 p.

Sutton, D., Kelleher, B. & Ross, J.R.H. (2002). Catalytic conditioning of organic volatile products produced by peat pyrolysis, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 23(3), pp. 209-216.

Tregrossi, A., Ciajolo, A. & Barbella, R. (1999). The combustion of benzene in rich pre-mixed flames at atmospheric pressure, *Combustion and Flame*, Vol. 117(3), pp. 553-561.

Tulituote Oy. (2020). LEVYLÄMMÖNVAIHTIMET. Saatavissa (viitattu 4.1.2021): [https://www.tulituote.com/tiedostopankki/113/Levyllammonvaihtimet\\_esite\\_2016\\_2.pdf](https://www.tulituote.com/tiedostopankki/113/Levyllammonvaihtimet_esite_2016_2.pdf).

Valderrama Rios, M.L., González, A.M., Lora, E.E.S. & Almazán del Olmo, Oscar Agustin (2018). Reduction of tar generated during biomass gasification: A review, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 108 pp. 345-370.

VDI e. V. (2010). *VDI Heat Atlas*, 2nd ed. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1584 p.

Väisänen, K. (2019). *Väärää yrittämistä: kun teet kotiläksysi, rahan tuloa ei voi estää*, Alma Talent, Helsinki, 279 s.

Wang, L. (2003). *Theoretical study of cyclone design*, Texas A&M University, 137 p. Saatavissa (viitattu 16.9.2020): <http://hdl.handle.net/1969.1/2192>.

Wies, R., Johnson, R. & Agrawal, A. (2012). *Energy-Efficient Standalone Fossil-Fuel Based Hybrid Power Systems Employing Renewable Energy Sources*, University of Alaska Fairbanks, Fairbanks, pp. 121-142.

Woolcock, P.J. & Brown, R.C. (2013). A review of cleaning technologies for biomass-derived syngas, *Biomass and Bioenergy*, Vol. 52 pp. 54-84.

Zeppelin Systems UK Ltd. (2021). SLIDE GATE VALVE SGV. Saatavissa (viitattu 24.1.2021): <https://zeppelin-uk.com/components/slide-gate-valve-sgv/>.