

Het potentieel van rioolwater als warmtebron in een verwarmingssysteem

Case study Campus Arenberg III

Stefaan Jacobs
Timon Vankeirsbilck

Promotor: Stijn De Jonge

Masterproef ingediend tot het behalen van de
graad van master of Science in de industriële
wetenschappen: Chemie

Academiejaar 2018-2019

© Copyright KU Leuven

Zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van zowel de promotor(en) als de auteur(s) is overnemen, kopiëren, gebruiken of realiseren van deze uitgave of gedeelten ervan verboden. Voor aanvragen i.v.m. het overnemen en/of gebruik en/of realisatie van gedeelten uit deze publicatie, kan u zich richten tot KU Leuven Campus Groep T Leuven, Andreas Vesaliusstraat 13, B-3000 Leuven, +32 16 30 10 30 of via e-mail iiw.groept@kuleuven.be.

Voorafgaande schriftelijke toestemming van de promotor(en) is eveneens vereist voor het aanwenden van de in deze masterproef beschreven (originele) methoden, producten, schakelingen en programma's voor industrieel of commercieel nut en voor de inzending van deze publicatie ter deelname aan wetenschappelijke prijzen of wedstrijden.

Dankwoord

Het onderzoek in deze thesis richt zich op één van de mogelijkheden van duurzame energie, in dit geval riothermie. Deze thesis vormt de afsluiting van de master in de industriële wetenschappen, chemie aan de KU Leuven. Bij deze zouden wij graag de mensen en organisaties bedanken voor alle hulp en sturing die zij aanboden.

We willen onze dank betuigen aan de promotor, dhr. De Jonge die de thesis nauwgezet opvolgde en de juiste aansturingen gaf doorheen het verloop van het masterjaar. Ook willen we een Alumni van de KU Leuven, Dries Doucé bedanken waarop we beroep op konden doen.

Koen Kempnaers van de Vlaamse milieu maatschappij gaf ons alle hulp en informatie waar mogelijk, dank hiervoor.

Bruno Motten, de verantwoordelijke van het energiebeleid aan de KU Leuven heeft ons voorzien van alle data omtrent Campus Arenberg III, dank voor de medewerking.

De waterzuivering firma Aquafin deelde de informatie omtrent het nabijgelegen rioleringsnetwerk besproken in de thesis. Bij deze willen wij innovatie ingenieur, Brecht Donckels en gebiedsingenieur, Annabel Marcoen bedanken.

Veel praktische kennis omtrent de actuele realisatie van relevante projecten kregen wij van Stephan von Bothmer, contactpersoon van het bedrijf UHRIG, Peter Lesage, bedrijfsadviseur VLAIO en Aris de Groot, founder en managing director van het Ecovat, ook dank hiervoor.

Tenslotte willen wij onze vrienden en familie bedanken voor de steun tijdens de uitvoering van deze masterthesis.

Abstract

Riothermie is de recuperatie van warmte uit een rioleringsnetwerk, deze technologie kan geïntegreerd worden in een bestaand verwarmingssysteem. De economische haalbaarheid en de ecologische impact hiervan worden in deze thesis onderzocht voor Campus Arenberg III.

Verscheidene scenario's van multivalente systemen worden in acht genomen. Deze gebruiken verschillende opvoerregimes van de warmtepomp en verscheidene buffersystemen worden hierin toegepast. Binnen elk scenario wordt gebruik gemaakt van een gascondensatieketel voor de resterende warmtevraagopvulling. Elk scenario levert een aanbodprofiel op aan warmte dat gekoppeld wordt met het consumptieprofiel van Kandidatuur Natuurkunde, een gebouw dat behoort tot Campus Arenberg III. De verschillende scenario's worden vergeleken op basis van uitstoot uitgedrukt in kg CO₂-equivalenten en LCOE uitgedrukt in €/kWh_{th}.

De LCOE wordt geminimaliseerd door de installatie op een juiste manier af te stemmen. Hierbij wordt het concept van een slimme sturing gebruikt. Dit is een methode die de energiemarkt in rekening brengt om de installatie aan te sturen op een economisch voordelige manier. De scenario's worden vergeleken met een referentiescenario waarbij enkel een gascondensatieketel gebruikt wordt.

Zonder seizoenbuffering zorgt riothermie voor een reductie in uitstoot van 36 tot 48 % , met seizoenbuffering kan deze reductie oplopen tot 92 %. Bij een opvoerregime van 35 °C is de LCOE 2.2 % lager dan die van het referentiescenario. Voor het opvoerregime van 55 °C is dit 9.9 % hoger. Voor het scenario met seizoenbuffering is dit 59 % hoger waarbij 94 % van de warmte voorzien wordt met riothermie.

Trefwoorden: Duurzame energie. Riothermie. Warmterecuperatie.

Extended Abstract

The provision of heat for both residential and industrial use takes up a large share of the energy production in Belgium. This energy production causes emissions which are responsible for warming the planet. The European Union has set targets to reduce emissions with 43 % compared to 2005.

It is important to use the energy for heating in an efficient way and to look at renewable energy sources. The heat source running beneath the streets for example is not used as efficiently as possible. Temperatures of the sewage waste water vary from 10 to 12 °C during winter and go up to 25 °C in summer. With the right flowrate and in combination with a well-chosen system design, the recovery of heat from sewage waste water can serve as an alternative way to provide heat. This heat recovery technology can play a role in the emission reduction targets of the European Union. This thesis does research on the implementation of this technology, the economic feasibility and the possible reductions in emissions.

The heat from the sewer is modelled and linked with a consumption profile. Campus Arenberg III, located near the city Leuven, serves as a case study. The heat demand profile of the building Kandidatuur Natuurkunde is used to compare different scenarios. The gas condensation kettle is a conventional technology to provide heat and is therefore used as a reference scenario. The comparison is made with the help of an algorithm that optimizes to the lowest cost per kWh_{th} possible. The cost per used kWh_{th} and the emissions are used to compare the scenarios. Since the most heat is generated during the summer the effects of different buffering systems are examined as well. Different assumptions are made in the thesis. These assumptions and their influence are tested in the sensitivity analysis.

With a well thought design, the provision of heat using the waste water as a heat source can be economically viable and reduce the emissions up to 48 %. The implementation of seasonal buffering has the biggest effect on emission reductions (up to 91 %) but comes with the highest cost. The information on cost per kWh_{th} and emission reductions in this thesis can be useful for similar buildings situated on other sites as well.

This thesis promotes the use of energy from wastewater, especially in situations with low temperature regimes. The economic feasibility of higher regimes depends on gas and electricity prices. With the current transition to a more sustainable energy policy, more and more financial aid from the government is and will be available for projects with an ecological aspect. Neighboring countries are already a step ahead with the implementation of this technology. If the Belgian energy market follows, carbon emissions will decrease. The number of degrees one can cool the sewage water is limited and because of the innovative and new side of this heat recuperation technology, the first come first served principle applies on the rights to take the heat energy from the sewer line. The time to make a change is now.

Keywords: Sewage waste water as an energy source. Sustainable heating systems. Renewable energy. Sewer Network. Heat transfer.

Inhoud

Dankwoord	i
Abstract	ii
Extended Abstract	iii
Symbolenlijst	viii
Lijst met Figuren	ix
Lijst met Tabellen	xi
1 Inleiding	1
1.1 <i>Probleemschets</i>	1
1.2 <i>KU Leuven</i>	2
1.3 <i>Riothermie</i>	3
1.4 <i>Doelstelling</i>	4
2 Literatuurstudie	5
2.1 <i>Rioleringsnetwerk</i>	5
2.1.1 <i>Netwerkopbouw</i>	5
2.1.2 <i>Temperatuurprofiel rioolwater</i>	5
2.1.3 <i>Debiet</i>	6
2.1.4 <i>Dimensies riolering Kapeldreef</i>	7
2.2 <i>Warmtewisselaar</i>	8
2.2.1 <i>Warmteoverdracht</i>	8
2.2.2 <i>Biofilm</i>	11
2.2.3 <i>Soorten warmtewisselaars</i>	12
2.2.4 <i>Kostprijs warmtewisselaars</i>	16
2.3 <i>Tussencircuit</i>	16
2.3.1 <i>Warmtetransport</i>	16
2.3.2 <i>Circulatiepomp</i>	17
2.4 <i>Warmtepompen</i>	18
2.4.1 <i>Algemene werking van een warmtepomp</i>	18
2.4.2 <i>Soorten warmtepompsystemen</i>	19
2.4.3 <i>COP warmtepomp</i>	20
2.4.4 <i>Efficiëntie warmtepomp</i>	21
2.4.5 <i>Kost en onderhoud warmtepomp</i>	22

2.5	<i>Warmteopslag systemen</i>	22
2.5.1	<i>Kleine buffering – thermische warmteopslag</i>	22
2.5.2	<i>Seizoenbuffering – thermische warmteopslag</i>	23
2.5.3	<i>Alternatieve warmteopslag</i>	24
2.6	<i>Gascondensatieketel</i>	25
2.6.1	<i>Efficiëntie gascondensatieketel</i>	25
2.6.2	<i>Kost en onderhoud gascondensatieketel</i>	25
2.7	<i>Consumptieprofiel Kandidatuur Natuurkunde</i>	26
2.8	<i>Economische en ecologische aspecten</i>	27
2.8.1	<i>Prijzen en verwachte prijsevolutie</i>	27
2.8.2	<i>Financiële steunkanalen</i>	27
2.8.3	<i>Specifieke uitstoot per energiebron</i>	28
2.8.4	<i>CO2 certificaten en de EU ETS markt</i>	28
2.9	<i>Juridische aspecten</i>	29
2.9.1	<i>Bezitter en beheerder van het rioleringsnetwerk</i>	29
2.9.2	<i>Regelgeving omtrent warmterecuperatie</i>	29
2.9.3	<i>Infrastructuur op het openbaar domein</i>	30
2.9.4	<i>Leidingen in het openbaar domein</i>	30
2.9.5	<i>Energie prestatieregelgeving (EPB)</i>	31
2.9.6	<i>Regelgeving warmte- en koude-netten in het Vlaams Gewest</i>	31
3	Methodiek: Warmteaanbod	32
3.1	<i>Aannames in verband met de warmteoverdracht</i>	32
3.2	<i>Systeemeigenschappen</i>	33
3.3	<i>Warmteoverdracht in de warmtewisselaar</i>	34
3.3.1	<i>Warmte beschikbaar in het riool Q_r</i>	35
3.3.2	<i>Warmteoverdracht zonder cross-over Q_{cross}</i>	35
3.3.3	<i>Warmteoverdracht van de warmtewisselaar Q_{NTU}</i>	36
3.4	<i>Tussencircuit</i>	37
3.4.1	<i>Warmteverlies</i>	37
3.4.2	<i>Elektrisch vermogen van de circulatiepomp</i>	38
3.5	<i>Warmteaanbod warmtepomp</i>	39
4	Methodiek: Financiële en ecologische aspecten	42
4.1	<i>Aannames in verband met LCOE en Emissie</i>	42
4.2	<i>Mono- en Multivalent systeem</i>	43

4.2.1	Monovalent systeem: gascondensatieketel	43
4.2.2	Multivalent systeem: warmtepomp en gascondensatieketel ...	43
4.2.3	Multivalent systeem: WP, GP en buffer	44
4.3	<i>Bepaling LCOE</i>	48
4.3.1	LCOEw	48
4.3.2	LCOEi	49
4.3.3	Benadering investeringskosten	49
4.3.4	Benadering onderhoudskost	50
4.3.5	Benadering verbruikskosten	50
4.3.6	Benadering kost riothermie Infrastructuur	51
4.4	<i>Benadering emissies</i>	52
5	Methodiek: Systeemeigenschappen	53
5.1	<i>Systeemeigenschappen van scenario 2</i>	53
5.2	<i>Systeemeigenschappen van scenario 3</i>	53
5.3	<i>Systeemeigenschappen van scenario 4</i>	53
6	Resultaten	55
6.1	<i>Scenario 1: Monovalente installatie gascondensatieketel</i>	55
6.1.1	Gascondensatieketel	55
6.2	<i>Scenario 2: Multivalent WP + GB</i>	56
6.2.1	Multivalent systeem, 35 °C opvoerregime zonder buffer	56
6.2.2	Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime zonder buffer	58
6.3	<i>Scenario 3: Multivalent WP + GB + klein buffervat</i>	60
6.3.1	Multivalent systeem 35 °C opvoerregime	60
6.3.2	Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime met klein buffervat	63
6.4	<i>Scenario 4: Multivalent WP + GB + seizoenbuffering</i>	65
6.4.1	Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime seizoenbuffering ...	65
6.5	<i>Bespreking resultaten</i>	68
7	Sensitiviteitsanalyse	70
7.1	<i>Invloed energieprijzen</i>	70
7.1.1	LCOE voor grote variatie energieprijzen	70
7.1.2	LCOE voor kleine variatie energieprijzen	72
7.1.3	Bespreking invloed energieprijzen	74
7.2	<i>Invloed temperatuur rioolwater</i>	75
7.2.1	Temperatuur rioolwater	75

7.2.2	Invloed temperatuur rioolwater voor opvoerregime 35 °C.....	75
7.2.3	Invloed temperatuur rioolwater voor opvoerregime 55 °C.....	76
7.2.4	Bespreking invloed temperatuur rioolwater	77
7.3	<i>Invloed debiet rioolwater</i>	78
7.3.1	Bespreking invloed debiet rioolwater	78
7.4	<i>Invloed biofilm</i>	78
7.4.1	Ongewijzigde warmtewisselaar	79
7.4.2	Gewijzigde warmtewisselaar	79
7.4.3	Bespreking invloed biofilm.....	80
7.5	<i>Invloed vergroting consumptieprofiel</i>	81
7.5.1	Vergroot consumptieprofiel bij 35 °C opvoerregime	81
7.5.1	Vergroot consumptieprofiel bij 55 °C opvoerregime	81
7.5.2	Bespreking vergroting consumptieprofiel.....	82
7.6	<i>Invloed afstand tot riolering</i>	82
7.6.1	Bespreking afstand tot de riolering	82
8	Conclusie	83
9	Discussie	84
	Referenties	85
	Bijlage A Gemiddelde buitentemperatuur KMI	88
	Bijlage B Vitocal 300 G type BW 301.17	89
	Bijlage C Rioolplan Kapeldreef	90
	Bijlage D Dimensies buffervat	91
	Bijlage E Technische data Vertical In-Line Centrifugal Pump	92
	Bijlage F Fysische eigenschappen van water	95
	Bijlage G Hydraulische diameter	96
	Bijlage H Moody Diagram	97

Symbolenlijst

b	Breedte	[m]
l	Lengte	[m]
h_i	Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt van stroom i	[W/m ² .K]
s_n	Dikte van materiaal n	[m]
k_n	Conductieve warmtegeleidingscoëfficiënt van materiaal n	[W/m.K]
cp	Specifieke warmtecapaciteit	[J/kg.K]
z	Diepte onder de grond	[m]
f	Wrijvingsfactor	-
v	Snelheid van het medium	[m/s]
\dot{m}_c	Debiet tussencircuit	[l/s]
\dot{m}_r	Debiet van het rioolwater	[l/s]
A	Oppervlakte	[m ²]
D	Diameter	[m]
P	Elektrisch vermogen	[kW _e]
Q	Warmteoverdracht per tijdseenheid	[kW _{th}]
Re	Reynoldsgetal	-
S	Shape factor	-
T_l	Temperatuur aan de verdampingszijde van de warmtepomp	[K]
T_h	Temperatuur aan de condensorzijde	[K]
$T_{r In}$	Temperatuur rioolwater dat warmtewisselaar nadert	[K]
$T_{r Out}$	Temperatuur rioolwater dat warmtewisselaar verlaat	[K]
$T_{hp Out}$	Temperatuur medium tussencircuit voor de warmtewisselaar	[K]
$T_{hp In}$	Temperatuur medium tussencircuit na de warmtewisselaar	[K]
U	Algemene warmtegeleidingscoëfficiënt	[kW _{th} /m ² K]
ρ	Densiteit	[kg/m ³]
μ	Viscositeit	[Pa.s]
ε	Effectiviteit van de warmtewisselaar	-

Lijst met Figuren

Figuur 1.1: Trias energetica.....	1
Figuur 1.2: Campus Arenberg III op kaart.....	2
Figuur 1.3: Schematische weergave riothermie.....	3
Figuur 2.1 Temperatuurprofiel 2018 beluchtingstank van RWZI Leuven.....	6
Figuur 2.2: Omliggend rioleringsnetwerk Campus Arenberg III.....	7
Figuur 2.3: Debietsprofiel pompstation 2016.....	7
Figuur 2.4: Schematische voorstelling h van rioolwater.....	10
Figuur 2.5: Biofilm in rioleringsbuis.....	11
Figuur 2.6: Algemene warmtegeleidingscoëfficiënt in functie van de dikte van de biofilm.....	11
Figuur 2.7: Plate heat exchanger.....	13
Figuur 2.8: Kasag Double pipe warmtewisselaar.....	13
Figuur 2.9: Huber Shell and tube warmtewisselaar.....	14
Figuur 2.10: Warmtewisselaar geïntegreerd in riolering.....	14
Figuur 2.11: UHRIG Therm-liner form A.....	15
Figuur 2.12: Schematische voorstelling thermliner in riolering.....	15
Figuur 2.13: Temperatuur van circuitmedium binnen de therm-liner form A.....	16
Figuur 2.14: (a) Flexibele enkele leiding en (b) flexibele aanvoer- en retourleiding.....	17
Figuur 2.15: Leiding- en pompkarakteristiek.....	18
Figuur 2.16: Schematische voorstelling warmtepomp.....	19
Figuur 2.17: Omgekeerde Carnot cyclus in het T,s-diagram.....	20
Figuur 2.18: Efficiëntie warmtepompen bij opvoertemperatuur 35 °C.....	21
Figuur 2.19: Efficiëntie warmtepompen bij opvoertemperatuur 55 °C.....	21
Figuur 2.20: investeringskost seizoenbuffering.....	24
Figuur 2.21: Kandidatuur Natuurkunde op kaart.....	26
Figuur 2.2.22: Consumptieprofiel Kandidatuur Natuurkunde.....	26
Figuur 3.1: Schematische voorstelling warmtestromen in de warmtewisselaar.....	33
Figuur 3.2: Jaarprofiel warmtestromen.....	34
Figuur 3.3: Schematische voorstelling warmtewisselaar, temperaturen en debieten.....	36
Figuur 3.4: Schematische voorstelling warmteverliezen tussencircuit.....	37
Figuur 3.5: Schematische weergave tussencircuit.....	37
Figuur 3.6: Schematische voorstelling warmtepomp.....	40
Figuur 4.1: Monotonische curves warmtevraag en warmteaanbod.....	44

Figuur 4.2: Algoritme bufferopslag.....	45
Figuur 4.3: Kleine buffer	45
Figuur 4.4: Warmteverliezen kleine buffer	46
Figuur 4.5: Warmteverliezen seizoenbuffer	47
Figuur 6.1: Jaarprofiel warmtevoorziening monovalente installatie gascondensatieketel	55
Figuur 6.2: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 2, opvoerregime 35 °C.....	56
Figuur 6.3: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 2, opvoerregime 35 °C.....	57
Figuur 6.4: COP scenario 2, opvoerregime 35 °C.....	57
Figuur 6.5: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 2, opvoerregime 55 °C.....	58
Figuur 6.6: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 2, opvoerregime 55 °C.....	59
Figuur 6.7: COP scenario 2, opvoerregime 55 °C.....	59
Figuur 6.8: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 3, opvoerregime 35 °C.....	61
Figuur 6.9: Warmtevoorziening buffervatscenario 3, opvoerregime 35 °C	61
Figuur 6.10: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 3, opvoerregime 35 °C	61
Figuur 6.11: Inhoud buffer scenario 3, opvoerregime 35 °C.....	62
Figuur 6.12: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 3, opvoerregime 55 °C.....	63
Figuur 6.13: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 3, opvoerregime 55 °C	64
Figuur 6.14: Warmtevoorziening buffervat scenario 3, opvoerregime 55 °C	64
Figuur 6.15: Buffer inhoud scenario 3, opvoerregime 55 °C	64
Figuur 6.16: Warmtevoorziening Warmtepomp scenario 4, opvoerregime 55 °C	66
Figuur 6.17: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 4, opvoerregime 55 °C	66
Figuur 6.18: Warmtevoorziening buffervat scenario 4, opvoerregime 55 °C	67
Figuur 6.19: Bufferniveau scenario 4, opvoerregime 55 °C.....	67
Figuur 6.20: COP scenario 4, opvoerregime 55 °C.....	67
Figuur 7.1: Variatie temperatuurprofiel riool in Kapeldreef	75
Figuur 7.2: Temperatuur van het tussencircuit bij temperatuurvariaties rioolwater 35 °C	76
Figuur 7.3: COP bij verschillende temperatuurvariaties rioolwater 35 °C	76
Figuur 7.4: Temperatuur van het tussencircuit bij temperatuurvariaties rioolwater 55 °C	77
Figuur 7.5: COP bij verschillende temperatuurvariaties rioolwater 55 °C	77

Lijst met Tabellen

Tabel 1.1: Verschillende scenario's	4
Tabel 2.1: Conductie warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillende materialen	9
Tabel 2.2: Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillende vloeistoffen	9
Tabel 2.3: Vergelijkingen efficiëntie warmtepomp	21
Tabel 2.4: Kost en onderhoud warmtepomp	22
Tabel 2.5: Kost en onderhoud gascondensatieketel	25
Tabel 2.6: Uitstoot per energiebron	28
Tabel 3.1: Elektrische vermogens circulatiepomp	39
Tabel 3.2: Efficiëntievergelijkingen warmtepomp	40
Tabel 6.1: Infrastructuur scenario 1	55
Tabel 6.2: Warmtevoorziening scenario 1	55
Tabel 6.3: Infrastructuur scenario 2, opvoerregime 35 °C	56
Tabel 6.4: Warmtevoorziening scenario 2, opvoerregime 35 °C	56
Tabel 6.5: Emissies scenario 2, opvoerregime 35 °C	57
Tabel 6.6: Levelized cost of energy scenario 2, opvoerregime 35 °C	57
Tabel 6.7: LCOEw en LCOEi scenario 2, opvoerregime 35 °C	58
Tabel 6.8: Infrastructuur scenario 2, opvoerregime 55 °C	58
Tabel 6.9: Warmtevoorziening scenario 2, opvoerregime 55 °C	58
Tabel 6.10: Emissies scenario 2, opvoerregime 55 °C	59
Tabel 6.11: Levelized cost of energy scenario 2, opvoerregime 55 °C	59
Tabel 6.12: LCOEw en LCOEi scenario 2, opvoerregime 55 °C	60
Tabel 6.13: Infrastructuur scenario 3, opvoerregime, 35 °C	60
Tabel 6.14: Warmtevoorziening scenario 3, opvoerregime 35 °C	60
Tabel 6.15: Emissies scenario 3, opvoerregime 35 °C	62
Tabel 6.16: Levelized cost of energy scenario 3, opvoerregime 35 °C	62
Tabel 6.17: LCOEw en LCOEi scenario 3, opvoerregime 35 °C	62
Tabel 6.18: Infrastructuur scenario 3, opvoerregime 55 °C	63
Tabel 6.19: Warmtevoorziening scenario 3, opvoerregime 55 °C	63
Tabel 6.20: Emissies scenario 3, opvoerregime 55 °C	65
Tabel 6.21: Levelized cost of energy scenario 3, opvoerregime 55 °C	65
Tabel 6.22: LCOEw en LCOEi scenario 3, opvoerregime 55 °C	65
Tabel 6.23: Infrastructuur scenario 4, opvoerregime 55 °C	65

Tabel 6.24: Warmtevoorziening scenario 4, opvoerregime 55 °C	66
Tabel 6.25: Emissies scenario 4, opvoerregime 55 °C	67
Tabel 6.26: Levelized cost of energy scenario 4, opvoerregime 55 °C.....	68
Tabel 6.27: LCOEw en LCOEi scenario 4, opvoerregime 55 °C	68
Tabel 6.28: Vergelijking LCOE verschillende scenario's	68
Tabel 6.29: Vergelijking CO2-eq verschillende scenario's	69
Tabel 7.1: LCOE grote variatie energieprijis 35 °C	71
Tabel 7.2: LCOE grote variatie energieprijis 55 °C	71
Tabel 7.3: LCOE grote variatie energieprijis referentiescenario.....	71
Tabel 7.4: Verhouding LCOE grote variatie energieprijis 35 °C	72
Tabel 7.5: Verhouding LCOE grote variatie energieprijis 55 °C	72
Tabel 7.6:LCOE kleine variatie energieprijis 35 °C.....	73
Tabel 7.7: LCOE kleine variatie energieprijis 55 °C	73
Tabel 7.8: Verhouding LCOE kleine variatie energieprijis 35 °C	74
Tabel 7.9: Verhouding LCOE kleine variatie energieprijis 55 °C	74
Tabel 7.10: LCOE bij verschillende temperatuurvariaties 35 °C.....	76
Tabel 7.11: LCOE bij verschillende temperatuurvariaties 55 °C.....	77
Tabel 7.12: LCOE voor verschillende debieten van het rioolwater	78
Tabel 7.13: Algemene warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillenden dikten van de biofilm	78
Tabel 7.14: LCOE voor verschillende dikten van de biofilm bij een ongewijzigde warmtewisselaar.....	79
Tabel 7.15: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een ongewijzigde warmtewisselaar 35 °C.....	79
Tabel 7.16: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een ongewijzigde warmtewisselaar 55 °C.....	79
Tabel 7.17: LCOE voor verschillende dikten van de biofilm bij een gewijzigde warmtewisselaar	80
Tabel 7.18: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een gewijzigde warmtewisselaar 35 °C.....	80
Tabel 7.19: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een gewijzigde warmtewisselaar 55 °C.....	80
Tabel 7.20: LCOE en vrijgekomen kapitaal bij groter consumptieprofiel 35 °C	81
Tabel 7.21: LCOE en vrijgekomen kapitaal bij groter consumptieprofiel 55 °C	82
Tabel 7.22: LCOE voor verschillende afstanden tot de riolering	82

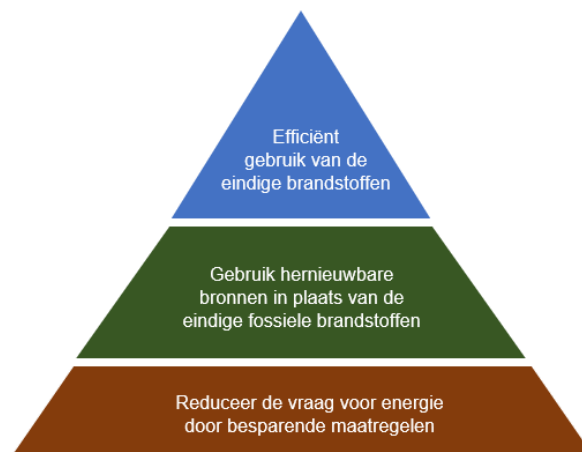
1 INLEIDING

1.1 Probleemschets

Het gebruik van warmte neemt meer dan de helft van het energieverbruik in Vlaanderen in beslag. [1] De energieproductie met fossiele brandstoffen brengt een uitstoot van broeikasgassen met zich mee die nadelige effecten heeft op de mens, dier en klimaat. Bovendien is deze energiebron eindig en de ontginning ervan brengt nadelen met zich mee. Zo kan het boren naar schaliegas aardbevingen veroorzaken en een ongeluk op een boorplatform kan leiden tot een natuurramp. [2]

Hierdoor is er nood aan een energietransitie waar hernieuwbare bronnen meer geütiliseerd worden. Zowel de Europese Unie, Vlaanderen en de KU Leuven formuleren actieplannen die streven naar een reductie in de emissie van broeikasgassen. [3] [4] [5] Voor België is deze reductie niet de enige uitdaging die voor de deur staat. Een groot deel van de warmtevoorziening in Vlaanderen werkt op basis van aardgas. Een kwart van dit aardgas wordt voorzien door Nederland. Dit deel zal in de toekomst wegvallen zodra de Nederlanders de gasexport stopzetten. [2] Een overstap naar andere bronnen wordt daarom noodzakelijk.

Deze ondervindingen geven reden om meer in te zetten op een groene warmtevoorziening. Technologieën die hierin kunnen bijdragen moeten meer ondersteund en onderzocht worden. Projecten die zulke technologieën uitbouwen, eisen een soepele samenwerking tussen stad, gemeente en bedrijven. De actieplannen hebben dezelfde basis en passen het model van de *trias energetica* toe. [6] Dit principe is weergegeven op Figuur 1.1.



Figuur 1.1: Trias energetica

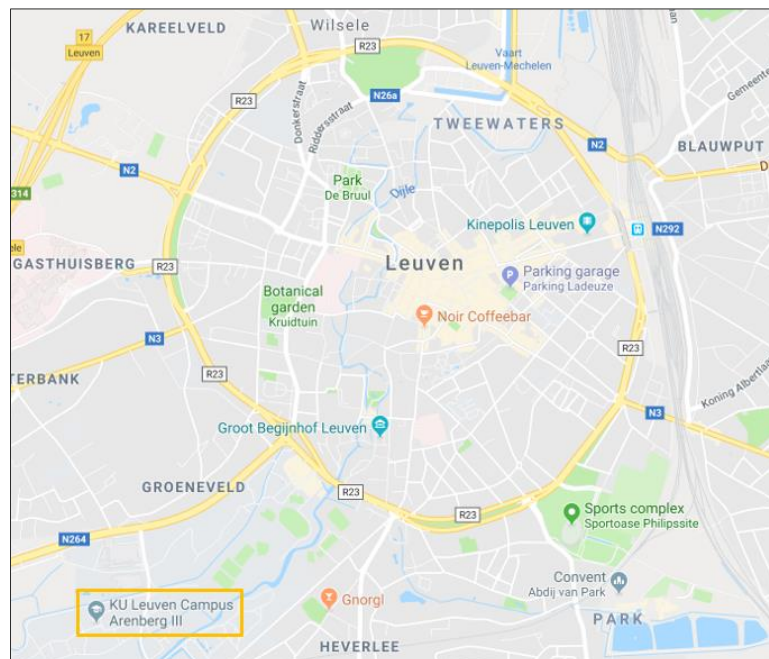
De onderste laag van de piramide vormt de basis van duurzame energie, dit is de vraag beperken waar mogelijk. Deze thesis legt de focus op de tweede laag: het gebruik van hernieuwbare bronnen. Het gebruik van restwarmte is nog onvoldoende ontwikkeld en biedt een groot potentieel aan warmtevoorziening.

1.2 KU Leuven

De thesis gebruikt Campus Arenberg III als case study. Deze campus is gelegen te Heverlee, net buiten de stad Leuven. Deze stad heeft een stedelijk klimaatactieplan waarin de ambitie ligt om de emissies te laten dalen met minstens een factor 10. [5] Dit actieplan bouwt verder op de ondervindingen van het wetenschappelijk eindrapport waarin de stappen aangehaald worden om van Leuven een klimaatneutrale stad te maken tegen 2030. [7]

Een netto neutrale uitstoot betekent dat de absorptiecapaciteit van het natuurlijke ecosysteem van dergelijke grootte is zodat de emissies van een antropogene bron geabsorbeerd kunnen worden. De doelstellingen voor deze emissiereducties hoeven dus niet tot 100 % te gaan. Zo heeft KU Leuven, de universiteit waarvan de campus eigendom is, doelstellingen vastgelegd om haar eigen emissies naar beneden te halen met 20 % in de komende tien jaar. [8]

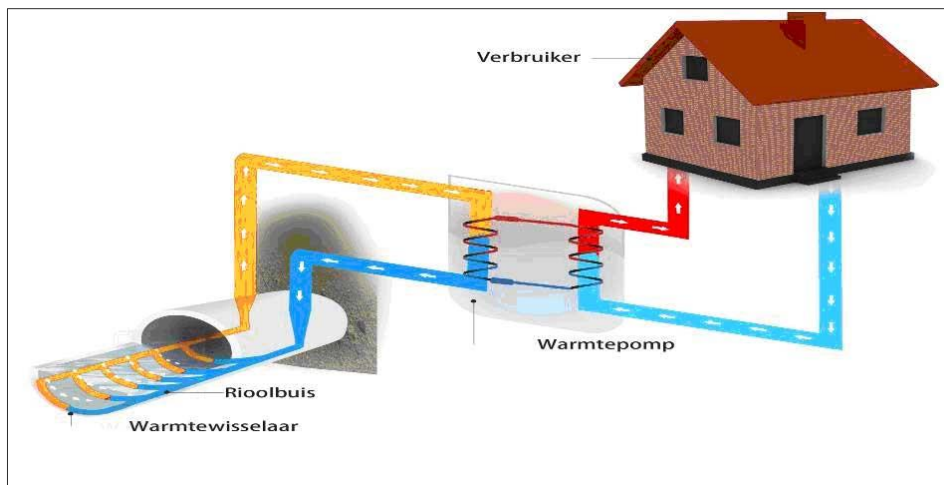
Volgens de metingen van 2010 bleek dat binnen de KU Leuven meer dan de helft van de uitstoot het gevolg was van het energieverbruik. [9] Hierin speelt de verwarming op stookolie en aardgas van de eigen gebouwen een grote rol. Deze voorschriften maken van Campus Arenberg III een geschikte locatie om onderzoek uit te voeren naar het potentieel van restwarmte, zowel financieel als ecologisch.



Figuur 1.2: Campus Arenberg III op kaart

1.3 Riothermie

Riothermie is de methode die men toepast bij het hergebruiken van de warmte uit rioolwater. Na het gebruik van een douche (37 °C), afwasmachine (60 °C) of bij het afgieten van de aardappelen (95 °C) is het water, waarvoor reeds betaald is om dit op te warmen, nog steeds warm wanneer het door de leidingen naar de rioolwaterzuiveringsinstallatie (RWZI) stroomt. Deze stroom bezit voldoende thermische energie die gerecupereerd kan worden. [10] De warmterecuperatie uit rioolwater is schematisch weergegeven in Figuur 1.3.



Figuur 1.3: Schematische weergave riothermie

Aan de linkerkant bevindt zich de warmtebron, het rioolwater. Bij de warmtewisselaar wordt er warmte opgenomen door het eerste gesloten circuit waarin het circuitmedium wordt opgewarmd van 4 °C tot circa 10 °C. De warmtepomp neemt deze thermische energie op en brengt deze over naar de verbruiker op een temperatuur van 35 °C of hoger. Deze temperatuur heet het opvoerregime. Dit opvoerregime bepaalt de temperatuur van het medium dat door het gebouw stroomt. Oudere gebouwen hanteren een opvoerregime van hoger dan 73 °C. Bij nieuwbouw met modernere verwarmingsmethoden zoals vloerverwarming of muurverwarming wordt er gewerkt met opvoerregimes van 35 °C. Het nadeel bij dit systeem is echter dat de opwarming van het gebouw langzamer plaatsvindt. Snellere opwarming is mogelijk met het gebruik van een gematigd temperatuurregime van bijvoorbeeld 55 °C.

1.4 Doelstelling

De integratie van riothermie in een bestaand energiesysteem wordt in deze thesis onderzocht. Verscheidene scenario's worden uitgerekend in een algoritme en vergeleken op basis van kost en uitstoot, uitgedrukt in €/kWhth en kg CO₂-equivalenten respectievelijk. De scenario's met riothermie worden gemodelleerd met een algoritme en vergeleken met een referentiescenario waarin enkel gebruik gemaakt wordt van een gascondensatieketel.

De scenario's met de laagste levelized cost of energy (LCOE) worden nader onderzocht in de sensitiviteitsanalyse. De invloed van vooraf gemaakte aannames en belangrijke parameters binnen de haalbaarheid van riothermie worden geëvalueerd.

Scenario's

Het eerste scenario dat uitgewerkt wordt, is het referentiescenario dat bestaat uit de warmtevoorziening met uitsluitend een gascondensatieketel. Dit scenario stelt de huidige warmtevoorziening voor van Campus Arenberg III. Het tweede scenario bestaat uit een combinatie van een gascondensatieketel en een warmtepomp aangesloten aan de benodigde riothermie-infrastructuur. Dit scenario wordt uitgewerkt bij twee opvoertemperaturen: 35 °C en 55 °C. Het derde scenario is gelijk aan het tweede scenario met het verschil dat er een klein buffervat geïmplementeerd is binnen dit scenario. Dit scenario wordt uitgewerkt bij dezelfde opvoertemperaturen. Het vierde scenario is gelijk aan het tweede scenario, het verschil hierbij is dat er seizoenbuffering geïmplementeerd wordt binnen dit laatste scenario. Dit scenario wordt enkel uitgewerkt voor de opvoertemperatuur van 55 °C. Door variatie van het opvoerregime leveren deze scenario's de volgende combinaties op, weergegeven in Tabel 1.1.

Tabel 1.1: Verschillende scenario's

Scenario	Systeembeschrijving
1	Gascondensatieketel
2	Gascondensatieketel + warmtepomp opvoerregime 35 °C
2	Gascondensatieketel + warmtepomp opvoerregime 55 °C
3	Gascondensatieketel + warmtepomp opvoerregime 35 °C+ kleine buffer
3	Gascondensatieketel + warmtepomp opvoerregime 55 °C+ kleine buffer
4	Gascondensatieketel + warmtepomp opvoerregime 55 °C + seizoenbuffer

2 LITERATUURSTUDIE

Binnen de literatuurstudie wordt de benodigde theorie over apparatuur en riothermie beschreven waarop de methodiek opgebouwd is. Belangrijk hierin zijn de factoren die invloed hebben op de warmteoverdracht, de kost en de uitstoot.

2.1 Rioleringsnetwerk

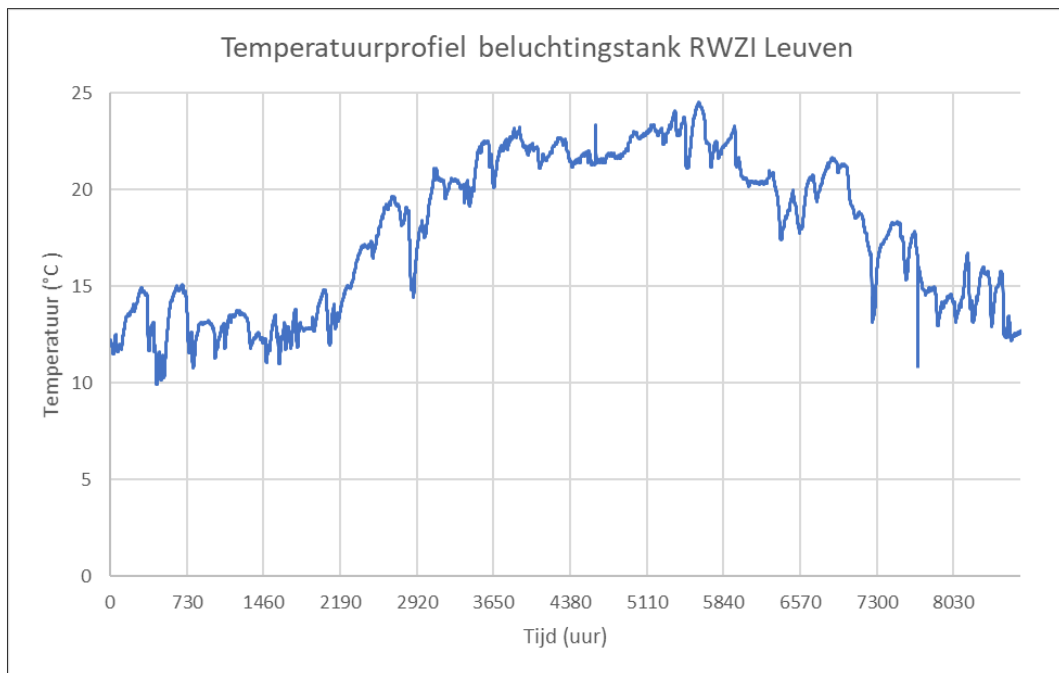
Rioleringsnetwerken bestaan al sinds de opbouw van het Romeinse rijk. De Romeinen bouwden hun bekende Cloaca Maxima die het water van het Forum Romanum afvoerde naar de nabijgelegen rivier, de Tiber. In de hedendaagse tijd wordt het afvalwater van de huishoudens langs gemeentelijke riolen afgevoerd. Dit zijn kleinere rioleringspijpen die eigendom zijn van de gemeente waarin ze liggen. Deze gemeentelijke rioleringen eindigen in de grotere rioolbuizen die toebehoren tot de waterzuiveringsinstallatie. *“De snelweg onder de rioleringsbuizen” – Brecht Donckels, Research and Innovation Engineer bij Aquafin NV.* In de volgende paragrafen worden belangrijke eigenschappen besproken van de riolering in de Kapeldreef, dit is de riolering die binnen deze case study onderzocht wordt als warmtebron.

2.1.1 Netwerkopbouw

Bij de aanleg van een netwerk bestaat de keuze tussen een gravitaire of mechanische opstelling. Bij de eerste opstelling vloeit de inhoud van de riolering d.m.v. de zwaartekracht. De tweede opstelling maakt gebruik van pompen om het water doorheen de buizen te verplaatsen. In gescheiden rioleringsnetwerken wordt regenwater en huishoudelijk afvalwater in aparte buizen afgevoerd. Bij gemengde rioleringsnetwerken worden deze waterstromen door éénzelfde netwerk afgevoerd. De riolering besproken in deze thesis heeft een gravitaire opstelling en is van het gemengde type.

2.1.2 Temperatuurprofiel rioolwater

Een normaal temperatuurprofiel van afvalwater ligt tussen 10 °C en 12 °C in de koudere periodes en 18 °C tot 25 °C in de warmere periodes. [11] Op Figuur 2.1 is het temperatuurprofiel van 2018. Deze metingen zijn opgenomen in de beluchtingstank van de RWZI te Leuven. Dit temperatuurprofiel wordt verder in de thesis gebruikt als benadering voor de temperatuur van het rioleringswater in de Kapeldreef. De invloed van dit profiel wordt besproken in paragraaf 7.2 van de sensitiviteitsanalyse.



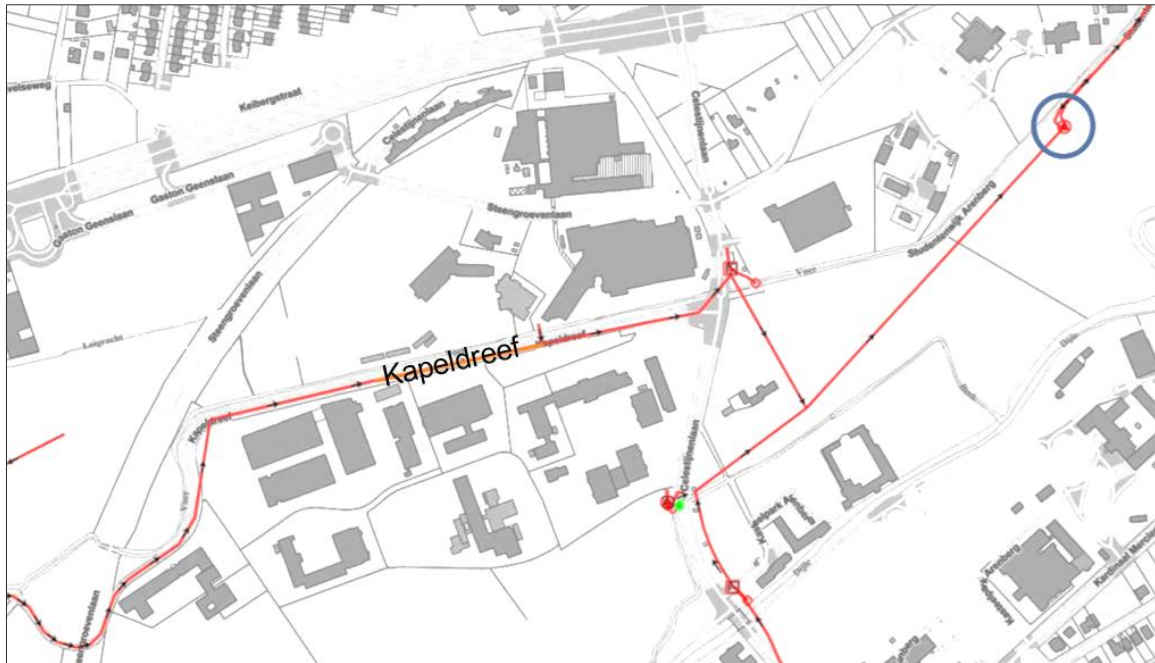
Figuur 2.1 Temperatuurprofiel 2018 beluchtingstank van RWZI Leuven

2.1.2.1 Invloed regenval

Felle regenval heeft nadelige effecten voor een RWZI die aangesloten is aan gemengde rioleringsnetwerken. Het debiet van het influent kan in deze gevallen te hoog zijn voor de capaciteit van de RWZI. Hierdoor kan de fractie huishoudelijk afvalwater onvoldoende behandeld worden. Daarom wordt er in de toekomst gestreefd naar een gescheiden rioleringsnetwerk. Ten tweede veroorzaakt felle regenval temperatuurdalingen van het rioolwater in de koude periode, hierdoor wordt de werking van riothermie bemoeilijkt. Te lage temperaturen verstoren ook de werking van de RWZI. Afhankelijk van de duur en het tijdstip kan een regenbui een temperatuurdaling van het rioolwater tot 3 °C als gevolg hebben. In de zomer zorgt een regenbui voor een temperatuurstijging. [10]

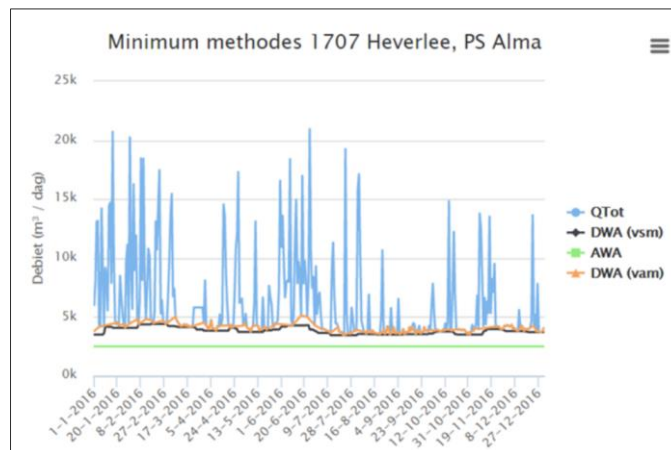
2.1.3 Debiet

Het debiet van het rioolwater in de riolering van de Kapeldreef wordt benaderd met het debietsprofiel dat werd opgemeten in het pompstation stroomafwaarts vanaf de Kapeldreef en omcirkeld op Figuur 2.2. Het debietsprofiel dat in het pompstation opgemeten werd, wordt weergegeven op Figuur 2.3. Volgens Aquafin is twee derde van het gemeten debiet afkomstig van de riolering in de Kapeldreef.



Figuur 2.2: Omliggend rioleringsnetwerk Campus Arenberg III

Een gemiddelde DWA van 29,9 l/s werd bekomen voor het debietsprofiel. Hiervan is er benaderend 20 l/s afkomstig van de Kapeldreef. De literatuur vermeldt dat riothermie enkel haalbaar is bij debieten groter dan 10 à 15 l/s. [10] [11] Binnen deze thesis wordt enkel rekening gehouden met het DWA-debiet van de Kapeldreef omdat deze een constant regime vertoont. In verdere berekeningen wordt het debiet van de Kapeldreef als constant en 20 l/s aangenomen. De invloed hiervan wordt verder onderzocht in paragraaf 7.3 van de sensitiviteitsanalyse.



Figuur 2.3: Debietsprofiel pompstation 2016

2.1.4 Dimensies riolering Kapeldreef

In Bijlage C wordt het plan van de riolering onder de Kapeldreef weergegeven. Hieruit leidt men af dat er 379 m van de riolering in de Kapeldreef beschikbaar is om warmtewisselaars in te plaatsen. De riolering in de Kapeldreef heeft een helling tussen 0.6 mm/m en 1 mm/m en bestaat uit buizen met een binnendiameter van 900 mm.

2.2 Warmtewisselaar

De warmtewisselaar is het eerste onderdeel binnen riothermie dat de warmteoverdracht waarmaakt. Dit is het onderdeel dat warmte geleidt van het rioolwater naar het circuitmedium. In deze paragraaf wordt de benodigde theorie over warmteoverdracht besproken. Vervolgens worden verschillende warmtewisselaars die aangepast zijn aan de toepassing riothermie aangehaald.

2.2.1 Warmteoverdracht

Warmteoverdracht is de verplaatsing van energie in de vorm van warmte. Deze zorgt voor het nastreven van thermisch evenwicht in een systeem en vindt plaats in de richting van hoge naar lage temperaturen. De totale warmteoverdracht Q in de warmtewisselaar hangt af van de beschikbare oppervlakte A van de warmtewisselaar, het temperatuurverschil ΔT tussen de twee massastromen en de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt U .

$$Q = U * A * \Delta T \quad (2 - 1)$$

Met:

Q	Warmteoverdracht per tijdseenheid [W]
U	Algemene warmtegeleidingscoëfficiënt [W/m ² .K]
A	Oppervlakte van de warmtewisselaar [m ²]
ΔT	Temperatuurverschil tussen twee massastromen [K]

2.2.1.1 Algemene warmtegeleidingscoëfficiënt U [W/m²K]

U geeft weer welke hoeveelheid warmte er geleid wordt per tijdseenheid, per m² warmtegeleidingsoppervlakte en per °C verschil tussen de twee massastromen binnen de warmtewisselaar. De warmte wordt serieel geleid van het rioolwater naar het circuitmedium als volgt:

1. De warmte wordt overgedragen van het rioolwater naar de vaste materie waaruit de warmtewisselaar bestaat, via convectie.
2. Vervolgens wordt de warmte geleid doorheen de vaste materie van de warmtewisselaar, via conductie.
3. Hierna wordt de warmte geleid vanuit de vaste materie naar de vloeistofstroom van het tussencircuit, via convectie.

U wordt berekend aan de hand van vergelijking 2 – 2. [12] In deze vergelijking is een som van m convectietermen en een som van n conductietermen terug te vinden.

$$\frac{1}{UA} = \sum_{j=1}^m \frac{s_j}{A * k_j} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{A * h_i} \quad (2 - 2)$$

Met

A	Oppervlak waardoor overdracht plaatsvindt [m ²]
k_i	Conductieve warmtegeleidingscoëfficiënt van materiaal i [W/m.K]
h_j	Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt van stroom j [W/m ² .K]
s_i	Dikte van warmtegeleidend materiaal i [m]

U die volgt uit de convectie- en conductietermen gebruikt in deze thesis is 0.242 W/m.K en wordt aangenomen als constant in de tijd. De convectie- en conductietermen worden in de volgende paragrafen besproken.

2.2.1.2 Conductietermen

Elke conductieterm is afhankelijk van het type vaste materie en de dikte s_j van de vaste materie waardoor de warmte geleid wordt. De warmtegeleiding van elke materie wordt gekarakteriseerd met de coëfficiënt k_i . Typische waarden voor k_i zijn terug te vinden in Tabel 2.1. Hoe hoger de k_i -waarde hoe sneller het materiaal j warmte geleidt. In deze thesis worden er twee vormen van materie in acht genomen die serieel warmte geleiden door middel van conductie: een biofilm en het vaste materiaal waaruit de warmtewisselaar bestaat: aluminium. Deze twee typen materie leveren elk een conductieterm op.

Tabel 2.1: Conductie warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillende materialen

Materiaal	k_j [W/m.K]
Aluminium	237 [13]
Roestvrij staal	17.0 [13]
HDPE	0.42 - 0.51 [13]
Water	0.598 [13]
Biofilm	0.6 [14]
Lucht	0.024 [13]

De dikte van de wand van de warmtewisselaar wordt aangenomen als 5 mm en een biofilm met een dikte van 1.14 mm wordt aangenomen. De dikte van de biofilm is een moeilijk te voorspellen factor die een belangrijke invloed heeft op de algemene geleidingscoëfficiënt. De invloed van de biofilm wordt in paragraaf 2.2.2 behandeld.

2.2.1.3 Convectie-termen

De convectie-termen zijn afhankelijk van de convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt h_i van stroom i en de grootte van het oppervlak A_i waarover convectie plaats vindt. Uit de literatuur zijn de waarden weergegeven in Tabel 2.2, verkregen voor deze coëfficiënt.

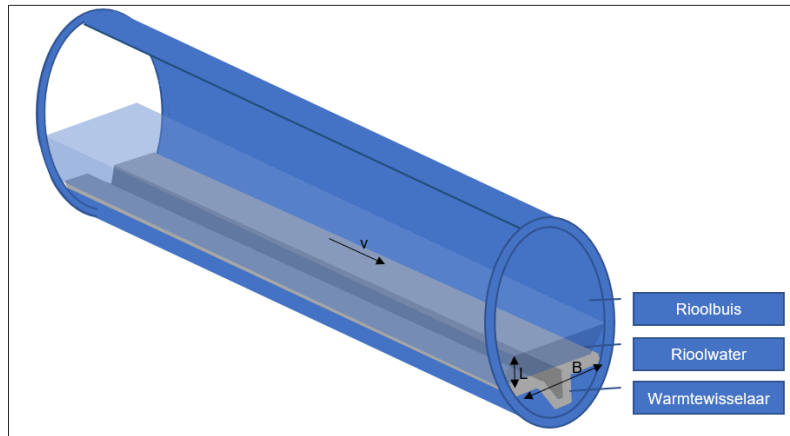
Tabel 2.2: Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillende vloeistoffen

Flow Type	h_i [W/m ² .K]
Gedwongen convectie; gematigde stroming van water in een pijp	3 000 [15]
Gedwongen convectie van kokend water in een pijp	50 000 [15]
Vrije convectie van gas	2 - 25 [12]
Vrije convectie van vloeistof	10 - 1 000 [12]
Gedwongen convectie van gas	25 - 250 [12]
Gedwongen convectie van vloeistoffen	50 - 20 000 [12]

Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt van het rioolwater

De warmtegeleidingscoëfficiënt van het rioolwater h_r heeft een grote invloed op de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt omdat het rioolwater een laminaire stroom is, h_r neemt daarom een relatief lage waarde aan. Deze coëfficiënt wordt nauwkeuriger benaderd gebruikmakend

van het forced convectionmodel. [12] Rekening houdend met de geometrie van de warmtewisselaar en de buis wordt een gemiddelde hoogte L van 0.25 m en breedte B van 0.7 m van de laag rioolwater aangenomen, deze worden op Figuur 2.4 aangeduid. Een snelheid v van het rioolwater van 0.114 m/s volgt hieruit.



Figuur 2.4: Schematische voorstelling h van rioolwater

De warmtewisselaar in de rioleringspijp wordt beschouwd als een rechthoekig oppervlak. Verder worden de volgende waarden aangenomen voor het rioolwater: een dichtheid ρ van 1 kg/l, een viscositeit μ van 0.00114 Pa.s, een specifieke warmtecapaciteit van 4184 J/kg.K en een warmtegeleidingscoëfficiënt van 0.577 W/m.K, deze waarden komen voort uit Bijlage F bij een temperatuur van 15 °C. De hydraulische diameter D van 0.37 m wordt bepaald volgens 0. Hieruit worden het Reynoldsgetal Re , het getal van Prandtl Pr , het Nusseltgetal Nu en h bepaald volgens de vergelijkingen 2 – 3, 2 – 4, 2 – 5 en 2 – 6.

$$Re = v * \rho * \frac{D}{\mu} = 37\,092 \quad (2 - 3)$$

$$Pr = \frac{c_p * \mu}{k} = 8.27 \quad (2 - 4)$$

Indien $Re < 5 \cdot 10^5$ en $Pr > 0.6$:

$$Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} = 285 \quad (2 - 5)$$

$$h_r = \frac{Nu * k}{L} = 596 \frac{W * K}{m^2} \quad (2 - 6)$$

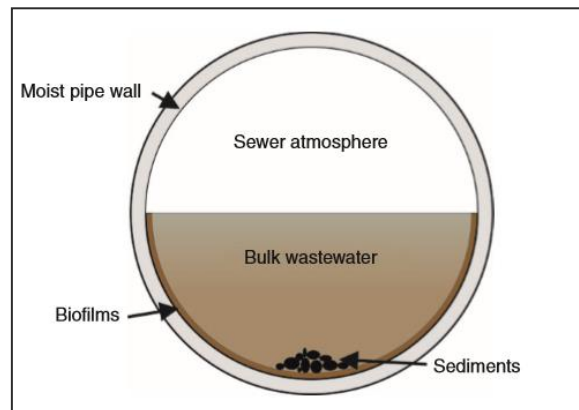
De warmtegeleidingscoëfficiënt van het rioolwater h_r wordt verder in deze thesis als constante aangenomen en gelijk aan 596 W/m².K.

Convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt van het circuitmedium

Het circuitmedium stroomt doorheen de warmtewisselaar. Voor de condities van de warmtewisselaar binnenin deze thesis levert dit een turbulente stroom. Hierdoor is de invloed van de convectieve term van het circuitmedium op de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt relatief klein. De convectieve warmtegeleidingscoëfficiënt van het circuitmedium h_c wordt niet verder onderzocht en wordt aangenomen als 3000 W/m².K.

2.2.2 Biofilm

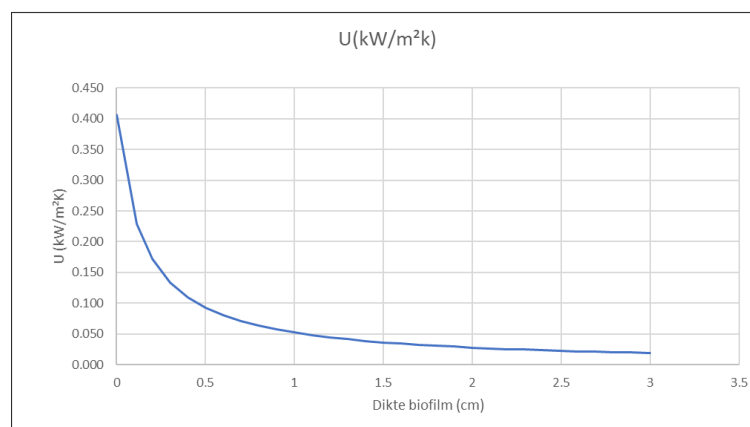
Het vormen van een biofilm is een ongewenst maar vaak voorkomend fenomeen bij warmtewisselaars. Micro-organismen produceren een slijm laag met lage warmtegeleidende eigenschappen. Deze laag zet zich vast op het oppervlakte van de warmtewisselaar als een aggregaat van bacteriële cellen. De aanwezigheid van een biofilm in een rioleringsbuis wordt voorgesteld op Figuur 2.5. [16]



Figuur 2.5: Biofilm in rioleringsbuis

2.2.2.1 Invloed op warmtegeleidingscoëfficiënt

De warmtegeleidingscoëfficiënt van een biofilm komt overeen met 0.6 W/m.K . [4] De dikte van de biofilm neemt toe in de tijd vanwege de biologische groei. De dikte van deze laag kan variëren van enkele micrometers tot centimeters. [16] Deze wordt beperkt door de snelheid van het stromende water. [17] Uit de aangevraagde offerte van URHIG komt dat de dikte van de biofilm zorgt voor een benodigde oppervlaktevergroting van 40 % indien dezelfde warmtevoorziening gegenereerd moet worden. Omgerekend naar de dikte van deze biofilm bij de gebruikelijke omstandigheden van deze thesis komt dit overeen met een dikte van 1.14 mm. Op Figuur 2.6 is de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt grafisch weergegeven in functie van de dikte van de biofilm.



Figuur 2.6: Algemene warmtegeleidingscoëfficiënt in functie van de dikte van de biofilm

De exacte dikte en aangroei van de biofilm voor de riolering in de Kapeldreef kan niet voorspeld worden omdat deze eigen zijn aan de omstandigheden binnen dit riool, onderzoek hiernaar treedt buiten de doelstellingen van deze thesis. Deze kunnen experimenteel bepaald worden.

De dikte van de biofilm wordt in deze thesis aangenomen als 1.14 mm zoals volgt uit de offerte van UHRIG. Hierbij treedt een acceptabele werking van de warmtewisselaar op. Er bestaan verschillende methoden die deze maximale dikte van de biofilm kunnen garanderen. Deze worden aangehaald in paragraaf 2.2.2.2. De kost hiervan wordt niet in rekening gebracht omdat deze ook afhankelijk is van het groeiprofiel van de biofilm. In paragraaf 0 in de sensitiviteitsanalyse wordt de economische invloed van de dikte van de biofilm onderzocht.

2.2.2.2 Biofilm verwijdering

De vorige paragraaf toont de negatieve gevolgen aan van de biofilm. Het ontstaan van deze laag kan nooit volledig vermeden worden maar de invloed kan wel beperkt worden door volgende maatregelen:

- Een eerste voorbehandeling van het afvalwater uitvoeren door middel van zeven en filters.
- Behandeling van de warmtewisselaar: spoelbeurten en koper integratie
- Chemische behandeling van de warmtewisselaar.

Een groot deel van de vuilvracht kan men voorkomen door het gebruik van zeven en filters. Spoelbeurten zijn effectief en verwijderen een groot deel van de biofilm. Het nadeel hiervan is dat ze het oppervlak achterlaten met bacteriën die klaarstaan om terug te groeien. Chemische behandelingen hebben hier het voordeel dat ze de vastgezette slijmlaag afdoden. Hierdoor blijft de warmtewisselaar efficiënter voor een langere periode. Het nadeel hiervan is dat in deze methode chemicaliën gebruikt worden. Hierdoor is deze methode duurder in vergelijking met de spoelbeurt. [18]

Tenslotte zijn er de koperbehandelingen die de groei van de biofilm tegengaan. Koper-ionen komen vrij en hebben anti bacteriële eigenschappen. Deze worden daarom gebruikt als een anti-fouling agent in verven en coatings in de marine industrie. [19] Ook in Riothermie kan deze technologie voordelen bieden. De firma Rabtherm integreert koperen strips in zijn warmtewisselaars om zo het effect van de biofilm tegen te gaan. [20]

De methode om de biofilm te beperken tot een bepaalde maximale dikte wordt gekozen in functie van de kost en effectiviteit van de methode en van de karakteriserende groei van de biofilm binnen de riolering in de Kapeldreef. Deze thesis gaat hier niet verder op in omdat de karakterisering van de groei van de biofilm buiten de doelstellingen valt van dit onderzoek, alsook de bepaling van de effectiviteit van de verschillende methoden.

2.2.3 Soorten warmtewisselaars

In deze paragraaf wordt een overzicht gegeven van de verschillende typen warmtewisselaars die ontwikkeld zijn voor de toepassing riothermie. Deze worden onderverdeeld in externe warmtewisselaars, geïntegreerde warmtewisselaars en modulaire warmtewisselaars. Het modulaire type wordt in het verdere verloop van deze thesis gehanteerd.

2.2.3.1 Externe warmtewisselaars

Externe warmtewisselaars zijn warmtewisselaars die niet in de riolering geplaatst worden. Hierbij wordt een deel van het rioolwater uit de riolering gepompt tot de plaats waar de externe

warmtewisselaar zich bevindt. Daarna wordt het terug naar het riool gepompt. Hierdoor zijn de installatiewerken binnenin de riolering beperkt ten opzichte van andere typen warmtewisselaars.

Platenwarmtewisselaar

In dit type warmtewisselaar stroomt het rioolwater tussen warmtegeleidende platen. Aan de andere zijde van elke plaat loopt het circuitmedium. Dit medium onttrekt warmte van het rioolwater. Deze toepassing is bruikbaar voor rioolwater dat slechts in beperkte mate vaste materialen met zich meedraagt omdat de platen nauw tegen elkaar zitten. [21] Deze typen warmtewisselaars bieden geen mogelijkheid om automatisch ontdaan te worden van biofilmvorming en andere afzettingen. In gebruikelijke installaties kan dit handmatig plaatsvinden na demontage. Hierdoor is de warmtewisselaar voor een langere periode buiten dienst en loopt de OPEX-kost hoog op.



Figuur 2.7: Plate heat exchanger

'Double pipe' warmtewisselaar

In het geval van een 'double pipe' warmtewisselaar stroomt het rioolwater doorheen een cilindrische buis. Deze buis is telkens omringd door een tweede cilindrische buis. Tussen de wanden van beide buizen stroomt het circuitmedium. Het voordeel van deze warmtewisselaar is dat er minder kans is op verstoppingen vanwege grotere openingen in de warmtewisselaar, een voorbehandeling van het verpompte water is daarom niet nodig. [22] Nadelig is dat de biofilm moeilijk te verwijderen is. Een voorbeeldfabrikant van dit type warmtewisselaar is Kasag. Een warmtewisselaar van deze fabrikant wordt weergegeven op Figuur 2.8. [23]

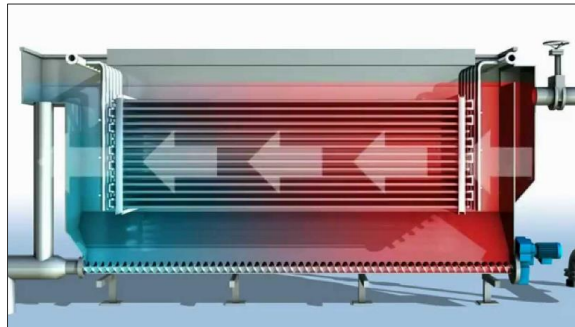


Figuur 2.8: Kasag Double pipe warmtewisselaar

Shell and tube warmtewisselaar met slibafvoer

Dit type warmtewisselaar bestaat uit een gesloten volume waardoor het rioolwater verplaatst wordt. Het circuitmedium stroomt doorheen dunne buizen in dit gesloten volume. De warmtewisselaar bevat een verschuifbaar onderdeel dat de biofilm weg geschraapt. De verwijderde biofilm bezinkt en wordt onderaan in het gesloten volume afgevoerd. Deze

kuisprocedure vindt plaats zonder de warmteoverdracht stop te zetten waardoor deze methode een voordeel heeft ten opzichte van de andere types externe warmtewisselaars. Een voorbeeldfabrikant van dit type warmtewisselaar is HUBER. Een schematische weergave van dit type warmtewisselaar wordt afgebeeld op Figuur 2.9 [24]



Figuur 2.9: Huber Shell and tube warmtewisselaar

2.2.3.2 Geïntegreerde warmtewisselaars

Deze warmtewisselaars maken deel uit van rioolbuizen. Ze worden toegepast in nieuwbouwprojecten ofwel worden ze geplaatst als vervanging van verouderde rioolbuizen. Het circuitmedium loopt onderaan de buizen door de geïntegreerde warmtewisselaar en neemt warmte op van het rioolwater. Voor dit type warmtewisselaar is de kost lager omdat het plaatsen van een warmtewisselaar gepaard gaat met het aanleggen van het rioleringsnetwerk. Nadelig is dat de biofilm op de warmtewisselaar moeilijk te verwijderen is. [21] Een voorbeeldfabrikant van dit type warmtewisselaar is Rabtherm. Oplossingen hiervoor worden aangehaald in paragraaf 2.2.2.2. Dit type warmtewisselaar wordt niet gebruikt in de case study van deze thesis omdat het bestaande rioleringsnetwerk in de Kapeldreef niet aan vervanging toe is. Dit type warmtewisselaar wordt afgebeeld op Figuur 2.10. [25]



Figuur 2.10: Warmtewisselaar geïntegreerd in riolering

2.2.3.3 Modulaire warmtewisselaars

Deze systemen zijn ontwikkeld om reeds bestaande rioleringsbuizen uit te rusten met een warmtewisselaar. De warmtewisselaars bestaan uit panelen die met elkaar verbonden zijn en worden op de bodem van de rioleringsbuis geplaatst. Doorheen deze panelen stroomt het circuitmedium dat de warmte opneemt. De warmteoverdracht vindt plaats volgens het principe *cross flow* waarbij beide stromen loodrecht op elkaar georiënteerd zijn. [12] Na plaatsing van

dit type warmtewisselaar is de doorsnede van een rioolbuis verkleind. Voorafgaand moet de doorsnede van de rioolbuis waarin de warmtewisselaar geplaatst wordt dus voldoende groot zijn. [10] Een tweede nadeel is dat de biofilm moeilijk te verwijderen is. Oplossingen hiervoor worden aangehaald in paragraaf 2.2.2.2. Een voorbeeld van dit type warmtewisselaar wordt weergegeven op Figuur 2.11

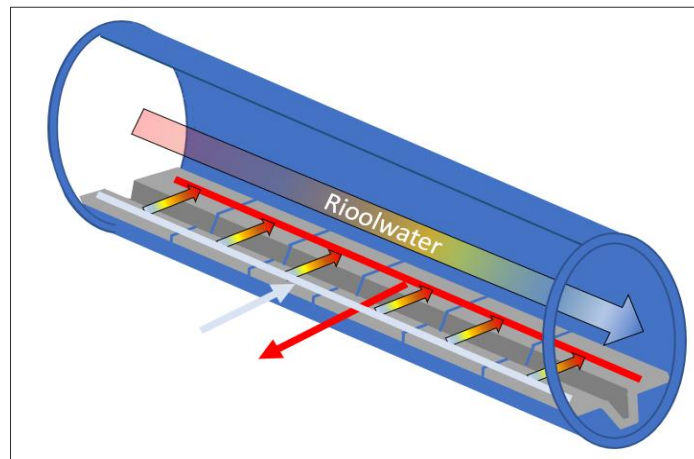


Figuur 2.11: UHRIG Therm-liner form A

Omdat dit type warmtewisselaar het meest toegepast wordt indien er reeds een rioleringsnetwerk geïnstalleerd is, wordt dit type warmtewisselaar behandeld in deze thesis. De modellering van de warmtewisselaar is gebaseerd op het type UHRIG thermliner form A.

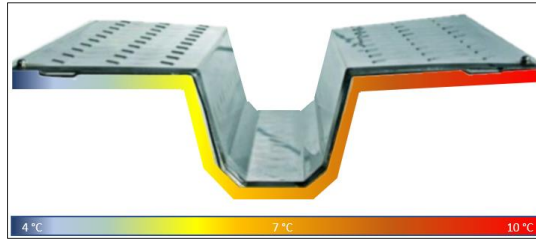
Principe

Elk paneel van de thermliner is een individuele warmtewisselaar, deze panelen worden schematisch weergegeven op Figuur 2.12. Het circuitmedium wordt via een transportkanaal naar elk paneel geleid. Binnenin elk paneel wordt het circuitmedium geleid langs het oppervlak dat in contact staat met het rioolwater, hierbij vindt de warmteoverdracht plaats volgens het principe *crossflow*. Het circuitmedium wordt geleid volgens een verlengd traject binnenin de verschillende panelen. Een verzamelkanaal leidt het opgewarmde circuitmedium van de verschillende panelen terug naar de warmtepomp.



Figuur 2.12: Schematische voorstelling thermliner in riolering

Figuur 2.13 visualiseert de temperatuur van het circuitmedium doorheen het traject in de warmtewisselaar voor het type UHRIG thermliner form A.



Figuur 2.13: Temperatuur van circuitmedium binnen de therm-liner form A

Dimensies

Per meter rioolbuis die bezet wordt met deze panelen ontstaat er een oppervlakte van 0.97 m² waarmee warmteoverdracht mogelijk is voor UHRIG thermliner form A. De vorm van de panelen wordt aangepast aan de vorm en/of diameter van de rioolbuis waarin ze geplaatst wordt.

2.2.4 Kostprijs warmtewisselaars

Via de informatie van het bedrijf UHRIG wordt de prijs afgeleid van 2258 €/m² voor het type warmtewisselaar UHRIG thermliner form A. Hierin is enkel de materiaalkost inbegrepen.

2.3 Tussencircuit

Het tussencircuit is een gesloten circuit, het leidt het circuitmedium van de warmtepomp naar de warmtewisselaar en terug en functioneert als warmtenet. Het tussencircuit bestaat uit twee leidingen en een circulatiepomp. Beide leidingen worden aangenomen als 60 meter omdat de afstand van Kandidatuur Natuurkunde tot het riool in de Kapeldreef hiermee overeen komt.

2.3.1 Warmtetransport

2.3.1.1 Warmteleidingen

In deze paragraaf worden verschillende types leidingmateriaal aangehaald. In deze thesis wordt een flexibele leiding verkozen vanwege de eenvoudige toepasbaarheid en de lage kost.

Staal, polyurethaan, polyethyleen leidingen

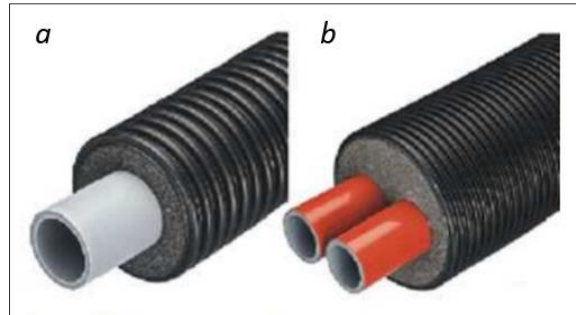
Dit type leiding bestaat uit een stalen buis, geïsoleerd met een mantel van polyurethaan of polyethyleen. De eigenschappen van deze leiding zijn: bestendigheid tegen hoge temperaturen en drukken, lange levensduur en lage warmteverliezen. Diameters in dit type leiding lopen op tot 1000 mm. Dankzij de starheid van dit type leiding vergt de aanleg meer tijd en investeringskosten. [26]

Staal in Staal

Dit type leiding bestaat uit een geïsoleerde stalen buis, omhuld met een tweede stalen buis, hiertussen zit een geïsoleerde mantel. De geïsoleerde mantel wordt na de plaatsing vacuüm gemaakt zodat de warmtegeleiding naar de omgeving afneemt. Deze leidingen kennen hun toepassing bij transport over lange afstanden en temperaturen hoger dan 200 °C. De investeringskosten van dit type liggen hoger. De starheid van de leidingen en de vacuüm toepassing zorgen voor hogere plaatsingskosten. [26]

Flexibele leidingen

Flexibele leidingen zijn volledig opgebouwd uit kunststof, in bepaalde toepassingen wordt er ook koper of staal aan de structuur ervan toegevoegd. Temperaturen tot 90 °C zijn mogelijk voor dit type leiding. Ze bestaan telkens uit één stuk en worden dus niet ter plaatse opgebouwd uit verschillende elementen zoals bij de voorgaande typen leidingen. Dit maakt de plaatsing ervan eenvoudiger. [26] Voorbeelden van flexibele leidingen zijn afgebeeld op Figuur 2.14.



Figuur 2.14: (a) Flexibele enkele leiding en (b) flexibele aanvoer- en retourleiding

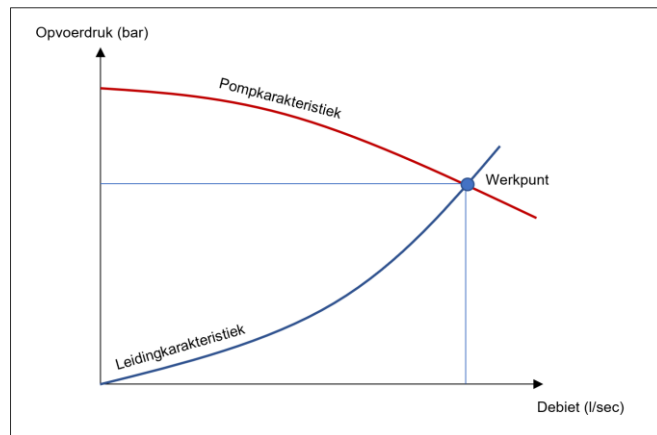
2.3.1.2 Kostprijs tussencircuit

De kostprijs van een warmtenet bestaande uit flexibele leidingen is voornamelijk afhankelijk van de lengte. De aanleg ervan vormt grootste aandeel in deze kost. Volgens *Department of Energy and Climate Change* varieert deze prijs tussen de 478 tot 1666 euro per meter (mei 2019). [27]

De kost die vrijgegeven werd voor het warmtenet te Roeselare is 1000 euro per aangelegde meter warmtenet, deze bestaat uit flexibele leidingen. De aanlegkosten van het warmtenet zijn hierbij inbegrepen. [28] De kost van 1000 euro per aangelegde meter tussencircuit wordt aangenomen in deze thesis en wordt beschouwd als constant.

2.3.2 Circulatiepomp

Er zijn verschillende typen circulatiepompen op de markt. De centrifugaalpomp is hier één van en wordt vaak toegepast in een centraal verwarmingssysteem. [29] Deze pompen worden gebruikt vanwege de hoge efficiëntie en de brede toepasbaarheid in debieten en opvoerdrukken. Het debiet dat de centrifugaalpomp kan leveren bij een bepaalde opvoerdruk wordt bepaald volgens haar pompkarakteristiek. Elk punt van de pompkarakteristiek heeft een bepaalde efficiëntie waarmee de pomp bij die omstandigheden werkt. De leidingkarakteristiek bepaalt welke opvoerdruk er nodig is om een bepaald debiet te genereren voor de gebruikte leiding. Het snijpunt van beide karakteristieken noemt men het werkpunt. Dit wordt aangegeven op Figuur 2.15. Dit punt bepaalt de druk, het debiet de efficiëntie en dus ook het vermogen van de pomp. [29]



Figuur 2.15: Leiding- en pompkarakteristiek

2.3.2.1 Efficiëntie van de centrifugaalpomp

De efficiëntie beïnvloedt het elektrisch vermogen P_e dat verbruikt wordt door de pomp om het kinetisch vermogen P_k van het vloeistofmedium te kunnen verwezenlijken. Mechanische, hydraulische en volumetrische verliezen zorgen ervoor dat niet al het elektrisch vermogen in kinetisch vermogen wordt omgezet. Deze verliezen worden omvat binnen de efficiëntie. Het elektrisch vermogen van een circulatiepomp kan daarom bepaald worden volgens vergelijking 2 – 7.

$$P_e = \frac{P_k}{\eta_c} \quad (2 - 7)$$

Als algemene pompefficiëntie wordt 60 % aangenomen in deze thesis. dit komt overeen met de typische performance curve van een centrifugaalpomp, vrijgegeven door NESCE. [30] In Bijlage E wordt aangetoond dat de efficiëntie van 60 % haalbaar is voor de debieten en opvoerdrukken aangehaald in deze thesis. Deze tabel wordt vrijgegeven door de producent van centrifugaalpompen Ebara.

2.3.2.2 Kostprijs circulatiepomp

Vanwege de kleine fractie in de investeringskost ten opzichte van andere investeringskosten wordt deze verwaarloosd. Wel wordt de verbruikskost bepaald en meegerekend bij de bepaling van de LCOE-waarden, dit wordt verder besproken in paragraaf 3.4.2 in de methodiek.

2.4 Warmtepompen

Riothermie berust op het gebruik van warmtepompen. De algemene werking van deze technologie wordt in deze paragraaf besproken. Ook wordt er uitgelegd hoe de COP en de efficiëntie van de warmtepomp afgeleid wordt.

2.4.1 Algemene werking van een warmtepomp

Binnenin de warmtepomp bevindt zich een koelvloeistof dat warmte geleidt van een lage temperatuuromgeving naar een hogere temperatuuromgeving. Het verloop van dit proces is weergegeven op Figuur 2.16. [31]

Verdamping

Warmte wordt onttrokken vanuit de warmtebron door de verdamping van de koelvloeistof. de koelvloeistof heeft typisch een relatief laag kookpunt. Dit wil zeggen dat deze vloeistof al bij lage temperaturen de overgang maakt van vloeistoffase naar gasfase.

Compressie

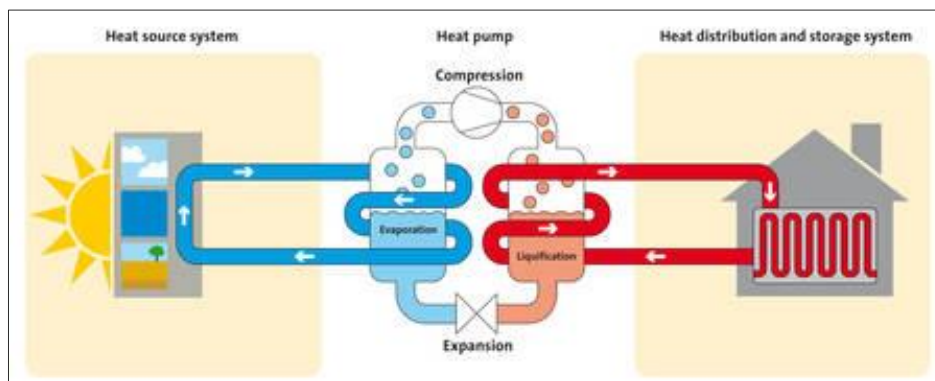
In de compressor wordt de druk van het koelmedium dat zich in de gasfase bevindt, opgevoerd naar een hogere druk en temperatuur. Dit proces heeft externe arbeid nodig, gebruikelijk is dit elektrische arbeid.

Condensatie

Tijdens de condensatie geeft de koelvloeistof zijn warmte af aan de omgeving bij de opvoertemperatuur, de koelvloeistof keert hierbij terug naar vloeistoffase.

Expansie

De koelvloeistof passeert door het smoorventiel waardoor de druk en temperatuur terug afnemen tot hun oorspronkelijke waarde. De cyclus begint opnieuw.



Figuur 2.16: Schematische voorstelling warmtepomp

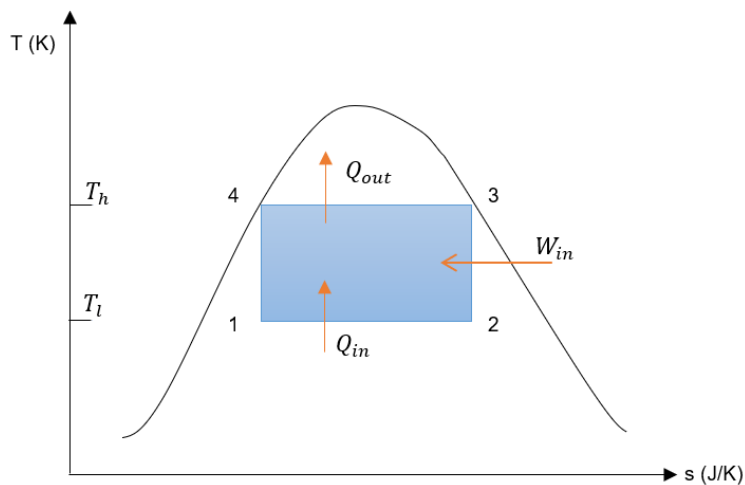
2.4.2 Soorten warmtepompsystemen

Er zijn verschillende bronnen waaruit een warmtepomp energie kan onttrekken: grond, water en lucht zijn de voornaamste. De onttrokken warmte kan door de warmtepomp zowel aan lucht als water afgegeven worden, in de meeste gevallen is dit water. De werking van het circuit kan ook worden omgedraaid waardoor de warmtepomp kan functioneren als koelsysteem. [32]

Deze thesis is gebaseerd op het gebruik van de water-water-warmtepomp waarbij warmte onttrokken wordt uit water (het circuitmedium) en vervolgens vrijgegeven wordt aan water (de centrale verwarming in de case study). De koelfunctie van een warmtepomp wordt niet in rekening gebracht.

2.4.3 COP warmtepomp

Figuur 2.17 geeft de omgekeerde Carnot cyclus weer. [33] Hieruit wordt de betekenis van COP en efficiëntie afgeleid van een warmtepomp.



Figuur 2.17: Omgekeerde Carnot cyclus in het T,s-diagram

Deze cyclus bestaat uit de volgende stappen.

- 1 – 2 Isothermische warmteopname (Verdamping bij T_l)
- 2 – 3 Isentropische compressie (Compressie)
- 3 – 4 Isothermische warmteafgifte (Condensatie bij T_h)
- 4 – 1 Isentropische expansie (Expansie)

De externe arbeid W_{in} is nodig op de opgenomen warmte Q_{in} op te waarden tot Q_{out} bij T_h . De COP van deze cyclus kan men berekenen met vergelijking 2 – 8, deze draagt geen eenheid. [33]

$$COP_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_l} \quad (2 - 8)$$

Met:

T_l Temperatuur aan de verdampingszijde [K]

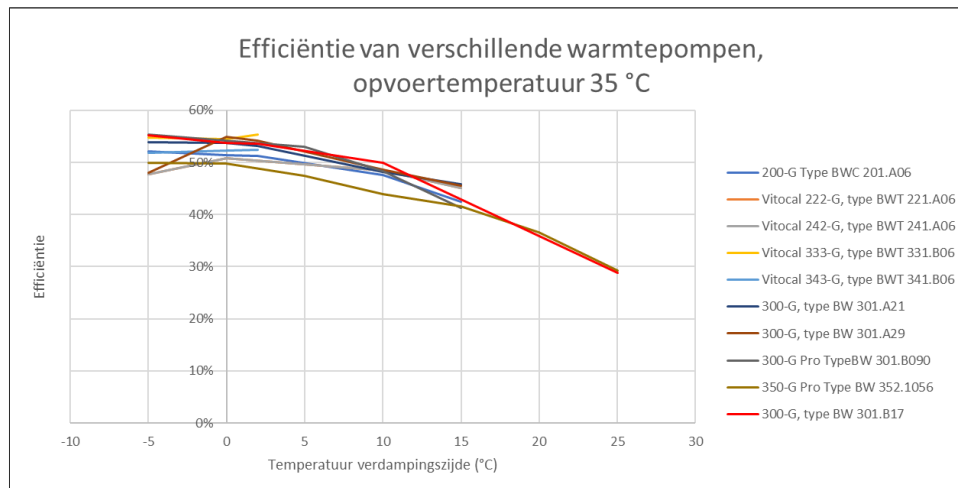
T_h Temperatuur aan de condensorzijde, de opvoertemperatuur [K]

Deze ideale cyclus is in de werkelijkheid niet haalbaar door mechanische verliezen van de compressor, wrijving van de vloeistoffen en warmteverlies naar de omgeving. Hierdoor is de werkelijke COP van de warmtepomp lager dan het Carnot equivalent. De COP-waarde van de warmtepomp die de efficiëntie van de warmtepomp ε_{hp} in rekening brengt, wordt berekend volgens vergelijking 2 – 9.

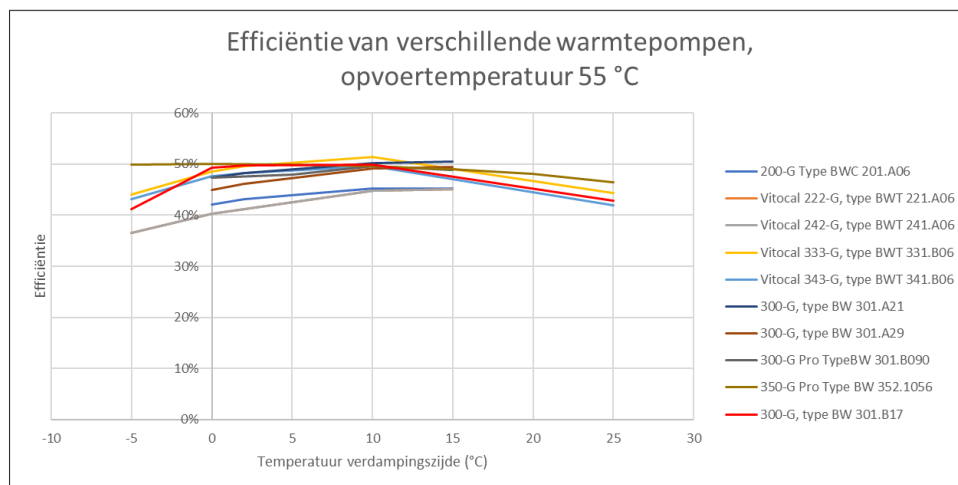
$$COP_{hp} = \varepsilon_{hp} * COP_{carnot} \quad (2 - 9)$$

2.4.4 Efficiëntie warmtepomp

Technische data werd verkregen door de leverancier Viessmann. [34] Hieruit kan een efficiëntie afgeleid worden in functie van T_h en T_l . Dit is uitgevoerd bij de opvoertemperaturen $T_h = 35\text{ °C}$ en $T_h = 55\text{ °C}$ voor verschillende typen warmtepompen van Viessmann. Resultaten van deze bewerkingen worden grafisch weergegeven in Figuur 2.18 en Figuur 2.19.



Figuur 2.18: Efficiëntie warmtepompen bij opvoertemperatuur 35 °C



Figuur 2.19: Efficiëntie warmtepompen bij opvoertemperatuur 55 °C

De efficiëntie van het type Vitocal 300-G type BW 301.17 wordt gebruikt in deze thesis. De technische gegevens van deze warmtepomp zijn terug te vinden in Bijlage B. Deze warmtepomp wordt verkozen omdat deze een representatieve efficiëntie heeft ten opzichte van de andere warmtepompen. Hieruit volgen twee vergelijkingen om de efficiëntie van de warmtepomp te bepalen in functie van T_h en T_l . Deze worden weergegeven in Tabel 2.3.

Tabel 2.3: Vergelijkingen efficiëntie warmtepomp

T_h	Efficiëntie warmtepomp ε_{hp}
35 °C	$\varepsilon_{hp} = -0,0005 * T_l^2 + 0,0019 * T_l + 0,5625$
55 °C	$\varepsilon_{hp} = -0,0002 * T_l^2 + 0,003 * T_l + 0,4889$

De COP_{hp} -waarden die voortkomen uit de formules in Tabel 2.3 liggen in dezelfde lijn als die van gelijkaardige projecten en andere leveranciers zoals Roth. [35] [36]

2.4.5 Kost en onderhoud warmtepomp

De prijs en de onderhoudskost van een warmtepomp hangt af van het type en het vermogen. In Tabel 2.4 zijn de prijzen en onderhoudskosten weergegeven van een reeks geselecteerde warmtepompen van de leverancier Viessmann.

Tabel 2.4: Kost en onderhoud warmtepomp

Installatie	Vermogen (kW _{th})	Kostprijs (€)	Onderhoudskost (€/jaar)	Levensduur (jaar)
Vitocal 300G BWC 301-B17	17	15 000	350	20
Vitocal 300G BWC 301-A21	21	18 000	400	20
Vitocal 300G BWC 301-A21	29	24 000	500	20
Vitocal 300G BWC 301-A21	93	47 000	800	20

Op basis van deze gegevens wordt de prijs en de onderhoudskost van de warmtepomp benaderd, dit wordt uitgewerkt in paragrafen 4.3.3.2 en 4.3.4.2.

2.5 Warmteopslag systemen

De warmtevraag van Kandidatuur Natuurkunde en het warmteaanbod van riothermie doen zich niet altijd voor in dezelfde maten en op hetzelfde moment. Hierop kan ingespeeld worden met buffersystemen. Deze warmteopslagsystemen hebben als doel de warmte op te slaan wanneer er warmteoverschot van riothermie is totdat er een warmtetekort is. Zo kan het warmteaanbod van riothermie maximaal benut worden. Binnen deze thesis worden warmteopslagsystemen gehanteerd van het type “thermische warmteopslag”.

Thermische warmteopslag

Bij thermische warmteopslag wordt de warmte opgeslagen in een volume dat gevuld is met water. Het toevoegen van warmte levert een temperatuurstijging van het water op terwijl warmteonttrekking zorgt voor een temperatuuurdaling. Het dichtheidsverschil bij veranderlijke temperaturen kan zorgen voor een horizontale thermische gelaagdheid in het buffervolume. Hierdoor stijgt de temperatuur met de hoogte in het buffervolume. De gewenste warmte wordt uit de juiste hoogte onttrokken naargelang de toepassing. Er worden twee typen buffersystemen behandeld in deze thesis: kleine buffering en seizoenbuffering. De werking hiervan wordt uitgelegd in de volgende paragrafen.

2.5.1 Kleine buffering – thermische warmteopslag

Onder deze categorie behoren de buffertanks met een maximum volume van 5000 l. Deze worden gebruikt om dagelijkse piekverschillen tussen warmtevraag en warmteaanbod te compenseren. Buffervaten bedoeld voor kleine buffering worden in een afgesloten lokaal geplaatst wat ervoor zorgt dat het warmteverlies beperkt wordt en de buffertank minder lijdt aan erosie.

2.5.1.1 Warmteverlies

Er wordt gerekend met een isolatielaag van 3.5 cm en een warmtegeleidingscoëfficiënt van 0.03 W/m.K. [37] Voor een buffervolume van 5000 liter bij de gebruikte dimensies binnen deze thesis levert dit een warmteverlies van 421 W indien de buffer van 5000 l volledig gevuld is met water van 55 °C.

2.5.1.2 Kost

De investeringskost wordt aangenomen als 1200 €/m³ aan buffervolume. [38] Omgerekend naar investeringskost per kWh_{th} warmteopslagcapaciteit levert dit 34.40 €/kWh_{th} aan warmteopslagcapaciteit op. Deze investeringskost wordt bekomen indien het buffervat opgewarmd wordt tot 55 °C en gekoeld kan worden tot 25 °C. Indien het buffervat slechts opgewarmd kan worden tot 35 °C en afgekoeld kan worden tot 25 °C is de investeringskost voor een bepaalde opslagcapaciteit drie maal hoger. De levensduur wordt geschat tussen 20 en 40 jaar. [38] In deze thesis wordt een levensduur van 30 jaar aangenomen.

2.5.2 Seizoenbuffering – thermische warmteopslag

In het geval van seizoenbuffering wordt er warmteoverschot in grote mate opgeslagen tijdens de zomerperiode en opnieuw onttrokken uit de buffer tijdens de winterperiode. Deze warmte kan worden opgeslagen in een seizoenbuffer. Seizoenbuffers worden meestal ingegraven en hebben volumes tot 100 000 m³. [39]

Naast de mogelijkheid om warmte op te slaan in een seizoenbuffer bestaan er ook andere technieken die gebruikt worden om aan seizoenbuffering te doen. Deze maken gebruik van bijvoorbeeld ondergrondse watervoerende lagen (aquifers) of uitgegraven kuilen (pits). [39] Omdat de toepasbaarheid van deze mogelijkheden te fel afhankelijk is van de geologische factoren worden deze buffermethoden niet verder onderzocht binnen deze thesis.

2.5.2.1 Warmteverlies

Het warmteverlies is afhankelijk van het buffervolume, het oppervlak waarmee het buffervolume is ingesloten, de warmtegeleiding, de temperatuur van het buffervolume en de omgevingstemperatuur. Om de warmtegeleiding zo laag mogelijk te houden wordt het buffervat omhuld met een isolatielaag met een dikte tot 43 cm. Deze verkleint de warmteoverdracht met de omgeving. De betonnen wanden worden intern ook geïsoleerd zodanig dat er minder warmtegeleiding is tussen de verschillende temperatuurslagen in het buffervolume. [40] In de literatuur worden warmteverliezen voorspeld tussen 5 en 9 % op een periode van 6 maanden voor buffervaten met een volume tussen 20 000 en 98 000 m³. [41] De gebruikelijke dimensies en bijbehorende gegevens van dit soort buffervat zijn bijgevoegd in Bijlage D.

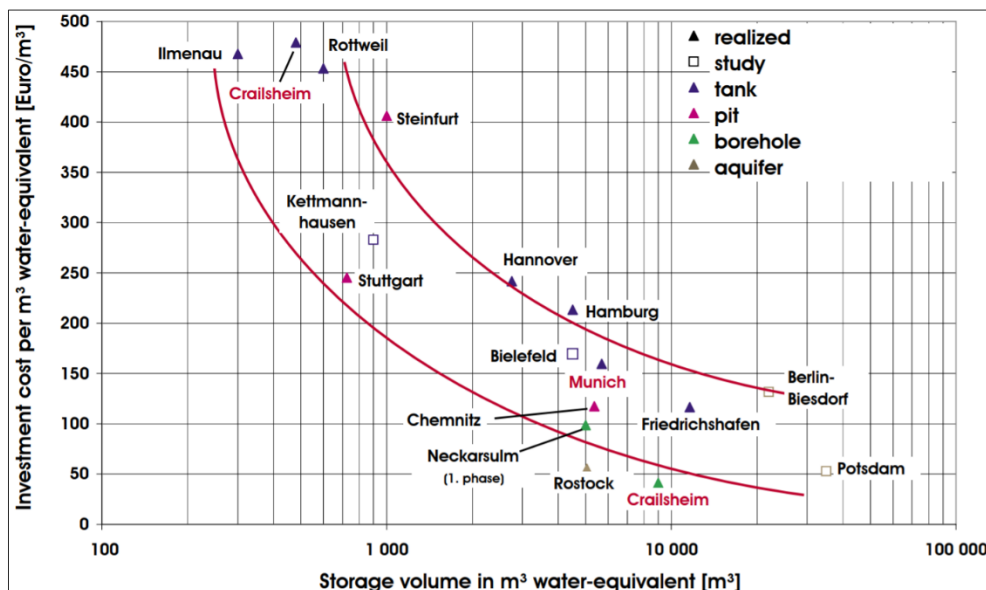
Een seizoenbuffer wordt normaliter opgewarmd tot circa 90 °C, in het geval van deze thesis wordt dit beperkt tot 55 °C. Hogere opvoertemperaturen brengen een te lage COP met zich mee en zijn daarom niet opgenomen binnen de scope van deze thesis. Indien er toch voor een hogere opvoertemperatuur gekozen wordt is het benodigde volume voor dezelfde opslagcapaciteit kleiner vanwege de hogere opslagdensiteit. De afweging tussen deze twee gevallen valt buiten de scope van de thesis.

Als omgevingstemperatuur van de grond wordt een aanname gedaan van een constante

grondtemperatuur gelijk aan 12 °C. [42] Een warmtegeleidingscoëfficiënt van 0.9 W/m.K wordt aangenomen voor de ondergrond. [43] Dit is de gemiddelde waarde van droge en verzadigde grond. [44]

2.5.2.2 Kost

De kostprijs is afhankelijk van het materiaal waaruit de buffertank is opgebouwd, het volume en de uitgraving. De kost voor de uitgraving hangt ook af van de ondergrond en kan daarom moeilijk ingeschat worden. Om een richtlijn te genereren voor de investeringskost van een seizoenbuffer wordt gebruik gemaakt van Figuur 2.20. [45]



Figuur 2.20: investeringskost seizoenbuffering

Figuur 2.20 geeft de investeringskost per m³ opslagvolume weer voor verschillende typen seizoenbuffersystemen in functie van het totale buffervolume. Deze investeringskosten bevatten de onderdelen waarmee het buffervat warmte overdraagt zoals de leidingen naar andere delen van het verwarmingssysteem. De kost van warmtepompen wordt hierbij niet in rekening gebracht. Een levensduur van meer dan 50 jaar wordt voorgeschreven voor het buffervat. [40] Met Figuur 2.20 wordt de kost per volume eenheid bepaald in functie van het totale buffervolume. De prijsbepaling wordt verder uitgewerkt in paragraaf 4.3.6.3 van de methodiek en is hierop gebaseerd.

2.5.3 Alternatieve warmteopslag

In deze paragraaf worden enkele alternatieve warmteopslag technieken aangehaald die kans maken om in de toekomst thermische warmteopslag te vervangen. De drijfkracht voor de ontwikkeling van deze opslagtechnieken ligt in de hogere energieopslagdensiteit en een lager warmteverlies tijdens de opslagperiode, ten opzichte van de thermische warmteopslag. [46]

Chemisorptie

Chemisorptie warmteopslag technieken worden opgedeeld volgens de processen waarmee warmte overgedragen wordt. Gebruikte processen zijn: vloeibare absorptie, vaste adsorptie, chemische reactie en reacties in composietmaterialen (meestal zout in een poreuze matrix).

Reversibele endotherme processen worden gebruikt om warmte op te slaan. De tegengestelde reactie wordt gebruikt om de warmte terug vrij te maken. Deze reacties worden gekarakteriseerd door een hoge opslagdensiteit en beperkte tegenreactie bij langdurige opslag. Deze vormen van warmteopslag zijn in ontwikkeling. [47]

Latente warmte

Latente warmte wordt opgenomen of afgegeven bij een faseovergang. Dit vindt plaats bij een constante druk en temperatuur. Water, vetzuren, zouten of mengsels worden binnen deze techniek gebruikt om aan warmteopslag te doen. [48] [49]

2.6 Gascondensatieketel

Binnen deze thesis wordt in elk behandeld scenario een gascondensatieketel gebruikt om te kunnen voldoen aan de warmtevraag.

2.6.1 Efficiëntie gascondensatieketel

De condensatietechnologie biedt de mogelijkheid tot het behalen van hogere rendementen ten opzichte van traditionele verwarmingsketels. Hierbij wordt niet enkel de energie uit de verbranding van de stookolie of aardgas gebruikt maar ook de warme rookgassen worden nog verder gekoeld. In tegenstelling tot de conventionele olie- en gasketels wordt binnen de gascondensatieketel ook gebruik gemaakt van de warmte in de rookgassen waardoor men 11 % theoretisch rendement wint. [50] Voor het rendement van de gascondensatieketel wordt de waarde 103 % aangenomen. [51]

2.6.2 Kost en onderhoud gascondensatieketel

De prijs en de onderhoudskost van de gascondensatieketel hangt af van het type en het vermogen. In Tabel 2.5 zijn de prijzen en onderhoudskosten weergegeven van een reeks geselecteerde condensatieketels van de leverancier Viessmann.

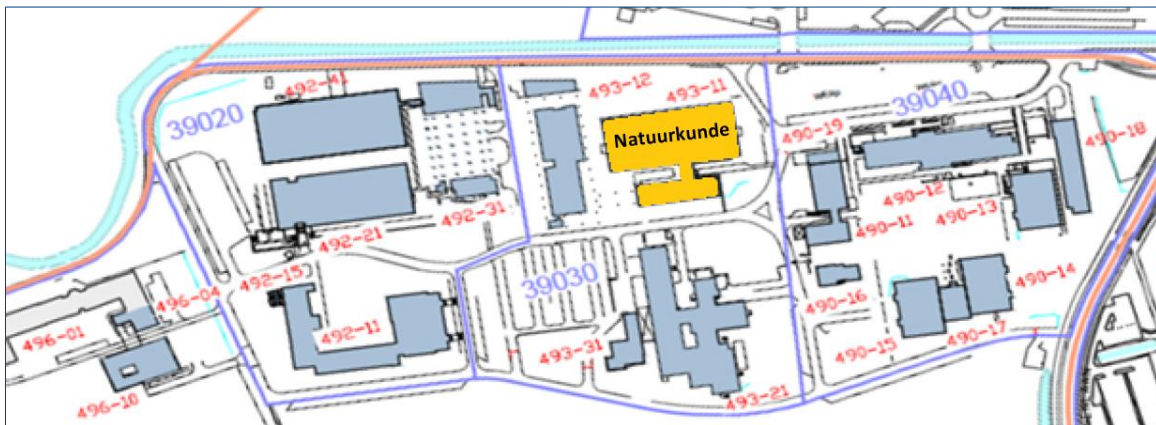
Tabel 2.5: Kost en onderhoud gascondensatieketel

Installatie	Vermogen (kW _{th})	Kostprijs (€)	Onderhoudskost (€)	Levensduur (jaar)
Vitocrossal 100 CI 80	80	8 000	150	15
Vitocrossal 100 CI 200	200	12 000	200	15
Vitocrossal 100 CI 400	400	28 000	250	15
Vitocrossal 100 CI 560	560	35 000	300	15

Op basis van deze gegevens wordt de prijs van de gascondensatieketel benaderd. Deze benadering wordt verder uitgewerkt in paragrafen 4.3.3.1 en 4.3.4.1.

2.7 Consumptieprofiel Kandidatuur Natuurkunde

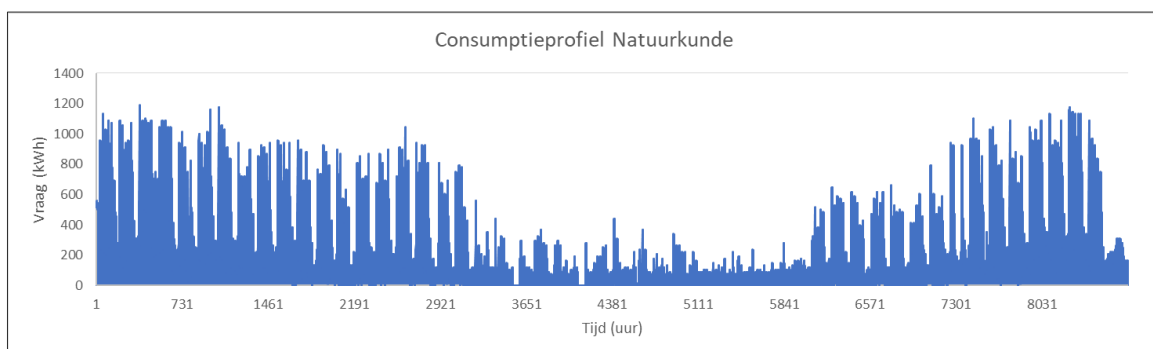
De verbruiksgegevens van het gebouw Kandidatuur Natuurkunde zijn verkregen via de energie coördinator van de KU Leuven en zijn weergegeven op Figuur 2.21. Dit consumptieprofiel bevat enkel verwarming en geen sanitair warm water. Dit gebouw wordt in deze thesis nader onderzocht als verbruiker vanwege zijn ligging ten opzichte van de Kapeldreef en zijn gemiddeld consumptieprofiel binnen Campus Arenberg III.



Figuur 2.21: Kandidatuur Natuurkunde op kaart

Dit gebouw ligt op circa 60 meter van de riolering onder de Kapeldreef. De invloed van deze afstand wordt besproken in de sensitiviteitsanalyse. De literatuur geeft advies om de warmteverbruiker binnen de 100 meter te houden van de riolering waaruit warmte onttrokken wordt. [11]

Het gebouw heeft een totale warmtevraag van 1716 MWh_{th}/jaar. De gemiddelde vraag is 196 kWh_{th} per uur en 253 kWh_{th} indien men deze berekening maakt zonder de uren waarin er geen warmtevraag is.



Figuur 2.2.22: Consumptieprofiel Kandidatuur Natuurkunde

2.8 Economische en ecologische aspecten

In dit onderdeel van de literatuurstudie wordt de energieprijzen en de uitstoot besproken voor de verschillende energiebronnen die vergeleken worden binnen deze thesis. Mogelijke financiële steunkanalen en het begrip CO₂-certificaat worden verduidelijkt omdat deze in de toekomst een invloed kunnen hebben op de haalbaarheid van een riothermie-project.

2.8.1 Prijzen en verwachte prijsevolutie

De prijs voor aardgas en elektriciteit is geen vaste waarde. De prijs voor elektriciteit is afhankelijk van de productietechnieken en de waarde van de gebruikte grondstoffen om de elektriciteit op te wekken. Elke techniek heeft een andere kostenstructuur. De goedkoopste technieken met de laagste marginale kosten zijn kerncentrales, windturbines, zonnepanelen en waterkrachtcentrales. [52] Wanneer de energievraag beperkt is, zijn deze technieken niet snel aanpasbaar en zorgen voor overproductie aan energie. Het omgekeerde is ook waar. Deze eigenschap zorgt voor prijsfluctuaties. [53]

Om op de energieprijzen te anticiperen op basis van de toekomstige evolutie van de Belgische economie wordt gebruik gemaakt van de voorspellingen van het Federaal Planbureau. Hieruit volgt een verwachte jaarlijkse stijging van 3.4 % voor de gasprijs en een verwachte jaarlijkse stijging van 0.7 % voor de elektriciteitsprijs. [54] De huidige prijs die de KU Leuven betaalt, is 0.03 €/kWh_{th} voor aardgas en 0.105 €/kWh_e voor elektriciteit inclusief btw. Deze waarden zijn verkregen via de energie coördinator van de KU Leuven.

2.8.2 Financiële steunkanalen

2.8.2.1 Premies Netbeheerder: Fluvius

De netbeheerder van de KU Leuven is Fluvius en keert subsidies uit voor de aankoop van een warmtepomp. Deze worden berekend aan de hand van de volgende gegevens, en zijn op basis van het outputvermogen van de warmtepomp, uitgedrukt in kW_{th}. [55]

- Tot 10 kW_{th}: 4000 euro
- Van 11 tot 25 kW_{th}: 4000 euro + 800 euro x (vermogen - 10)
- Van 26 tot 45 kW_{th}: 16 000 euro + 600 euro x (vermogen - 25)
- Van 46 tot 60 kW_{th}: 28 000 euro + 400 euro x (vermogen - 45)
- Van 61 tot 100 kW_{th}: 34 000 euro + 200 euro x (vermogen - 60)
- Vanaf 100 kW_{th}: 42 000 euro + 150 euro x (vermogen - 100)
- Met een maximum van 57 000 euro

Op voorwaarde dat de gebouwen aangesloten zijn op het elektriciteitsdistributienet van Fluvius vóór 1 januari 2014. Deze subsidies worden opgenomen in de kostenanalyse in paragraaf 4.3.3.2.

2.8.2.2 Premies Vlaamse overheid

Installaties voor de recuperatie van restenergie komen in aanmerking voor de ecologiepremie. [56] Dit is een financiële tegemoetkoming tot een maximum van 500 000 euro voor

ondernemingen die projecten willen realiseren met een ecologische bijklank in het Vlaamse Gewest. [57] Technologieën die hiervoor in aanmerking komen staan op de “Limitatieve technologieënlijst”. [58] Deze lijst is opgesteld sinds het ministerieel besluit van 24 januari 2011.

De mogelijkheid tot dit steunkanaal bestaat indien men voldoet aan de voorwaarden beschreven in het decreet omtrent het economisch ondersteuningsbeleid. De universiteit KU Leuven komt niet in aanmerking, externe kmo's wel. Het is dus van belang dat de partners strategisch gekozen worden bij de opstelling van een concreet actieplan voor riothermie. De thesis deelt mee dat extra steunkanalen mogelijk zijn maar deze worden niet opgenomen binnen de kostenstructuur van de haalbaarheidsstudie.

2.8.3 Specifieke uitstoot per energiebron

De uitstoot aan broeikasgassen wordt in deze paragraaf besproken. Met broeikasgassen bedoelt men vaak gassen zoals koolstofdioxide, methaangas en ammoniak. De uitstoot wordt uitgedrukt in CO₂-equivalenten per kWh verbruikt.

De literatuur geeft enkele aannames weer van de uitstoot per eenheid opgewekte energie. Zo geeft het Joint Research Centre (JRC) informatie vrij waarmee de Europese Commissie rekening houdt bij het opstellen van hun energie beleid. De specifieke uitstoot van elke energiebron wordt volgens JRC onderzocht aan de hand van een *life cycle assessment* (LCA). Deze methode houdt rekening met het hele proces gaande van de productie tot consumptie van de brandstof. Voor aardgas is de waarde 0.380 kg CO₂-eq/kWh_{th} aangenomen in deze thesis. [59]

De uitstoot per energie eenheid voor elektriciteit is afhankelijk van de herkomst. De Belgische energiemix bevat een combinatie van kernenergie (44.5 %), windenergie (5.5 %), fotovoltaïsche zonne-energie (6.5 %) en fossiele energie (43.5 %) zoals gas- en steenkoolcentrales. Op basis van deze gegevens kan men een gemiddelde stellen van 0.294 kg CO₂-eq/kWh_e voor de uitstoot van de elektriciteit van het net. [60] Indien men elektriciteit enkel afkomstig van zonnepanelen zou gebruiken dan kan deze waarde dalen tot 0.0305 kg CO₂-eq/kWh_e. [59]

Ook bij gasverbranding zijn er duurzamere alternatieven mogelijk. Zo kan biogas een alternatief zijn voor aardgas. Dit gas is afkomstig van de afbraak van organisch materiaal in de afwezigheid van zuurstof en heeft een kleinere uitstoot uitgedrukt in CO₂-eq/kWh_{th} in vergelijking met de elektriciteit van het net. [61]

Een overzicht van de aangenomen waarden in deze thesis wordt weergegeven in tabel 2.6.

Tabel 2.6: Uitstoot per energiebron

Type Brandstof	Uitstoot per energie eenheid
Aardgas	0.380 kg CO ₂ -eq/kWh _{th}
Elektriciteit Net	0.294 kg CO ₂ -eq/kWh _e
Elektriciteit Pv	0.0305 kg CO ₂ -eq/kWh _e

2.8.4 CO₂ certificaten en de EU ETS markt

De effectieve doelstellingen en reducties van de Europese Commissie zijn vastgelegd na het Kyoto protocol van 1997. Deze bedragen een reductie in emissies van 20 % tegen 2020 en 40 % tegen 2030 vergeleken met de situatie in 1990. [3]

Om deze doelstellingen te behalen is het EU ETS (European Union Emission Trading Scheme) ontwikkeld. Deze instantie zet een prijs op de hoeveelheid CO₂-eq uitgestoten. De huidige prijs (april 2019) ligt rond de 27 euro per ton CO₂. [62] Deze waarde heeft een sterk volatiel karakter door de afhankelijkheid van de jonge markt aan de invloed van weer, de prijzen van andere brandstoffen en politieke beslissingen. [63] Volgens de World Bank Group en de OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development) ligt de huidige prijs te laag. [64] Benchmark is nodig voor de volledige transitie naar een duurzaam energiebeleid. [65]

Elke vervuiler - denk aan een olie raffinaderij, de civiele luchtvaart of de staal industrie - moet toelating hebben om zijn activiteiten verder te zetten. Deze bedrijven en energie producenten kunnen hun CO₂-certificaten kopen en verkopen indien ze een tekort of overschot aan *allowance* hebben. [66] Door de huidige tendens omtrent het klimaat komt de CO₂-taks vaak aan bod in de huidige politiek. Zo pleit Marie Christine Marghem, ex federale minister van Energie en Klimaat voor een CO₂-taks betaald door de kleinere vervuilers en niet enkel door de industrie. [67]

De universiteit is op dit moment niet onderworpen aan de CO₂-taks waardoor deze uitgave niet wordt opgenomen in de kostenberekening in de thesis.

2.9 Juridische aspecten

De technologie van riothermie kan slechts toegepast worden indien deze afgestemd is aan de huidige regelgeving. Deze regelgeving is van belang is ten opzichte van:

- De rioolbeheerder en rioolbezitter
- De beheerder en bezitter van het domein waarop warmtetransportinfrastructuur aangelegd wordt
- Bezitter en/of beheerder van de aan te sluiten gebouwen
- De wetgeving omtrent omgevingsvergunningen
- Energieprestatieregelgeving

In deze paragraaf wordt verduidelijkt welke verplichtingen en rechten er gelden voor riothermie die van toepassing zijn voor Campus Arenberg III. [11]

2.9.1 Bezitter en beheerder van het rioleringsnetwerk

Het afvalwater in de riolering passeert langs verschillende infrastructuurdelen die niet altijd door éénzelfde instantie beheerd worden. De gemeente heeft als taak het afvalwater van de inwoners in te zamelen en te transporteren naar het overnamepunt. Vanaf het overnamepunt wordt het verdere verloop van het riool, beheerd door Aquafin. Het eigenaarschap van de warmte dat overgedragen en verhandeld kan worden, behoort tot de beheerder van de riolering. [11] De riolering in de Kapeldreef is in het beheer van Aquafin.

2.9.2 Regelgeving omtrent warmterecuperatie

Regelgeving om deze warmterecuperatie of warmteoverdracht zijn tot nog toe niet specifiek opgenomen in de Vlaamse milieuwetgeving.

2.9.3 Infrastructuur op het openbaar domein

2.9.3.1 *Statuut van de riolering*

Voor de realisatie van de installatie voor riothermie zal door middel van een overeenkomst het recht verkregen worden om aan energierecuperatie te kunnen doen en een installatie te kunnen plaatsen in de rioleringsinfrastructuur. Het statuut van rioleringen wordt juridisch bestempeld als (kunstmatig) openbaar domeingoed. Deze zijn meestal aan een bijzonder rechtsregime onderworpen om op die manier de werking van openbare diensten voorrang te kunnen geven. [11]

2.9.3.2 *Eigendom van onderdelen in de riolering*

Zodra onderdelen geïntegreerd worden in een eenheid van het openbaar domein zullen deze deel uitmaken van het openbaar domein en niet meer in het bezit zijn van de oorspronkelijke investeerder van de onderdelen in kwestie. [11]

2.9.3.3 *Overeenkomst die Aquafin in de regel opmaakt bij riothermie*

Het precair recht wordt in de meeste gevallen van riothermie toegestaan door Aquafin. In het precaire recht is beschreven dat Aquafin het project op elk moment kan opzeggen. Aquafin kent dit recht toe zolang de installaties ongehinderd verder kunnen werken. Dit wil zeggen dat de riolering niet geblokkeerd mag worden en de temperatuur niet te laag mag zakken. Om geen ongewenst effect te hebben op de zuiveringsinstallatie van Aquafin is er een minimale temperatuur opgelegd tot waar men het rioolwater mag koelen. Deze temperatuur volgt uit het denitrificatieproces in de beluchtingstank van Aquafin. In deze tank mag de temperatuur niet lager zijn dan 12 °C. In de thesis wordt 10 °C als minimale temperatuur aangenomen voor het rioolwater in de Kapeldreef, deze minimale riooltemperatuur werd voorgeschreven door Aquafin. Het water dat afkomstig is van de Kapeldreef wordt vermengd met andere waterstromen waardoor het gekoelde afvalwater afkomstig van de Kapeldreef aangelengd wordt met andere afvalwaterstromen die de gemiddelde temperatuur omhoog brengen. [11]

2.9.4 Leidingen in het openbaar domein

Leidingen worden onder- of bovengronds aangelegd om warmtetransport te verwezenlijken naar de warmtegebruiker. Er is geen recht op de aanleg van buizen bedoeld voor warmterecuperatie op openbaar domein, dit in tegenstelling tot gas-, water- en elektriciteitsvoorzieningen. Gebruiksrechten om deze leidingen aan te brengen in openbaar domein kan bekomen worden door het opstellen van overeenkomsten met de beheerder van het openbaar domein. [11]

2.9.4.1 *Rechten voor de integratie van de infrastructuur voor de warmtegebruiker*

Net als bij het vestigen van infrastructuur in en rond de riolering moeten er gelijkaardige rechten verkregen worden voor het plaatsen van infrastructuur in en naast het gebouw. Deze overeenkomsten worden gemaakt met de beheerder en/of eigenaar van de aan te sluiten gebouwen. In deze overeenkomsten worden bepalingen vast gelegd, bijvoorbeeld omtrent de locatie van de infrastructuur.

2.9.4.2 *Omgevingsvergunningen*

Wetgeving van de Vlaamse Codex Ruimtelijke ordening moet nageleefd worden tijdens en na de exploitatie van dergelijke installaties. Sinds 1 januari 2018 wordt de omgevingsvergunning

uitgereikt in plaats van de stedenbouwkundige vergunning, verkavelingsvergunning en de milieuvergunning. Voor riothermie wordt deze vergunning uitgereikt na een openbaar onderzoek en een adviesronde. Bij het aanvragen van een omgevingsvergunning wordt er een aanvraagdeel ingediend voor het verrichten van stedenbouwkundige handelingen en een aanvraagdeel voor het exploiteren van ingedeelde inrichtingen of activiteiten van de eerste of tweede klasse volgens de VLAREM wetgeving. [11]

Stedenbouwkundige handelingen

Voor ondergrondse constructies is geen omgevingsvergunning verplicht indien deze op privédomein plaats vinden. Ondergrondse constructies moeten worden opgenomen in de overeenkomst tussen de riothermie-exploitant en de eigenaar van het privédomein. Voor bovengrondse constructies is een omgevingsvergunning verplicht.

Exploitatie van ingedeelde inrichtingen of activiteiten (Milieu)

Volgens VLAREM II (rubriek 39.4) moet een warmtewisselingssysteem aangegeven worden indien het een watervolume in de secundaire ruimte van 25 tot 5000 l bevat. Indien het watervolume van de secundaire ruimte meer is dan 5000l geldt een omgevingsvergunningsplicht.

In VLAREM II (rubriek 16.31) is beschreven dat een warmtepomp met een totale geïnstalleerde drijfkraft van 5 tot 200 kW_{th} aangegeven moet worden. Voor warmtepompen met een totale geïnstalleerde drijfkraft meer dan 200 kW_{th} geldt ook de omgevingsvergunningsplicht.

Verder dient het gebruik gemeld te worden indien er gestookt wordt in installaties met een nominaal thermisch ingangsvermogen tussen 300 kW_{th} en 2000 kW_{th} op industriegebied, ongeacht het type brandstof. Indien het nominaal thermisch ingangsvermogen hoger is als 2000 kW_{th} geldt de omgevingsvergunningsplicht.

2.9.5 Energie prestatieregelgeving (EPB)

De energieprestatieregelgeving (EPB) legt energienormen vast die gelden voor bepaalde projecten. Zodra gebouwen geklimatiseerd worden en indien er een omgevingsvergunningsplicht of meldingsplicht geldt voor stedenbouwkundige handelingen is de energieprestatieregelgeving van toepassing.

2.9.6 Regelgeving warmte- en koude-netten in het Vlaams Gewest

Deze regelgeving is momenteel nog niet in voegen maar is wel in vorming. Deze zou enkel gelden indien het warmtenet meerdere locaties of meerdere gebouwen zou verwarmen. [11]

3 METHODIEK: WARMTEAANBOD

De methodiek bestaat uit drie delen. In het eerste deel, *warmteaanbod* wordt bepaald hoeveel warmte er elk uur van het bestudeerde jaarprofiel onttrokken kan worden uit het rioolwater en hoeveel elektrische energie hiervoor nodig is. Het gevormde aanbodprofiel aan warmte is in functie van de tijd en wordt binnen dit onderdeel voor één jaar gegenereerd. Systeemeigenschappen worden in dit deel beschreven. Ze karakteriseren de installatie waarmee het aanbodprofiel gevormd wordt.

In deel 2, *Financiële en ecologische aspecten* wordt de koppeling gemaakt tussen het aanbodprofiel van het eerste deel en het consumptieprofiel. De LCOE en de emissies die volgen uit deze koppeling worden in dit deel bepaald. Deze worden weergegeven in de resultaten als het gemiddelde van de komende 15 jaar.

Het derde deel, *Systeemeigenschappen* beschrijft het proces waarmee de systeemeigenschappen van het eerste deel worden bepaald zodat de LCOE een zo laag mogelijke waarde aanneemt voor elk scenario.

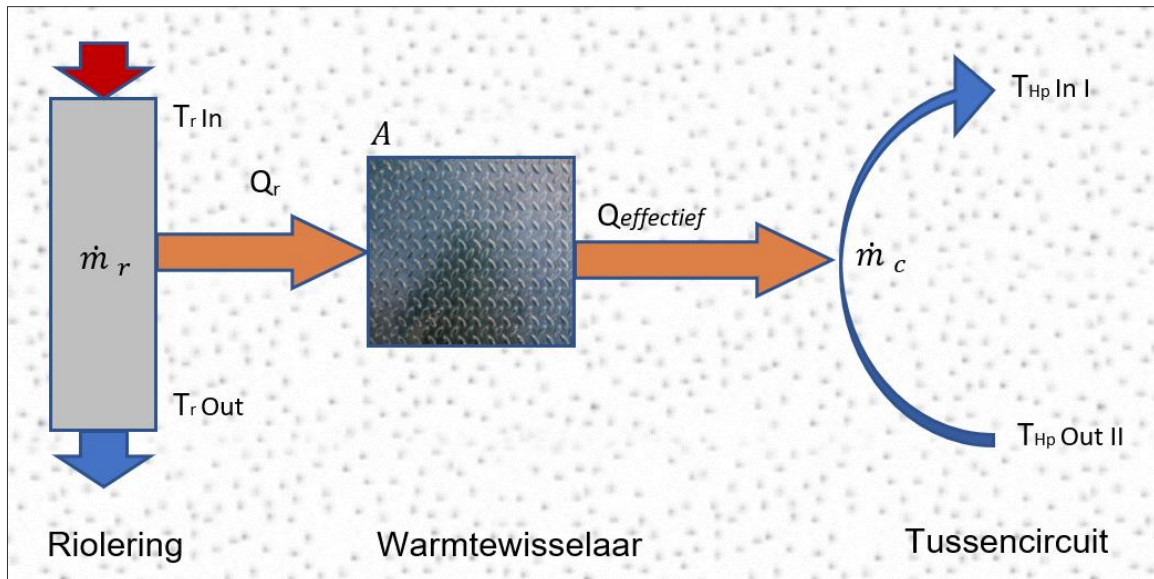
3.1 Aannames in verband met de warmteoverdracht

De algemene aannames worden in deze paragraaf besproken. Deze veronderstellingen zijn nodig om de complexiteit van de berekeningen te beperken en haalbaar te houden voor de reken capaciteit van de computers ter beschikking. De berekeningen worden uitgevoerd op uurbasis voor een periode van één jaar. De volgende aannames worden gemaakt:

- Het temperatuurprofiel van de rioleringspijp is gebaseerd op de metingen in de beluchtingstank van Aquafin. Deze tank bevindt zich benedenstrooms, de werkelijke temperaturen in de rioleringspijp zouden lichtelijk kunnen verschillen.
- De ondertemperatuur van het tussencircuit is constant en wordt bepaald als systeemeigenschap.
- Het rekenmodel laat de temperatuur van het rioolwater niet dalen onder de opgelegde ondergrens van Aquafin.
- Het debiet wordt aangenomen als constant (DWA 20 l/s) zoals besproken in paragraaf 2.1.3.
- Het medium in het tussencircuit en de riolering wordt aangenomen dezelfde eigenschappen te hebben als water. De waarde 4.186 kJ/kg.K wordt aangenomen als de specifieke warmtecapaciteit c_p van het medium zoals beschreven in Bijlage F voor de temperatuur van 12.5 °C van water.

3.2 Systeemeigenschappen

De systeemeigenschappen hebben invloed op de hoeveelheid warmte die onttrokken wordt, op het elektrisch verbruik en de uiteindelijke kost. Een groter oppervlakte resulteert in meer warmteoverdracht maar ook een hogere investeringskost. Een groter debiet in het tussencircuit zorgt voor een grotere warmteopname maar dan heeft de circulatiepomp meer verbruikskosten. Een lagere ondertemperatuur van het tussencircuit zorgt ook voor een grotere warmteoverdracht, de ingangstemperatuur van de warmtepomp is hierdoor lager waardoor de COP ook zakt. Een evenwicht vinden tussen deze parameters is daarom nodig. De schematische weergave van de warmteoverdracht is weergegeven op **Figuur 3.1**.



Figuur 3.1: Schematische voorstelling warmtestromen in de warmtewisselaar

Met:

$T_{r In}$	De temperatuur van het rioolwater dat de warmtewisselaar nadert [°C]
$T_{r Out}$	De temperatuur van het rioolwater dat de warmtewisselaar verlaat [°C]
$T_{Hp Out}$	De temperatuur van het medium dat de warmtewisselaar nadert [°C]
$T_{Hp In}$	De temperatuur van het medium dat de warmtewisselaar verlaat [°C]
\dot{m}_c	Debiet van het tussencircuit [l/s]
\dot{m}_r	Debiet van het rioolwater [l/s]
A	Oppervlakte van de warmtewisselaar [m ²]
Q_r	Warmte beschikbaar in het riool [kW _{th}]
$Q_{effectief}$	Effectieve warmteoverdracht in de warmtewisselaar [kW _{th}]

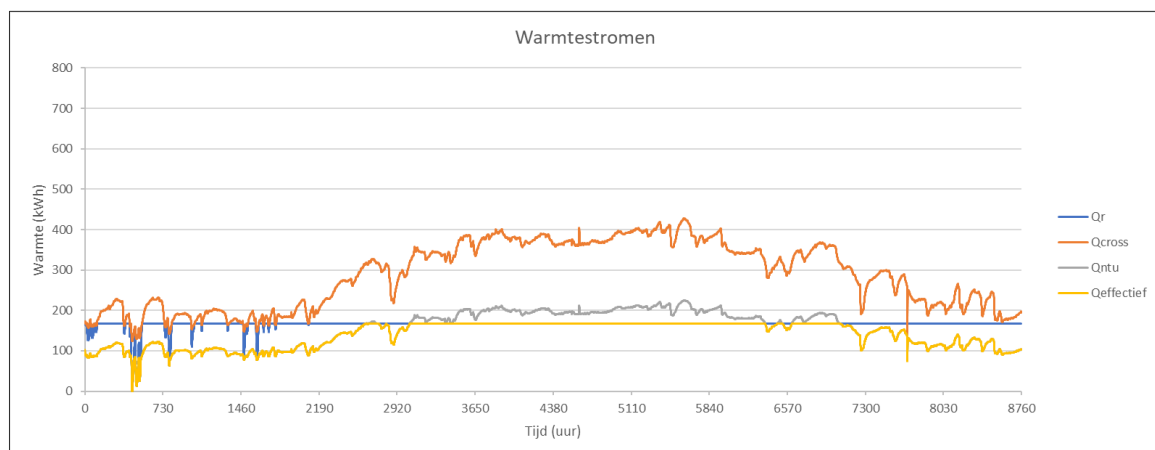
De systeemeigenschappen zijn:

- Oppervlakte van de warmtewisselaar A [m²]
- Debiet van het tussencircuit \dot{m}_c [l/s]
- Ondertemperatuur van het tussencircuit $T_{Hp out}$ [°C]
- Ingesteld temperatuurverschil van het rioolwater $\Delta T_{ingesteld}$ [°C]
- De opvoertemperatuur van de warmtepomp T_h [°C]

Deze parameters hebben invloed op de effectieve warmteoverdracht en het warmteaanbod. Zoals beschreven in paragraaf 2.2.1.1 wordt er een warmtewisselaar gemodelleerd met een oppervlakte A waarmee warmteoverdracht wordt uitgevoerd. Het debiet van het tussencircuit \dot{m}_c stelt de hoeveelheid water voor dat doorheen het gesloten circuit verpompt wordt per tijdseenheid. Dit debiet wordt aangenomen als constant indien het systeem warmte onttrekt uit het rioolwater. De ondertemperatuur van het tussencircuit $T_{hp\ out}$ is de temperatuur waarmee het water van het tussencircuit de warmtepomp verlaat. $T_{hp\ out\ II}$ is de temperatuur van het water van het tussencircuit dat toekomt aan de warmtewisselaar en verschilt weinig van $T_{hp\ out}$. Het verschil tussen beiden wordt beschreven in paragraaf 3.3.1. Het ingesteld temperatuurverschil van het rioolwater is de maximale begrenzing voor het aantal graden dat het rioolwater mag zakken ten gevolge van de warmtewisselaar. Door dit temperatuurverschil te definiëren wordt tegelijk bepaald hoeveel warmte de warmtepomp maximaal kan onttrekken uit het rioolwater. De opvoertemperatuur van de warmtepomp wordt aangenomen als 35 °C of 55 °C in deze thesis. De invloed van de systeemeigenschappen op de warmteoverdracht en het warmteaanbod van de warmtepomp wordt in de volgende paragrafen besproken.

3.3 Warmteoverdracht in de warmtewisselaar

De effectieve hoeveelheid warmte die onttrokken wordt uit het rioolwater wordt bepaald door verscheidene factoren. Deze factoren zijn de systeemeigenschappen samen met de temperatuur en debiet van het rioolwater. Deze factoren genereren drie fictieve warmtestromen die berekend worden per uur. Elk van deze warmtestromen wordt begrensd door een ander criterium. De minimale waarde van deze drie warmtestromen stelt de effectieve warmteoverdracht in de warmtewisselaar voor. Dit is geïllustreerd op Figuur 3.2. Deze grafiek is opgesteld met de volgende systeemeigenschappen: $A = 60\ m$, $T_{hp\ out} = 4\ ^\circ C$, $\dot{m}_c = 5\ l/sec$ en $\Delta T_{ingesteld} = 2.5\ ^\circ C$. De opvoertemperatuur van de warmtepomp heeft geen invloed op deze warmtestromen.



Figuur 3.2: Jaarprofiel warmtestromen

Warmte beschikbaar in het riool Q_r

De Q_r houdt rekening met de temperatuur en het debiet van de riolering. Het is de warmte die beschikbaar is indien het rioolwater met het ingestelde temperatuurverschil gekoeld wordt. Dit temperatuurverschil is begrensd door de minimale riooltemperatuur besproken in paragraaf 2.9.3.3. Indien de temperatuur van het rioolwater onder deze limiet valt, onttrekt het systeem

geen warmte. Q_r is dan gelijk aan nul, dit vindt bijvoorbeeld plaats in januari wat zichtbaar is op Figuur 3.2 (ongeveer uur 600).

In de warmere periode, van mei tot midden oktober wordt tot het maximaal vermogen van 180 kW_{th} overgedragen. Deze begrenzing komt uit het ingesteld temperatuurverschil van het rioolwater waarmee Q_r rekening houdt. Uit verdere berekeningen volgt dat hierbij een warmtepomp met een outputvermogen van circa 200 kW_{th} benodigd is in het geval van het opvoerregime van 35 °C. Hieruit volgt dat Q_r de benodigde capaciteit van de warmtepomp beïnvloed.

Maximale warmteoverdracht zonder cross-over Q_{cross}

Warmte stroomt spontaan van een hoge temperatuur naar een lage temperatuur. Het tussencircuit warmt bijgevolg niet op tot een temperatuur hoger dan $T_{r In}$. De warmte die het tussencircuit kan opnemen tot deze omstandigheden wordt weergegeven door Q_{cross} .

Maximale warmteoverdracht van de warmtewisselaar Q_{NTU}

Q_{NTU} is de maximale warmteoverdracht beperkt door de dimensionering en werkomstandigheden van de warmtewisselaar. Deze warmteoverdracht houdt rekening met de oppervlakte van de warmtewisselaar, het debiet van zowel het rioolwater als dat van het tussencircuit en het temperatuurverschil van deze stromen.

Effectieve warmteoverdracht in de warmtewisselaar $Q_{effectief}$

De uitgewisselde warmteoverdracht $Q_{effectief}$ is voor elk uur het minimum van Q_r , Q_{cross} , en Q_{NTU} . Dit is zichtbaar op Figuur 3.2. In de volgende paragrafen wordt uitgelegd hoe Q_r , Q_{cross} en Q_{NTU} berekend worden.

3.3.1 Warmte beschikbaar in het riool Q_r

Als $T_{r In}$ gelijk of kleiner is dan 10 °C wordt Q_r gelijk gesteld aan 0 kW_{th}. In het andere geval wordt Q_r berekend met vergelijking 3 – 1 waarbij ΔT_{riool} het temperatuurverschil is tussen $T_{r In}$ en $T_{r Out}$.

$$Q_r = \dot{m}_r * c_p * \Delta T_{riool} \quad (3 - 1)$$

ΔT_{riool} wordt gelijk gesteld aan $\Delta T_{ingesteld}$ tenzij $T_{r Out}$ hierdoor lager is dan 10 °C. In dat geval wordt ΔT_{riool} gelijk gesteld aan $T_{r In} - 10$ °C.

3.3.2 Warmteoverdracht zonder cross-over Q_{cross}

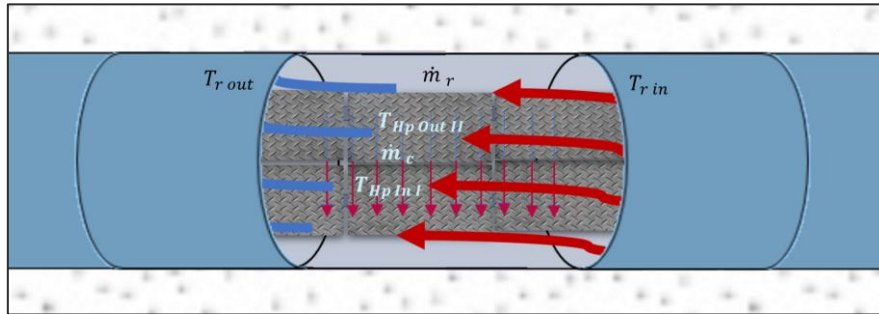
De warmtestroom Q_{cross} is de hoeveelheid warmte dat het tussencircuit kan opnemen tot deze opwarmt tot een temperatuur gelijk aan $T_{r in}$. Deze warmteoverdracht houdt geen rekening met het oppervlakte van de warmtewisselaar en wordt berekend met vergelijking 3 – 2.

$$Q_{cross} = \dot{m}_c * c_p * (T_{r in} - T_{hp Out II}) \quad (3 - 2)$$

Het minimale massedebiet van \dot{m}_r en \dot{m}_c wordt gebruikt in deze vergelijking. In de gevallen besproken in de thesis is dit het debiet van het tussencircuit \dot{m}_c .

3.3.3 Warmteoverdracht van de warmtewisselaar Q_{NTU}

De reële warmtestroom is afhankelijk van een aantal factoren: het warmtegeleidingsoppervlak A , de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt U , de debieten \dot{m}_r en \dot{m}_c en de temperaturen $T_{r\ in}$ en $T_{hp\ Out\ II}$. Deze warmteoverdracht wordt berekend volgens de NTU-methode. [12] Figuur 3.3 toont schematisch de debieten en temperaturen waarmee gewerkt wordt in deze methode.



Figuur 3.3: Schematische voorstelling warmtewisselaar, temperaturen en debieten

Het systeem kan een maximale hoeveelheid energie overdragen die bepaald wordt volgens vergelijking 3 – 3.

$$Q_{max} = c_p * \dot{m}_c * (T_{r\ In} - T_{Hp\ Out\ II}) \quad (3 - 3)$$

Indien de warmtewisselaar een oneindig groot oppervlakte heeft, wordt de warmte Q_{max} uitgewisseld. Deze is gelijk aan Q_{cross} . De effectieve warmteoverdracht Q_{NTU} is afhankelijk van de effectiviteit ε en wordt bekend aan de hand van vergelijking 3 – 4.

$$Q_{NTU} = \varepsilon * Q_{max} \quad (3 - 4)$$

ε is afhankelijk van het oppervlak A , de warmtegeleidingscoëfficiënt U en C_R . De functie voor deze waarde is afhankelijk van het type warmtewisselaar. In de thesis wordt er gewerkt met een platenwarmtewisselaar met cross flow zoals schematisch weergegeven op Figuur 3.3. Vergelijking 3 – 5 bepaalt de effectiviteit voor de *crossflow* warmtewisselaar gemodelleerd in deze thesis.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left(\frac{e^{(-NTU^{0,78} \cdot C_R)} - 1}{NTU^{-0,22} \cdot C_R}\right)} \quad (3 - 5)$$

De NTU-waarde wordt berekend met vergelijking 3 – 2.

$$NTU = \frac{U * A}{C_{min}} \quad (3 - 6)$$

Verder worden C_{min} , C_{max} en C_R als volgt gedefinieerd in vergelijkingen 3 – 7, 3 – 8 en 3 – 9.

$$C_{min} = c_p * \dot{m}_c \quad (3 - 7)$$

$$C_{max} = c_p * \dot{m}_r \quad (3 - 8)$$

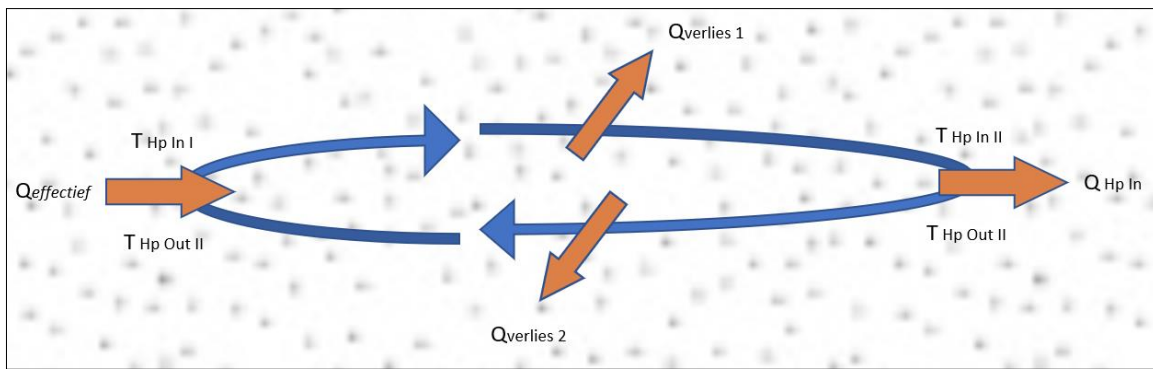
$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3 - 9)$$

3.4 Tussencircuit

Het tussencircuit transporteert het circuitmedium van de warmtewisselaar naar de warmtepomp en terug. Er wordt aangenomen dat dit circuit 0.5 m onder de grond ligt en een diameter heeft van 0.1 m. 60 m wordt als afstand tussen de warmtewisselaar en de warmtepomp aangenomen zoals volgt uit paragraaf 2.3. Hieruit komt de totale lengte van 120 m voor het tussencircuit voort. Met deze waarden wordt het warmteverlies van het tussencircuit en het elektrisch vermogen van de circulatiepomp bepaald.

3.4.1 Warmteverlies

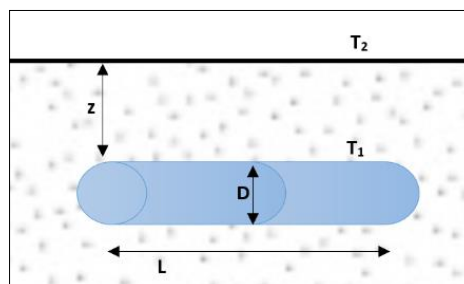
Tijdens het transport van het circuitmedium ontstaat er warmteverlies. Deze verliezen, $Q_{verlies 1}$ en $Q_{verlies 2}$ zijn schematisch weergegeven op Figuur 3.4 en worden volgens de methode van de volgende paragraaf bepaald.



Figuur 3.4: Schematische voorstelling warmteverliezen tussencircuit

3.4.1.1 Bepaling warmteverlies

Het tussencircuit wordt voorgesteld als een cilinder met lengte L gelijk aan 60 m en diameter D gelijk aan 0.1 m en op een diepte z van 0.5 m onder de grond. Dit wordt schematisch voorgesteld op Figuur 3.5. Met formule 3-10 wordt de *shape factor* S berekend. Dit levert het warmteverlies dat bepaald wordt met vergelijking 3 – 11 [12]



Figuur 3.5: Schematische weergave tussencircuit

Indien: $L \gg D$ en $z > 1.5 * D$ is, geldt:

$$S = 2 * \pi * \frac{L}{\ln\left(4 * \frac{z}{D}\right)} \quad (3 - 10)$$

De warmtegeleidingscoëfficiënt k van de ondergrond wordt aangenomen als 0.9 W/m.K. [12]

$$Q_{verlies 1} = S * k * (T1 - T2) \quad (3 - 11)$$

$Q_{verlies 1}$ wordt bepaald door $T1$ gelijk te stellen aan $T_{Hp Out}$. $Q_{verlies 2}$ wordt bepaald door $T1$ gelijk te stellen aan $T_{Hp In I}$. De gemiddelde maandtemperatuur wordt aangenomen voor $T2$. Deze gemiddelden zijn gebaseerd op de gegevens verkregen via het KMI en zijn terug te vinden in Bijlage A. Deze berekeningen gebeuren op uurbasis.

3.4.1.2 Bepaling $T_{hp out II}$ en $T_{hp in II}$

$T_{Hp out II}$ en $T_{Hp in II}$ worden berekend aan de hand van vergelijking 3 – 12 en vergelijking 3 – 13.

$$T_{Hp Out II} = T_{Hp Out} - \frac{Q_{verlies 2}}{\dot{m}_c * c_p} \quad (3 - 12)$$

$$T_{Hp In II} = T_{Hp In} - \frac{Q_{verlies}}{\dot{m}_c * c_p} \quad (3 - 13)$$

3.4.2 Elektrisch vermogen van de circulatiepomp

Het debiet van het tussencircuit wordt geleverd door de circulatiepomp. Hiervoor heeft de pomp een bepaald vermogen nodig dat afhangt van de leidingweerstand. Het debiet van het tussencircuit wordt als constant beschouwd doorheen de tijd. Enkel indien de warmtepomp uitgeschakeld is, wordt er geen warmte onttrokken en is \dot{m}_c gelijk aan 0 l/s. Deze berekeningen gebeuren op uurbasis.

3.4.2.1 Elektrisch pompvermogen tussencircuit

Het elektrisch pompvermogen wordt berekend met de volgende formules. Hf is de benodigde energie per massa-eenheid dat de circulatiepomp nodig heeft om het medium rond te pompen. Deze waarde wordt berekend met vergelijking 3 – 14. [68]. Hierin is L de lengte van het volledige tussencircuit: 120 m, D de diameter van de buis: 0.1m en v de snelheid van het medium in het tussencircuit, uitgedrukt in m/s. Hf wordt uitgedrukt in J/kg.

$$Hf = 2 * f * v^2 * \frac{L}{D} \quad (3 - 14)$$

De wrijvingsfactor f wordt bepaald volgens het Moody-diagram gebruikmakend van het Reynoldsgetal Re . [68] Het Moody-diagram wordt weergegeven in 0. Er wordt verondersteld dat de buizen van het tussencircuit bestaan uit plastic. Het Reynoldsgetal wordt berekend met vergelijking 3 – 15.

$$Re = v * \rho * \frac{D}{\mu} 39 * 10^3 \quad (bij 4l/s) \quad (3 - 15)$$

De dichtheid ρ wordt aangenomen als 1000 kg/m³, de viscositeit μ is 0.00114 Pa.s. Deze waarden komen voort uit Bijlage F bij een temperatuur van 15 °C. Het Reynoldsgetal toont aan dat een turbulente stroom plaatsvindt in het tussencircuit voor gebruikte debieten. Voor deze debieten komt f overeen met 0.05. In deze thesis wordt f beschouwd als constant en gelijk aan 0.05.

Het vermogen P wordt berekend volgens vergelijking 3 – 16 en draagt de eenheid W.

$$P = Hf * \dot{m}_c \quad (3 - 16)$$

De efficiëntie van de circulatiepomp wordt aangenomen als 60 % zoals vermeld in paragraaf 2.3.2.1. Dit levert het benodigd elektrisch vermogen op voor het tussencircuit $P_{circuit}$ en wordt bepaald volgens vergelijking 3 – 17. De eenheid van $P_{circuit}$ is W.

$$P_{\text{circuit}} = \frac{P}{\text{efficiëntie}} \quad (3 - 17)$$

3.4.2.2 Elektrisch pompvermogen warmtewisselaar

De warmtewisselaar in het riool levert ook een leidingweerstand op. Het benodigd elektrisch pompvermogen voor het circuit door de warmtewisselaar wordt analoog berekend aan paragraaf 3.4.2.2. Het elektrisch pompvermogen van de warmtewisselaar wordt benoemd als $P_{\text{warmtewisselaar}}$ en wordt uitgedrukt in W.

3.4.2.3 Totaal elektrisch pompvermogen

Het totaal elektrisch pompvermogen wordt bepaald met formule 3-18. Het totaal elektrisch pompvermogen berekend bij de combinaties die later in de thesis gebruikt worden, zijn weergegeven in tabel 3.1.

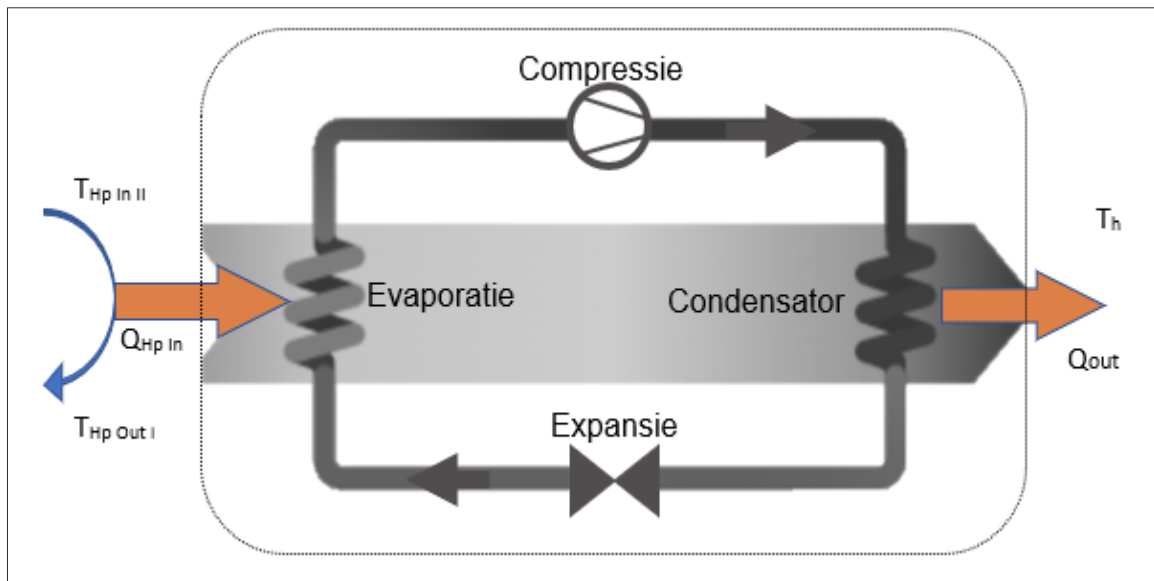
$$P_{\text{circulatiepomp}} = P_{\text{circuit}} + P_{\text{warmtewisselaar}} \quad (3 - 18)$$

Tabel 3.1: Elektrische vermogens circulatiepomp

Combinatie	Oppervlakte: 60 m ² Debiet: 4 l/s	Oppervlakte: 70 m ² Debiet: 6 l/s	Oppervlakte: 100 m ² Debiet: 9 l/s
Lengte tussencircuit (m)	60	60	60
Lengte warmtewisselaar (m)	61.7	72	103
H_f totaal (J/kg)	124	202	366
Totaal vermogen circulatiepomp (kWe)	0.338	1.23	5.40

3.5 Warmteaanbod warmtepomp

In dit deel wordt bepaald welke hoeveelheid warmte de warmtepomp levert en welk elektrisch vermogen hiervoor benodigd is. Deze berekeningen gebeuren op uurbasis. Een schematische weergave van de temperaturen en de warmtestromen kan teruggevonden worden op Figuur 3.6



Figuur 3.6: Schematische voorstelling warmtepomp

3.5.1.1 Coëfficiënt of performance

COP_{carnot} wordt berekend aan de hand van vergelijking 3 – 19. Hierbij is T_h gelijk aan de temperatuur van het opvoerregime: 35 °C of 55 °C. T_l is de temperatuur van het tussencircuit en wordt gelijk gesteld aan $T_{Hp In II}$. In vergelijking 3 – 19 worden de temperaturen uitgedrukt in Kelvin.

$$COP_{carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_l} \quad (3 - 19)$$

3.5.1.2 Efficiëntie van de warmtepomp

De efficiëntie is afhankelijk van het soort warmtepomp en wordt gebruikt om de COP van de warmtepomp COP_{hp} te berekenen. Deze efficiëntie wordt bepaald zoals besproken in 2.3.2. De formules die hieruit voort komen zijn weergegeven in Tabel 3.2.

Tabel 3.2: Efficiëntievergelijkingen warmtepomp

Opvoertemperatuur T_h	Bepaling efficiëntie warmtepomp ε_{hp}
35 °C	$\varepsilon_{hp} = 0,0005 * T_{hp In}^2 + 0,0019 * T_{hp In} + 0,5625$
55 °C	$\varepsilon_{hp} = -0,0002 * T_{hp In}^2 + 0,003 * T_{hp In} + 0,4889$

COP_{hp} wordt berekend met vergelijking 3 – 20.

$$COP_{hp} = \varepsilon_{hp} * COP_{carnot} \quad (3 - 20)$$

3.5.1.3 Warmteonttrekking van tussencircuit $Q_{hp In}$

De warmte die onttrokken wordt door de warmtepomp $Q_{Hp In}$ wordt bepaald volgens vergelijking 3 – 21.

$$Q_{Hp In} = c_p * \dot{m}_c * (T_{r In II} - T_{Hp Out}) \quad (3 - 21)$$

Deze formule bouwt op het thermodynamisch principe *behoud van energie*. De energiebalans van het tussencircuit levert hetzelfde resultaat en wordt weergegeven in vergelijking 3 – 22.

$$Q_{Hp In} = Q_{effectief} - Q_{verlies 1} - Q_{verlies 2} \quad (3 - 22)$$

3.5.1.4 Warmteafgifte Q_h en elektrisch vermogen W

Met COP_{hp} en $Q_{Hp\ In}$ wordt de geleverde warmte door de warmtepomp berekend met vergelijking 3 – 24 . Hierbij is Q_l gelijk aan de warmte onttrokken van het tussencircuit $Q_{Hp\ In}$. De geleverde warmte aan het gebouw is gelijk aan Q_h .

$$COP_{hp} = \frac{Q_h}{Q_h - Q_l} \quad (3 - 23)$$

Hieruit volgt:

$$Q_h = \frac{Q_l}{1 - \frac{1}{COP_{hp}}} \quad (3 - 24)$$

Het elektrisch vermogen voor de gehele riothermie-installatie als volgt berekend. Elke term draagt de eenheid W.

$$W = Q_h - Q_l + P_{circulatiepomp} \quad (3 - 25)$$

Uit Q_h en W volgt $COP_{overall}$ welke ook rekening houdt met het elektrisch pompvermogen van het tussencircuit. $COP_{overall}$ wordt met vergelijking 3 – 26 bepaald.

$$COP_{overall} = \frac{Q_h}{W} \quad (3 - 26)$$

4 METHODIEK: FINANCIËLE EN ECOLOGISCHE ASPECTEN

In dit hoofdstuk wordt het warmteaanbod gekoppeld met het consumptieprofiel. Uit deze koppeling volgt de gemiddelde LCOE en jaarlijkse emissie voor de komende 15 jaar. De modellering van buffersystemen hangt samen met de koppeling van het warmteaanbodprofiel met het consumptieprofiel en wordt in dit hoofdstuk uitgewerkt als onderdeel van de mono- en multivalente systemen.

4.1 Aannames in verband met LCOE en Emissie

De veronderstellingen in verband met de installaties en het consumptieprofiel worden aangehaald in deze paragraaf. De berekeningen worden uitgevoerd per uur voor een periode van 15 jaar. Deze periode komt overeen met de kortste levensduur van de benodigde onderdelen van de infrastructuur.

Warmtepomp

- Het geleverde vermogen van de warmtepomp Q_h kan voor elk uur verkleind worden indien de warmtevraag lager is dan Q_h . Hierbij wordt de warmte geleverd bij $COP_{overall}$. In dit geval opereert de warmtepomp op deellast.

Gascondensatieketel

- De gascondensatieketel kan voor elk uur het benodigd vermogen leveren van het consumptieprofiel dat niet opgevuld wordt door de warmtepomp, begrensd met het maximum geïnstalleerde vermogen van de ketel.
- De efficiëntie blijft constant ongeacht de werking op vollast of deellast. De efficiëntie van de gascondensatieketel η_{gas} wordt aangenomen op 1.03 zoals vermeld in paragraaf 2.6.1.

Buffervat

- De energie die het buffervat kan leveren op elk uur wordt enkel beperkt door de totale warmte die het buffervat aan het begin van dat uur bevat.
- De energiebeschikbaarheid aanwezig in de buffer aan het begin van jaar 1 is de energie inhoud van de buffer aan het eind van jaar 0. Jaar 0 wordt gebruikt als 'opstart jaar' en begint met een buffervat zonder energie-inhoud, het doel hiervan is het opstartgedrag van het buffervolume buiten beschouwing te houden. Dit jaar wordt niet in rekening gebracht in de kostenanalyse. Op deze manier kan elk scenario dat gebruik maakt van warmtebuffering nauwkeuriger vergeleken worden met de andere scenario's.

Prijzen & emissies brandstof

- De prijzen voor de brandstof aangehaald in paragraaf 2.8.1 worden aangenomen. Voor de KU Leuven is dit 3.5 cent/kWh_{th} voor aardgas en 10.5 cent/kWh_e voor elektriciteit.
- Zoals beschreven in paragraaf 2.8.3. is verwachte prijsstijging van aardgas is 3.4 % per jaar, voor de elektriciteitsprijs is dit 0.7 % per jaar.

- De specifieke emissie per gebruikte kWh wordt aangenomen zoals besproken in paragraaf 2.8. Dit is 0.38 kg CO₂-eq/kWh_{th} voor aardgas en 0.294 kg CO₂-eq/kWh_e voor de elektriciteit afkomstig van het net. Indien men zonnepanelen gebruikt voor de elektriciteitsproductie is dit 0.0305 kg CO₂-eq/kWh_e.

Installatie en onderhoudskosten van de infrastructuur

- De investeringskosten, onderhoudskosten en levensduur van de warmtepomp en gascondensatieketel zijn in rekening gebracht zoals in paragrafen 2.4.5 en 2.6.2.
- De investeringskosten en levensduur van de warmtewisselaar, het tussencircuit en het buffervat zijn in rekening gebracht zoals beschreven in paragrafen 2.2.4, 2.3.1.2, 2.5.1.2 en 2.5.2.2.
- De subsidies van de netbeheerder Fluvius, aangehaald in paragraaf 2.8 worden mee in rekening gebracht. Andere financiële steunmaatregelen aangehaald in paragraaf 2.8 worden niet in rekening gebracht omdat niet elk riothermie-project hiervoor in aanmerking komt.
- Kosten zoals vervangingsinvesteringen, plaatsingskosten en administratiekosten zijn niet in rekening gebracht in deze thesis.

Consumptieprofiel

- Er wordt geen rekening gehouden met een mogelijke verandering in het consumptieprofiel. De aannahme wordt gemaakt dat het consumptieprofiel aangehaald in paragraaf 2.7 geldt voor komende 15 jaar.

4.2 Mono- en Multivalent systeem

4.2.1 Monovalent systeem: gascondensatieketel

Een monovalent systeem is een systeem waarin slechts één enkele installatie de warmte voorziet. In scenario 1 wordt de warmte uitsluitend voorzien door een gascondensatieketel.

4.2.2 Multivalent systeem: warmtepomp en gascondensatieketel

Een multivalent systeem betekent dat er meerdere installaties gebruikt worden om aan de warmtevraag te voldoen. In het geval van riothermie is het warmteaanbodprofiel van de warmtepomp en het financiële voordeel ervan niet constant in de tijd. In de volgende paragrafen wordt toegelicht op welke manier dit in rekening gebracht wordt.

4.2.2.1 Slimme sturing

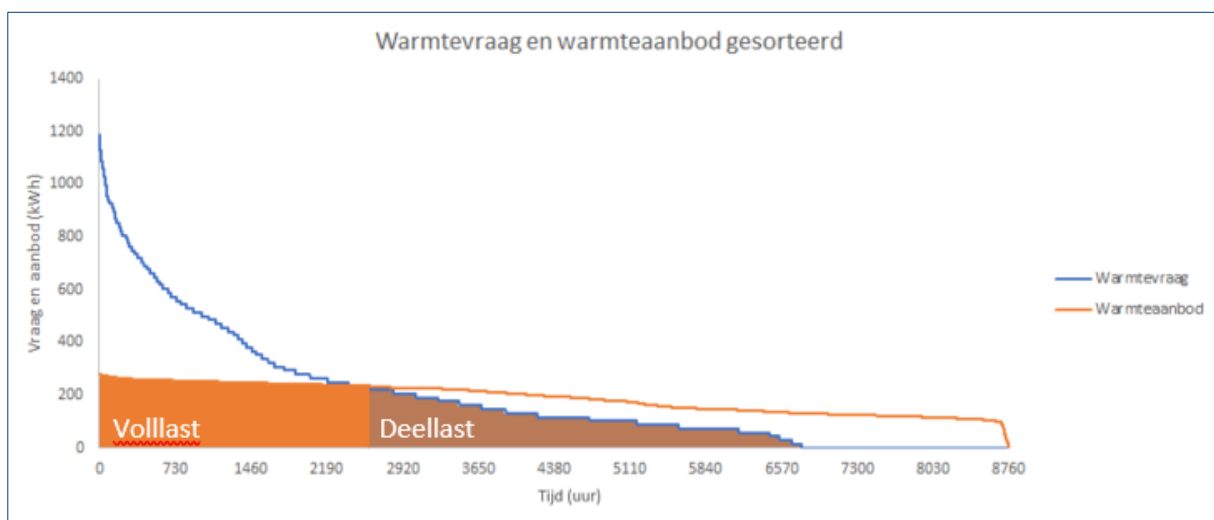
Voor de opvulling van het consumptieprofiel wordt elk uur de meest voordelige warmtevoorziening verkozen. Indien vergelijking 4 – 1 geldt, wordt de gascondensatieketel verkozen boven de warmtevoorziening met de warmtepomp en wordt er geen warmte onttrokken uit het rioolwater. De energieprijzen worden in vergelijking 4 – 1 telkens uitgedrukt in €/kWh.

$$COP_{overall} < \frac{\eta_{gas} * \text{energieprijs elektriciteit}}{\text{energieprijs gas}} \quad (4 - 1)$$

4.2.2.2 Werking Warmtepomp en modulaire instelling

De warmtepomp wordt verondersteld een flexibele warmtevoorziening te kunnen genereren. Indien de warmtevraag kleiner is dan het warmteaanbod van de warmtepomp wordt de vraag opgevuld met een warmtepomp die werkt op deellast. Door op deze wijze het warmteaanbod te koppelen aan het consumptieprofiel wordt er een warmtevoorzieningsprofiel van riothermie gegenereerd. Het warmtevoorzieningsprofiel geeft weer hoeveel kWh_{th} per uur er voorzien wordt door gebruik te maken van de modulaire warmtepomp.

Vollast en deellast worden geïllustreerd aan de hand van de monotonische curve op Figuur 4.1. Op de monotonische curve wordt het consumptieprofiel en het warmteaanbod van de warmtepomp voor één jaar gesorteerd van groot naar klein. Indien de warmtevraag en het warmteaanbod voor elk uur overeen komen zoals op Figuur 4.1 kan vollast en deellast aangeduid worden zoals weergegeven. Het warmtevoorzieningsprofiel is voor elk uur het minimum van de warmtevraag en het warmteaanbod.



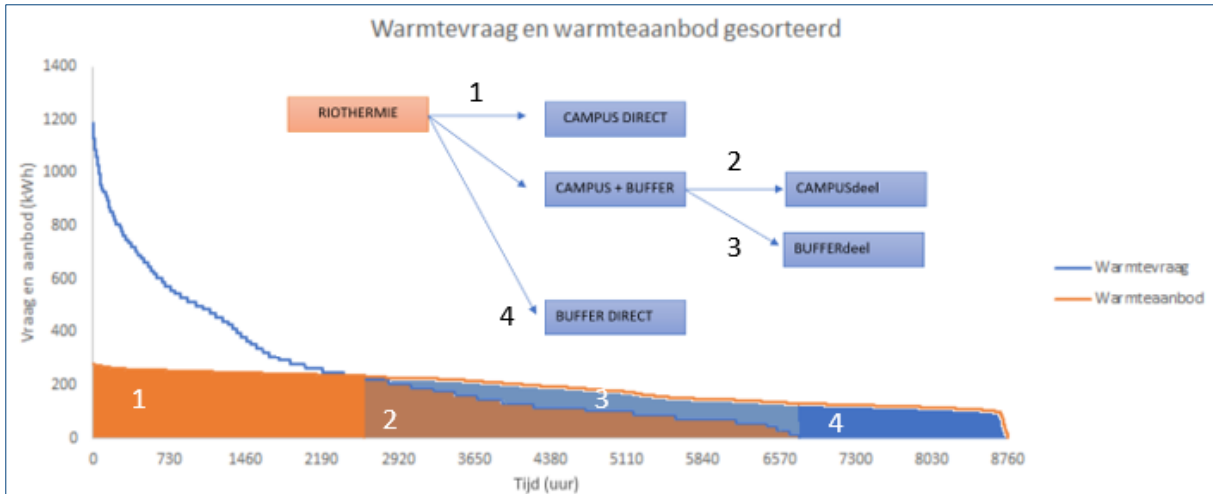
Figuur 4.1: Monotonische curves warmtevraag en warmteaanbod

4.2.3 Multivalent systeem: WP, GP en buffer

Op Figuur 4.1 is zichtbaar dat een groot deel van de potentiële warmtevoorziening van riothermie niet benut wordt. Dit is het geval in de zomermaanden wanneer het aanbod de warmtevraag overstijgt. Op dit concept wordt ingespeeld met het principe van buffering.

4.2.3.1 Werking Buffering

De warmte wordt verdeeld volgens het schema weergegeven op Figuur 4.2. Indien de warmtevraag groter is dan het warmteaanbod wordt alle warmte afkomstig van de warmtepomp aan de gebruiker geleverd (1). Indien de warmtevraag kleiner is dan het warmteaanbod wordt de warmtevraag opgevuld (2) en de resterende warmte wordt dan aan de buffer geleverd (3). Indien de vraag nul is levert de warmtepomp direct warmte aan de buffer (4).

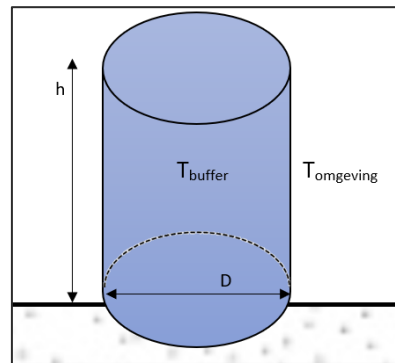


Figuur 4.2: Algoritme bufferopslag

De buffer heeft een eindige warmteopslagcapaciteit. Indien de buffer met haar volledige buffercapaciteit gevuld is, wordt er geen warmte meer geleverd aan de buffer. Indien de warmtevraag groter is dan het warmteaanbod wordt de opgeslagen energie in de buffer gebruikt om aan de warmtelevering te voldoen, totdat deze warmtevoorraad uitgeput is. De warmte die voorzien kan worden door riothermie is de warmte van de warmtepomp die direct gebruikt kan worden om te voldoen aan het consumptieprofiel samen met de warmte die onttrokken kan worden uit de buffer. De som van beiden leidt tot het warmtevoorzieningsprofiel van riothermie voor scenario 3 en scenario 4.

4.2.3.2 Dimensionering kleine buffer

De buffer heeft een opgegeven warmteopslagcapaciteit. Voor een dagelijkse buffer is dit 150 kWh_{th}. De buffer heeft een onder- en bovtemperatuur: T_{onder} en T_{boven} . 25 °C wordt aangenomen voor T_{onder} en de omgevingstemperatuur $T_{omgeving}$. T_{boven} wordt gelijk gesteld aan de opvoertemperatuur T_h .



Figuur 4.3: Kleine buffer

De warmte-opslagdensiteit van het vat wordt berekend met vergelijking 4 – 2 en wordt uitgedrukt in kWh_{th}/m³.

$$Warmteopslagdensiteit = (T_{boven} - T_{onder}) * cp * \frac{1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \frac{kJ}{kWh}} \quad (4 - 2)$$

Met de warmteopslagdensiteit wordt het buffervolume bepaald volgens vergelijking 4 – 3, het buffervolume wordt uitgedrukt in m³, warmte-opslagdensiteit wordt uitgedrukt in kWh_{th}/m³ en opslagcapaciteit in kWh_{th}.

$$\text{Buffervolume} = \text{Warmteopslagdensiteit} * \text{Opslagcapaciteit} \quad (4 - 3)$$

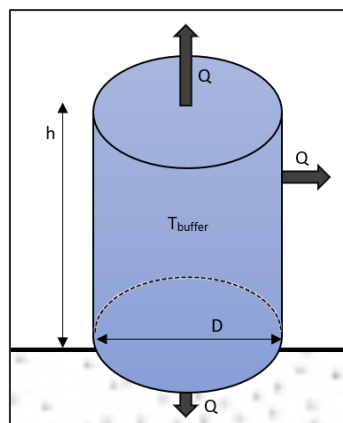
Het buffervolume wordt verrekend naar een aantal buffervaten. Als hoogte van elk cilindrisch buffervat wordt 2 m aangenomen en een diameter van 1.8 m. Het verschil tussen T_{onder} en T_{boven} is drie maal kleiner in het geval van de opvoertemperatuur van 35 °C dan in het geval van de opvoertemperatuur van 55 °C. Hierdoor is de warmte-opslagdensiteit ook drie maal kleiner voor het opvoerregime van 35 °C. Daarom wordt er in het geval van het opvoerregime van 35 °C gebruik gemaakt van drie buffervaten terwijl dezelfde warmte-opslagcapaciteit voor het opvoerregime van 55 °C slechts één buffervat oplevert.

4.2.3.3 Dimensionering seizoenbuffer

Bij de seizoenbuffer wordt verder gewerkt met het opvoerregime van 55 °C. Het buffervolume volgt uit de opgegeven warmteopslagcapaciteit en wordt berekend volgens vergelijking 4 – 2. In de thesis wordt gewerkt met een seizoenbuffer met een warmte-opslagcapaciteit van 464 MWh_{th}. Volgens vergelijking 4 – 3 komt dit overeen met een volume van 13 288 m³. De hoogte en diameter worden beiden aangenomen op 26 m. De opslagdensiteit van dit vat is 34.9 kWh_{th} /m³ bij een ondertemperatuur van 25 °C.

4.2.3.4 Warmteverliezen bij kleine buffering

Het warmteverlies van de dagelijkse buffer wordt gemodelleerd als de warmtestroom doorheen het totale oppervlakte A_{buffer} van de geïnstalleerde buffer. De temperatuur van het volledige buffervolume wordt aangenomen als de gemiddelde temperatuur van het geïnstalleerde buffervolume. Er wordt dus geen rekening gehouden met de gelaagdheid in temperatuur voor de bepaling van het warmteverlies. De bekomen temperatuur wordt benoemd als $T_{\text{gemiddeld buffer}}$. De temperatuur van de omgeving T_{omgeving} wordt aangenomen als 25 °C omdat deze typen buffervaten in een gesloten lokaal geplaatst worden. Het warmteverlies wordt schematisch weergegeven op Figuur 4.4. De isolatielaag van het oppervlak van het buffervat wordt gekenmerkt door een isolatiedikte d_{isolatie} en wordt aangenomen als 0.05 m, de specifieke warmtegeleidingscoëfficiënt k_{isolatie} van deze laag wordt aangenomen als 0.03 W/m.K zoals beschreven in paragraaf 2.5.1.1.



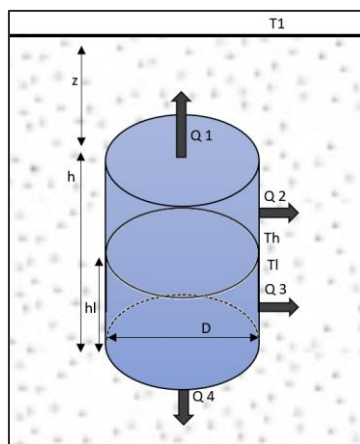
Figuur 4.4: Warmteverliezen kleine buffer

De warmteverliezen voor het kleine buffervat worden berekend met vergelijking 4 – 4. Hierbij wordt enkel warmteverlies door middel van conductie doorheen de isolatielaag aangenomen.

$$Q = A_{buffer} * (T_{gemiddeld\ buffer} - T_{omgeving}) * \frac{k_{isolatie}}{d_{isolatie}} \quad (4 - 4)$$

4.2.3.5 Warmteverliezen seizoenbuffer

Het buffervat heeft de dimensies zoals beschreven in paragraaf 4.2.3.3. Er wordt aangenomen dat het buffervat zich bevindt op een diepte z gelijk aan 5 m. Uit de hoeveelheid opgeslagen warmte kan een theoretische hoogte hl worden afgeleid. De boventemperatuur van 55 °C en de ondertemperatuur van 25 °C worden hiervoor gebruikt. hl stelt een theoretische hoogte in het buffervat voor waarop het grensvlak ligt tussen de boven- en ondertemperatuur, vanwege de thermische geleidbaarheid. hl wordt aangeduid op Figuur 4.5.



Figuur 4.5: Warmteverliezen seizoenbuffer

Door hl voor elk uur te bepalen zijn er vier verschillende warmtestromen te onderscheiden die aangeduid worden op Figuur 4.5. Deze zijn:

- Q_1 De warmtestroom van het bovenste oppervlak van het buffervat, met een temperatuur die steeds gelijk is aan 55 °C.
- Q_2 De warmtestroom van het bovenste deel van de mantel waarbij een temperatuur van 55 °C aangenomen wordt.
- Q_3 De warmtestroom van het onderste deel van de mantel waarbij een temperatuur van 25 °C aangenomen wordt.
- Q_4 De warmtestroom van het onderste oppervlak van het buffervat, met een temperatuur die steeds gelijk is aan 25 °C.

De verschillende warmtestromen worden aangenomen van het oppervlak van het buffervat naar het grondoppervlak waar de omgevingstemperatuur T_1 heerst. T_1 wordt aangenomen als de gemiddelde grondtemperatuur van 12 °C zoals beschreven in paragraaf 2.5.2.1. Oppervlak A_i is het oppervlak van het buffervat waardoor de warmtestroom Q_i vloeit, A_i wordt uitgedrukt in m². Voor Q_i wordt de gemiddelde afstand van oppervlak A_i tot het grondvlak benoemd als l_i , deze wordt uitgedrukt in m. l_i is de dikte van de isolatielaag waardoor de warmtestroom Q_i plaatsvindt. T_i is de temperatuur van oppervlak A_i : 55 °C voor Q_1 en Q_2 en 25 °C voor Q_3 en Q_4 . De warmtegeleidingscoëfficiënt van de grond k_{grond} wordt aangenomen als 0.9 W/m.K

zoals beschreven in paragraaf 2.5.2.1. Het warmteverlies wordt berekend voor de vier verschillende oppervlakken volgens vergelijking 4 – 5.

$$Q_i = \frac{(T_{\text{oppervlak } i} - T_1) * k_{\text{grond}} * A_i}{l_i} \quad (4 - 5)$$

Het totale warmteverlies van het buffervat Q_{verlies} is de totale warmtestroom en wordt bepaald met vergelijking 4 – 6. Het totale warmteverlies wordt hierdoor benaderd door enkel de warmtegeleiding d.m.v. conductie doorheen de grond in rekening te brengen.

$$Q_{\text{verlies}} = \sum Q_i \quad (4 - 6)$$

4.3 Bepaling LCOE

In deze paragraaf wordt uitgelegd hoe de kostallocatie gebeurt. Berekeningen leiden voor elk scenario naar een gemiddelde LCOE-waarde voor de komende 15 jaar waarop dat scenario geëvalueerd wordt. LCOE (levelized cost of energy) is de prijs die men betaalt per energie-eenheid en wordt in deze thesis op jaarbasis berekend. Inbegrepen in de LCOE is de kostprijs, onderhoudskost, verbruikskost en subsidies. LCOE wordt berekend als volgt. De eenheid in vergelijking 4 – 7 is telkens €/kWh_{th}.

$$LCOE = LCOE_w + LCOE_i \quad (4 - 7)$$

In de volgende paragrafen wordt aangehaald hoe LCOE_w en LCOE_i worden afgeleid.

4.3.1 LCOE_w

LCOE_w omvat de prijs per energie-eenheid die betaald wordt voor de warmtevoorziening en haar apparatuur. Deze bestaat uit een investeringskost, onderhoudskost en verbruikskost voor de gascondensatieketel en de warmtepomp.

De aankoop van een bepaalde machine, gasboiler of warmtepomp brengt een investeringskost met zich mee. Deze kost heet CAPEX (capital expenditures) en wordt uitgedrukt in euro. De Jaarlijkse afschrijving van de infrastructuur wordt berekend volgens een lineair afschrijvingsritme dat wordt beschreven volgens vergelijking 4 – 8. Hierin wordt levensduur uitgedrukt in aantal jaar.

$$\text{Jaarlijkse afschrijving} = \frac{CAPEX}{\text{Levensduur}} \quad (4 - 8)$$

Bij elke machine hoort een vaste Jaarlijkse onderhoudskost, samen met de Jaarlijkse verbruikskost is dit OPEX (operationele kost) die uitgedrukt wordt in €/jaar.

$$OPEX = \text{Jaarlijkse verbruikskost} + \text{Jaarlijkse onderhoudskost} \quad (4 - 9)$$

Totale jaarkost is gelijk aan de som van OPEX en Jaarlijkse afschrijving van de installatie zoals beschreven in vergelijking 4 – 10 waarin elke term de eenheid €/jaar heeft.

$$\text{Totale jaarkost} = \text{Jaarlijkse afschrijving} + OPEX \quad (4 - 10)$$

Met Totale jaarkost wordt LCOE_w bepaald met vergelijking 4 – 11. Jaarlijkse warmtelevering wordt uitgedrukt in kWh_{th}/jaar en is de totale jaarlijkse warmtevraag van Kandidatuur Natuurkunde.

$$LCOE_w = \frac{\text{Totale jaarkost}}{\text{Jaarlijkse warmtelevering}} \quad (4 - 11)$$

4.3.2 LCOE_i

De kost van de infrastructuur wordt in rekening gebracht in de term LCOE_i in de berekening van de LCOE. Dit zijn de investeringskosten van de warmtewisselaar, het tussencircuit en de buffer. Naar analogie met LCOE_w wordt de Jaarlijkse afschrijving infrastructuur bepaald gebruikmakend van de CAPEX en Levensduur voor elk onderdeel van de infrastructuur. Deze wordt bepaald volgens vergelijking 4 – 12. Jaarlijkse afschrijving infrastructuur wordt uitgedrukt in €/jaar terwijl Levensduur uitgedrukt wordt in jaar.

$$\text{Jaarlijkse afschrijving infrastructuur} = \frac{\text{CAPEX}}{\text{Levensduur}} \quad (4 - 12)$$

De LCOE_i wordt berekend aan de hand van vergelijking 4 – 13.

$$LCOE_i = \frac{\text{Jaarlijkse afschrijving infrastructuur}}{\text{Jaarlijkse warmtelevering}} \quad (4 - 13)$$

4.3.3 Benadering investeringskosten

4.3.3.1 CAPEX gascondensatieketel

De investeringskost van de gascondensatieketel wordt bepaald door het maximaal geleverde vermogen dat deze levert in de periode van 15 jaar. Door van het consumptieprofiel het warmteleveringsprofiel van riothermie (zie paragraaf 4.2.2.2 en 4.2.3.1) af te trekken wordt een restvraagprofiel bekomen. Dit is het warmtevraagprofiel dat de gascondensatieketel voorziet. Het maximum vermogen van het restvraagprofiel bepaalt het maximale vermogen van de gascondensatieketel. In het monovalent scenario met enkel de gascondensatieketel is dit het maximum van het consumptieprofiel.

De kostprijs van de gasboiler wordt benaderd aan de hand van Tabel 2.5 in paragraaf 2.6.2 van de literatuurstudie. Volgens het principe van inter- en extrapolatie is vergelijking 4 – 13 opgesteld. Hieruit wordt de CAPEX van de gascondensatieketel bepaald in functie van het maximaal vermogen ervan. De CAPEX wordt uitgedrukt in euro en het vermogen in kW_{th}.

$$\text{CAPEX gascondensatieketel} = 60 * \text{vermogen} + 2209 \quad (4 - 14)$$

4.3.3.2 CAPEX warmtepomp

De kostprijs van de warmtepomp wordt benaderd aan de hand van de gegevens in Tabel 2.4 in paragraaf 2.4.5. Volgens het principe van inter- en extrapolatie levert de kostprijs van de warmtepomp beschreven in vergelijking 4 – 15. Kostprijs warmtepomp wordt uitgedrukt in euro en het vermogen in kW_{th}.

$$\text{Kostprijs warmtepomp} = 403 * \text{vermogen} + 9874 \quad (4 - 15)$$

Het nominaal vermogen wordt bepaald door het maximum vermogen van het warmtevoorzieningsprofiel in de periode van 15 jaar. De subsidies van de netbeheerder worden mee in rekening gebracht bij de berekening van de CAPEX van de warmtepomp. Deze kost wordt bepaald volgens vergelijking 4 – 16. Elke term wordt uitgedrukt in euro.

$$CAPEX \text{ warmtepomp} = \text{Kostprijs warmtepomp} - \text{subsidies} \quad (4 - 16)$$

4.3.4 Benadering onderhoudskost

4.3.4.1 Onderhoud gascondensatieketel

De onderhoudskosten per jaar van de gasboiler worden benaderd aan de hand van de gegevens in Tabel 2.5. Met het verband tussen het vermogen van de gascondensatieketel en de onderhoudskost wordt de onderhoudskost benaderd met vergelijking 4 – 17. Jaarlijkse onderhoudskost gascondensatieketel wordt uitgedrukt in €/jaar terwijl vermogen wordt uitgedrukt in kW_{th}.

$$\text{Jaarlijkse onderhoudskost gascondensatieketel} = 0.302 * \text{vermogen} + 131 \quad (4 - 17)$$

4.3.4.2 Onderhoud warmtepomp

De onderhoudskosten per jaar van de warmtepomp worden benaderd aan de hand van de gegevens in Tabel 2.5. Jaarlijkse onderhoudskost van de warmtepomp wordt benaderd met vergelijking 4 – 18. Onderhoudskost wordt uitgedrukt in €/jaar terwijl vermogen wordt uitgedrukt in kW_{th}. Het logaritmisches verband in deze formule geeft een betere benadering en is daarom verkozen boven het lineair verband zoals in de voorafgaande formules.

$$\text{Jaarlijkse onderhoudskost warmtepomp} = 265 * \ln(\text{vermogen}) - 403 \quad (4 - 18)$$

4.3.5 Benadering verbruikskosten

4.3.5.1 Verbruikskosten gasboiler

Het verbruik en de kost van aardgas wordt met vergelijkingen 4 – 19 en 4 – 20 berekend en wordt op jaarbasis uitgerekend. Restvraag is de totale warmtevraag per jaar dat niet wordt opgevuld door het warmtevoorzieningsprofiel van riothermie. Jaarlijks aardgas verbruikt en Restvraag worden uitgedrukt in kWh_{th}/jaar, gasprijs in €/kWh_{th} en Jaarlijkse verbruikskost aardgas in €/jaar.

$$\text{Jaarlijkse verbruikskost} = \frac{\text{Restvraag}}{\eta_{\text{gas}}} \quad (4 - 19)$$

$$\text{Jaarlijkse verbruikskost aardgas} = \text{Jaarlijks aardgas verbruikt} * \text{Gasprijs} \quad (4 - 20)$$

4.3.5.2 Verbruikskosten warmtepomp (inclusief circulatiepomp tussencircuit)

Het elektrisch verbruik wordt op uurbasis berekend met vergelijking 4 – 21 indien de warmtepomp op vollast werkt. Elke term hierin wordt uitgedrukt in kWh_e/h.

Elektrisch verbruik

$$\text{Verbruik vollast} = \text{Verbruik circulatiepomp} + \text{Verbruik warmtepomp} \quad (4 - 21)$$

Wanneer de warmtepomp werkt op deellast wordt het verbruik per uur berekend met vergelijking 4 – 22. Verbruik wordt uitgedrukt in kWh_e terwijl elk vermogen uitgedrukt wordt in kW_e.

$$\text{Verbruik deellast} = \frac{\text{Vermogen deellast}}{\text{Vermogen vollast}} * \text{Verbruik vollast} \quad (4 - 22)$$

Jaarlijks elektrisch verbruik wordt berekend met de vergelijking 4 – 23 en wordt uitgedrukt in kWh_e/jaar. Dit is de som van het elektrisch verbruik voor elk uur van het jaar.

$$\text{Jaarlijks elektrisch verbruik} = \sum_{t=1}^{t=8760} \text{Verbruik deellast} + \sum_{t=1}^{t=8760} \text{Verbruik vollast} \quad (4 - 23)$$

Indien de warmtepomp werkt op vollast is Verbruik deellast nul en visa versa.

Verbruikskost

De kost voor het elektrisch verbruik wordt berekend met behulp van vergelijking 4 – 24. De energieprijsevolutie wordt in rekening gebracht voor de bepaling van de elektriciteitsprijs. Verbruikskost wordt uitgedrukt in €/jaar, Jaarlijks Elektrisch verbruik in kWh_e/jaar terwijl Elektriciteitsprijs uitgedrukt wordt in €/kWh_e.

$$\text{Jaarlijkse verbruikskost warmtepomp} = \text{Jaarlijks elektrisch verbruik} * \text{Electriciteitsprijs} \quad (4 - 24)$$

4.3.6 Benadering kost riothermie Infrastructuur

4.3.6.1 Kost warmtewisselaar

2258 euro/m² wordt als kost voor oppervlakte *A* van de warmtewisselaar, zoals beschreven in paragraaf 2.2.4. Volgens vergelijking 4 – 25 wordt de kost van de warmtewisselaar bepaald. *A* wordt uitgedrukt in m².

$$\text{Kost warmtewisselaar} = 2258 \left(\frac{\text{euro}}{\text{m}^2} \right) * A \quad (4 - 25)$$

4.3.6.2 Kost tussencircuit

De kost voor het tussencircuit wordt bepaald met vergelijking 4 – 26. Lengte wordt uitgedrukt in m.

$$\text{Kost tussencircuit} = 1000 \left(\frac{\text{euro}}{\text{m}} \right) * \text{Lengte} \quad (4 - 26)$$

4.3.6.3 Kost seizoen buffer

De investeringskosten van het groot buffervat worden benaderd met vergelijking 4 – 27 en wordt uitgedrukt in euro terwijl Specifieke kost buffer uitgedrukt is in €/m³ en Volume buffervat uitgedrukt wordt in m³.

$$\text{Kost seizoensbuffer} = \text{Specifieke kost buffer} * \text{Volume buffervat} \quad (4 - 27)$$

Hierbij wordt de kost per volume eenheid van de buffer berekend volgens vergelijking 4 – 27.

$$\text{Specifieke kost seizoensbuffer} = -116.6 * \ln(\text{volume buffervat}) + 1168.1 \quad (4 - 28)$$

Vergelijking 4 – 28 is opgesteld met de gegevens uit Figuur 2.20 vermeld in de literatuurstudie. De minimum kost per m³ is 100 euro.

4.3.6.4 Kost kleine buffer

De investeringskosten van het klein buffervat worden berekend aan de hand van vergelijking 4 – 29 en worden ook uitgedrukt in euro terwijl het volume uitgedrukt wordt in m³.

$$Kost\ kleine\ buffer = 1200 \left(\frac{euro}{m^3} \right) * Volume \quad (4 - 29)$$

4.4 Benadering emissies

De jaarlijkse emissies worden bepaald aan de hand van het verbruik van elke brandstof en hun specifieke uitstoot in vergelijking 4 – 23. De specifieke uitstoot per kWh besproken in 2.8.3 wordt hier toegepast. Verbruik wordt uitgedrukt in kWh/jaar, Specifieke uitstoot wordt uitgedrukt in kg CO₂-eq/kWh. Jaarlijkse emissies energiebron worden uitgedrukt in kg CO₂-eq/jaar.

$$Jaarlijkse\ emissies\ energiebron = Verbruik * Specifieke\ uitstoot \quad (4 - 30)$$

Vergelijking 4 – 30 wordt uitgevoerd voor de berekening van Jaarlijkse emissies gascondensatieketel en Jaarlijkse emissies warmtepomp. De som van beiden geeft de Jaarlijkse emissies weer. Er wordt in hoofdstuk 6 een onderscheid gemaakt tussen elektriciteit afkomstig van het net en elektriciteit afkomstig van zonnepanelen. Hiermee wil de thesis meer inzicht meegeven in het effect van de oorsprong van de energie.

5 METHODIEK: SYSTEEMEIGENSCHAPPEN

Dit deel van de methodiek beschrijft hoe de systeemeigenschappen voor elk scenario bepaald worden die leiden tot de resultaten in hoofdstuk 6. De LCOE die volgt uit de koppeling tussen het warmteaanbodprofiel en het consumptieprofiel werkt als een emergent systeem. Dit wil zeggen dat alle parameters invloed hebben op elkaar en niet individueel behandeld kunnen worden. Parameters hierbij zijn de systeemeigenschappen. Hierdoor is een strategische methode nodig om systeemeigenschappen te bepalen waarbij er zich een laag mogelijke LCOE voordoet.

5.1 Systeemeigenschappen van scenario 2

Scenario 2 is het scenario waarbij de warmtevoorziening bestaat uit een gascondensatieketel in combinatie met een warmtepomp. De verschillende systeemeigenschappen worden gevarieerd. De LCOE-waarden van alle gevormde combinaties worden vergeleken. De combinatie van systeemeigenschappen die de laagste LCOE oplevert, wordt gebruikt in paragraaf 6.2.

5.2 Systeemeigenschappen van scenario 3

Scenario 3 is het scenario waarbij de warmtevoorziening bestaat uit een gascondensatieketel in combinatie met een warmtepomp en een kleine buffer. De buffercapaciteit wordt gevarieerd met de gebruikte systeemeigenschappen die bepaald worden in paragraaf 5.1. Het buffervolume dat de laagste LCOE met zich meebrengt, wordt verkozen als buffervolume binnen dit scenario. Voor beide opvoerregimes is dit de laagste variatiestap: 150 kWh_{th}. Hierna worden de systeemeigenschappen opnieuw gevarieerd in combinatie met het verkozen buffervolume. De combinatie van systeemeigenschappen die de laagste LCOE oplevert, wordt gebruikt in paragraaf 6.3.

5.3 Systeemeigenschappen van scenario 4

In het scenario met de seizoenbuffer wordt in de eerste plaats een minimale LCOE bereikt bij een klein buffervolume. Dit buffervolume is gelijkaardig aan dat van scenario 3. Indien dit buffervolume ingesteld wordt, opereert de seizoenbuffer niet als seizoenbuffer maar als kleine buffer. Dit betekent dat de buffer jaarlijks tientallen malen haar warmte-opslagcapaciteit opvult en weer afgeeft. Voor het principe van seizoenbuffer wordt jaarlijks ongeveer één maal de buffercapaciteit opgevuld en weer afgegeven.

Om resultaten weer te geven van een seizoenbuffer wordt gekozen om het buffervolume van de seizoenbuffer gelijk te stellen aan 464 MWh_{th}. Vervolgens worden bij dit buffervolume de systeemeigenschappen gevarieerd analoog aan paragraaf 5.1. Hieruit volgt de combinatie van systeemeigenschappen met een zo laag mogelijke LCOE. Deze wordt besproken in paragraaf 6.4.

Seizoenbuffering is financieel niet rendabel omdat de energieopslagkost per kWh_{th} hoger is dan de kost om één kWh_{th} te produceren met het referentiescenario, binnen de

veronderstellingen van deze thesis. De opslagkost is de kost die toegeschreven wordt per hoeveelheid warmte afgegeven door de buffer, deze kost bevat alleen de investeringskost van de buffer die afgeschreven wordt op haar levensduur. De opslagkost wordt berekend volgens vergelijking 5 – 1 en wordt uitgedrukt in €/kWh_{th}. De investeringskost van de buffer in euro en het jaarlijks warmteaanbod buffer in kWh_{th}/jaar.

$$\text{Opslagkost} = \frac{\text{Investeringskost buffer}}{\text{Jaarlijks warmteaanbod buffer} * \text{Levensduur buffer}} \quad (5 - 1)$$

Als voorbeeld wordt deze berekening uitgevoerd voor het opvoerregime van 55 °C en de buffercapaciteit van 464 MWh_{th}. Hieruit volgt een buffervolume van 14 098 m³ en een investeringskost van 1 409 839 euro voor het buffervat. Zoals beschreven in paragraaf 6.4.1.2 wordt er jaarlijks gemiddeld 570 MWh_{th} onttrokken uit dit buffervat bij de beschreven omstandigheden. Gebruikmakend van vergelijking 5 – 1 volgt er een opslagkost van 0.0498 €/kWh_{th}. Deze is als de LCOE van scenario 1. Voor hetzelfde buffervolume en een opvoerregime van 35 °C is deze stockagekost drie maal hoger als deze van het opvoerregime van 55 °C.

6 RESULTATEN

In dit hoofdstuk worden de resultaten weergegeven van elk scenario. De waarden onder warmteaanbod zijn de gemiddelde waarden berekend over een periode van 15 jaar, hetzelfde geldt voor de emissie en de LCOE.

6.1 Scenario 1: Monovalente installatie gascondensatieketel

6.1.1 Gascondensatieketel

De warmtevoorziening met enkel de gascondensatieketel wordt gebruikt als referentiescenario.

6.1.1.1 Infrastructuur

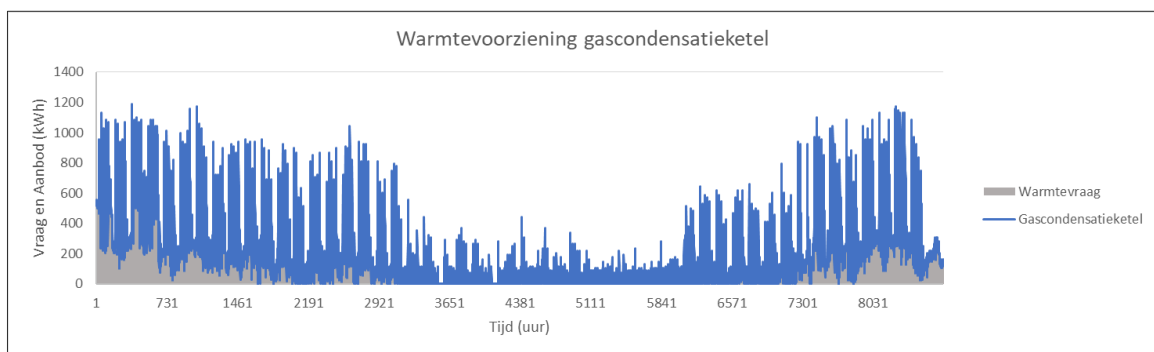
Tabel 6.1: Infrastructuur scenario 1

Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€/jaar)	Levensduur (jaar)
Gascondensatieketel (1190 kW _{th})	73 395	491	15

6.1.1.2 Warmtevoorziening

Tabel 6.2: Warmtevoorziening scenario 1

Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th} /jaar)
Gascondensatieketel (1190 kW _{th})	1 716



Figuur 6.1: Jaarprofiel warmtevoorziening monovalente installatie gascondensatieketel

6.1.1.3 Emissies

Tabel 6.4: Emissies scenario 1

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq)
Gascondensatieketel (1190 kW _{th})	633

6.1.1.4 Levelized cost of energy

Tabel 6.5: Levelized cost of energy scenario 1

Warmtebron	LCOE (€/kWh _{th})
Gascondensatieketel (1 190 kW _{th})	0.0403

6.2 Scenario 2: Multivalent WP + GB

6.2.1 Multivalent systeem, 35 °C opvoerregime zonder buffer

In dit onderdeel van de resultaten heeft de warmtepomp een opvoerregime van 35 °C. De warmtewisselaar heeft een oppervlakte van 70 m². De ondertemperatuur van het tussencircuit is 4 °C en het debiet in dit circuit is 6 l/s. De gemiddelde koeling van de riool is 1.9 °C en de maximale koeling van het rioolwater is 2.84 °C .

6.2.1.1 Infrastructuur

Tabel 6.3: Infrastructuur scenario 2, opvoerregime 35 °C

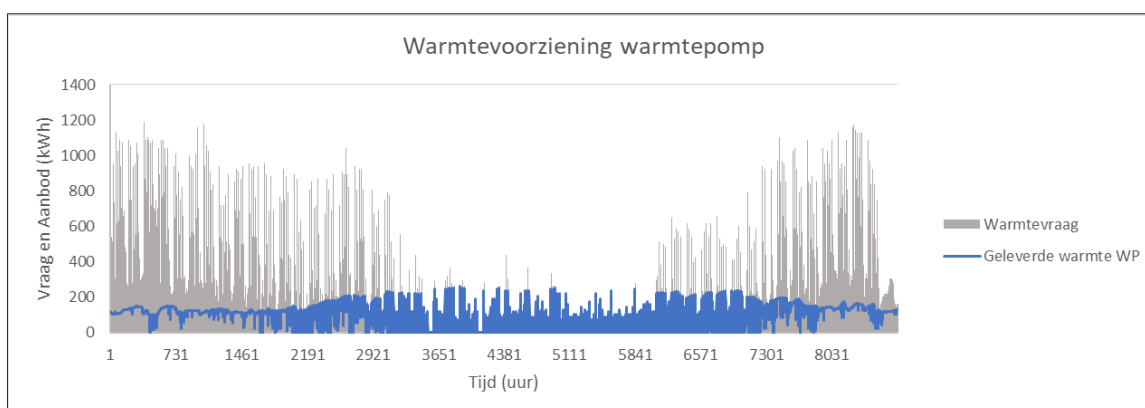
Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€/jaar)	Levensduur (jaar)
Warmtepomp (279 kW _{th})	87 964	1 093	20
Gascondensatieketel (1 084 kW _{th})	67 033	459	15
Tussencircuit (60 m)	60 000	-	30
Warmtewisselaar (70 m ²)	158 064	-	20

6.2.1.2 Warmtevoorziening

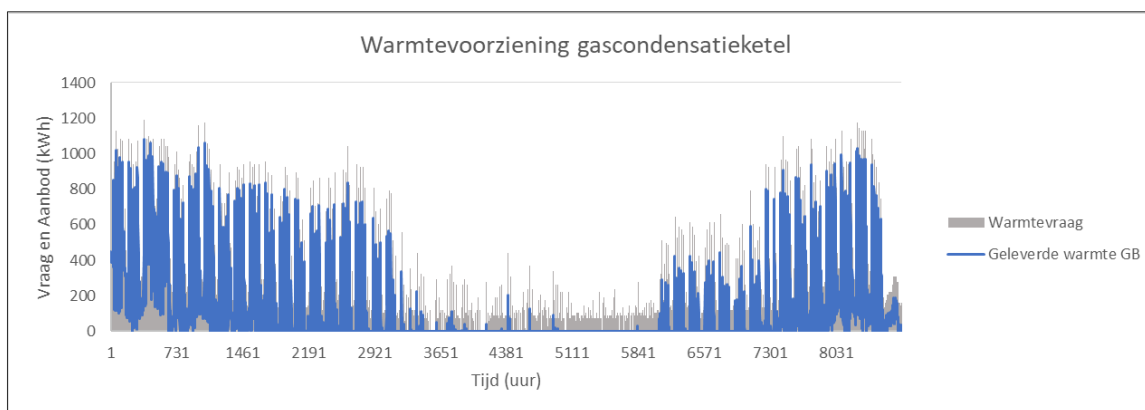
Tabel 6.4: Warmtevoorziening scenario 2, opvoerregime 35 °C

Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th} /jaar)	Aandeel warmtevraag (%)
Warmtepomp (279 kW _{th})	821	48
Gascondensatieketel (1 084 kW _{th})	895	52

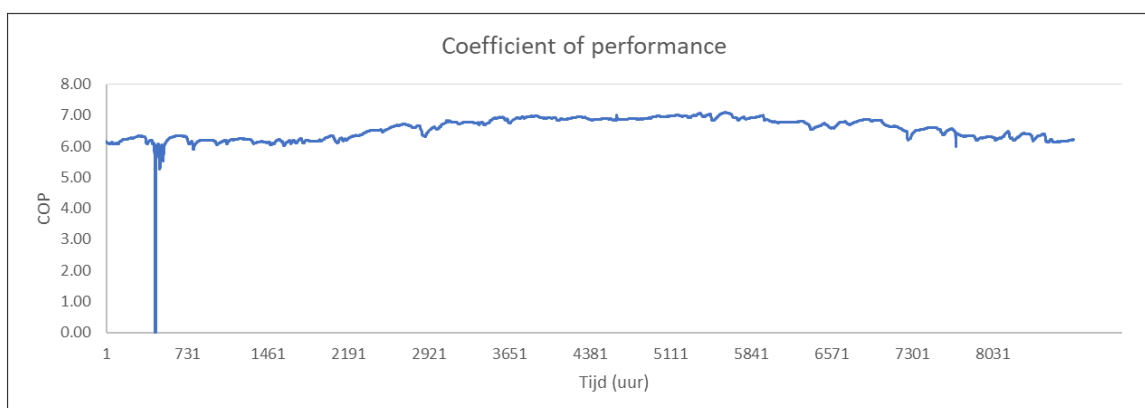
De warmtepomp levert 525 MWh_{th}/jaar op vollast en 296 MWh_{th}/jaar deellast. Samen vult dit 48 % van de vraag. De gemiddelde COP is 6.56. Figuur 6.2, Figuur 6.3 en Figuur 6.4 tonen de karakteristieken van jaar 1 van deze resultaten.



Figuur 6.2: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 2, opvoerregime 35 °C



Figuur 6.3: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 2, opvoerregime 35 °C



Figuur 6.4: COP scenario 2, opvoerregime 35 °C

6.2.1.3 Emissies

In dit scenario kan men de emissies reduceren met 42 tot 47 % ten opzichte van het referentiescenario.

Tabel 6.5: Emissies scenario 2, opvoerregime 35 °C

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq)
Warmtepomp	37 (Net) - 4 (Pv)
Gascondensatie ketel	330
Totaal systeem	367 (Net) – 334 (Pv)

6.2.1.4 Levelized cost of energy

De kost per kWh_{th} is lager in dit scenario dan in het referentiescenario.

Tabel 6.6: Levelized cost of energy scenario 2, opvoerregime 35 °C

Scenario	LCOE (€/kWh _{th})
Referentie GB	0.0403
Multivalent WP 35 °C + GB	0.0394

Tabel 6.7: LCOEw en LCOEi scenario 2, opvoerregime 35 °C

	LCOE (€/kWh _{th})
LCOEw	0.0337
LCOEi	0.0057

6.2.2 Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime zonder buffer

In dit onderdeel van de resultaten heeft de warmtepomp een opvoerregime van 55 °C. De warmtewisselaar heeft een oppervlakte van 60 m². De ondertemperatuur van het tussencircuit is 4 °C en het debiet in dit circuit is 4 l/s. De gemiddelde koeling van de riool is 1.52 °C en de maximale koeling van het rioolwater is 2.27 °C .

6.2.2.1 Infrastructuur

Tabel 6.8: Infrastructuur scenario 2, opvoerregime 55 °C

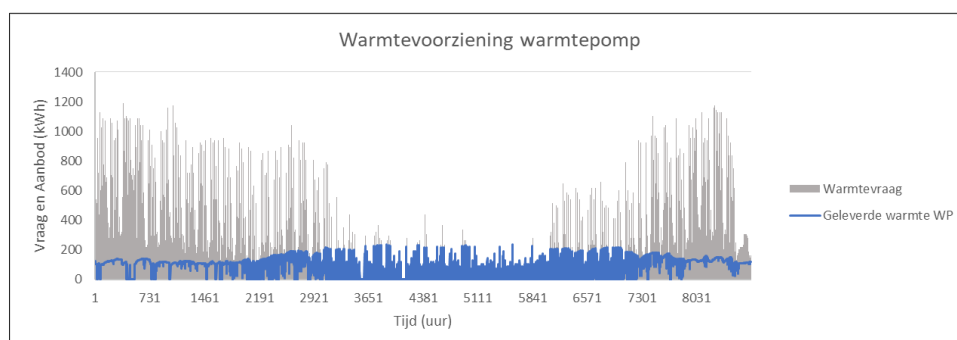
Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€/jaar)	Levensduur (jaar)
Warmtepomp (222 kW _{th})	64 826	1 032	15
Gascondensatie ketel (1 190 kW _{th})	73 395	491	15
Warmtenet (60 m)	60 000	-	30
Warmtewisselaar (60 m ²)	135 483	-	20

6.2.2.2 Warmtevoorziening

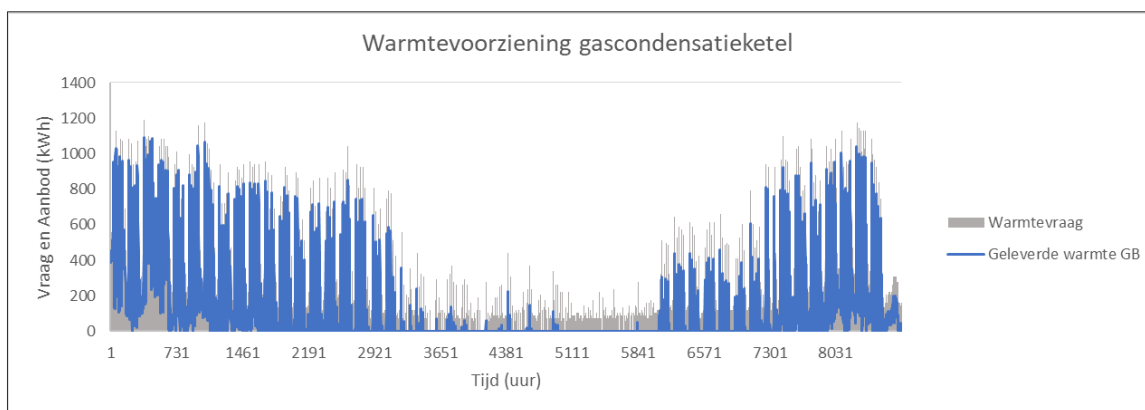
Tabel 6.9: Warmtevoorziening scenario 2, opvoerregime 55 °C

Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th} /jaar)	Aandeel warmtevraag (%)
Warmtepomp (222 kW _{th})	782	46
Gascondensatie ketel (1 190 kW _{th})	934	54

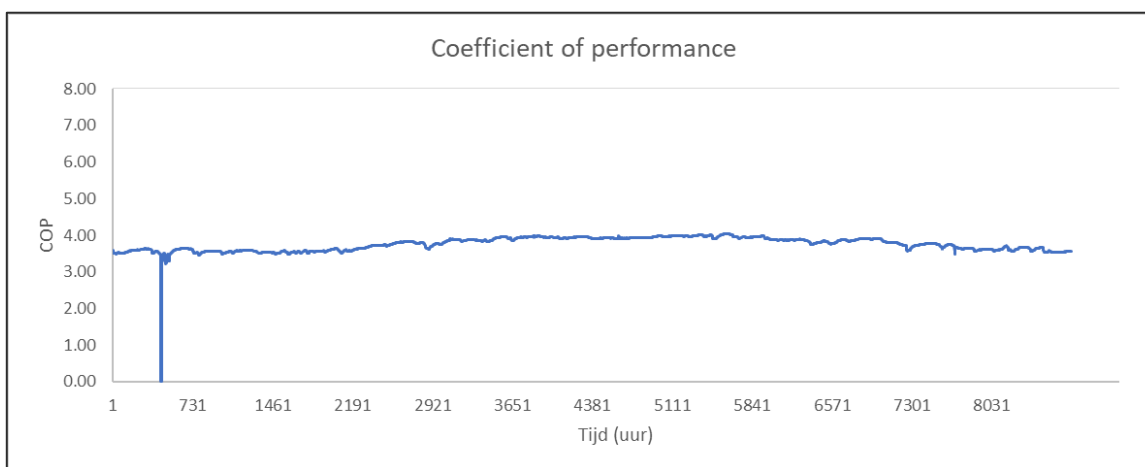
De warmtepomp levert 486 MWh_{th}/jaar op vollast en 296 MWh_{th}/jaar deellast, samen vult dit 46 % van de vraag. De gemiddelde COP is 3.75. Figuur 6.5, Figuur 6.6 en Figuur 6.7 tonen de karakteristieken van jaar 1 van deze resultaten.



Figuur 6.5: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 2, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.6: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 2, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.7: COP scenario 2, opvoerregime 55 °C

6.2.2.3 Emissies

In dit scenario kan men de emissies reduceren met 36 % tot 45 % in vergelijking met het referentiescenario.

Tabel 6.10: Emissies scenario 2, opvoerregime 55 °C

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq)
Warmtepomp	62 (Net) - 7 (PV)
Gascondensatie ketel	345
Totaal systeem	407 (Net) - 351 (PV)

6.2.2.4 Levelized cost of energy

Tabel 6.11: Levelized cost of energy scenario 2, opvoerregime 55 °C

Scenario	LCOE (€/kWh _{th})
Referentie GB	0.0403
Multivalent WP 55 °C + GB	0.0443

Tabel 6.12: LCOEw en LCOEi scenario 2, opvoerregime 55 °C

	LCOE (€/kWh _{th})
LCOEw	0.0391
LCOEi	0.0052

6.3 Scenario 3: Multivalent WP + GB + klein buffervat

6.3.1 Multivalent systeem 35 °C opvoerregime

In dit onderdeel van de resultaten heeft de warmtepomp een opvoerregime van 35 °C. De warmtewisselaar heeft een oppervlakte van 70 m². De ondertemperatuur van het tussencircuit is 4 °C en het debiet in dit circuit is 6 l/s. Een buffercapaciteit van 150 kWh wordt gebruikt.

6.3.1.1 Infrastructuur

Tabel 6.13: Infrastructuur scenario 3, opvoerregime, 35 °C

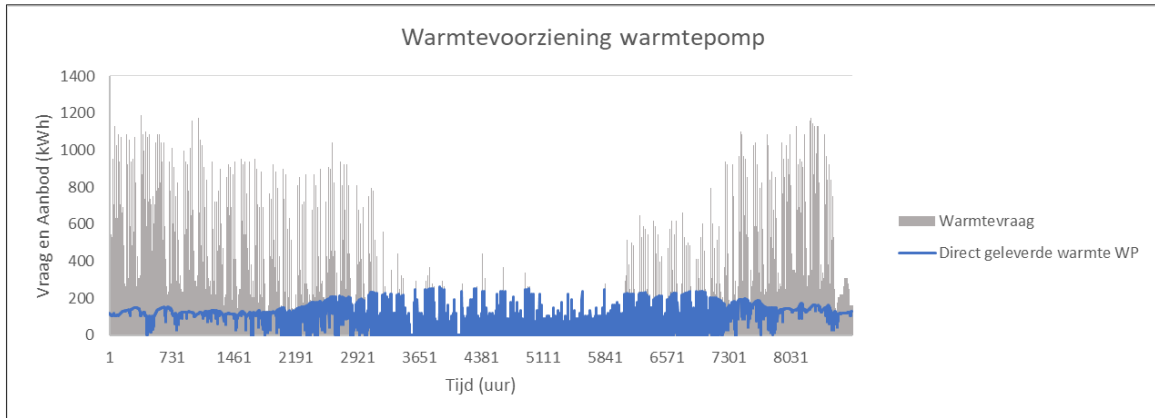
Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€/jaar)	Levensduur (jaar)
Warmtepomp (279 kW _{th})	87 964	1 093	20
Gascondensatie ketel (1 084 kW _{th})	67 033	459	15
Warmtenet (60 m)	60 000	-	30
Warmtewisselaar (70 m ²)	158 064	-	20
Buffer (150 kWh _{th})	18 322	-	30

6.3.1.2 Warmtevoorziening

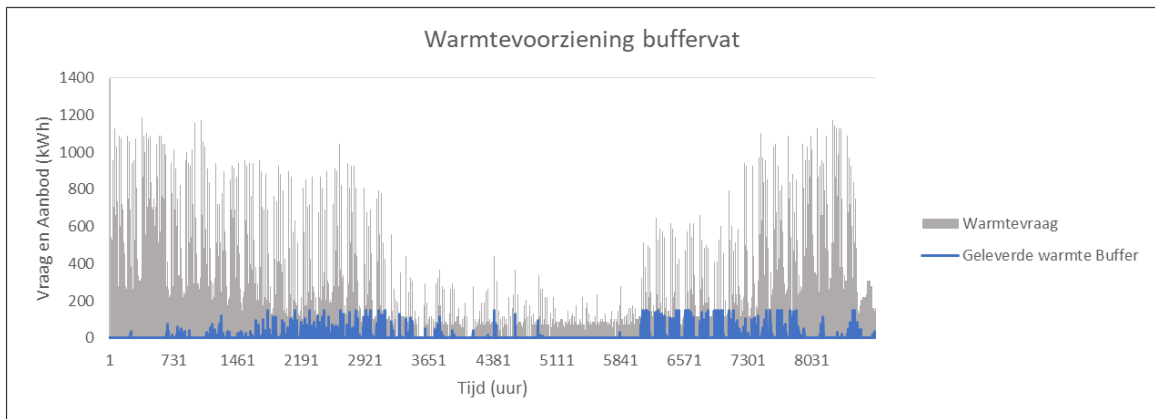
De warmtepomp voorziet 845 MWh_{th}/jaar aan warmte. Hiervan wordt 23 MWh_{th}/jaar opgeslagen in het buffervat en 821 MWh_{th}/jaar rechtstreeks gebruikt. Het buffervat verliest 0.41 MWh_{th}/jaar. Dit is 2 % van de warmte geleverd door het buffervat. Figuur 6.8, Figuur 6.9, Figuur 6.10 en Figuur 6.11 geven de karakteristieken weer van jaar 1 voor dit scenario.

Tabel 6.14: Warmtevoorziening scenario 3, opvoerregime 35 °C

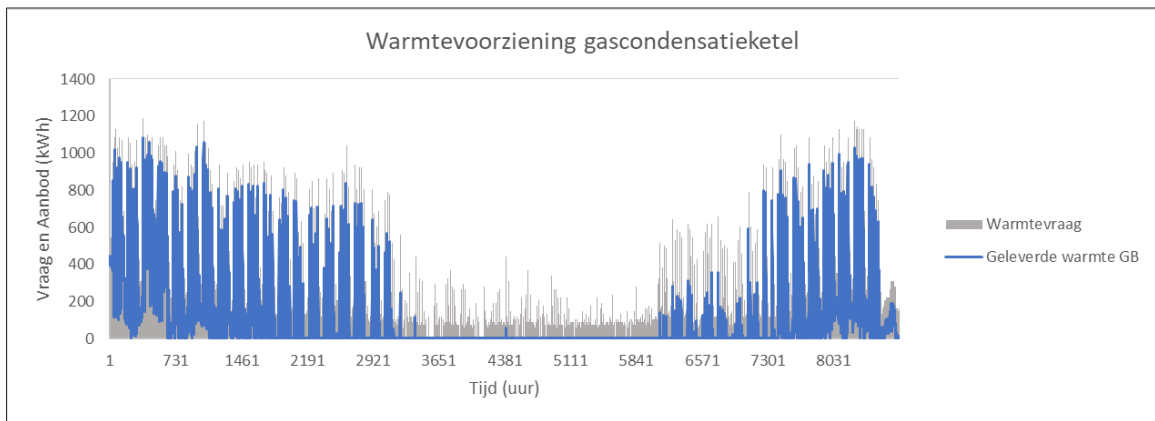
Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th})	Aandeel warmtevraag (%)
Warmtepomp (279 kW _{th})	821	48
Buffervat (150 kWh _{th})	23	1
Gascondensatie ketel (1 084 kW _{th})	872	51



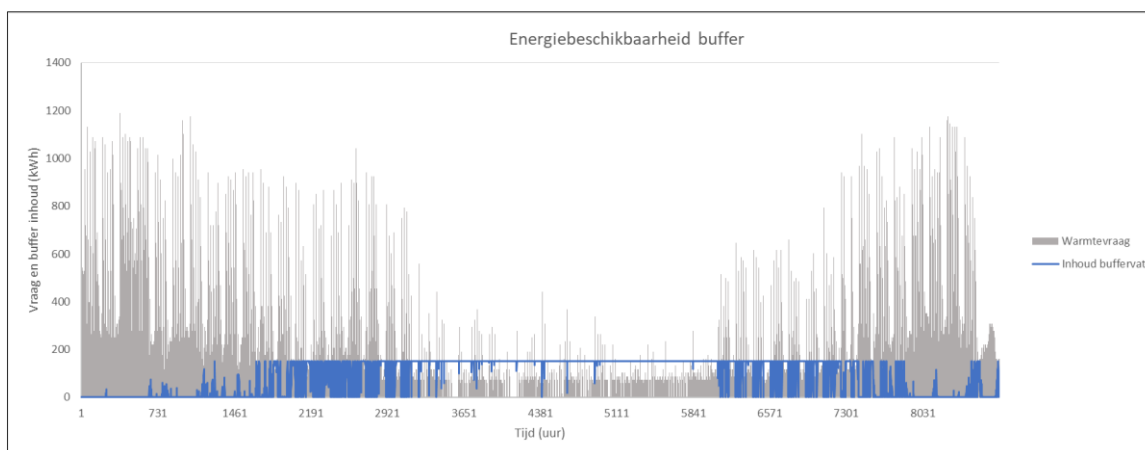
Figuur 6.8: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 3, opvoerregime 35 °C



Figuur 6.9: Warmtevoorziening buffervatscenario 3, opvoerregime 35 °C



Figuur 6.10: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 3, opvoerregime 35 °C



Figuur 6.11: Inhoud buffer scenario 3, opvoerregime 35 °C

6.3.1.3 Emissies

In het scenario met een buffer kan men de emissies reduceren met 43 tot 48 %.

Tabel 6.15: Emissies scenario 3, opvoerregime 35 °C

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq) zonder buffer	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq) met buffer
Warmtepomp	37 (Net) 4 (Pv)	38 (Net) 4 (PV)
Gascondensatie ketel	330	322
Totaal systeem	367 (Net) 334 (Pv)	360 (Net) 326 (PV)

6.3.1.4 Levelized cost of energy

De specifieke warmteopslagcapaciteit van een 35 °C buffer is 21 kWh_{th}/m³. In een volume van 5.09 m³ kan men 59kWh_{th} opslaan. Voor een buffercapaciteit van 150 kWh_{th} zijn hiervoor 3 vaten nodig. Dit resulteert in een investeringskost van 18.322 euro. Dit heeft als gevolg dat de LCOE_i van de riothermie infrastructuur stijgt van 0.0057 naar 0.0061 €/kWh_{th}. In het scenario met het buffervat zijn de verbruikskosten lager dan de kosten in het scenario zonder buffer. De besparing die hieruit voort komt is minder dan de jaarlijkse afschrijving van het buffervat. Hierdoor is het financieel minder aantrekkelijk om bij dit opvoerregime een klein buffervat te plaatsen.

Tabel 6.16: Levelized cost of energy scenario 3, opvoerregime 35 °C

Scenario	LCOE (€/kWh _{th})
Referentie GB	0.0403
Multivalent WP 35 °C + GB	0.0394
Multivalent WP 35 °C + Buffer + GB	0.0396

Tabel 6.17: LCOE_w en LCOE_i scenario 3, opvoerregime 35 °C

	LCOE (€/kWh _{th}) Zonder buffervat	LCOE (€/kWh _{th}) Met buffervat
LCOE _w	0.0337	0.0333
LCOE _i	0.0057	0.0061

6.3.2 Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime met klein buffervat

In dit onderdeel van de resultaten heeft de warmtepomp een opvoerregime van 55 °C. De warmtewisselaar heeft een oppervlakte van 60 m². De ondertemperatuur van het tussencircuit is 4 °C en het debiet in dit circuit is 4 l/s. De gemiddelde koeling van de riool is 1.52 °C en de maximale koeling van het rioolwater is 2.27 °C. Een warmteopslagcapaciteit van 150 kWh_{th} wordt gebruikt.

6.3.2.1 Infrastructuur

Tabel 6.18: Infrastructuur scenario 3, opvoerregime 55 °C

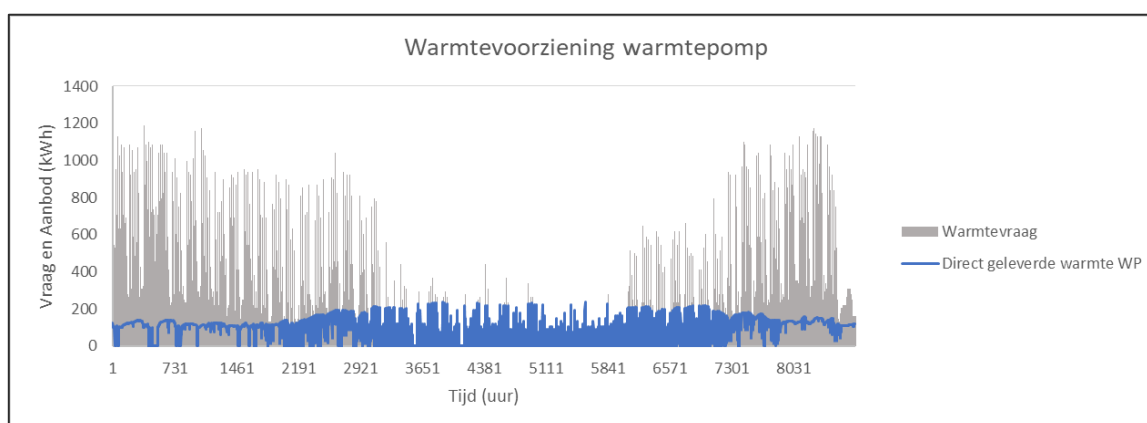
Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€)	Levensduur (jaar)
Warmtepomp (222 kW _{th})	64 826	1 033	20
Gascondensatie ketel (1 190 kW _{th})	73 395	491	15
Warmtenet (60 m)	60 000	-	30
Warmtewisselaar (60 m ²)	135 483	-	20
Buffer (150 kWh _{th})	6 107	-	30

6.3.2.2 Warmtevoorziening

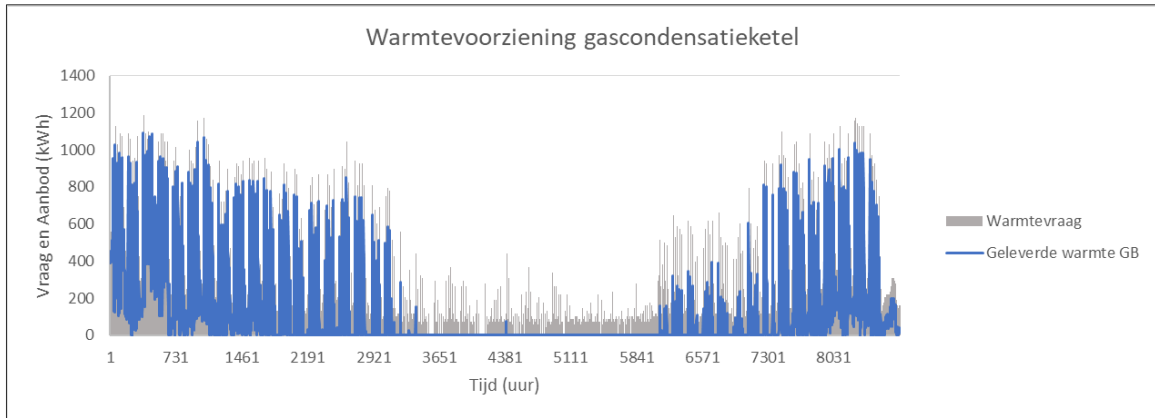
De warmtepomp voorziet 806 MWh_{th}/jaar aan warmte. Hiervan wordt 24 MWh_{th}/jaar opgeslagen in het buffervat en 782 MWh_{th}/jaar rechtstreeks gebruikt. Het buffervat verliest 1.2 MWh_{th}/jaar. Dit is 5 % van de warmte geleverd door het buffervat. Figuur 6.12, Figuur 6.13, Figuur 6.14 en Figuur 6.15 geven de karakteristieken weer voor jaar 1 voor dit scenario.

Tabel 6.19: Warmtevoorziening scenario 3, opvoerregime 55 °C

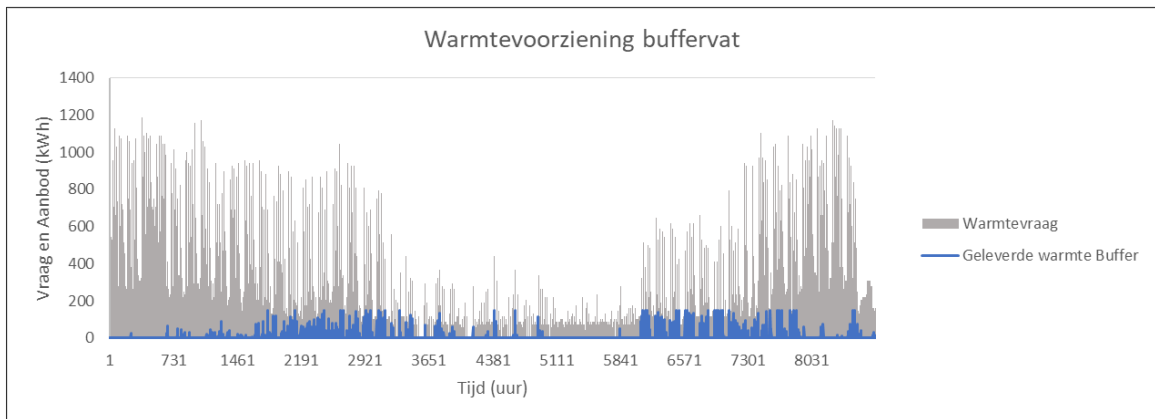
Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th})	Aandeel warmtevraag (%)
Warmtepomp (222 kW _{th})	782	46 %
Buffervat (150 kWh _{th})	23	1 %
Gascondensatie ketel (1 190 kW _{th})	911	53 %



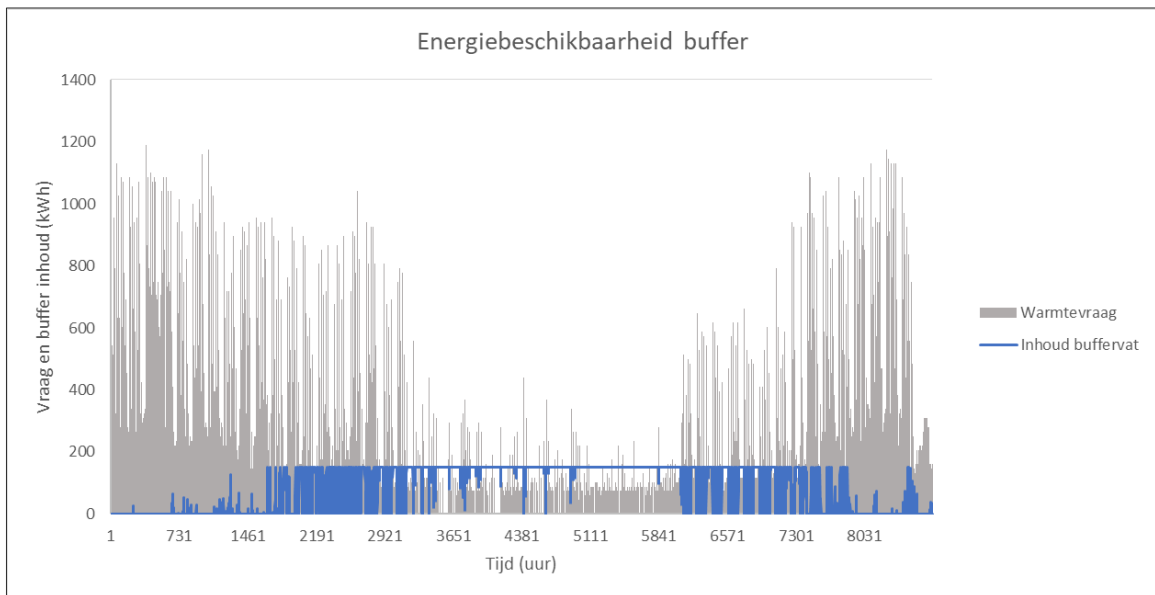
Figuur 6.12: Warmtevoorziening warmtepomp scenario 3, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.13: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 3, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.14: Warmtevoorziening buffervat scenario 3, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.15: Buffer inhoud scenario 3, opvoerregime 55 °C

6.3.2.3 Emissies

In dit scenario kan men de emissies reduceren met 37 tot 46 % in vergelijking met het referentiescenario.

Tabel 6.20: Emissies scenario 3, opvoerregime 55 °C

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq) zonder buffer	Jaarlijkse emissie (ton CO ₂ -eq) met buffer
Warmtepomp	62 (Net) 7 (PV)	64 (Net) 7(PV)
Gascondensatie ketel	345	336
Totaal systeem	407 (Net) 351 (PV)	400 (Net) 343 (PV)

6.3.2.4 Levelized cost of energy

De buffer zorgt voor een daling in de verbruikskosten. Deze daling over 15 jaar is gelijk aan de jaarlijkse afschrijving van het buffervat. Dit heeft als gevolg dat de LCOE niet daalt. De emissie daalt omdat er meer warmte voorzien wordt door de buffer en de warmtepomp ten opzichte van scenario 2 met opvoerregime 55 °C.

Tabel 6.21: Levelized cost of energy scenario 3, opvoerregime 55 °C

Scenario	LCOE (€/kWh _{th})
Referentie GB	0.0403
Multivalent WP 55 °C + GB	0.0443
Multivalent WP 55 °C + Buffer + GB	0.0443

Tabel 6.22: LCOE_w en LCOE_i scenario 3, opvoerregime 55 °C

	LCOE (€/kWh _{th})
LCOE _w	0.0390
LCOE _i	0.0053

6.4 Scenario 4: Multivalent WP + GB + seizoenbuffering

In dit scenario heeft de warmtepomp een opvoerregime van 55 °C. De warmtewisselaar heeft een oppervlakte van 100 m². De ondertemperatuur van het tussencircuit is 4 °C en het debiet in dit circuit is 9 l/s. De gemiddelde koeling van de riool is 2.68 °C en de maximale koeling van het rioolwater is 4.01 °C .

6.4.1 Multivalent systeem, 55 °C opvoerregime seizoenbuffering

6.4.1.1 Infrastructuur

Tabel 6.23: Infrastructuur scenario 4, opvoerregime 55 °C

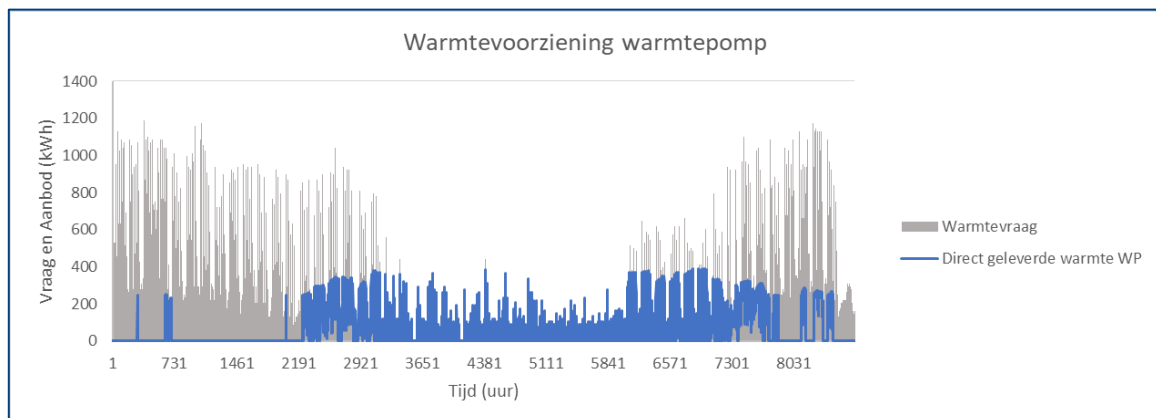
Installatie	Investeringskost (€)	Onderhoudskost (€)	Levensduur (jaar)
Warmtepomp (456 kW _{th})	148 333	1208	20
Gascondensatie ketel (1 190 kW _{th})	73 395	491	15
Warmtenet (60 m)	60 000	-	30
Warmtewisselaar (100 m ²)	225 806	-	20
Seizoenbuffer (464 MWh _{th})	1 328 795	-	50

6.4.1.2 Warmtevoorziening

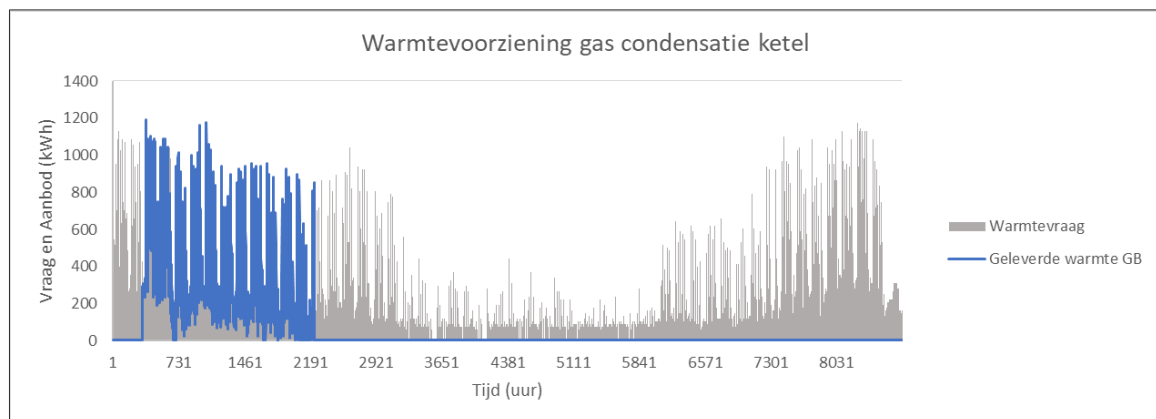
De warmtepomp produceert 1 700 MWh_{th}/jaar aan warmte. Hiervan wordt 648 MWh_{th}/jaar opgeslagen in het buffervat en 1 052 MWh_{th}/jaar rechtstreeks gebruikt. Het buffervat verliest gemiddeld 10 % aan warmte per jaar. De grafieken tonen de karakteristieken van het systeem gedurende jaar 1. De gascondensatieketel staat in voor de piekbelasting en de momenten waar de warmte van de gascondensatieketel verkozen wordt boven de warmtepomp vanwege de *slimme sturing*. Deze sturing treedt vooral in werking in het eerste jaar gedurende de koudere maanden. In deze periode daalt de COP van de warmtepomp onder de verhouding van elektriciteitsprijs over gasprijs. In het eerste jaar is deze verhouding gelijk aan 3.5. In het tweede jaar is dit 3.41. Hoe lager deze verhouding hoe meer de warmtepomp in werking kan treden. Figuur 6.16, Figuur 6.17, Figuur 6.18 en Figuur 6.20 geven de karakteristieken weer van jaar 1 voor dit scenario. De energiebeschikbaarheid van het buffervat wordt uitgezet voor een periode van 15 jaar in Figuur 6.19

Tabel 6.24: Warmtevoorziening scenario 4, opvoerregime 55 °C

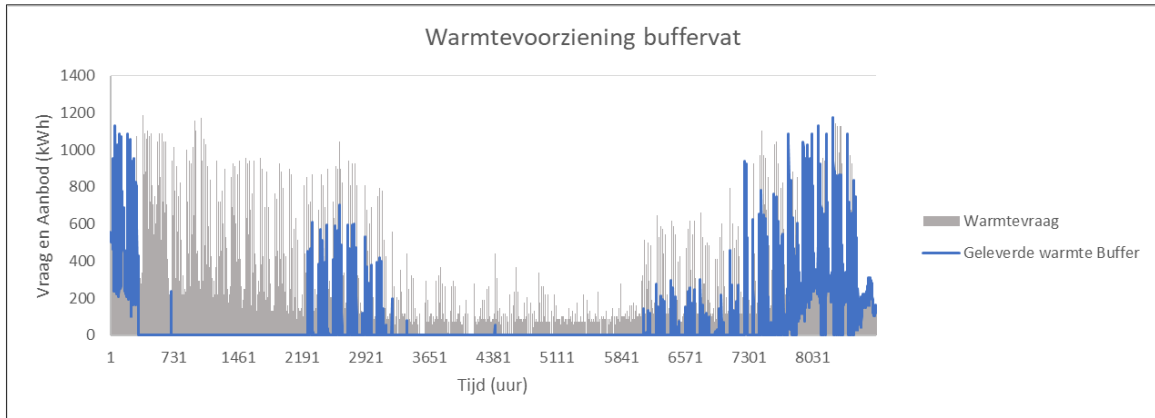
Warmtebron	Warmtevoorziening (MWh _{th})	Aandeel vraag (%)
Warmtepomp (429 kW _{th})	1052	61
Seizoenbuffer (464 MWh _{th})	570	33
Gascondensatie ketel 1190 kW _{th})	94	5



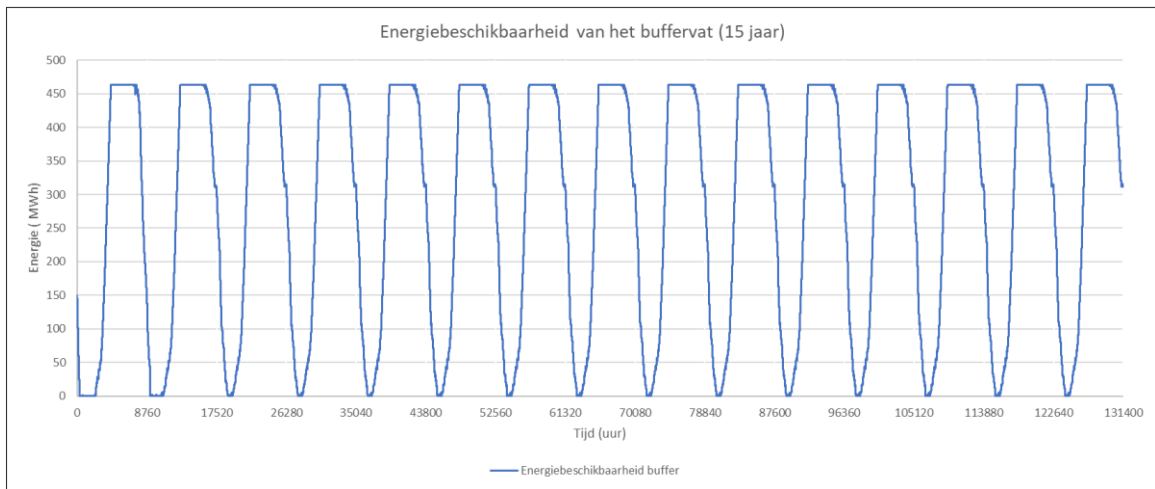
Figuur 6.16: Warmtevoorziening Warmtepomp scenario 4, opvoerregime 55 °C



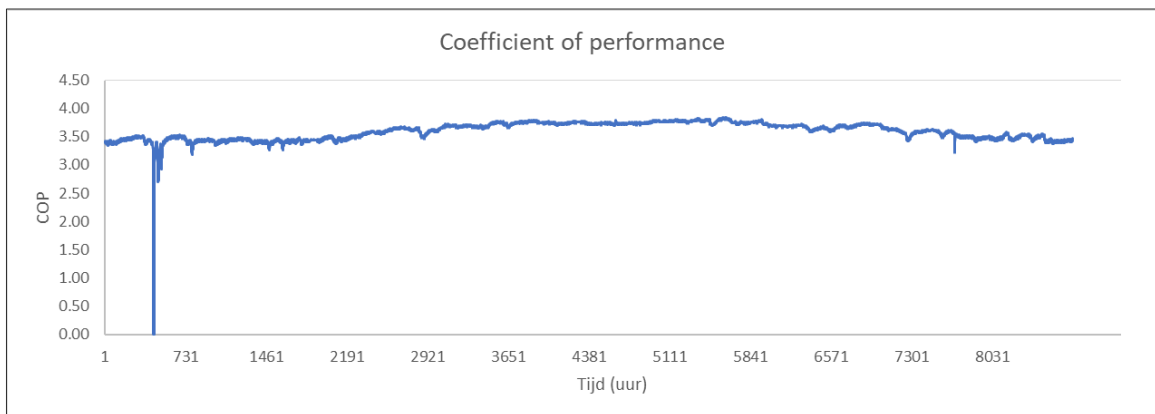
Figuur 6.17: Warmtevoorziening gascondensatieketel scenario 4, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.18: Warmtevoorziening buffervat scenario 4, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.19: Bufferniveau scenario 4, opvoerregime 55 °C



Figuur 6.20: COP scenario 4, opvoerregime 55 °C

6.4.1.3 Emissies

Tabel 6.25: Emissies scenario 4, opvoerregime 55 °C

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO2-eq) zonder buffer	Jaarlijkse emissie (ton CO2-eq) met buffer	Jaarlijkse emissie (ton CO2-eq) seizoenbuffer
Warmtepomp	62 (Net) 7 (PV)	64 (Net) 7(PV)	139 (Net) 14 (PV)
Gascondensatie ketel	345	336	35

Totaal systeem	407 (Net) 351 (PV)	400 (Net) 343 (PV)	174 (Net) 49 (PV)
Emissie Reductie (%)	35 (Net) 44(PV)	36 (Net) 46 (PV)	72 (Net) 92 (PV)

6.4.1.4 Levelized cost of energy

De warmtepomp heeft in dit scenario een hoger vermogen dan in de vorige scenario's. Dit heeft als gevolg dat de warmtepomp een hogere prijs heeft waardoor de LCOE_w stijgt. De LCOE_i is in dit scenario meer dan vier maal hoger dan in scenario 2 met opvoerregime van 55 °C, dit wordt veroorzaakt door de kost van de buffer.

Tabel 6.26: Levelized cost of energy scenario 4, opvoerregime 55 °C

	LCOE (€/kWh)
Referentie GB	0.0403
Multivalent WP 55 °C + Seizoenbuffer + GB	0.0641

Tabel 6.27: LCOE_w en LCOE_i scenario 4, opvoerregime 55 °C

	LCOE (€/kWh _{th})
LCOE _w	0.0409
LCOE _i	0.0232

6.5 Bespreking resultaten

Tabel 6.28: Vergelijking LCOE verschillende scenario's

Warmtebron	LCOE (€/kWh _{th})	Aandeel riothermie (%)
Gascondensatieketel (1190 kW _{th})	0.0403	-
Multivalent WP 35 °C + GB	0.0394	48
Multivalent WP 35 °C + Buffer + GB	0.0396	49
Multivalent WP 55 °C + GB	0.0443	46
Multivalent WP 55 °C + Buffer + GB	0.0443	47
Multivalent WP 55 °C + Seizoenbuffer + GB	0.0641	94

Het opvoerregime van 35 °C levert een voordelige LCOE op, deze is 2.2 % lager dan de LCOE van het referentiescenario. Dit resulteert in een gemiddelde jaarlijkse besparing van 1544 euro over de periode van 15 jaar. Een buffervat plaatsen heeft in dit geval geen financieel voordeel omdat de daling in verbruikskosten niet opweegt tegen de investeringskosten.

Het scenario met het opvoerregime van 55 °C levert een LCOE op die 9.9 % hoger is dan de LCOE van het referentiescenario. Het toevoegen van een klein buffervat zorgt bij dit opvoerregime voor een onveranderlijke LCOE. De daling in verbruikskosten per jaar zijn gemiddeld gezien gelijk aan de jaarlijkse afschrijving van de buffer.

Voor het opvoerregime van 55 °C in combinatie met seizoenbuffering wordt een LCOE bekomen die 59 % hoger is als die van het referentiescenario. Het verschil wordt verklaard aan de hand van de hoge investeringskosten van de seizoenbuffer.

Het opvoerregime van 35 °C is economisch voordeliger dan het referentiescenario omdat de COP voldoende hoog is. Voor het opvoerregime van 55 °C is de COP te laag om financieel rendabel te zijn.

Tabel 6.29: Vergelijking CO2-eq verschillende scenario's

Warmtebron	Jaarlijkse emissie (ton CO2-eq)	Mogelijke reductie met Net (%)	Mogelijke reductie met PV (%)
Gascondensatieketel (1190 kW _{th})	633	-	-
Multivalent WP 35 °C + GB	367 (Net) 334 (Pv)	42	47
Multivalent WP 35 °C + Buffer + GB	360 (Net) 326 (PV)	43	48
Multivalent WP 55 °C + GB	407 (Net) 351 (PV)	36	45
Multivalent WP 55 °C + Buffer + GB	400 (Net) 343 (PV)	37	46
Multivalent WP 55 °C + Seizoenbuffer + GB	174 (Net) 49 (PV)	73	92

De jaarlijkse emissie (ton CO2-eq) kan teruggedrongen worden met 36 tot 43 % (Net) of 45 tot 48 % (PV). Door gebruik te maken van seizoenbuffering wordt de jaarlijkse emissie (ton CO2-eq) terug gedrongen met 73 % (Net) of 92 % (PV).

7 SENSITIVITEITSANALYSE

In de sensitiviteitsanalyse worden verschillende factoren die een invloed hebben op de LCOE-waarden gevarieerd. De impact op de LCOE wordt besproken in elk onderdeel van de sensitiviteitsanalyse. Hiermee wordt het inzicht van de haalbaarheid van riothermie verrijkt.

Er wordt enkel een sensitiviteitsanalyse uitgevoerd op scenario 2 met opvoerregime van 35 °C en 55 °C. Dezelfde systeemeigenschappen van paragraaf 6.2 worden gebruikt binnen de sensitiviteitsanalyse. Voor scenario 2, scenario 3 en scenario 4 is de impact van de behandelde factoren op de LCOE gelijkaardig. Scenario 3 en scenario 4 worden daarom niet behandeld binnen de sensitiviteitsanalyse.

De behandelde factoren zijn: energieprijzen, temperatuur van het rioolwater, debiet van het rioolwater, de biofilm, het consumptieprofiel en de afstand tot de riolering.

7.1 Invloed energieprijzen

De energieprijzen hebben een grote invloed op de LCOE-waarden en zijn in de toekomst moeilijk te voorspellen. Voor verschillende combinaties van gas- en elektriciteitsprijs wordt de LCOE berekend. Op deze manier kan de haalbaarheid van de voorgeschreven installaties voor Kandidatuur Natuurkunde ook worden geëvalueerd na verandering van energieprijzen. Naast de tabellering van de LCOE voor deze combinaties wordt ook de verhouding van de bekomen LCOE-waarden met de LCOE waarde van de gascondensatieketel getabelleerd. De interpretatie van de LCOE-waarden van scenario 2 wordt hiermee verduidelijkt.

De LCOE over een periode van 15 jaar wordt volgens dezelfde methode bepaald zoals de resultaten in paragraaf 6.2 met het verschil dat er andere gas- en elektriciteitsprijzen gebruikt voor jaar 1. Dezelfde jaarlijkse prijsstijgingen worden gehanteerd in deze sensitiviteitsproef.

7.1.1 LCOE voor grote variatie energieprijzen

De gas- en elektriciteitsprijzen voor jaar 1 worden met grote stappen gevarieerd. In paragraaf 7.1.2 worden deze stappen verkleind voor een nauwkeurigere weergave van de LCOE.

7.1.1.1 LCOE riothermie

In Tabel 7.1 en Tabel 7.2 worden de resultaten van scenario 2 weergegeven voor beide opvoerregimes en bij voor verschillende energieprijzen. De LCOE is uitgedrukt in €/kWh_{th}.

Tabel 7.1: LCOE grote variatie energieprij 35 °C

35 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})							
		0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.030	0.043	0.056	0.069	0.082	0.095	0.108	0.121
	0.14	0.036	0.049	0.062	0.075	0.088	0.100	0.113	0.126
	0.21	0.037	0.059	0.067	0.080	0.093	0.106	0.119	0.126
	0.28	0.037	0.059	0.073	0.086	0.098	0.111	0.124	0.137
	0.35	0.037	0.059	0.078	0.091	0.104	0.117	0.130	0.143
	0.42	0.037	0.059	0.083	0.096	0.109	0.122	0.135	0.148
	0.49	0.037	0.059	0.086	0.102	0.115	0.128	0.141	0.154
	0.56	0.037	0.059	0.086	0.107	0.120	0.133	0.146	0.159
	0.63	0.037	0.059	0.086	0.110	0.126	0.139	0.152	0.165
	0.70	0.037	0.059	0.086	0.111	0.130	0.144	0.157	0.170

Tabel 7.2: LCOE grote variatie energieprij 55 °C

55 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})							
		0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.033	0.047	0.060	0.074	0.087	0.101	0.114	0.127
	0.14	0.036	0.056	0.069	0.083	0.096	0.110	0.123	0.137
	0.21	0.036	0.060	0.078	0.101	0.105	0.119	0.132	0.146
	0.28	0.036	0.060	0.084	0.108	0.114	0.128	0.141	0.155
	0.35	0.036	0.060	0.084	0.110	0.123	0.137	0.150	0.164
	0.42	0.036	0.060	0.084	0.110	0.131	0.146	0.159	0.173
	0.49	0.036	0.060	0.084	0.110	0.134	0.154	0.168	0.182
	0.56	0.036	0.060	0.084	0.110	0.135	0.158	0.177	0.191
	0.63	0.036	0.060	0.084	0.110	0.135	0.160	0.182	0.199
	0.70	0.036	0.060	0.084	0.110	0.135	0.160	0.184	0.205

7.1.1.2 Verhouding LCOE

In de Tabel 7.4 en

Tabel 7.5 Tabel 7.3 wordt de verhouding van de LCOE referentiescenario en de LCOE besproken in de vorige paragraaf weergegeven.

Tabel 7.3: LCOE grote variatie energieprij referentiescenario

	Gasprijs jaar 1 (€/kWh _{th})							
	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16
LCOE referentiescenario (€/kWh)	0.03	0.05	0.08	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20

Tabel 7.4: Verhouding LCOE grote variatie energieprijis 35 °C

35 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})							
		0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.92	1.22	1.38	1.48	1.55	1.60	1.64	1.67
	0.14	0.78	1.08	1.26	1.37	1.45	1.51	1.56	1.59
	0.21	0.75	0.89	1.15	1.28	1.37	1.43	1.49	1.59
	0.28	0.75	0.89	1.07	1.20	1.29	1.36	1.42	1.47
	0.35	0.75	0.89	0.99	1.12	1.22	1.30	1.36	1.41
	0.42	0.75	0.89	0.93	1.06	1.16	1.24	1.31	1.36
	0.49	0.75	0.89	0.90	1.00	1.11	1.19	1.26	1.31
	0.56	0.75	0.89	0.90	0.96	1.06	1.14	1.21	1.27
	0.63	0.75	0.89	0.90	0.93	1.01	1.10	1.17	1.22
	0.70	0.75	0.89	0.90	0.92	0.97	1.05	1.13	1.19

Tabel 7.5: Verhouding LCOE grote variatie energieprijis 55 °C

55 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})							
		0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	0.12	0.14	0.16
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.84	1.13	1.29	1.39	1.46	1.51	1.55	1.58
	0.14	0.78	0.95	1.12	1.24	1.32	1.39	1.44	1.48
	0.21	0.78	0.87	0.99	1.02	1.21	1.28	1.34	1.38
	0.28	0.78	0.87	0.92	0.95	1.11	1.19	1.25	1.30
	0.35	0.78	0.87	0.92	0.93	1.03	1.11	1.18	1.23
	0.42	0.78	0.87	0.92	0.93	0.97	1.04	1.11	1.17
	0.49	0.78	0.87	0.92	0.93	0.95	0.99	1.05	1.11
	0.56	0.78	0.87	0.92	0.93	0.94	0.96	1.00	1.05
	0.63	0.78	0.87	0.92	0.93	0.94	0.95	0.97	1.01
	0.70	0.78	0.87	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.98

7.1.2 LCOE voor kleine variatie energieprijzen

Dezelfde berekeningen als voordien worden uitgevoerd voor een kleinere prijsvariatie. De resultaten zijn weergegeven in Tabel 7.6 en Tabel 7.7.

7.1.2.1 LCOE riothermie

Tabel 7.6: LCOE kleine variatie energieprij 35 °C

35 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})								
		0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05	0.055	0.06
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.030	0.034	0.037	0.040	0.043	0.047	0.050	0.053	0.056
	0.09	0.032	0.035	0.038	0.042	0.045	0.048	0.051	0.055	0.058
	0.11	0.033	0.037	0.040	0.043	0.046	0.050	0.053	0.056	0.059
	0.13	0.035	0.038	0.041	0.045	0.048	0.051	0.054	0.058	0.061
	0.15	0.036	0.040	0.043	0.046	0.050	0.053	0.056	0.059	0.062
	0.17	0.037	0.041	0.045	0.048	0.051	0.054	0.058	0.061	0.064
	0.19	0.037	0.042	0.046	0.049	0.053	0.056	0.059	0.062	0.066
	0.21	0.037	0.043	0.048	0.051	0.054	0.057	0.061	0.064	0.067
	0.23	0.037	0.043	0.049	0.053	0.056	0.059	0.062	0.065	0.069
	0.25	0.037	0.043	0.049	0.054	0.058	0.061	0.064	0.067	0.070

Tabel 7.7: LCOE kleine variatie energieprij 55 °C

55 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})								
		0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05	0.055	0.06
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.033	0.037	0.040	0.043	0.047	0.050	0.053	0.057	0.056
	0.09	0.035	0.039	0.042	0.046	0.049	0.053	0.056	0.059	0.063
	0.11	0.036	0.041	0.045	0.048	0.052	0.055	0.059	0.062	0.065
	0.13	0.036	0.042	0.047	0.051	0.054	0.058	0.061	0.065	0.068
	0.15	0.036	0.042	0.048	0.053	0.057	0.060	0.064	0.067	0.073
	0.17	0.036	0.042	0.048	0.054	0.059	0.063	0.066	0.070	0.073
	0.19	0.036	0.042	0.048	0.054	0.060	0.065	0.069	0.072	0.076
	0.21	0.036	0.042	0.048	0.054	0.060	0.066	0.071	0.075	0.078
	0.23	0.036	0.042	0.048	0.054	0.060	0.067	0.072	0.077	0.081
	0.25	0.036	0.042	0.048	0.054	0.060	0.067	0.073	0.078	0.083

7.1.2.2 Verhouding LCOE

In de Tabel 7.8 Tabel 7.4 en Tabel 7.9 wordt de verhouding van de LCOE referentiescenario en de LCOE besproken in de vorige paragraaf weergegeven.

Tabel 7.8: Verhouding LCOE kleine variatie energieprij 35 °C

35 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})								
		0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05	0.055	0.06
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.92	1.02	1.10	1.16	1.22	1.27	1.31	1.35	1.38
	0.09	0.88	0.97	1.05	1.12	1.18	1.23	1.27	1.31	1.34
	0.11	0.83	0.93	1.01	1.08	1.14	1.19	1.23	1.27	1.31
	0.13	0.79	0.89	0.97	1.04	1.10	1.15	1.20	1.24	1.27
	0.15	0.77	0.86	0.94	1.01	1.06	1.12	1.16	1.20	1.24
	0.17	0.76	0.82	0.90	0.97	1.03	1.09	1.13	1.17	1.21
	0.19	0.75	0.80	0.87	0.94	1.00	1.05	1.10	1.14	1.18
	0.21	0.75	0.79	0.85	0.91	0.97	1.03	1.07	1.12	1.15
	0.23	0.75	0.79	0.83	0.88	0.95	1.00	1.05	1.09	1.13
	0.25	0.75	0.79	0.82	0.86	0.92	0.97	1.02	1.06	1.10

Tabel 7.9: Verhouding LCOE kleine variatie energieprij 55 °C

55 °C		Gasprijs (€/kWh _{th})								
		0.02	0.025	0.03	0.035	0.04	0.045	0.05	0.055	0.06
Elektriciteitsprijs (€/kWh _e)	0.07	0.84	0.93	1.01	1.08	1.13	1.18	1.22	1.26	1.39
	0.09	0.79	0.87	0.95	1.01	1.07	1.12	1.16	1.20	1.24
	0.11	0.78	0.83	0.89	0.96	1.02	1.07	1.11	1.15	1.19
	0.13	0.78	0.82	0.86	0.91	0.97	1.02	1.07	1.11	1.14
	0.15	0.78	0.82	0.84	0.88	0.92	0.98	1.02	1.06	1.06
	0.17	0.78	0.82	0.84	0.86	0.89	0.93	0.98	1.02	1.06
	0.19	0.78	0.82	0.84	0.86	0.88	0.91	0.94	0.99	1.02
	0.21	0.78	0.82	0.84	0.86	0.87	0.89	0.92	0.95	0.99
	0.23	0.78	0.82	0.84	0.86	0.87	0.89	0.90	0.93	0.96
	0.25	0.78	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.94

7.1.3 Bespreking invloed energieprijzen

De kleuren indiceren de verhouding van de LCOE van scenario 2 ten opzichte van het referentiescenario. Groen duidt op een meer financiële voordeligheid van de riothermie-installatie van paragraaf 6.2. Rood betekent dat de voorziening met de gascondensatieketel meer voordelig is ten opzichte van systeem met riothermie. Hoe lager de elektriciteitsprijs en hoe hoger de gasprijs, hoe meer het systeem met de warmtepomp een voordeligere LCOE heeft in vergelijking met de gascondensatieketel. Kwantificatie volgt uit de opgestelde tabellen van deze sensitiviteitsproef.

7.2 Invloed temperatuur rioolwater

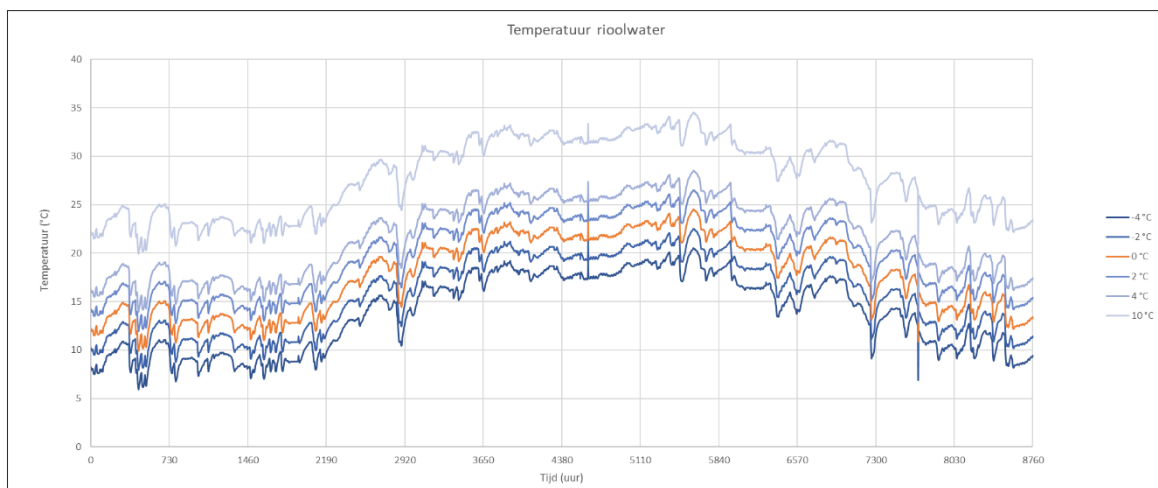
Deze thesis is gebaseerd op het temperatuurprofiel van de bezinkingstank van het RWZI gelegen in Kessel-Lo. Er wordt aangenomen dat het temperatuurprofiel van het rioolwater in de Kapeldreef hieraan gelijk is. Mogelijke verschillen zijn de volgende:

- Grotere fluctuaties in het temperatuurprofiel van de Kapeldreef
- Verschil in gemiddelde jaartemperatuur

De impact van deze mogelijke afwijkingen wordt onderzocht door het gehele temperatuurprofiel van het riool in de Kapeldreef te wijzigen met een bepaald aantal graden. Hieruit volgt telkens een verschillend temperatuurprofiel van het tussencircuit, een afwijkend COP-profiel en een andere LCOE in functie van deze temperatuurtoename.

7.2.1 Temperatuur rioolwater

De temperatuurprofielen van het riool is weergegeven in Figuur 7.1.

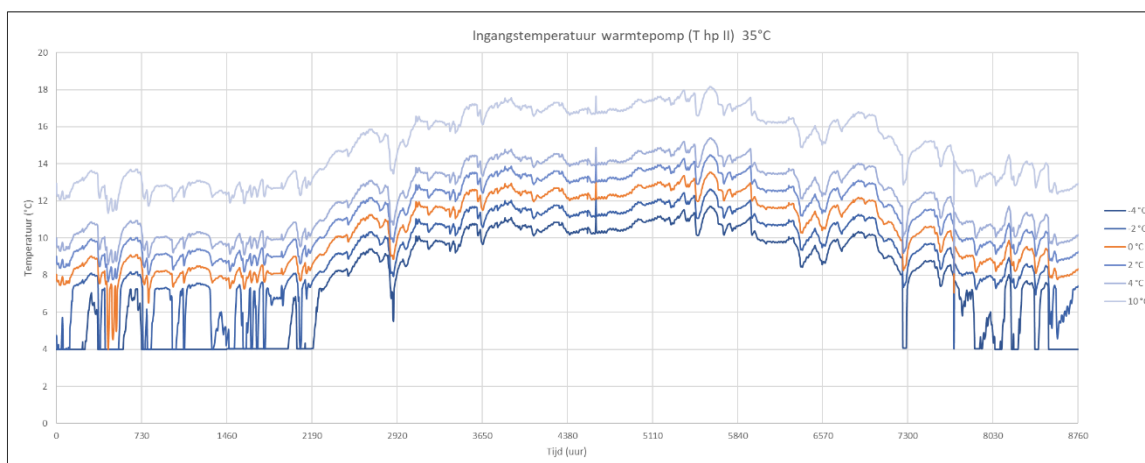


Figuur 7.1: Variatie temperatuurprofiel riool in Kapeldreef

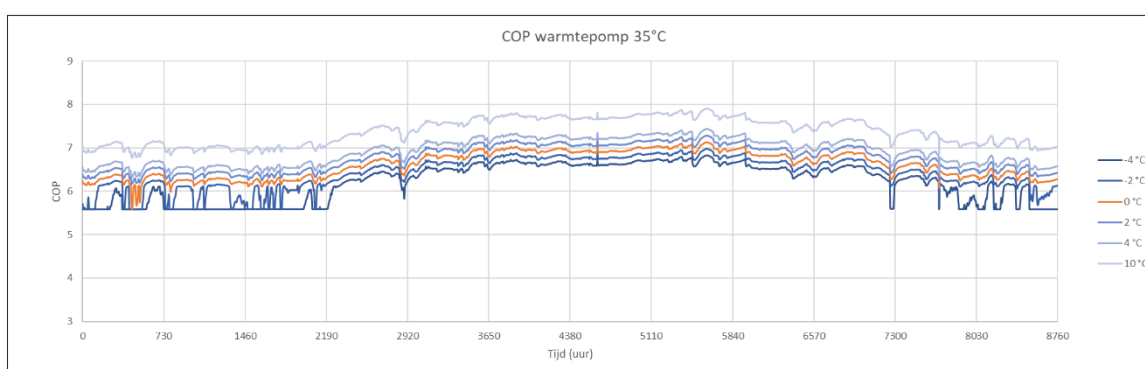
7.2.2 Invloed temperatuur rioolwater voor opvoerregime 35 °C

7.2.2.1 *Tempratuurprofiel en bijbehorend COP-profiel*

Op Figuur 7.2 wordt het temperatuurprofiel van het tussencircuit weergegeven voor de verschillende temperatuurvariaties. Figuur 7.3 geeft de het profiel van de COP weer voor de verschillende temperatuurvariaties. De minimumwaarde van 4 °C is het gevolg van de opgelegde limiet van Aquafin. Op deze momenten wordt er geen warmte onttrokken uit het rioolwater en ondergaat het circuitmedium geen temperatuurstijging in de warmtewisselaar. Thp In II is in dat geval benaderend gelijk aan Thp out. De warmtepomp wordt op deze momenten niet benut.



Figuur 7.2: Temperatuur van het tussencircuit bij temperatuurvariaties rioolwater 35 °C



Figuur 7.3: COP bij verschillende temperatuurvariaties rioolwater 35 °C

7.2.2.2 Invloed van temperatuur rioolwater op de LCOE

Tabel 7.10 geeft de LCOE weer voor de verschillende temperatuurvariaties en het warmteaanbod dat de warmtepomp levert aan het gebouw is erbij vermeld.

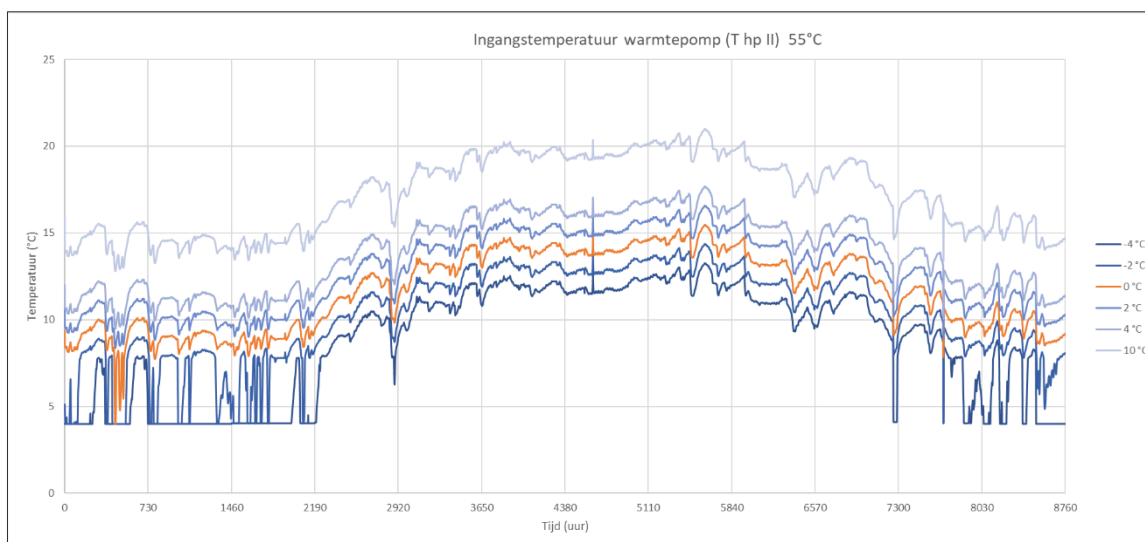
Tabel 7.10: LCOE bij verschillende temperatuurvariaties 35 °C

Temperatuurvariatie (°C)	-4	-2	0	2	4	10
LCOE (€/kWh _{th})	0.0438	0.0414	0.0394	0.0384	0.0374	0.0351
Warmteaanbod riothermie (MWh _{th} /jaar)	1 004	1 355	1 650	1 885	2 115	2 798
Opvulling consumptieprofiel (%)	25	38	48	53	58	69

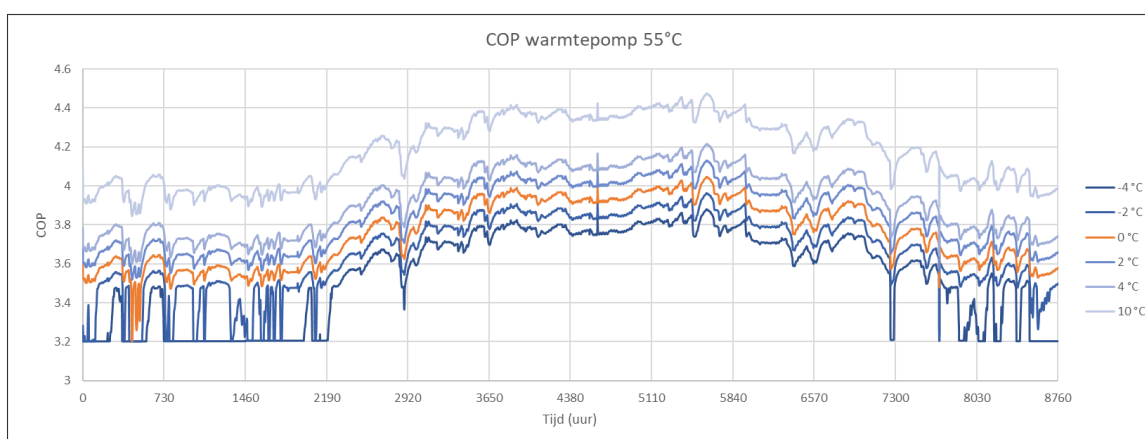
7.2.3 Invloed temperatuur rioolwater voor opvoerregime 55 °C

7.2.3.1 Temperatuurprofiel en bijbehorend COP-profiel

Op Figuur 7.4 wordt het temperatuurprofiel van het tussencircuit weergegeven voor de verschillende temperatuurvariaties. Figuur 7.5 geeft het profiel van de COP weer.



Figuur 7.4: Temperatuur van het tussencircuit bij temperatuurvariaties rioolwater 55 °C



Figuur 7.5: COP bij verschillende temperatuurvariaties rioolwater 55 °C

7.2.3.2 Invloed van temperatuur rioolwater op de LCOE

Tabel 7.11 Tabel 2.1 geeft de LCOE weer voor de verschillende temperatuurvariaties. Het warmteaanbod dat de warmtepomp levert aan het gebouw wordt hierbij vermeld.

Tabel 7.11: LCOE bij verschillende temperatuurvariaties 55 °C

Temperatuurvariatie (°C)	-4	-2	0	2	4	10
LCOE (€/kWh _{th})	0.0458	0.0451	0.0443	0.0438	0.0433	0.0419
Warmteaanbod riothermie(MWh _{th} /jaar)	939	1263	1523	1733	1938	2539
Opvulling consumptieprofiel (%)	20	37	46	51	56	66

7.2.4 Bespreking invloed temperatuur rioolwater

Een temperatuurvariatie van 2 °C heeft een significante impact op de LCOE voor beide opvoerregimes. De LCOE stijgt met 5 % indien er een temperatuurdaling van 2 °C plaatsvindt voor het temperatuurregime van 35 °C. De LCOE van het scenario met een opvoerregime van 55 °C is voor elke variatie hoger dan de LCOE van het referentiescenario. Een verhoging in temperatuur van het rioolwater levert steeds een lagere LCOE.

7.3 Invloed debiet rioolwater

Het debiet van het rioolwater wordt in deze thesis als constant beschouwd. Om de LCOE bij debieten verschillend van 20 l/s te achterhalen, worden resultaten gegenereerd voor verschillende waarden van het debiet van het rioolwater. Debieten worden gevarieerd tussen 5 en 40 l/s en worden constant gehouden.

Tabel 7.12: LCOE voor verschillende debieten van het rioolwater

	DWA (l/s)	5	10	20	30	40
35 °C	Warmte mogelijk met WP (MWh _{th} /jaar)	963	1 549	1 650	1 682	1698
	Opgenomen warmte (MWh _{th} /jaar)	606	783	821	832	837
	LCOE (€/kWh _{th})	0.0410	0.0396	0.0394	0.0393	0.0393
55 °C	Warmte mogelijk met WP (MWh _{th} /jaar)	1 096	1 459	1 523	1 544	1 555
	Opgenomen warmte (MWh _{th} /jaar)	547	743	782	793	798
	LCOE (€/kWh _{th})	0.0446	0.0446	0.0443	0.0443	0.0443

Warmte mogelijk met WP geeft de hoeveelheid warmte weer die de warmtepomp volgens het warmteaanbodprofiel kan leveren. Opgenomen warmte geeft de hoeveelheid warmte weer die volgens het warmtevoorzieningsprofiel voorzien kan worden aan Kandidatuur Natuurkunde.

7.3.1 Bespreking invloed debiet rioolwater

Bij de voorgeschreven systeemeigenschappen is er nauwelijks een verandering van de LCOE bij hogere debieten van het rioolwater. De gegevens tonen aan dat naarmate het debiet daalt de LCOE stijgt. Slechts een lichte verandering van de LCOE wordt waargenomen indien het debiet van 20 l/s gehalveerd wordt. Indien dit debiet verder zakt tot 5 l/s is er in het geval van het opvoerregime van 35 °C en significante toename van de LCOE. De aanname van 20 l/s voor het debiet van het rioolwater is enkel gebaseerd op het DWA-debiet en houdt geen rekening met de bijkomstige piekbelasting van het regenwater. Indien men het debiet van het regenwater wel in rekening zou brengen bij de verkozen systeemeigenschappen is er weinig verandering in de LCOE-waarden. Men kan concluderen dat het debiet in de Kapeldreef voldoende potentieel heeft voor de toepassing van riothermie.

7.4 Invloed biofilm

Een andere dikte van de biofilm resulteert in een wijziging van de algemene warmtegeleidingscoëfficiënt en een verschillende LCOE-waarde. Tabel 7.13 geeft de diktes van de biofilm weer waarvoor berekeningen worden uitgevoerd. De bijbehorende algemene warmtegeleidingscoëfficiënt U wordt ook in Tabel 7.13 vermeld.

Tabel 7.13: Algemene warmtegeleidingscoëfficiënten voor verschillenden dikten van de biofilm

Dikte biofilm (mm)	0	0.5	1	1.25	2	5
U (kW _{th} /m ² .K)	0.44	0.322	0.254	0.242	0.178	0.094

Een eerste variatie van de dikte van de biofilm gebeurt voor dezelfde systeemeigenschappen van scenario 2. Een tweede variatie gebeurt met een aangepaste warmtewisselaar waarvan de grootte verschilt. Voor deze variaties wordt er bij verschillende diktes van biofilm de LCOE en het kapitaal dat jaarlijks overblijft t.o.v. het referentiescenario berekend. Hiermee wordt het financieel effect onderzocht indien de aangroei van de biofilm gelimiteerd wordt door de behandelingen besproken in de literatuurstudie. Indien de laag minder dik is komt er meer kapitaal vrij.

7.4.1 Ongewijzigde warmtewisselaar

7.4.1.1 Invloed biofilm op de LCOE

Tabel 7.14 geeft de LCOE waarden weer van de verschillende opvoerregimes voor verschillende dikten van de biofilm.

Tabel 7.14: LCOE voor verschillende dikten van de biofilm bij een ongewijzigde warmtewisselaar

Dikte biofilm (mm)	0.0	0.5	1.0	1.14	2.0	5.0
LCOE WP 35 °C (€/kWh _{th})	0.0381	0.0387	0.0393	0.0394	0.0404	0.0422
LCOE WP 55 °C (€/kWh _{th})	0.044	0.0441	0.0443	0.0443	0.0448	0.0454

7.4.1.2 Jaarlijks vrijgekomen kapitaal

Tabel 7.15 en Tabel 7.16 geven het jaarlijks vrijgekomen kapitaal weer voor het opvoerregime van 35 °C en 55 °C bij de verschillende diktes.

Tabel 7.15: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een ongewijzigde warmtewisselaar 35 °C

Dikte biofilm (mm)	0.0	0.5	1.0	1.14	2.0	5.0
LCOE (€/kWh _{th})	0.0381	0.0387	0.0393	0.0394	0.0404	0.0422
Vrijgekomen kapitaal (€/jaar)	3 901	2 799	1 747	1 523	71	-3 211

Tabel 7.16: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een ongewijzigde warmtewisselaar 55 °C

Dikte biofilm (mm)	0.0	0.5	1.0	1.14	2.0	5.0
LCOE (€/kWh _{th})	0.0438	0.0441	0.0443	0.0443	0.0448	0.0454
Vrijgekomen kapitaal (€/jaar)	-6 021	-6429	-6 802	-6875	-7 694	-8 681

7.4.2 Gewijzigde warmtewisselaar

Voor elke variatie in dikte van de biofilm wordt het oppervlak van warmtewisselaar gewijzigd zodat hetzelfde warmteaanbod optreedt als in de scenario's van hoofdstuk 6.

7.4.2.1 Invloed biofilm op de LCOE

Tabel 7.17 geeft de LCOE weer voor het opvoerregime van 35 °C en 55 °C bij de verschillende diktes met de bijbehorende oppervlakte van de warmtewisselaar.

Tabel 7.17: LCOE voor verschillende dikten van de biofilm bij een gewijzigde warmtewisselaar

	Dikte biofilm (mm)	0	0.5	1	1.14	2	5
35 °C	Oppervlak (m ²)	38	53	67	70	95	180
	LCOE kWh)	0.0374	0.0382	0.039	0.0394	0.0406	0.0454
55 °C	Oppervlak (m ²)	33	45	57	60	81	154
	LCOE (€/kWh)	0.0426	0.0434	0.0441	0.0443	0.0457	0.0508

7.4.2.2 Jaarlijks vrijgekomen kapitaal

Tabel 7.19 en Tabel 7.18 geven het gemiddelde vrijgekomen kapitaal per jaar weer in vergelijking met het referentiescenario. Deze worden weergegeven voor elke dikte van de biofilm.

Tabel 7.18: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een gewijzigde warmtewisselaar 35 °C

Dikte biofilm (mm)	0.0	0.5	1.0	1.14	2.0	5.0
LCOE (€/kWh _{th})	0.0374	0.0382	0.0390	0.0394	0.0406	0.0454
Vrijgekomen kapitaal (€/jaar)	5 009	3 631	2 253	1 544	-503	-8 770

Tabel 7.19: Vrijgekomen kapitaal per jaar bij een gewijzigde warmtewisselaar 55 °C

Dikte biofilm (mm)	0.0	0.5	1.0	1.14	2.0	5.0
LCOE (€/kWh _{th})	0.0426	0.0434	0.0441	0.0443	0.0457	0.0508
Vrijgekomen kapitaal (€/jaar)	-3 817	-5 186	-6 556	-6 875	-9 295	-17 938

7.4.3 Bespreking invloed biofilm

Voor het opvoerregime van 35 °C kan in het beste geval een jaarlijks kapitaal van 5 009 euro vrijkomen ten opzichte van het referentiescenario. Dit gebeurt wanneer men de geïnstalleerde oppervlakte verkleint en dezelfde hoeveelheid warmte recupereert vanwege de afwezigheid van de biofilm. Het opvoerregime van 55 °C levert voor elke dikte van de biofilm een hogere LCOE op dan het referentiescenario.

Het economische voordeel hangt af van de groeisnelheid van de biofilm en tot welke dikte de biofilm groeit zonder biofilm behandeling. Indien deze bepaald zijn, kan samen met de kost en effectiviteit van een verwijderingsmechanisme het economische voordeel afgeleid worden volgens Tabel 7.15, Tabel 7.16, Tabel 7.18 en Tabel 7.19.

Als men het opvoerregime van 35 °C hanteert en een uiteindelijke dikte van de biofilm bekommt van 1.14 mm indien er geen biofilm behandeling is, mag de biofilm behandeling jaarlijks niet meer kosten dan (5 009 euro - 1544 euro) om financieel een voordelige keuze te zijn. Dit geldt indien de biofilm behandeling zorgt voor een resterende biofilm van 0.0 mm en indien de grootte van de warmtewisselaar aangepast wordt zodat dezelfde warmteonttrekking kan plaatsvinden.

7.5 Invloed vergroting consumptieprofiel

Het consumptieprofiel dat gekoppeld kan worden aan het riothermie systeem kan worden verhoogd indien er een warmtenet aangelegd wordt tussen verschillende gebouwen. Hierdoor kan er meer van warmteaanbod van riothermie geconsumeerd worden.

Als simulatie worden de voorgeschreven systeemeigenschappen voor beide opvoerregimes van scenario 2 gekoppeld aan meervouden van het consumptieprofiel van Kandidatuur Natuurkunde. Hierbij wordt de bijkomende kost van het benodigde warmtenet niet in rekening gebracht in de veronderstelling dat meerdere gebouwen van Campus Arenberg III gekoppeld worden aan de warmtevoorziening van riothermie. Het vergroten van het consumptieprofiel geeft een vrijgekomen kapitaal weer op een periode van 15 jaar t.o.v. het referentiescenario.

Hiermee kan de kost van een warmtenet gedekt worden om meerdere gebouwen aan te sluiten op het riothermie systeem. Het vrijgekomen kapitaal levert een maximale lengte waaruit het warmtenet kan bestaan opdat de LCOE van riothermie niet hoger is dan de LCOE van het referentiescenario. De gebruikte kost voor het warmtenet volgt uit paragraaf 2.3.1.2.

7.5.1 Vergroot consumptieprofiel bij 35 °C opvoerregime

In Tabel 7.20 wordt de LCOE weergegeven indien de warmtevraag verdubbelt of verdrievoudigt. Hieruit volgt een vrijgekomen kapitaal waarmee een bepaald aantal meters aan warmtenet aangelegd kan worden.

Tabel 7.20: LCOE en vrijgekomen kapitaal bij groter consumptieprofiel 35 °C

	Warmtevraag Natuurkunde x1	Warmtevraag Natuurkunde x2	Warmtevraag Natuurkunde x3
LCOE (€/kWh _{th})	0.0394	0.0386	0.0388
Warmtevraag (MWh _{th} /jaar)	1 716	3 433	5 149
Warmteaanbod riothermie (MWh _{th} /jaar)	1 650	1 650	1 650
Opvulling consumptieprofiel (MWh _{th} /jaar)	824	995	1081
Vraagopvulling (%)	48	29	21
Gebruikte fractie warmteaanbod riothermie(%)	50	60	66
Vrijgekomen kapitaal op 15 jaar (€)	23 169	87 530	115 847
Investeerbare lengte warmtenet (m)	46	174	237

7.5.1 Vergroot consumptieprofiel bij 55 °C opvoerregime

In Tabel 7.21 wordt de LCOE weergegeven indien de warmtevraag verdubbelt of verdrievoudigt. Hieruit volgt een vrijgekomen kapitaal dat negatief is in elk van de gevallen wat wil zeggen dat er geen netto winsten zijn ten opzichte van het referentiescenario.

Tabel 7.21: LCOE en vrijgekomen kapitaal bij groter consumptieprofiel 55 °C

	Warmtevraag Natuurkunde x1	Warmtevraag Natuurkunde x2	Warmtevraag Natuurkunde x3
LCOE (€/kWh _{th})	0.0443	0.0418	0.0411
Warmtevraag (MWh _{th} /jaar)	1 716	3 433	5 149
Warmteaanbod riothermie (MWh _{th} /jaar)	1 523	1 523	1 523
Vraagopvulling door riothermie (MWh _{th} /jaar)	772	927	1030
Vraagopvulling (%)	45	27	20
Gebruikte fractie warmteaanbod riothermie (%)	51	61	68
Vrijgekomen kapitaal op 15 jaar (€)	-103 104	-76 439	-62 466

7.5.2 Bespreking vergroting consumptieprofiel

Er wordt ondervonden dat het toevoegen van een warmtenet financieel voordelig kan zijn voor beide opvoertemperaturen. Dit is het geval indien het warmtenet in afstand beperkt blijft en de warmtevraag voldoende toeneemt. Voor het opvoerregime van 55 °C is de LCOE voor elke variatie van warmtevraag hoger als het referentiescenario. Deze thesis gaat ervan uit dat het jaarlijks consumptieprofiel gelijk blijft gedurende de komende 15 jaar. Indien men de isolatie van het gebouw jaarlijks verbetert, daalt waarschijnlijk het consumptieprofiel jaarlijk. De installatie moet in dat geval aangepast worden naargelang het verkleinde consumptieprofiel.

7.6 Invloed afstand tot riolering

Als laatste onderdeel van de sensitiviteit wordt de invloed van de afstand tot de riolering gevarieerd tussen 0 en 200m. De resultaten hiervan zijn getabelleerd in Tabel 7.22 voor het opvoerregime van 35 en 55 °C. Deze verandering brengt een verschil in investeringskost van het tussencircuit met zich mee wat een impact kent op de LCOE-waarde.

Tabel 7.22: LCOE voor verschillende afstanden tot de riolering

Lengte (m)	0	60	100	200
LCOE WP 35 °C (€/kWh _{th})	0.0382	0.0395	0.0403	0.0423
LCOE WP 55 °C (€/kWh _{th})	0.0431	0.0443	0.0454	0.0474

7.6.1 Bespreking afstand tot de riolering

De LCOE staat bijna lineair in verband met de afstand tot de riolering. Met een afstand tot de riolering hoger dan 100 m heeft het opvoerregime van 35 °C een hogere LCOE als het referentiescenario. Het opvoerregime van 55 °C heeft voor elke afstand een hogere LCOE-waarde als het referentiescenario.

8 CONCLUSIE

De economische haalbaarheid van riothermie wordt in deze thesis onderzocht voor Campus Arenberg III. De reductie in jaarlijkse emissie (ton CO₂-eq) wordt ook bepaald. Riothermie wordt in een multivalent systeem toegepast. Drie verschillende scenario's voor het multivalent systeem worden behandeld: zonder warmtebuffering, met kleine warmtebuffering en met seizoenbuffering. Twee opvoerregimes van de warmtepomp worden uitgewerkt, 35 °C en 55 °C. Op basis van de LCOE-waarde van de komende 15 jaar worden deze vergeleken met het referentiescenario waarbij de warmte voorzien wordt met uitsluitend een gascondensatieketel. De resultaten zijn berekend waarbij de warmteonttrekking uit het rioolwater uitgevoerd wordt op een doordachte wijze en onder omstandigheden zoals beschreven binnen deze thesis.

De jaarlijkse emissie (ton CO₂-eq) kan teruggedrongen worden met 36 tot 43 % (Net) of 45 tot 48 % (PV). Door gebruik te maken van seizoenbuffering wordt de jaarlijkse emissie (ton CO₂-eq) terug gedrongen met 73 % (Net) tot 92 % (PV).

Het opvoerregime van 35 °C levert een LCOE op die 2.2 % lager is dan de LCOE van het referentiescenario. De implementatie van een buffervat heeft in dit geval geen financieel voordeel omdat de daling in verbruikskosten niet opweegt t.o.v. de investeringskosten.

Het opvoerregime van 55 °C levert een LCOE op die 9.9 % hoger is dan de LCOE van het referentiescenario. Het toevoegen van een klein buffervat zorgt bij dit opvoerregime voor een onveranderlijke LCOE. De daling in verbruikskosten per jaar zijn gemiddeld gezien gelijk aan de jaarlijkse afschrijving van de buffer.

Voor het opvoerregime van 55 °C in combinatie met seizoenbuffering wordt de LCOE bekomen die 59 % hoger is als die van het referentiescenario. De toename van de LCOE indien er aan seizoenbuffering wordt gedaan, wordt veroorzaakt door de hoge investeringskosten van de seizoenbuffer.

Het opvoerregime van 35 °C is economisch voordeliger dan het referentiescenario omdat de COP van de warmtepomp bij dit regime voldoende hoog is. In dit geval is de gemiddelde COP gelijk aan 6.56. Voor het opvoerregime van 55 °C is de COP te laag om rendabel te zijn, de gemiddelde COP van dit opvoerregime is 3.75. In de koudere periodes zakt deze COP waardoor de gascondensatieketel verkozen wordt boven de warmtevoorziening met de warmtepomp. Dit is het gevolg van de slimme sturing.

Het scenario zonder buffering wordt binnen de sensitiviteitsanalyse onderworpen aan verschillende variaties. Variaties worden gemaakt voor energieprijzen, de temperatuur en debiet van het rioolwater, de dikte van de biofilm, het consumptieprofiel en de afstand tot de riolering. De sensitiviteitsanalyse toont aan dat het opvoerregime van 55 °C enkel financieel voordelig is bij bepaalde combinaties van de gas- en elektriciteitsprijs. Verder wordt in de sensitiviteitsanalyse aangetoond dat de dikte van de biofilm, de temperatuur van het riool en de lengte van een significantie impact hebben op de LCOE-waarden. Een vergroot consumptieprofiel levert economisch voordeel op.

9 DISCUSSIE

Het onderzoek naar de implementatie van een nieuwe technologie in een bestaand energiesysteem is een complex geheel waarbij het eindresultaat afhankelijk is van verschillende factoren die eigen zijn aan de gebruiker en de locatie. Zo spelen debiet en temperatuur van het rioolwater een belangrijke rol, alsook de afstand tot het riool en het consumptieprofiel. Bij de integratie van een energievoorziening met behulp van riothermie is het van belang om de installatie af te stellen aan deze factoren. Met een juiste afstelling kan riothermie zeker voordelen hebben in verband met emissiereductie.

Op financieel vlak geeft dit onderzoek het advies om deze technologie bij lage opvoerregimes te gebruiken. Dit is mogelijk indien de consument bezit over de juiste infrastructuur waarbij een lager regime past. Dit regime heeft ook zijn nadelen zoals een tragere opwarming en de warmte afgiftesystemen zijn in duurder. Deze kosten zijn niet in rekening gebracht in de thesis. Verdere opwaardering tot een hoger regime zou ook kunnen gebeuren door de conventionele warmtevoorziening zoals de gascondensatie ketel.

Met de juiste steunkanalen is het mogelijk riothermie economisch voordeliger te maken. Deze steunkanalen zijn zeker nodig bij het gebruik van grotere buffersystemen. In het onderzoek werd de seizoenbuffering zo uitvoerig mogelijk benaderd. De aanname werd gemaakt dat de warmtestockage op maximaal 55 °C, in werkelijkheid wordt deze temperatuur opgevoerd tot een hoger regime. De aansturing van een seizoenbuffer vergt een nauwgezette en complexe sturing die de prestaties van de stockage kan verbeteren. Hierbij wordt niet enkel gewerkt met één enkele warmtebron maar met een verzameling aan bronnen die optimaal samenwerken om een groot consumptieprofiel op te vullen.

Hogere orde effecten zoals een verbeterde EPC score door de aanwezigheid van hernieuwbare energie brengt de verkoopwaarde omhoog. Dit werd niet in rekening gebracht binnen deze thesis. In het algoritme besproken in dit onderzoek zijn er nog mogelijkheden die kunnen leiden tot betere aansturing van het verwarmingssysteem. Zo zou het debiet in het tussencircuit afgestemd kunnen worden in functie van de minimale riooltemperatuur en het consumptieprofiel.

De waterzuiveringsorganisatie bezit de informatie over de debieten in het rioleringsnetwerk. De werkelijke temperaturen op een specifieke locatie in het netwerk blijft vaak onbekend. Hier kan verder onderzoek naar gedaan worden. Een dynamisch model van het rioleringsnetwerk kan de minimale riooltemperatuur opgelegd door Aquafin nauwkeuriger berekenen aan de hand van de benedenstroomse temperaturen en debieten. Deze temperatuur is afhankelijk van de gewenste temperatuur in de beluchtingstank. Deze tank bezit een zekere thermische inertie waardoor op bepaalde momenten het rioolwater onder 10 °C gekoeld kan worden. Een nauwe samenwerking tussen de waterzuiveringsinstallatie en het riothermie project is daarom zeker gewenst.

Referenties

- [1] B. Tommelein, "Conceptnota Warmteplan 2020," 2017.
- [2] Lucia van Geuns and J. Juez-Larré, "Van Exporteur naar Importeur: De verander(en)de rol van aardgas in Nederland," 2017.
- [3] E. Commission, "The EU Emissions Trading System (EU ETS)," 2013.
- [4] Marie-Pierre Fauconnier, "Nationaal actieplan voor hernieuwbare energie," pp. 1–95, 2009.
- [5] M. Ridouani, "Leuven klimaatneutraal 2030 Klimaatactieplan," 2014.
- [6] S. Hettinga, P. Nijkamp, and H. Scholten, "A multi-stakeholder decision support system for local neighbourhood energy planning," *Energy Policy*, no. July 2017, pp. 277–288, 2018.
- [7] H. Vandevyvere *et al.*, "De transitie naar klimaatneutraal 2030 -Wetenschappelijk eindrapport," pp. 1–188, 2013.
- [8] J. Nienaber, "Policy Plan for Sustainability focuses on a significant reduction of the CO₂ emissions," *KU Leuven News*, 2018. [Online]. Available: <https://nieuws.kuleuven.be/en/content/2018/policy-plan-for-sustainability>.
- [9] G. Vanderheyden *et al.*, "Nulmeting CO₂ emissies KU Leuven in het jaar," *Futur. KU Leuven*, pp. 1–48, 2013.
- [10] E. Cornelis and L. Van Esch, "Opmaak kansenkaart riothermie voor Antwerpen," 2014.
- [11] W. Cyx and R. De Herdt, "Leidraad Riothermie," 2018.
- [12] J. W. & S. , J. R. Welty, C. E. Wicks, R. E. Wilson, and G. L. Rorrer, *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer*, Fifth Edit. 2008.
- [13] Lambda, "Lambda-waarde van alle materialen," 2019. [Online]. Available: <https://www.lambda.be/nl/energietips/lambda-waarde-van-alle-materialen>.
- [14] J. Lukanich, "Understanding Biofilms in Heat-Transfer Equipment, Part 1," *Water Online*, 1998.
- [15] J. H. Whitelaw, "CONVECTIVE HEAT TRANSFER," 2011. [Online]. Available: <http://www.thermopedia.com/content/660/>.
- [16] H. Jensen, C. A. Biggs, and E. Karunakaran, "The importance of sewer biofilms," *Wiley Interdiscip. Rev. Water*, vol. 3, pp. 487–494, 2016.
- [17] T. Egli, "Biofilms: Both a Curse and a Blessing," *ETH Zurich*, 1999.
- [18] T. A. Pogiatis, V. S. Vassiliadis, F. J. Mergulhão, and D. I. Wilson, "When To Clean , How To Clean : Biofilms," 2013.
- [19] G. Borkow and J. Gabbay, "Copper as a Biocidal Tool," 2005.
- [20] Z. W. Wadenswil, "Anti-fouling-System with copperstripes (AFS)."
- [21] V. P. Jana PERÁČKOVÁ, "Utilization of heat from sewage," pp. 79–86, 2013.
- [22] O. Culha, H. Gunerhan, E. Biyik, O. Ekren, and A. Hepbasli, "Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review," *Energy Build.*, pp. 215–232, 2015.
- [23] KASAG, "Heat exchangers for heating and cooling purposes," 2019. [Online]. Available: <https://www.kasag.com/en/product/renewable-energies-systems-plants-heat-exchanger-energy-utilisation-in-sewage-treatment-plants-and-from-surface-waters->

product-heat-exchanger-for-heating-and-cooling/.

- [24] HUBER, “HUBER Heat Exchanger RoWin,” 2019. [Online]. Available: <https://www.huber.de/products/energy-from-wastewater/huber-heat-exchanger-rowin.html>.
- [25] RABTHERM, “Products,” 2019. [Online]. Available: <http://www.rabtherm.com/en/produkte.html>.
- [26] S. De Roo, “Haalbaarheidsstudie warmtenet Genk-Zuid,” 2012.
- [27] Department of Energy & Climate Change, “Assessment of the costs, performance, and characteristics of UK heat networks,” 2015.
- [28] Filip Laureyns, “Warmtenet Roeselare,” Gent, 2015.
- [29] D. W. Technology, “Centrifugal pumps,” 2015.
- [30] Z. Satterfield, “Reading Centrifugal Pump Curves,” 2019.
- [31] Epha, “What is a heat pump?,” 2019. [Online]. Available: <https://www.ehpa.org/technology/>.
- [32] Vito, “Steunpunt energie: nota potentieel 2030 - warmtepompen,” pp. 1–32, 2015.
- [33] L. Chen, Z. Xiaoqin, F. Sun, and C. Wu, “Exergy-based ecological optimization for a generalized irreversible Carnot heat-pump,” *Appl. Energy*, pp. 78–88, 2007.
- [34] Viessmann, “Planningsaanwijzing Brijn/water- en water/waterwarmtepomp een- en tweetraps, 5,7 tot 117,8 kW,” 2015.
- [35] Peter DE SMET, “Seminarie Duurzaam Gebouw - Microwarmtenetten,” 2016.
- [36] I. Dincer and M. A. Rosen, “Heat Pump Systems,” *Exergy Anal. Heating, Refrig. Air Cond.*, pp. 131–168, 2015.
- [37] S. A. Omer, S. B. Riffat, and G. Qiu, “Thermal insulations for hot water cylinders: A review and a conceptual evaluation,” 2007.
- [38] EASE, “Thermal Hot Water Storage. Thermal Energy Storage,” 2016.
- [39] D. Mangold, T. Schmidt, A. Dohna, and D. Späh, “Guideline for the Seasonal Thermal Energy Storage Systems in the built environment,” 2016.
- [40] Ecovat Renewable Energy Technologies, “Een 100% duurzame warmte / koude voorziening voor de ‘Trekvlizetzone’ in Den Haag De,” 2018.
- [41] Aris de Groot, “Ecovat in Hybrid Energy,” 2018.
- [42] Smartgeotherm, “Ondiepe geothermie,” 2011. [Online]. Available: <https://www.smartgeotherm.be/ondiepe-geothermie/>.
- [43] ThermtestInstruments, “ASSESSING THE THERMAL PROPERTIES OF DRY AND SATURATED SOILS,” 2018. [Online]. Available: <https://thermtest.com/applications/soil-thermal-conductivity-tls>.
- [44] C. Tong, X. Li, L. Duanmu, and Z. Wang, “Research on Heat Transfer Characteristics of soil thermal storage in the non-heating Season,” *Procedia Eng.*, pp. 3293–3300, 2017.
- [45] D. Mangold, “Seasonal storage,” *Sun Wind Energy*, 2007.
- [46] N. Yu, R. Z. Wang, and L. W. Wang, “Sorption thermal storage for solar energy,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, pp. 489–514, 2013.
- [47] F. Kuznik, K. Johannes, and C. Obrecht, “Chemisorption heat storage in buildings: State-of-the-art and outlook,” *Energy Build.*, pp. 183–191, 2015.

- [48] A. Abhat, "Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials," *Sol. Energy*, pp. 313–332, 1983.
- [49] D. Zhou, C. Y. Zhao, and Y. Tian, "Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications," *Appl. Energy*, pp. 593–605, 2012.
- [50] C. Fiches, "Toepassingen van een condensatieketel," 2019.
- [51] D. Che, Y. Liu, and C. Gao, "Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler," *Energy Convers. Manag.*, pp. 3251–3266, 2004.
- [52] J. van der Linden, "De prijs van elektriciteit en aardgas voor ondernemingen in België," 2014.
- [53] K. Locquet, "Jaarverslag CREG," 2018.
- [54] Federaal Planbureau, "Het Belgische energielandschap tegen 2050 - Een projectie bij ongewijzigd beleid," 2017.
- [55] Eandis, "Informatieblad Warmtepomp," pp. 1–4, 2018.
- [56] Vlario, "Subsidies en financiering ecologiepremie," *Agentschap Innoveren & Ondernemen*, 2019. [Online]. Available: <https://www.vlaio.be/nl/subsidies-financiering/ecologiepremie>.
- [57] VLAAMSE OVERHEID, "SPEURGIDS 2018 Ondernemen & innoveren," 2018.
- [58] A. I. E. ONDERNEMEN, "LIMITATIEVE TECHNOLOGIEËNLIJST," 2015.
- [59] B. Koffi, A. Cerutti, M. Duerr, A. Iancu, A. Kona, and G. Janssens-Maenhout, "Covenant of Mayors for Climate and Energy: Default emission factors for local emission inventories," *Publ. Off. Eur. Union*, 2017.
- [60] "Belgische elektriciteitsmix in augustus 2018," *Nucleair Forum*, 2018. [Online]. Available: <https://www.nucleairforum.be/actualiteit/nieuws/belgische-elektriciteitsmix-in-augustus-2018>.
- [61] N. Bird, A. Cowie, F. Cherubini, and G. Jungmeier, "Using a Life Cycle Assessment Approach to Estimate the Net Greenhouse Gas Emissions of Bioenergy," 2011.
- [62] EEX, "European emission allowances," 2019. [Online]. Available: <https://www.eex.com/en/market-data/environmental-markets/spot-market/european-emission-allowances#!/2019/04/18>.
- [63] J. Chevallier, "Carbon Price Drivers: An Updated Literature Review," 2011.
- [64] Stern, "Report of the High-Level Commission on Carbon Prices supported by:"
- [65] "Effective Carbon Rates 2018," *OECDlibrary*, 2018. [Online]. Available: https://www.oecd-ilibrary.org/taxation/effective-carbon-rates-2018_9789264305304-en.
- [66] E. D. Delarue and W. D. D'haeseleer, "Price determination of ETS allowances through the switching level of coal and gas in the power sector," *Int. J. Energy Res.*, pp. 1001–1015, 2007.
- [67] B. Kurstjens, "CO2-taks van 32 euro per gezin op komst," *De tijd*, 2018. [Online]. Available: <https://www.tijd.be/politiek-economie/belgie/federaal/co2-taks-van-32-euro-per-gezin-op-komst/10027091.html>.
- [68] Frank M. White, *Fluid Mechanics*, vol. 4. University of Rhode Island, 1999.
- [69] SMARTGEOTHERM, "Ondiepe geothermie: basisbegrippen," 2014.
- [70] F. Oesterholt and J. Hofman, "Feasibility or small scale heat recovery from sewers," 2015.

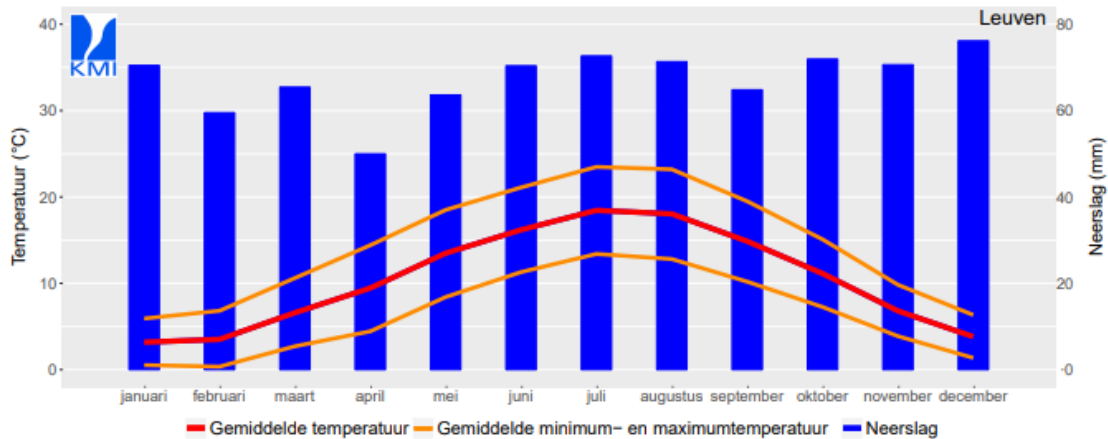
Bijlage A GEMIDDELDE BUITENTEMPERATUUR KMI

Klimaatstatistieken van de Belgische gemeenten, Leuven

1. Luchttemperatuur en neerslag

Referentieperiode: 1981–2010

Jaarlijkse en maandelijkse waarden



	jaar	jan	feb	maa	apr	mei	jun	jul	aug	sep	okt	nov	dec
Gemiddelde temperatuur (°C)	10.5	3.2	3.5	6.6	9.5	13.5	16.2	18.4	18.0	14.9	11.1	6.8	3.8
Gemiddelde maximumtemperatuur (°C)	14.6	5.9	6.8	10.6	14.4	18.5	21.1	23.5	23.2	19.5	15.1	9.8	6.3
Gemiddelde minimumtemperatuur (°C)	6.4	0.5	0.4	2.7	4.4	8.4	11.3	13.4	12.8	10.2	7.3	3.9	1.4
Graaddagen 15/15 (°C) ⁽¹⁾	1928.2	362.2	319.8	253.1	163.5	67.5	20.3	2.4	3.0	30.5	120.6	242.5	342.9
Lentedagen ⁽²⁾	95.4	0	0	0.4	3.8	11.6	16.6	23.8	23.9	12.1	3.2	0	0
Zomerdagen ⁽³⁾	32.7	0	0	0	0.6	3.4	6.3	10.8	8.9	2.5	0.2	0	0
Tropische dagen ⁽⁴⁾	5.7	0	0	0	0	0.2	0.7	2.5	2.2	0	0	0	0
Ijsdagen ⁽⁵⁾	6.5	2.7	1.8	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0.4	1.6
Vorstdagen ⁽⁶⁾	52.8	12.4	12.1	7.5	2.5	0.1	0	0	0	0	1.2	5.5	11.4
Dagen met strenge vorst ⁽⁷⁾	2.2	1.3	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1
Neerslaghoeveelheid (mm)	806.8	70.5	59.5	65.4	50.0	63.6	70.4	72.7	71.3	64.8	71.9	70.6	76.1
Neerslagdagen, 1 mm/dag ⁽⁸⁾	135.2	12.6	10.9	12.9	9.9	11.3	10.7	10.4	10.2	10.6	11.1	11.9	12.7
Neerslagdagen, 10 mm/dag ⁽⁸⁾	20.2	1.5	1.4	1.3	0.9	1.4	1.9	2.2	2.0	1.5	1.9	2.0	2.0

⁽¹⁾ **Graaddagen 15/15:** Gemiddeld totaal van het verschil tussen een drempelwaarde van 15°C en de dagelijkse gemiddelde temperatuur wanneer deze kleiner is dan 15°C.

⁽²⁾ **Lentedagen:** Gemiddeld aantal dagen met een maximumtemperatuur van minstens 20°C.

⁽³⁾ **Zomerdagen:** Gemiddeld aantal dagen met een maximumtemperatuur van minstens 25°C.

⁽⁴⁾ **Tropische dagen:** Gemiddeld aantal dagen met een maximumtemperatuur van minstens 30°C.

⁽⁵⁾ **Ijsdagen:** Gemiddeld aantal dagen met een maximumtemperatuur kleiner dan 0°C.

⁽⁶⁾ **Vorstdagen:** Gemiddeld aantal dagen met een minimumtemperatuur kleiner dan 0°C.

⁽⁷⁾ **Dagen met strenge vorst:** Gemiddeld aantal dagen met een minimumtemperatuur kleiner dan -10°C.

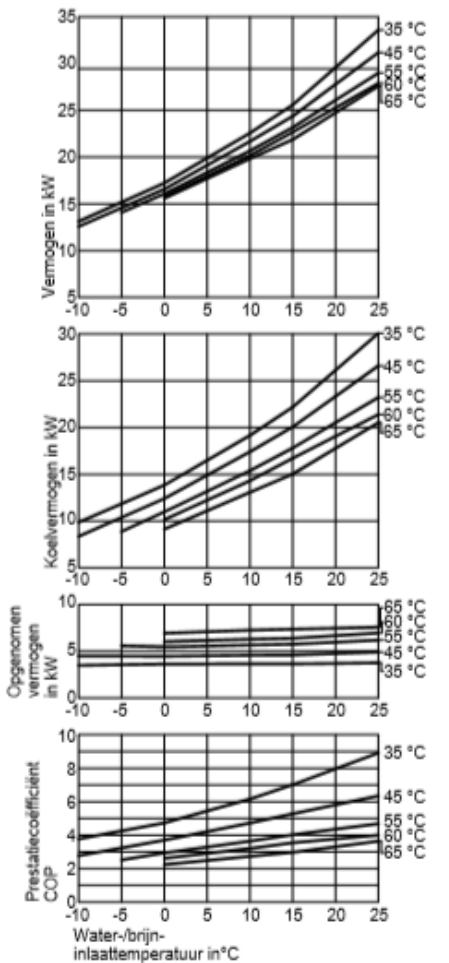
⁽⁸⁾ **Neerslagdagen:** Gemiddeld aantal dagen met een neerslaghoeveelheid van minstens 1 of 10 mm.

Bijlage B VITOCAL 300 G TYPE BW 301.17

2

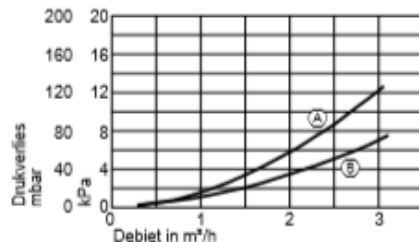
Vitocal 300-G, type BW 301.B06 tot B17, BWS 301.B06 tot B17, BWC 301.B06 tot B17 (vervolg)

Type BW 301.B17, BWS 301.B17



Aanwijzing

- De gegevens voor COP zijn in overeenstemming met EN 14511 vastgesteld.
- De prestatiekenmerken gelden voor nieuwe toestellen met schone plaatwarmtewisselaars.
- De prestatiekenmerken gelden alleen in combinatie met hoogefficiënte circulatiepompen



- (A) Secundair circuit
- (B) Primaal circuit

Vermogensgegevens

Werkingspunt	W B	°C °C	35				
			-5	0	2	10	25
Stookvermogen		kW	15,19	17,24	18,31	22,59	33,59
Koelvermogen		kW	11,87	13,85	14,91	19,17	30,08
Elektr. opgenomen vermogen		kW	3,58	3,65	3,65	3,68	3,78
Prestatiecoëfficiënt (COP)			4,25	4,73	5,01	6,15	8,90

Werkingspunt	W B	°C °C	45				
			-5	0	2	10	25
Stookvermogen		kW	14,59	16,59	17,61	21,69	31,19
Koelvermogen		kW	10,40	12,42	13,42	17,42	26,61
Elektr. opgenomen vermogen		kW	4,51	4,49	4,51	4,60	4,93
Prestatiecoëfficiënt (COP)			3,24	3,70	3,90	4,72	6,33

Werkingspunt	W B	°C °C	55				
			-5	0	2	10	25
Stookvermogen		kW	14,10	16,09	17,01	20,69	28,99
Koelvermogen		kW	8,89	11,00	11,88	15,40	23,23
Elektr. opgenomen vermogen		kW	5,60	5,48	5,52	5,69	6,20
Prestatiecoëfficiënt (COP)			2,52	2,94	3,08	3,64	4,68

Werkingspunt	W B	°C °C	65			
			0	2	10	25
Stookvermogen		kW	15,60	16,45	19,85	27,60
Koelvermogen		kW	9,15	9,94	13,10	20,54
Elektr. opgenomen vermogen		kW	6,94	7,01	7,26	7,59
Prestatiecoëfficiënt (COP)			2,25	2,35	2,73	3,64

Bijlage D DIMENSIES BUFFERVAT

	layers (#)	depth (m)	diameter (m)			
			30	36	42	48
Volume			Volume (m3)			
	8	28,8	20.347	29.300	-	-
	9	32,4	22.891	32.962	-	-
	10	36,0	25.434	36.625	49.851	-
	11	39,6	27.977	40.287	54.836	71.622
	12	43,2	30.521	43.950	59.821	78.133
	13	46,8	33.064	47.612	64.806	84.644
	14	50,4	35.608	51.275	69.791	91.155
	15	54,0	38.151	54.937	74.776	97.667
Usable heat capacity (dT = 50K)			Usable heat capacity (MWh/cycle)			
	8	28,8	1.184	1.705	-	-
	11	39,6	1.628	2.345	3.191	4.168
	15	54,0	2.220	3.197	4.352	5.684
Natural gas equivalent (AEQ)			Natural gas equivalent (m ³ /cycle)			
	8	28,8	121.197	174.524	-	-
	11	39,6	166.646	239.970	326.626	426.613
	15	54,0	227.244	327.232	445.399	581.745
CO2 reduction			CO2 reduction (ton/cycle)			
	8	28,8	239	344	-	-
	11	39,6	328	473	643	840
	15	54,0	448	645	877	1.146
Storage temperature (cooling and heating)			0-95 °C			
Efficiency 6 months			91%	93%	95%	95%
Technical life expectancy			> 100 years			
Storage medium			natural water (H2O)			

Bijlage E TECHNISCHE DATA VERTICAL IN-LINE CENTRIFUGAL PUMP

Vertical In-Line Centrifugal Pump

Model LPDA

Specifications

50 HZ

■ Pump

Description		Standard	Option
Liquid handled	Type of Liquid	Fresh Water	
	Temperature	0 ~ 80 °C	
Max. Positive suction pressure		10 bar	18 bar
Max. Discharge pressure		16 bar	20 bar
Approximation speed		1450 min ⁻¹	1750 min ⁻¹
Location		Indoor / Outdoor	
Covering Range	Suction Dia.	100 to 200 mm	
	Flow rate	0.4 to 10 m ³ /min	
	Power	1.5 to 75 kW	
Construction	Pump Type	Inline	
	Casing split	Vertical back pull out	
	Impeller	Enclosed	
	Shaft seal	Mechanical Seal	
	Shaft	Stub Shaft	
Material	Sealing	Self flushing	External flushing
	Casing	Cast Iron	Ductile cast iron; Bronze
	Impeller	Bronze	Cast Iron
	Shaft	SUS 304 stainless steel	
	Mech. Seal	Ceramic/Carbon	SiC/Carbon; SiC/SiC
Flanges	Motor Casing	Aluminum	Cast Iron
	Suction	DIN PN-16	JIS 16 KRF; ANSI 250
	Discharge	DIN PN-16	JIS 16 KRF; ANSI 250
	Type	IEC Standard, Flange Mounted type	NEMA Standard, Flange Mounted type
Motor	No. of pole	4	
	Synch. Speed	1500 min ⁻¹	1800 min ⁻¹
	Insulation class	F	
	Protection	IP 55	
Volt/ Phase/ Hz		380V-415V / 3 Ph. / 50 Hz	400V-460/ 3 Ph. / 60 Hz
Accessories		-	Sole Plate

■ Paint

Part Name	Material (JIS Code)	Standard		Optional Inner Surface
		Inner Surface	Outer Surface	
Casing	Cast Iron (FC)	1 coat of Zinc chromate primer	- Under coat 1 coat of zinc chromate primer	1 coat of tar epoxy resin
Casing Bracket	Cast Iron (FC)		- Finish coat 1 coat of phthalic resin enamel	
Sole Plate	Cast Iron (FC)	- Under coat 1 coat of zinc chromate primer - Finish coat 1 coat of phthalic resin		



TD5LPD0310SR0

Vertical In-Line Centrifugal Pump

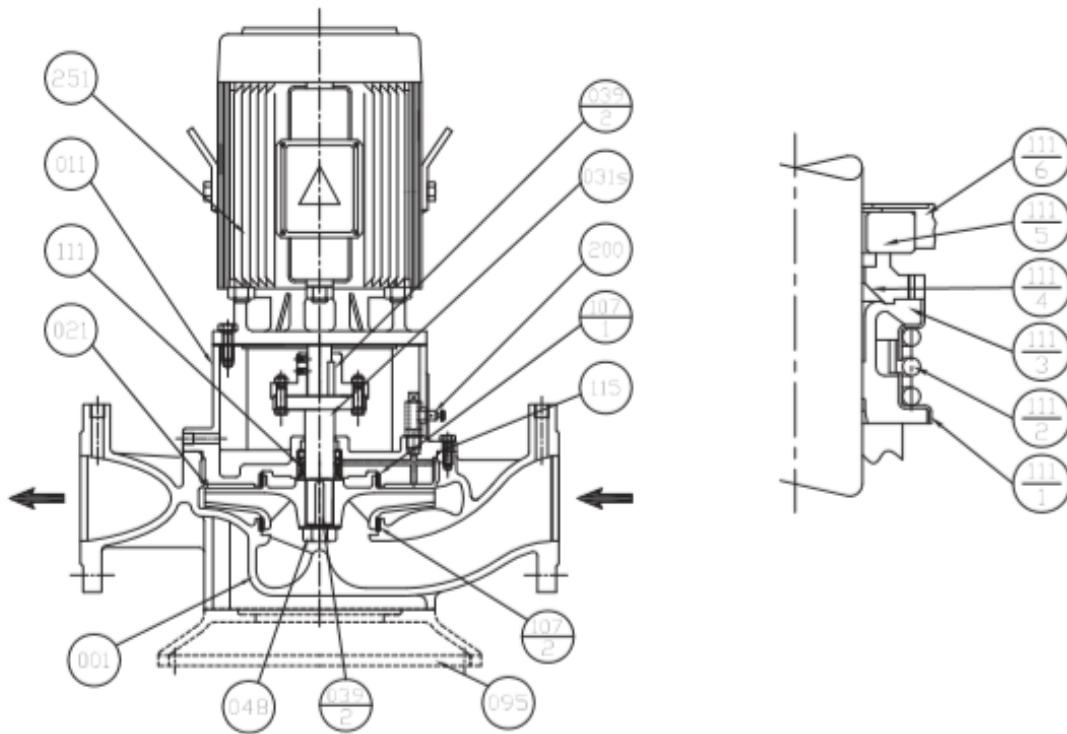
Model **LPDA**

Sectional View

50 HZ

▪ Pump

▪ Mechanical Seal



095	Sole Plate	FC200	1
251	Electric Motor	-	1
200	Air Vent Valve	-	1
115	"O" Ring	NBR	1
111	Mechanical Seal	-	1
107	Liner Ring	BC 6	2
048	Impeller Nut	BRASS	1
039-2	Key	SUS 316	1
039-1	Key	S35C	1
031s	Stub Shaft	SUS 304	1
021	Impeller	BC 6	1
011	Casing Bracket	FC 250	1
001	Casing	FC 250	1
Part No.	Part Name	Material	Qty

111-6	Cup Gasket	NBR	1
111-5	Mating Ring	Ceramic	1
111-4	Seal Ring	Carbon	1
111-3	Bellows	NBR	1
111-2	Spring	Stainless	1
111-1	Spring Holder	Steel	1
Part No.	Part Name	Material	Qty

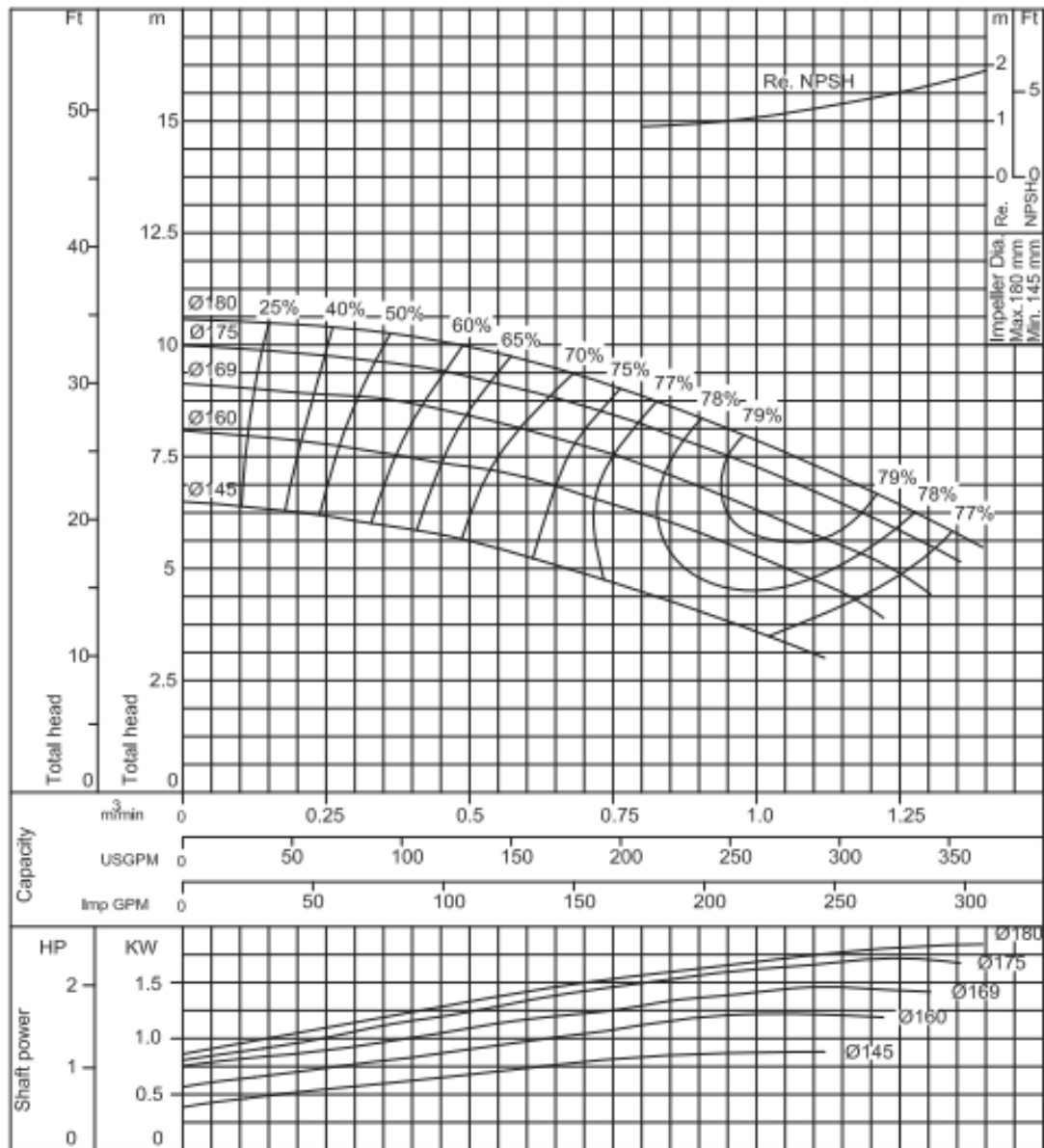
Vertical In-Line Centrifugal Pump

Model LPDA

Performance Curve

50 HZ

100 LPDGA	According to ISO testing code 2548 Class C
50Hz (Approx. speed 1450min ⁻¹)	S.G.= 1.0 Vis.= 1.0 cSt



Curve No. LPD-5401R0



TD5LPD07107R0

Bijlage F FYSISCHE EIGENSCHAPPEN VAN WATER

Table B.1 Thermophysical properties of pure water at atmospheric pressure

T (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (Pa s)	C_p (J/kg K)	k (W/m K)	Pr	β (K ⁻¹)	c (m/s)	σ (N/m)
5	1000	0.001519	4200	0.5576	11.44	0.00001135	1426	0.07494
10	999.7	0.001307	4188	0.5674	9.642	0.00008743	1448	0.07422
15	999.1	0.001138	4184	0.5769	8.253	0.0001523	1467	0.07348
20	998.2	0.001002	4183	0.5861	7.152	0.000209	1483	0.07273
25	997.1	0.0008905	4183	0.5948	6.263	0.0002594	1497	0.07197
30	995.7	0.0007977	4183	0.603	5.534	0.0003051	1509	0.07119
35	994	0.0007196	4183	0.6107	4.929	0.000347	1520	0.0704
40	992.2	0.0006533	4182	0.6178	4.422	0.0003859	1528	0.06959
45	990.2	0.0005963	4182	0.6244	3.994	0.0004225	1534	0.06877
50	988	0.0005471	4181	0.6305	3.628	0.0004572	1537	0.06794
55	985.7	0.0005042	4182	0.636	3.315	0.0004903	1538	0.0671
60	983.2	0.0004666	4183	0.641	3.045	0.0005221	1537	0.06624
65	980.6	0.0004334	4184	0.6455	2.81	0.0005528	1534	0.06536
70	977.8	0.000404	4187	0.6495	2.605	0.0005827	1529	0.06448
75	974.9	0.0003779	4190	0.653	2.425	0.0006118	1523	0.06358
80	971.8	0.0003545	4194	0.6562	2.266	0.0006402	1514	0.06267
85	968.6	0.0003335	4199	0.6589	2.125	0.0006682	1504	0.06175
90	965.3	0.0003145	4204	0.6613	2	0.0006958	1491	0.06081
95	961.9	0.0002974	4210	0.6634	1.888	0.000723	1475	0.05987
100	0.5896	0.00001227	2042	0.02506	0.9996	0.002881	472.8	0.05891

Bijlage G HYDRAULISCHE DIAMETER

Note: The hydraulic diameter is not the same as the geometric equivalent diameter of non-circular ducts or pipes. Hydraulic diameter is the value that should be used in calculating the Reynolds number. The following examples represent shapes commonly found in injection molding cooling circuits.

Hydraulic Diameter can be calculated using this general equation:

$$d_h = 4 A / P$$

d_h = hydraulic diameter (m, ft, in)

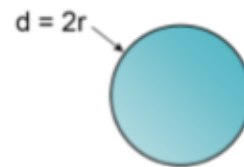
A = cross section area of the duct or pipe (m^2 , ft^2 , in^2)

P = "wetted" perimeter of the duct or pipe (m, ft, in)

Hydraulic Diameter of a Circular Duct:

$$d_h = 4 \pi r^2 / 2 \pi r = 2 r = d$$

Note that for a circular duct, hydraulic diameter is the same as actual diameter.

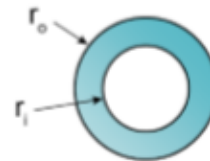


Hydraulic Diameter of an Annular Passage:

$$d_h = 4 \pi (r_o^2 - r_i^2) / 2\pi (r_o + r_i)$$

$$d_h = 2(r_o^2 - r_i^2) / (r_o + r_i)$$

$$d_h = 2(r_o - r_i)$$



Hydraulic Diameter of a Rectangular Duct:

$$d_h = 4 a b / (2 (a + b))$$

$$d_h = 2 a b / (a + b)$$

a = width of the duct (m, ft)

b = height of the duct (m, ft)



Hydraulic Diameter of a Half Circular Duct:

This shape occurs when using cooling baffles that divide the flow area of a drilled cooling circuit. For simplicity this example ignores the thickness of the baffle.

$$d_h = 4 A / P$$

$$A = \pi r^2 / 2$$

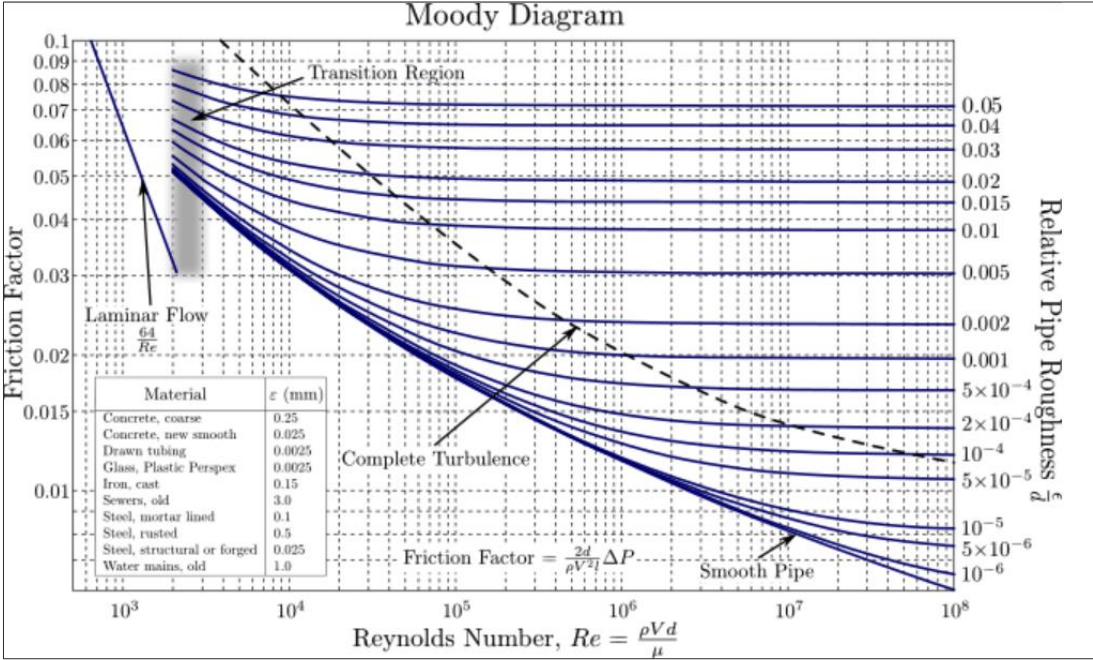
$$P = \pi r + d$$

$$d_h = (4 \pi r^2 / 2) / (\pi r + d)$$

$$d_h = 2 \pi r^2 / (\pi r + d)$$



Bijlage H MOODY DIAGRAM



FACULTEIT INDUSTRIËLE INGENIEURSWETENSCHAPPEN
CAMPUS GROEPT LEUVEN
Andreas Vesaliusstraat 13
3000 LEUVEN, België
tel. + 32 16 30 10 30
iiw.groept@kuleuven.be
www.iw.kuleuven.be

