

Handboek energiebesparing voor verwarmde Tankopslag

in opdracht van DCMR



ir. Martine van der Post
PostFossil B.V.

Copyright © 2019 Martine van der Post, Berkel en Rodenrijs

POSTFOSSIL B.V.
WWW.POSTFOSSIL.NL

De tweede druk van dit boek is tot stand gekomen in opdracht van DCMR Milieudienst Rijnmond en mogelijk gemaakt door het Rotterdam Climate Initiative en de Provincie Zuid-Holland. Alles uit deze uitgave mag alleen worden gebruikt om energie te besparen.

ISBN 978-94-6259-894-2

Versie 2.1, 17 september 2020

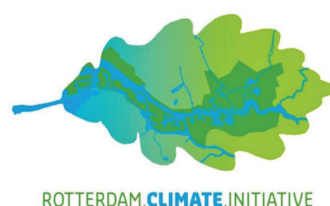
Dankwoord

Allereerst zou ik Willem de Neve en Mariëtte Bilius van DCMR willen bedanken voor de opdracht om een uitbreiding te schrijven van het Energiehandboek voor verwarmde tankopslag. Zij hebben het vervolg van het handboek niet alleen geïnitieerd, zij hebben ook veel moeite geïnvesteerd in het lezen en verbeteren ervan.

De verbeteringen in het oude handboek (nu onderdeel van dit handboek) zijn mede te danken aan de constructieve feedback van Peter Stulen van Hertel. Dank! Johan Sentjens wil ik bedanken voor zijn scherpe blik; hij zag gelijk dat er iets niet klopte aan een plaatje (dat mij nog nooit opgevallen was). Ik heb het plaatje in deze nieuwe versie (2.1) verbeterd en consistent gemaakt met de rest van het verhaal.

Ook zou ik iedereen bedanken die mij voorzien heeft van ongezoeten commentaar op de vorige versie. Rémon Dantuma en Robert Ruigrok van DCMR voor de uitgebreide feedback en mooie toevoegingen. Mariëtte Bilius van DCMR, (die zelfs de nog nauwelijks leesbare versie tijdens haar vakanties als leesvoer heeft meegenomen) voor de structurele adviezen en verbeteringen. Boris Alers van Omgevingsdienst Noordzeekanaalgebied (die heeft meegelezen in zijn spaarzame avonduurtjes) voor onder andere het uittesten van de methode. Robert Wijnen van Vopak Vlaardingen (die is afgestudeerd op tankwarmte verliezen) voor zijn praktische hulp. Maarten de Hoog van DCMR voor het schrijven van het voorwoord. Hennie Holtman (VOTOB) voor het spontaan aanbieden van meelezers van tankopslagbedrijven waar ik nog niet gewerkt heb. Roald Hutten (Rubis) voor zijn terechte opmerking ook andere verwarmingsmedia mee te nemen. Jean Luteijn (ETT) voor het delen van zijn inspiratieve scriptie. Verder wil ik graag Hans van Vliet (Deltalinqs) en Mohamed Ezzahiri (Vopak) bedanken voor hun vertrouwen, John Rummenie en Leo van den Oever (BP en Argos) voor het ondersteunen van mijn plannen. Zonder hen was ik waarschijnlijk nooit begonnen met het uitrekenen van het warmteverlies van een opslagtank.

Met dit uitgebreide handboek heb ik mijn eigen werk overbodig gemaakt, hopelijk draagt het bij aan mijn bedrijfsdoelstelling; "Het besparen van fossiele energie".



Inhoudsopgave

1	Inleiding	1
I	Theorie van de tankwarmtevraag en warmtelevering	3
2	Introductie in de Warmteoverdracht	5
2.1	Theoretische achtergrond	5
2.2	Geleiding	6
2.3	Convectie	6
2.4	Straling	6
3	Warmteverlies van een verwarmde tank	9
3.1	Aannames en uitgangspunten	9
3.2	Bodem	10
3.3	Natte wand	11
3.4	Dak	14
3.4.1	Vast dak	14
3.4.2	Drijvend dak	18
3.5	Droge wand	18
3.6	Totale tank	19
3.7	Afhankelijkheden	21
3.7.1	Tank- en buitentemperatuur	21
3.7.2	Tankdiameter	21
3.7.3	Windsnelheid	21
3.7.4	Vullingsgraad	22
3.7.5	Importgegevens	22
3.7.6	Opwarmgedrag	24
4	Warmteverlies van een verwarmde leiding	27
4.1	Aannames en uitgangspunten	27
4.2	Wand zonder isolatie	27
4.3	Wand met isolatie	28

4.4	Invloed van de isolatiedikte	30
4.5	Corrosie onder isolatie	31
4.6	Afhankelijke warmtegeleiding van isolatie	32
5	Warmteverlies infrastructuur (verschillende verwarmingsmedia)	33
5.1	Stoom	33
5.2	Warm water	34
5.3	Elektrisch	34
5.4	Hete olie	35
6	Warmteleveranciers	37
6.1	Waterpijpketel	37
6.2	Vlampijpketel	37
6.2.1	Voor stoomproductie	37
6.2.2	Voor warm water productie	39
6.3	Stoomgenerator	39
6.4	Restwarmte	39
6.4.1	Lage druk stoom	39
6.4.2	Uit een warmtenet	39
6.4.3	Uit dampverwerking	39
6.5	Zonnewarmte	40
6.6	WKK	40
II	Berekenen en verminderen van de warmtevraag	41
7	Fase 1: Informatie verzamelen	43
7.1	Constructiegegevens	43
7.2	Operationele/contractuele gegevens	43
8	Fase 2: Warmtevraag bepalen	45
8.1	Stap 1: Benodigde informatie	45
8.2	Stap 2a: Warmtevraag door verlies tanks	46
8.2.1	Warmteverliezen	46
8.2.2	Oppervlakken	47
8.2.3	Afhankelijkheden	48
8.2.4	Gemiddelde en jaarlijkse warmteverlies tanks	48
8.2.5	Maximaal warmteverlies tanks	49
8.3	Stap 2b: Warmtevraag door opwarmen tanks	49
8.4	Stap 3: Warmteverlies infrastructuur	50
8.4.1	Stoom infrastructuur	50

8.4.2	Productleidingen	51
8.5	Stap 4: Warmtevraag andere afnemers	52
8.6	Stap 5: Werkelijke totale warmtevraag	52
8.7	Stap 6: Resultaat	52
9	Fase 3: Warmte aanbod en bepalen potentiële besparing	53
9.1	Warmte opwekking	53
9.2	Totaal primair jaarlijks energieverbruik	53
9.3	Besparingspotentieel	53
III	Verwarmen met warm water in plaats van stoom	55
10	Verwarming van een tank	57
10.1	Warmte aanvoer met verwarmend medium	57
10.1.1	Stoom	57
10.1.2	Warm water	57
10.2	Warmteoverdracht van medium via tankspiraal op product	58
10.2.1	Warmteafgifte spiraal bij vrije convectie	58
10.2.2	Warmteafgifte spiraal bij geforceerde convectie	59
10.2.3	Warmteoverdracht medium naar spiraal	60
10.3	Inschatten verwarmingscapaciteit	60
10.3.1	Stoom	60
10.3.2	Warm water	61
10.3.3	Warm water met de mixer aan	66
10.4	Mogelijkheden als de verwarmingscapaciteit te laag is	66
10.4.1	Een mogelijkheid uitgewerkt; de opwarmsnelheid bijstellen	67
11	Hydraulische berekeningen	69
11.1	Energie en massabalans	69
11.2	Drukval	72
11.2.1	Drukval over een tankspiraal	72
11.2.2	Drukval in een tankput	72
11.3	Bepalen van de benodigde pomp	73
11.4	Functioneel ontwerp warmwatersysteem	75
11.4.1	Bij nieuwbouw	75
11.4.2	Bij overstap van stoom op warm water	80
11.4.3	Aandachtspunten bij warmwaterverwarming	80
12	Besparingspotentieel	83
12.1	Energieverlies of exergieverlies?	83

12.1.1	Energie en entropie	83
12.1.2	Energie en exergie	84
12.1.3	Exergie van stoom en warm water	84
12.2	Energieverliezen van stoom versus warm water	85
12.3	Energieverliezen in perspectief	85
12.3.1	Energieverbruik fictieve terminal op stoom	86
12.3.2	Energieverbruik na isolatie tankdaken grote tanks	86
12.3.3	Energieverbruik na overstap op warm water	87
12.3.4	Restwarmte	88
12.3.5	Energieverbruik na overstap op restwarmte	88
12.4	Financiële haalbaarheid	89
12.5	Conclusie	90
13	Voor- en nadelen van overstappen op warm water	91
	Bibliografie	92
IV	Bijlagen	95
A	Materiaaleigenschappen	97
A.1	Lucht	97
A.2	Water	97
A.3	Producten	98
A.4	Vaste stoffen	98
B	Verzadigde stoom	99
C	Validatie model voor dakisolatie	101
C.1	Test met grote tank zonder dakisolatie bij tankterminal 1	101
C.2	Test met grote volledig geïsoleerde tank bij tankterminal 1	102
C.3	Test met kleine tank zonder dakisolatie bij tankterminal 2	102
C.4	Resultaat	102
D	Invulsheets	105
E	Afleidingen temperatuur als functie van de plaats in de spiraal	109
	Index	110

Hoofdstuk 1

Inleiding

Dit handboek is geschreven voor vergunningverleners, toezichthouders, energiecoördinatoren, projectmanagers en terminalmanagers van bedrijven met verwarmde opslag van natte bulk, die met een snelle scan aandachtspunten voor energiebesparing willen kunnen identificeren. Het handboek bestaat uit drie delen; de theorie van het warmteverlies en de warmtelevering, het berekenen van de warmtevraag en mogelijke besparing voor een voorbeeldterminal en de besparing door overstappen van stoom op warm water. In het eerste wordt ingegaan op warmteoverdracht toegespitst op typische tankopslagsituaties. Daarna wordt in het tweede deel de daadwerkelijke warmtebehoefte van de verschillende tankopslagonderdelen ingeschat. Dit wordt zoveel mogelijk met karakteristieken ondersteund om de inschatting in de praktijk makkelijker te maken. Via het hoofdstuk over warmteleveranciers en hun rendementen wordt een inschatting van het eventuele besparingspotentieel gemaakt voor het verminderen van de warmtevraag. In het laatste deel wordt ingegaan op de warmte die de tankspiraal kunnen overdragen op het opgeslagen product. Zeker bij een verlaagde warmtevraag ontstaat de mogelijkheid om in plaats van stoom warm water te gebruiken. Om hier meer inzicht in te krijgen worden voorbeelden van warm water verwarmingssystemen behandeld. Dit deel van het boek wordt afgesloten met een besparingspotentieel, de financiële haalbaarheid en de voor en nadelen van het overstappen op warmwaterverwarming.

Waarom dit handboek?

Na jaren energiescans te hebben mogen uitvoeren voor verschillende Europese tankopslagbedrijven, werd mij duidelijk dat bij vrijwel alle bedrijven met verwarmde opslag de tanks met afstand de grootste energieverbruikers zijn. Vaak zijn verwarmde tanks wel voorzien van wandisolatie maar meestal ontbreekt isolatie op het dak. Omdat veelal geen energieverbruiksmetingen op tankniveau worden uitgevoerd, is het niet duidelijk hoeveel dakisolatie nou eigenlijk scheelt. Ik heb lang geloofd dat het niet veel uitmaakt, omdat boven het product een luchtlaag aanwezig is. Toch zei mijn gevoel dat er iets in deze denkwijze niet klopt, waarom moet ik het dak van mijn huis zo goed isoleren als de luchtlaag dat al zou doen? Op internet waren meerdere rekenprogramma's voorhanden maar allemaal gaven ze andere antwoorden. Ik ben zelf gaan rekenen en heb een dak van een grote tank mogen laten isoleren. Het energieverbruik van de tank werd voor en na het aanbrengen van de isolatie gemeten. Uiteindelijk is op basis van afkoeling het bewijs geleverd (zie Bijlage C). Wat ik al vermoedde was waar, door het dak verdwijnt veel meer energie dan werd aangenomen, het aanbrengen van isolatie scheelde in dit specifieke geval ruim 50%. Waarom is het dan niet interessant voor tankopslagbedrijven om massaal al hun tankdaken te isoleren?

Het is jarenlang problematisch geweest om de daken van verwarmde tanks van isolatie te voorzien omdat de isolatie niet goed beloopbaar was, terwijl er via het dak monsters moeten worden genomen uit de tank. Door het lopen ging de afdeklaag over de isolatie lekken zodat de isolatie nat kon worden. De resulterende problemen door corrosie onder isolatie hebben terecht doen besluiten om de isolatie te verwijderen. Tegenwoordig is er goed beloopbare isolatie beschikbaar, waarbij het corrosieprobleem tot het verleden behoort. Er zijn zeker in de Rotterdamse haven al veel tanks mee uitgevoerd en bij sommigen ligt het er al tientallen jaren op. Isolateurs en fabrikanten van isolatie voor tanks zullen er alles aan doen de eventueel resterende problemen met de klant samen op te lossen!

Daarnaast speelt een ander begrijpelijk probleem, dat ook bij woningbouwcorporaties veel voorkomt. In veel gevallen heeft de klant het voordeel van de investering die het bedrijf doet, zodat het bedrijf de investering niet kan terugverdienen. Toch zou het mogelijk moeten zijn om hier een oplossing voor te vinden. Via een zogenaamde ‘ESCO’-constructie (Energy Service Company) bijvoorbeeld, kan de investering via de energiekosten worden verrekend. Of het bedrag kan bij elkaar gespaard worden met een Crowd-Funding actie en via een aantal jaar doorrekenen van oude tarieven aan de klant worden terugbetaald aan de mensen (en dit is financieel- en energiebesparingstechnisch vaak een stuk interessanter dan zonnepanelen!). In ieder geval blijft het vaak bij een plan. Tot uitvoer brengen is een ander verhaal.

Om mijn kennis te delen en mijn doel (energie besparen) te realiseren heb ik jaren geleden besloten het allemaal eens op te schrijven. Toch bleef ook dit bij een plan, tussen de opdrachten door kon ik telkens weer betere dingen bedenken om te doen. Ik ben dan ook zeer dankbaar dat DCMR Milieudienst Rijnmond het opschrijven van alles wat ik heb uitgezocht mij in 2015 tot opdracht heeft gegeven. De eerste versie van dit handboek waarin de nadruk lag op het scannen van de energiebesparingsmogelijkheden bij verwarmde opslag, heb ik in 2019 mogen uitbreiden met een extra deel waarin de overstap van stoom naar warm water is opgenomen. Hierin ligt de nadruk op het verwarmingssysteem (verwarmingsspiralen, pompen, mixers en andere onderdelen) in plaats van de verwarmingsbehoefte welke juist in deel 1 en 2 boek aan de orde komt. Op tankterminals zijn uiteraard nog andere energievreters aanwezig, deze vallen meestal echter in het niet bij het energieverbruik voor de tankverwarming. Daarnaast zijn voor andere energieverbruikers vaak wel meetgegevens beschikbaar en/of is de besparing eenvoudig(er) in te schatten.

Veel bespaarplezier toegewenst,

Martine van der Post

Benodigde competenties

Om met dit handboek aan de slag te kunnen gaan is kennis van vwo niveau natuur- en wiskunde voldoende. Voor het praktijkdeel zijn rekenvaardigheden nodig. Verder is het handig als je op de hoogte bent van de in de tankopslagwereld gebezigde termen, anders spreken de voorbeelden uit het handboek niet voldoende tot de verbeelding!

Het is makkelijk als je handig met excel bent, maar het belangrijkste is dat je enthousiast bent en van puzzels houdt.

Voor extra's bij dit boek kijk op: www.postfossil.nl/berichten

Randvoorwaarden voor toepassing

De enige voorwaarden voor het uitvoeren in het ‘echt’ zijn dat je toegang tot de benodigde informatie hebt en dat je voldoende tijd krijgt om dit te verwerken. Mijn ervaring is dat een energiescan voor een gemiddelde opslagterminal enkele dagen tot een week in beslag kan nemen afhankelijk van de diversiteit in energieverbruikers.

Om het uiteindelijke resultaat van de scan; het aandachtspunt voor energiebesparing tot een project te maken zijn uiteraard meer randvoorwaarden van toepassing. Zo zal er vrijwel altijd een ‘MOC’ (Management Of Change) uitgevoerd moeten worden om te verankeren dat de wijzigingen goed worden geregistreerd en veilig worden gecoördineerd maar vooral ook om te voorkomen dat dingen over het hoofd worden gezien. Zo kunnen er bijvoorbeeld ook contractuele verplichtingen zijn waardoor deze eerst besproken moeten worden voordat de wijziging kan worden doorgevoerd.

Deel I

Theorie van de tankwarmtevraag en warmtelevering

Hoofdstuk 2

Introductie in de Warmteoverdracht

Zodra er tussen twee stoffen een verschil in temperatuur aanwezig is, zal de koude de neiging hebben om op te warmen ten koste van de warme. Wanneer de warme entiteit een tank is en de koude de omringende lucht, is het niet anders. In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de theorie achter de warmteoverdracht, toegespitst op tankopslagsituaties.

2.1 Theoretische achtergrond

Het is belangrijk om eerst in te zoomen op molecuulniveau om de verschillende wijzen waarop warmteoverdracht kan plaatsvinden beter te begrijpen. Een molecuul dat een absolute temperatuur groter dan nul graden Kelvin heeft, zal per definitie trillen. Hoe hoger de temperatuur, hoe hoger de frequentie van de trilling.

Er zijn drie manieren waarop warmte van de ene naar de andere plaats kan reizen:

1. Geleiding
2. Convectie
3. Straling

Bij *Geleiding* geven de harder trillende moleculen van de warme entiteit hun trilling door aan de minder hard trillende moleculen er omheen, zodat de warmte verplaatst.

Bij *Convectie* reizen de trillende moleculen vrij rond, waardoor ze hun trilling doorgeven aan moleculen van de koude entiteit. Reizende moleculen bevinden zich in gasvormige of vloeibare toestand. De op te warmen moleculen kunnen daarnaast ook in vaste toestand verkeren zoals bijvoorbeeld een persoon die de warmte van de gloeiende radiator verderop in huis voelt.

Bij *Straling* -en dit is het moeilijkst voor te stellen-, brengen de trillende moleculen van de warme entiteit door middel van elektromagnetische golven met de snelheid van het licht hun trilling over op die van de koude entiteit. De zon brengt op deze manier haar energie naar de aarde. De helium-moleculen van de zon trillen bij 5760 graden K (en dat moet met 273 worden verminderd om graden C te krijgen) en brengen via straling, dwars door vacuüm per uur genoeg energie naar de aarde, om de mensheid een jaar lang van energie te kunnen voorzien.

De frequentie waarmee de moleculen trillen, is recht evenredig met de temperatuur. De golflengte van de straling is omgekeerd evenredig met de temperatuur. Hoe heter, hoe korter de golflengte van de uitgezonden straling. Daarom straalt de zon in zichtbaar licht en kan de straling van een hete pan met soep alleen met een infrarood kijker bekeken worden. Infrarood kunnen we wel voelen en sommige Finse houtkachels werken op basis van dit principe. Je stookt ze in een paar uur warm en de rest van de dag stralen ze een behaagelijke warmte uit. Ook als je op een paar meter van de kachel zit, warmen je voeten merkbaar op.

2.2 Geleiding

Bij vaste stoffen treedt geleiding op. Ook in vloeistoffen en gasen treedt geleiding op maar het gedrag hiervan is vele malen complexer. Bij gasen zijn de afstanden tussen de moleculen zo groot dat het aandeel van de warmteoverdracht in de vorm van geleiding verwaarloosd mag worden.

Voor het berekenen van geleiding wordt de wet van *Fourier* voor warmtegeleiding gebruikt. Zodra er een temperatuurverschil is in een object, zal energie van de warme naar de koude kant vervoerd worden. De Wet van Fourier beschrijft de hoeveelheid energie (in dit geval warmte) die per tijdseenheid door het object heen wordt vervoerd per m^2 ($\dot{Q}$ in Watt). De warmtestroom is recht evenredig met de temperatuurgradiënt:

$$\dot{Q} = kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

De waarde k (of ook wel λ) in deze formule staat voor de warmtegeleidingscoëfficiënt in W/mK , de oppervlakte waar de warmte doorheen stroomt is weergegeven met A . De temperatuurgradiënt zegt dus iets over het verschil in temperatuur tussen bijvoorbeeld de binnenkant en de buitenkant van een muur; x is dan de plaats in de muur (of hoe ver je je in de muur bevindt) en T is de bijbehorende temperatuur.

2.3 Convectie

In de buitenlucht begint convectie een grote rol te spelen. Zoals bijvoorbeeld de wind langs je handen als je op de fiets zit. Er zijn twee soorten convectie; vrije en gedwongen. Het type waarmee een verwarmingsradiator zijn warmte afgeeft is vrije convectie; de lucht wordt opgewarmd en stijgt op naar het plafond doordat warme lucht lichter is dan koude lucht. Het type convectie waarmee een ventilator ons op een warme dag verkoeling brengt is gedwongen of geforceerde convectie. Hierbij heeft de lucht niet de vrijheid zomaar ergens heen te stromen maar wordt het een kant op gedwongen. De rijwind op de fiets (op een windstille dag) is dus ook een soort van gedwongen convectie. Voor convectie wordt de wet van *Newton* voor afkoeling gebruikt. Deze wet beschrijft hoeveel warmte van het object weggevoerd wordt doordat een vloeistof of gas langs het oppervlak ervan stroomt. De warmtestroom tussen het object en de omgeving is recht evenredig met het temperatuurverschil tussen beide. Als het object warmer is dan de omgeving zal warmte naar de omgeving stromen en andersom. In formulevorm ziet deze wet er als volgt uit:

$$\dot{Q} = hA(T_{\text{object}} - T_{\text{omgeving}}) \quad (2.2)$$

In deze formule staat een waarde h , welke de warmteoverdrachtscoëfficiënt weergeeft in $\text{W/m}^2\text{K}$. Deze waarde is bij gedwongen convectie onder meer afhankelijk van de vloeistof- of gaseigenschappen en van de snelheid waarmee het langs het oppervlak A stroomt. Bij vrije convectie hangt de waarde van h onder andere af van het verschil in dichtheid van het gas of de vloeistof bij het warme oppervlak met die uit de omgeving door het verschil in temperatuur. Hierdoor ontstaat een stroming zoals bijvoorbeeld het geval is in een schoorsteen als de openhaard brandt.

2.4 Straling

Deze vorm van warmte overdragen is de meest ongrijpbare. Toch is het een belangrijke manier om warmte over te dragen. Straling, emissie, reflectie en absorptie zijn begrippen die onlosmakelijk met elkaar verbonden zijn. De straling die met een bepaalde golflengte op een object valt zoals bijvoorbeeld zonlicht op getint glas van een auto, zal deels doorgelaten, deels gereflecteerd en deels geabsorbeerd worden. Het geabsorbeerde deel wordt uiteindelijk weer afgegeven; geëmitteerd. De emissie van een object is altijd gelijk aan de absorptie bij een gegeven golflengte en temperatuur. Zonnecollectoren bijvoorbeeld werken volledig volgens dit principe; ze hebben een speciale coating, de zogenaamde ‘spectraal selectieve laag’ die straling met de golflengte van zonlicht goed absorbeert. De zonnecollectoren zouden alle geabsorbeerde straling bij dezelfde golflengte natuurlijk volledig emitteren als ze de juiste temperatuur (die van de zon) zouden kunnen halen. Maar dat doen ze gelukkig niet. Wel worden ze warm, maar ze emitteren weinig infrarode straling dankzij de coating die eroverheen zit.

De warmte die een object uitstraalt is dus afhankelijk van de temperatuur van het oppervlak ervan. De wet van *Boltzmann* beschrijft hoeveel stralingsenergie er van een **zwart** object straalt. De warmtestroom van het object naar objecten of omringend vloeistof of gas (zoals bijvoorbeeld broeikasgassen, want dat zijn gassen die zelf ook kunnen stralen¹), is recht evenredig met de vierde macht van de absolute temperatuur (in graden Kelvin) van het object:

$$\dot{Q} = \sigma A T_{object}^4 \quad (2.3)$$

De waarde σ staat voor de Boltzmann constante. Deze heeft een waarde van $5,67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$. De meeste oppervlakken zijn echter niet zwart, waardoor er een correctiefactor nodig is. Bovendien heeft de omgeving meestal een temperatuur boven 0 graden Kelvin (-273 graden Celsius).

De formule komt er dan als volgt uit te zien:

$$\dot{Q} = \sigma \varepsilon A (T_{object}^4 - T_{omgeving}^4) \quad (2.4)$$

Hierin is de ε een eigenschap van het oppervlak van het object die de emissiviteit of emissiefactor wordt genoemd. Deze geeft de verhouding van de intensiteit van de uitgezonden straling met die van een zwart object met dezelfde temperatuur weer. De emissiefactor loopt dus van 0 tot 1. Zo is die van asfalt bijvoorbeeld 0,93 en van gepoetst roestvrij staal 0,075. Objecten met een zwart oppervlak hebben de hoogste emissiefactor waardoor ze het hardst absorberen en stralen. Het zwarte dashboard van een auto bijvoorbeeld kan in de zomer zo warm worden dat zuurtjes (bijna puur suiker) smelten.

Vanaf 600 graden C wordt de straling van een object zo groot, dat het warmteverlies via dit mechanisme groter is dan die via geleiding en convectie.

¹gassen met symmetrische twee atome moleculen zoals O_2 , H_2 en N_2 kunnen pas bij een zeer hoge temperatuur stralen

Hoofdstuk 3

Warmteverlies van een verwarmde tank

Om snel in te kunnen schatten hoeveel energie het kost om een verwarmde opslagtank op temperatuur te houden, moet er onderscheid gemaakt worden tussen de droge wand, de natte wand, de bodem en het dak. Zo zullen aan de buitenkant van de tank de wand en het dak te maken krijgen met stralings- en convectiewarmteverliezen terwijl de bodem alleen met geleiding warmte verliest. Aan de binnenkant van de tank is er een groot verschil tussen de natte en droge wand op het gebied van warmteverlies; bij de natte wand speelt geleiding de hoofdrol terwijl dat bij de droge wand convectie is. In de volgende paragrafen worden al deze verschillende mechanismen van tankwarmteverliezen verder uitgediept.

3.1 Aannames en uitgangspunten

Om het warmteverlies van een verwarmde tank in te schatten is een aantal aannames nodig. Zo wordt er van uit gegaan, dat de temperatuur van het product overal gelijk is, terwijl dit zeker tijdens het opwarmen van de inhoud van de tank niet klopt! Hier wordt verder op ingegaan in hoofdstuk 3.7. Wanneer de tank op temperatuur gehouden wordt, zal door interne vrije convectie van het product een redelijke stroming ontstaan waardoor het product overal ongeveer even warm is.

Een uitgangspunt is dat de grondtemperatuur in Nederland op 1 m diepte bij benadering 12,5 graden C is. De gemiddelde buitentemperaturen en windsnelheden zijn weergegeven in Tabel 3.1. Het zijn de berekende gemiddeldes over 2005 tot en met 2015 [7].

Maand	Temperatuur C	Windsnelheid m/s
Januari	3,3	5,6
Februari	3,5	5,3
Maart	5,9	5,3
April	8,6	4,7
Mei	12,6	4,4
Juni	15,4	4,2
Juli	17,3	4,1
Augustus	17,2	3,9
September	14,7	4,0
Oktober	11,1	4,5
November	6,9	5,1
December	4,0	5,3
GEMIDDELD	10,0	4,7

Tabel 3.1: Gemiddelde weersomstandigheden in Rotterdam en omgeving

De eigenschappen van veelgebruikte materialen in de tankbouw staan in Bijlage A

In de volgende paragrafen wordt gebruik gemaakt van een voorbeeldtank. Deze tank met een vast conisch dak heeft een diameter en hoogte van 20 m (inhoud 6000 m³), 10 cm wandisolatie in de vorm van steenwol op een stalen wand van 1 cm dik met 1 mm dikke aluminium beplating aan de buitenkant, geen dakisolatie en 5 cm bodemisolatie in de vorm van foamglass. De tank staat op 30 cm beton. De tank is 50 graden C en zal gemiddeld half gevuld zijn.

3.2 Bodem

Het warmteverlies door de bodem is gemakkelijk in te schatten. De warmte uit de tank zal door de verschillende lagen van de bodem naar buiten stromen. Elke laag heeft een bepaalde weerstand ' R ' tegen het doorkomen van de warmtestroom. Isolatie heeft een hoge weerstand en hoe dikker de isolatielaag, hoe kleiner de uiteindelijke warmtestroom naar buiten zal zijn. De warmteweerstand van de verschillende lagen staan in serie en de stroom door elke weerstand is constant, net als bij een elektrisch circuit.

Om de warmtestroom te berekenen, wordt gebruik gemaakt van Formule 2.1. Hierin was k de warmtegeleidingscoëfficiënt. De warmtedoorgangscoefficiënt ' U ' geeft de warmtestroom per m² en per graad temperatuurverschil weer (W/m²K). Dit is dus eigenlijk de warmtegeleiding per meter dikte; de U van een laag i hangt als volgt af van de dikte d ervan:

$$U_i = \frac{k_i}{d_i}$$

De warmteweerstand R is één gedeeld door de warmtedoorgangscoefficiënt U . Omdat er verschillende weerstanden in serie staan, moeten net als bij een elektrisch circuit, alle weerstanden bij elkaar opgeteld worden om de vervangingsweerstand te berekenen. De warmtestroom volgt dan uit het temperatuurverschil gedeeld door deze weerstand (stroom is spanning gedeeld door weerstand bij het elektrisch circuit). De R van een tankbodem hangt dus als volgt af van de dikte d van n verschillende lagen:

$$R_{\text{totaal}} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{k_i} \quad (3.1)$$

De totale warmteflux $\dot{q}$ in W/m² is te berekenen met Q (J) (en dus $\dot{Q}$ in W) volgens de formules:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = U_{\text{totaal}} \Delta T \quad U_{\text{totaal}} = \frac{1}{R_{\text{totaal}}} \quad (3.2)$$

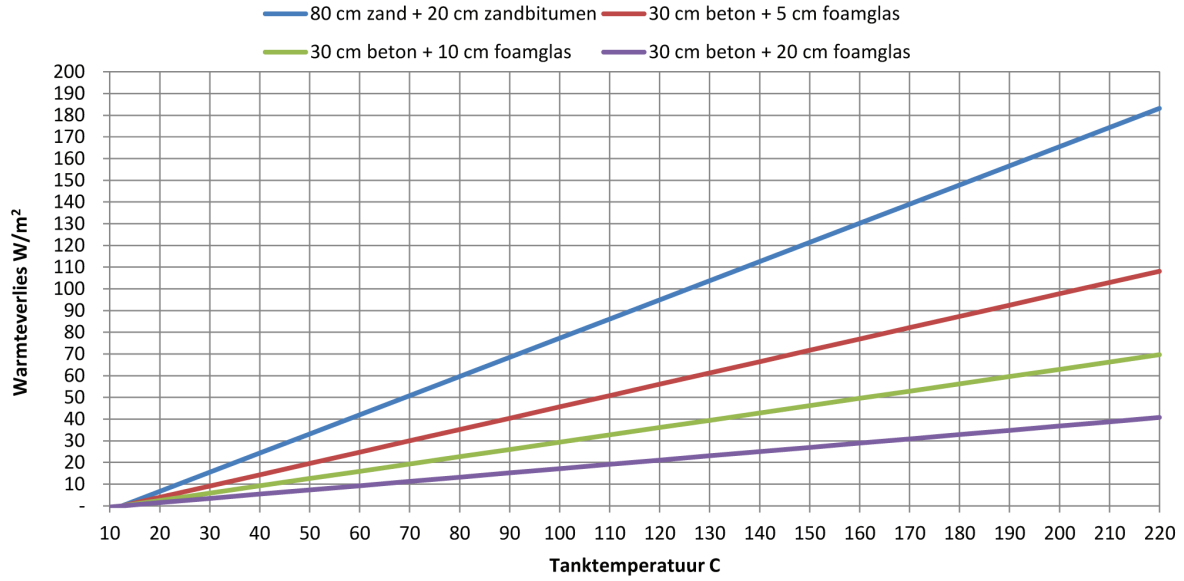
De verschillende tankbodem en terp constructies zijn met elkaar te vergelijken op basis van de totale warmtedoorgangscoefficiënt. Deze moet worden vermenigvuldigd met het temperatuurverschil en de oppervlakte om het daadwerkelijke warmteverlies te krijgen.

Veel oudere tanks staan op zand met zandbitumen, nieuwere vaak op beton met zand. Sommige tanks zijn uitgevoerd met een laag foamglass ter isolatie. Voor elke constructie wordt de opbouw tot één meter diepte meegenomen¹. In Figuur 3.1 staat voor een aantal veelvoorkomende tankbodemconstructies de typische gemiddelde warmtelek per vierkante meter weergegeven. De constructies met isolatie zijn allemaal aangevuld met zand tot een totale dikte van 1 m. De materiaalgegevens van veel gebruikte materialen zijn te vinden in Bijlage A.

De voorbeeldtank heeft 5 cm foamglass bodemisolatie, 30 cm beton (en dus 65 cm zand) en een temperatuur van 50 graden C. Foamglass, zand en beton hebben respectievelijk een k van 0,045; 1 en 1,9 W/mK. De gezamenlijke R zal $\frac{0,05}{0,045} + \frac{0,65}{1} + \frac{0,3}{1,9} = 1,92$ m²K/W zijn, zodat de totale $U = \frac{1}{1,92} = 0,52$ W/m²K is. De totale warmteflux per m² is dan ongeveer $\dot{q} = 0,52 \cdot (50 - 12,5) = 19,5$ W/m²

De weerstand die de tankbodem toevoegt aan het geheel is zo klein (staal geleidt goed warmte), dat deze kan worden verwaarloosd.

¹hierbij wordt eventueel aanwezig lekbeschermingsfolie in de terp verwaarloosd



Figuur 3.1: Gemiddelde warmtelek tankbodem

3.3 Natte wand

Voor het warmteverlies door het stuk wand waar product tegenaan staat; de natte tankwand, is een belangrijke aanname dat het product overal dezelfde temperatuur heeft. De warmte uit de tank zal door de verschillende lagen (en soms is dat er maar één ...) naar buiten stromen. Elke laag heeft een bepaalde weerstand tegen het doorlaten van de warmtestroom. Isolatie heeft een hoge weerstand en hoe dikker de isolatielaag, hoe kleiner de uiteindelijke warmtestroom naar buiten zal zijn. Omdat aan de buitenkant van de vaak de wind waait, is er ook een convectief warmteverlies en als de temperatuur van de buitenkant van een tankwand hoger is dan die van de omgeving, zal er ook een stralingsverlies zijn.

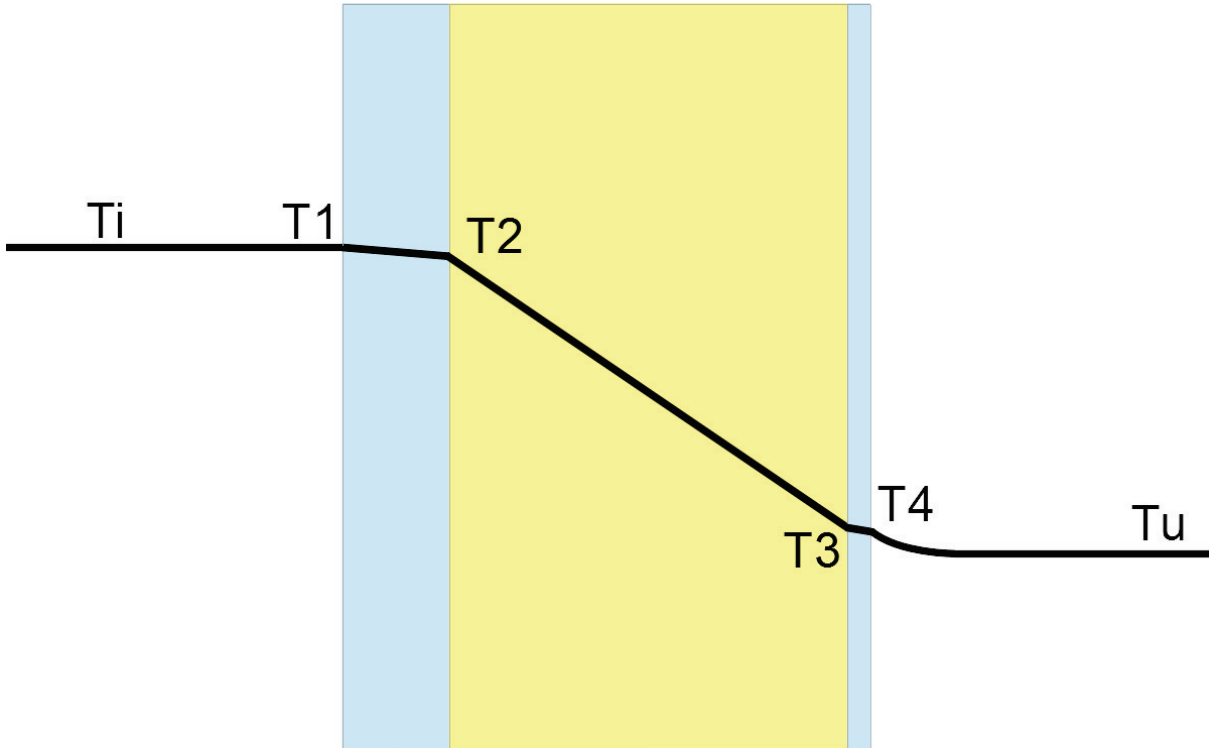
De totale weerstand van de wand wordt net zo berekend als die voor de bodem. Voor de convectie en stralingscomponent is het rekenwerk wat ingewikkelder doordat beide afhangen van de buitentemperatuur van de wand. Maar wat is deze temperatuur? Deze hangt zelf immers af van de convectie- en stralingsverliezen...

In figuur 3.2 is schematisch weergegeven hoe de temperatuur verloopt door een tankwand met drie lagen (staal, steenwol en aluminium beplating). De tanktemperatuur T_i en de buitentemperatuur T_u zijn bekend. De totale warmte weerstand van de drie wandonderdelen is te berekenen met Formule 3.1. De warmte weerstand van de convectiecomponent en die van de stralingscomponent staan parallel aan elkaar zodat ze naast elkaar optreden en de bijbehorende warmtefluxen bij elkaar opgeteld moeten worden. Deze warmtefluxen samen (flux door convectie plus flux door straling), zijn gelijk aan de totale warmteflux door de drie wandlagen op de volgende manier:

$$\dot{q} = \frac{T_i - T_4}{R_{\text{totaal(wand)}}} = h(T_4 - T_u) + \sigma\varepsilon(T_4^4 - T_u^4) \quad (3.3)$$

De buitentemperatuur van de tankwand T_4 is niet eenvoudig uit bovenstaande vergelijking te halen. Het is veel makkelijker om T_4 met behulp van iteratie te bepalen. Maar eerst moeten de andere waarden in de vergelijking nog bepaald worden. Voor σ en ε is het een kwestie van aflezen en invullen (Bijlage A), maar voor h ligt dat anders. Om h te bepalen is het getal van 'Nusselt' Nu voor stroming om cilindervormige doorsneden nodig. Hiervoor is een proefondervindelijke betrekking opgesteld door Churchill en Bernstein (uit [4]) zoals in Formule 3.4 is weergegeven:

$$Nu_{cyl} = \frac{hD}{k_f} = 0,3 + \frac{0,62Re_D^{1/2}Pr^{1/3}}{(1 + (0,4/Pr)^{2/3})^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right)^{4/5} \quad (3.4)$$



Figuur 3.2: Schematisch temperatuurverloop door een tankwand bestaande uit drie lagen

Te zien is dat Nu onder andere afhangt van het ‘Reynolds’ getal Re . Dit getal hangt zelf weer af van de windsnelheid u in m/s, de diameter D in m van de tank en de kinematische viscositeit ν in m²/s van lucht (zie Bijlage A voor de waarde van ν) volgens deze vergelijking:

$$Re_D = \frac{uD}{\nu}$$

Naarmate de afstand tot de wand kleiner wordt zal de snelheid van de lucht afnemen. Vlakbij de wand staat een dun laagje lucht zelfs stil. Dit wordt de ‘film’-laag genoemd. Hoe harder de winds waait, hoe dunner de filmlaag. Alle luchteigenschappen moeten worden afgelezen bij de temperatuur van de filmlaag; de filmtemperatuur T_f welke het gemiddelde is van T_4 en T_u . T_f zal voor een tank met wandisolatie ongeveer gelijk zijn aan de buitentemperatuur, terwijl deze voor een tank zonder wandisolatie ongeveer het gemiddelde van de producttemperatuur en de buitentemperatuur is.

Nu hangt ook af van het dimensieloze ‘Prandtl’ getal Pr , dat te berekenen is met de dynamische viscositeit μ in kg/ms, de soortelijke warmte c_p in J/kgK en de warmtegeleidingscoëfficiënt k in W/mK volgens:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\nu \rho c_p}{k}$$

In Bijlage A staan berekende waarden voor Pr . Formule 3.4 is alleen geldig voor $Re_D Pr > 0,2$. Alle luchteigenschappen (k , ν en Pr) moeten worden afgelezen bij de filmtemperatuur T_f . Omdat Pr voor lucht bij de gemiddelde buitentemperatuur voor een tank met en zonder wandisolatie rond de 0,7 zal liggen en Re bij de gemiddelde windsnelheid ruim boven de 1, zal vrijwel altijd aan deze voorwaarde worden voldaan.

Voor de voorbeeldtank worden de onbekenden in vergelijking 3.3 berekend. Steenwol, staal en aluminium hebben respectievelijk een k van 0,035; 50 en 237 W/mK. De gezamenlijke weerstand in m²K/W is als volgt te berekenen:

$$R_{totaal(wand)} = \frac{0,1}{0,035} + \frac{0,01}{50} + \frac{0,001}{237} = 2,86$$

Om Re_D te berekenen zal de ν moeten worden afgelezen bij 10 graden (de buitenwand zal een temperatuur daar in de buurt hebben dankzij de wandisolatie). Re_D zal voor deze tank onder gemiddelde weersomstandigheden gelijk zijn aan:

$$Re_D = \frac{4,7 \cdot 20}{0,0000145} = 6.467.148$$

Het Pr getal zal voor deze situatie gelijk zijn aan:

$$Pr = \frac{0,0000145 \cdot 1,26 \cdot 1007}{0,0248} = 0,74$$

Het Nu getal kan nu ook worden berekend door de gevonden waarden voor Re_D en Pr in te vullen in vergelijking 3.4:

$$\begin{aligned} Nu_{cyl} &= 0,3 + \frac{0,62 \cdot 6.467.148^{1/2} \cdot 0,74^{1/3}}{(1 + (0,4/0,74)^{2/3})^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{6.467.148}{282.000} \right)^{5/8} \right)^{4/5} \\ &= 6.697 \end{aligned}$$

De h is nu ook uit te rekenen:

$$\begin{aligned} Nu_{cyl} &= \frac{hD}{k_f} \\ h &= \frac{Nu_{cyl} \cdot k_f}{D} \\ &= \frac{6.697 \cdot 0,0248}{20} = 8,3 \end{aligned}$$

De ε van de aluminium beplating is 0,33.

Vergelijking 3.3 waar T_4 de laatste onbekende is wordt nu:

$$\dot{q} = \frac{323 - T_4}{2,86} = 8,3(T_4 - 283) + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,33(T_4^4 - 283^4)$$

Bij welke T_4 is de warmteflux door de drie wandlagen, gelijk aan die van de convectie en straling samen? Hiervoor is excel een handig hulpmiddel (doelzoeken), maar ook met de hand is de oplossing te vinden. Vul een logische waarde in, eentje die niet heel ver boven T_u ligt (de wand is immers van isolatie voorzien), bijvoorbeeld 11 graden (284 K) dan staat er links 13,7 W/m² en rechts 10,0 W/m². De gekozen T_4 is kennelijk te laag, omdat er door de wanddelen te veel warmte stroomt en erbuiten te weinig. Kies vervolgens bijvoorbeeld 11,2 graden (284,2 K) dan staat er links 13,6 W/m² en rechts 12,0 W/m². Met doelzoeken wordt de inschatting voor T_4 bijna 11,35 graden C en wordt de warmteflux door de natte wand 13,5 W/m².

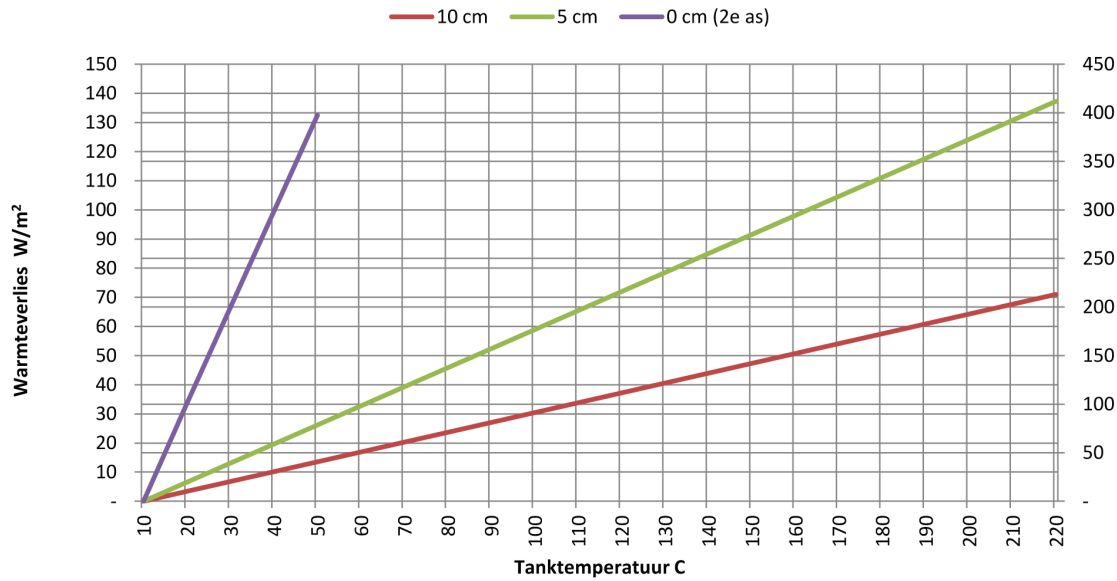
Wanneer de tank geen wandisolatie zou hebben, dan wordt de h 7,9 W/m²K, de $R_{\text{totaal(wand)}}$ 0,00022 m² K/W en een logische waarde voor T_2 is nu iets lager dan T_i bijvoorbeeld 49,8 graden (322,9 K). Nu volgt links 1000,0 W/m² en rechts 396,4 W/m², zodat T_2 iets hoger mag worden (om de flux links te verlagen en rechts te verhogen). Twee uur later ... Met 49,9 graden is de flux aan beide zijden ongeveer gelijk: 397,6 W/m². Dit is ongeveer 30 keer zoveel als met isolatie.

Voor de voorbeeldtank zullen de wandtemperaturen uit figuur 3.2 met en zonder isolatie als volgt zijn:

De resulterende warmteflux door de natte wand van een tank met een diameter van 20 meter (bij gemiddelde weersomstandigheden) als functie van de tanktemperatuur voor verschillende isolatiedikten met minerale wol is weergegeven in figuur 3.3. Zonder isolatie (de paarse lijn) is het verlies via de natte wand vele malen groter dan via de bodem door de geforceerde convectie van de wind. De isolatie gaat echter minder goed isoleren als deze warmer is. Daar wordt verderop in paragraaf 3.7 verder op ingegaan.

Ondanks de afhankelijkheid van h van de diameter van de tank, heeft deze over het algemeen nauwelijks invloed op de totale warmteflux (behalve als de tankwand niet geïsoleerd is). De windsnelheid heeft veel meer invloed, zeker in het geval dat de wand niet van isolatie is voorzien. Dit komt in paragraaf 3.7 aan de orde.

Temperatuur wand C	met 10 cm isolatie	zonder isolatie
T_i	50,000	50,000
T_1	50,000	50,000
T_2	49,997	49,920
T_3	11,349	
T_4	11,349	
T_u	10,000	10,000



Figuur 3.3: Gemiddelde warmtelek natte wand per isolatiedikte

3.4 Dak

3.4.1 Vast dak

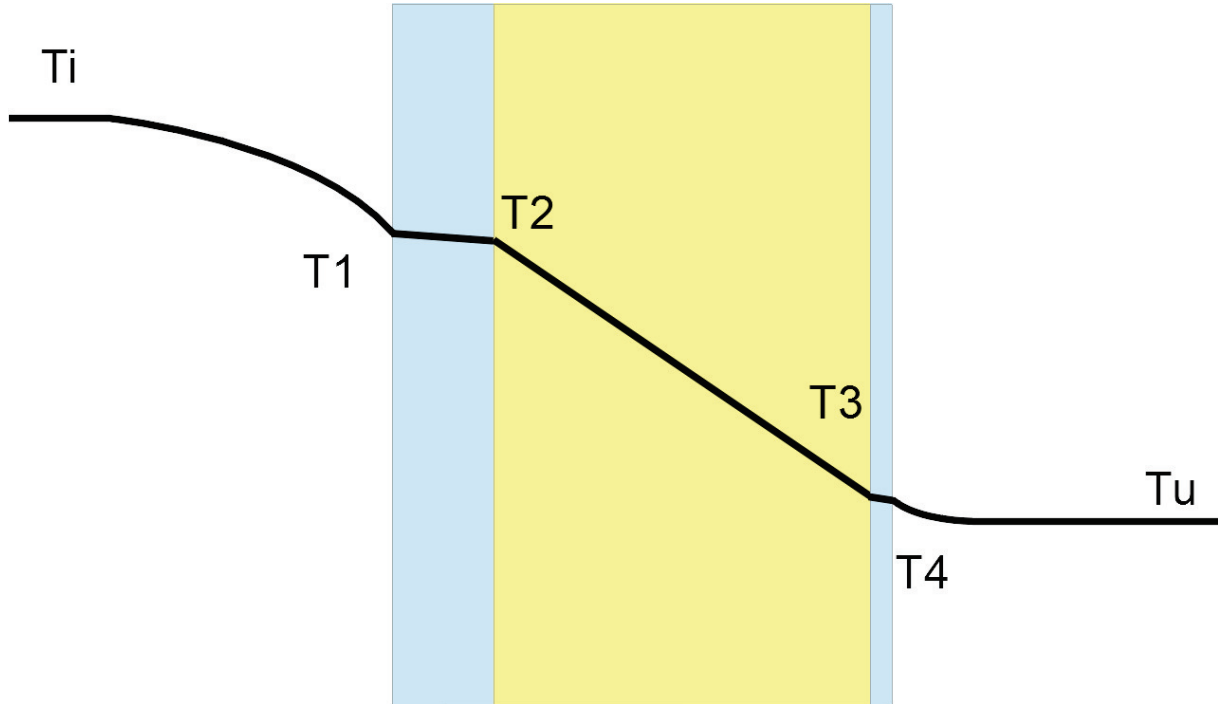
Voor de warmteverliesberekening van een vast dak (of droge wand) is ook aan de binnenkant van de tank een convectieberekening nodig. De convectiestroom aan de binnenkant wordt anders berekend dan die aan de buitenkant van de tank, doordat hier sprake is van vrije convectie in plaats van gedwongen convectie. De wet van *Newton* uit formule 2.2 kan weer gebruikt worden, alleen zal de h anders berekend worden dan aan de buitenkant van de tank. Er is aan de binnenkant ook een stralingscomponent, deze is in deze inschatting niet meegenomen.

In Figuur 3.4 is het schematisch temperatuurverloop van binnen naar buiten door een vast dak of wand met isolatie boven het vloeistofniveau te zien. Te zien is dat er nu ook binnen een filmlaag aanwezig is.

Zowel T_4 als T_1 zijn nu onbekend.

Formule 3.3 uit het stuk over de natte wand komt er iets anders uit te zien:

$$\begin{aligned}
 \dot{q} &= h_{in}(T_i - T_{1(dak)}) = \frac{T_{1(dak)} - T_{4(dak)}}{R_{totaal(dak)}} \\
 &= h_{uit(dak)}(T_{4(dak)} - T_u) + \sigma \varepsilon (T_{4(dak)}^4 - T_u^4)
 \end{aligned} \tag{3.5}$$



Figuur 3.4: Schematisch temperatuurverloop door een dak of droge tankwand met isolatie

Binnenkant

Om h_{in} te bepalen is weer het getal van Nu nodig. Voor vrije convectie hangt Nu af van het zogenaamde *Rayleigh* getal Ra , wat vergelijkbaar is met Re maar dan voor vrije convectie. Voor Nu is proefondervindelijk de volgende betrekking opgesteld (uit [6]):

$$Nu = 0,061 Ra_L^{1/3} \quad Ra_L > 3,2 \cdot 10^5 \quad 0,5 < Pr < 2 \quad (3.6)$$

Het Rayleigh getal zegt iets over hoeveel convectie er zal zijn. Het getal moet worden berekend met de binnentemperatuur van het dak omdat het temperatuurverschil van dit oppervlak met die van het vloeistofoppervlak voor de convectiestroom zorgt aan de binnenkant van de tank. De wand draagt veel minder bij, ook al is deze niet geïsoleerd. Hoe groter het verschil tussen de temperatuur van de binnenkant van het dak en die van het product, hoe groter de convectiestroom uiteindelijk zal zijn. Voor een tank zonder dakisolatie is de convectie binnenin dan ook vele malen groter dan voor een tank met dakisolatie. Ra voor binnensituaties volgt uit:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_i - T_{1(dak)})L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (3.7)$$

In Formule 3.7 is L_c in m de afstand tussen het warme en koude oppervlak (het vloeistofoppervlak en het dak van de tank), β is de thermische uitzettingscoëfficiënt per graad K, g de gravitatieversnelling in m/s^2 en ν de kinematische viscositeit in m^2/s van de lucht boven het product.

Alle luchteigenschappen (er wordt aangenomen dat de dampkap in de tank voornamelijk uit lucht zal bestaan²), moeten worden afgelezen bij de gemiddelde luchttemperatuur van de dampkap T_d . Deze hangt af van de temperatuur aan de binnenkant van het dak $T_{1(dak)}$ en van de temperatuur van het vloeistofoppervlak welke als T_i mag worden aangenomen. Voor een tank met wand- *en* dakisolatie zal T_d veel dichterbij T_i liggen dan voor een tank zonder wand- *en/of* dakisolatie. Hierbij zal hij tussen T_i en $T_{1(dak)}$ in liggen.

²terwijl deze in werkelijkheid ook veel vluchtige componenten zal bevatten waardoor deze meer warmte over zal dragen zeker als de componenten tegen het koude dak condenseren

De β is voor ideale gassen (en dat is lucht bij benadering ook) te berekenen op de volgende manier (T in graden K):

$$\beta = \frac{1}{1/2 \cdot (T_i + T_{1(dak)})}$$

De waarde voor h_{in} is te bepalen met:

$$h_{in} = \frac{Nu \cdot k_f}{L_c}$$

Zodra $T_{1(dak)}$ bekend is, is Ra bekend en andersom...

Deze situatie is vergelijkbaar met die voor de natte wand en er zal dus iteratief naar een oplossing moeten worden gezocht. Bij welke $T_{1(dak)}$ is de warmteflux door convectie aan de binnenkant van de tank, gelijk aan die door het dak en aan die van de buitenconvectie en straling samen? De temperatuur van de buitenkant van het dak T_4 kan nu als functie van die van de binnenkant T_1 berekend worden.

Buitenkant

Voor de buitenconvectie van het dak geldt een andere h_{uit} dan voor de wand, omdat de lucht er anders langs stroomt en het omstroomde (in dit geval 'over'-stroomde) oppervlak anders is. Voor de berekening wordt aangenomen dat het dak een vlakke plaat is. Voor lucht die over een vlakke plaat waait geldt vaak dat dit het eerste stukje laminair stroomt om zich verderop te ontwikkelen tot een turbulente stroming (grenswaarde: $Re > 5 \cdot 10^5$). De formule lijkt op die van de natte wand, maar de waarde van ν moet wellicht bij een andere temperatuur afgelezen worden:

$$Re_L = \frac{uL}{\nu} \quad (3.8)$$

Om de afstand tot de rand te bepalen vanaf waar de stroming bij gemiddelde windsnelheid turbulent zal zijn kan de grenswaarde voor Re in formule 3.8 worden ingevuld. De resulterende afstand tot de rand is iets meer dan 1,5 m. Voor praktisch alle tanks met een significant dakoppervlak is dus een turbulente stroming te verwachten.

Formule 3.9 voor Nu (uit [6] en [4]) is geldig voor gecombineerde stromingen (laminair en turbulent). Hij geldt voor $0,6 \leq Pr \leq 60$ en $5 \cdot 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$ en berekent een gemiddeld Nu getal:

$$Nu = \frac{h_{uit(dak)}L}{k} = (0,0037Re_L^{0,8} - 871)Pr^{1/3} \quad (3.9)$$

Het Re getal wordt voor gebruik in formule 3.9 berekend aan het einde van een rechthoekig oppervlak met lengte L . In dit geval is het oppervlak echter cirkelvormig waardoor het bijbehorende Re getal eigenlijk alleen voor de lijn midden over de cirkel geldt ($L = D$). De rest van de lucht legt een korter traject af. Daarom zou er gerekend kunnen worden met de gemiddelde lengte van een cirkel waar de lucht overheen stroomt. De gemiddelde lengte is het oppervlak gedeeld door de diameter:

$$L_{gem(dak)} = \frac{\pi}{4}D^2/D = \frac{\pi}{4}D$$

De $h_{uit(dak)}$ in W/m²K kan ook met de gemiddelde lengte $L_{gem(dak)}$ berekend worden (maar heel veel maakt het nou ook weer niet uit).

Voor de voorbeeldtank worden de onbekenden in vergelijking 3.5 als volgt berekend (neem aan dat $T_4 = T_u$, later zal blijken waarom):

$$\begin{aligned} L_{gem(dak)} &= 15,7m \\ Re_L &= \frac{4,7 \cdot 15,7}{0,0000145} = 5.079.286 \\ Nu &= 6.973 \\ h_{uit(dak)} &= \frac{0,0248 \cdot 6.973}{15,7} = 11,0 \end{aligned}$$

Nu kan de h_{in} worden berekend;

$L_c = 10$ m omdat hij half gevuld is. De β en de ν kunnen worden berekend en ingevuld voor een eerste inschatting van $T_{1(dak)}$ van 13 graden zodat T_d afgerond 30 graden is. De waarde voor Ra_L wordt dan:

$$Ra_L = 0,74 \cdot \frac{9,81 \cdot 0,00328(50 - 13) \cdot 10^3}{0,0000164^2} = 3,28 \cdot 10^{12}$$

De bijbehorende Nu wordt: $0,061 \cdot (3,28 \cdot 10^{12})^{1/3} = 906$ en de resulterende h_{in} in W/m^2K :

$$h_{in} = \frac{906 \cdot 0,0263}{10} = 2,4$$

Alle delen van vergelijking 3.5 moeten uiteindelijk aan elkaar gelijk zijn. Het eerste deel wordt (in W/m^2):

$$\dot{q} = h_{in}(T_i - T_{1(dak)}) = 2,4 \cdot (50 - 13) = 88,4$$

Uit het tweede deel kan $T_{4(dak)}$ in K gehaald worden:

$$T_{4(dak)} = T_{1(dak)} - (\dot{q} \cdot R_{totaal(dak)}) = (273 + 13) - 88,4 \cdot 0,0002 = 285,98$$

en nu volgt voor het derde deel in W/m^2 :

$$\begin{aligned} \dot{q} &= h_{uit(dak)}(T_{4(dak)} - T_u) + \sigma\varepsilon(T_{4(dak)}^4 - T_u^4) \\ &= 11,0 \cdot (285,98 - 283) + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,33 \cdot (285,98^4 - 283^4) \\ &= 38,0 \end{aligned}$$

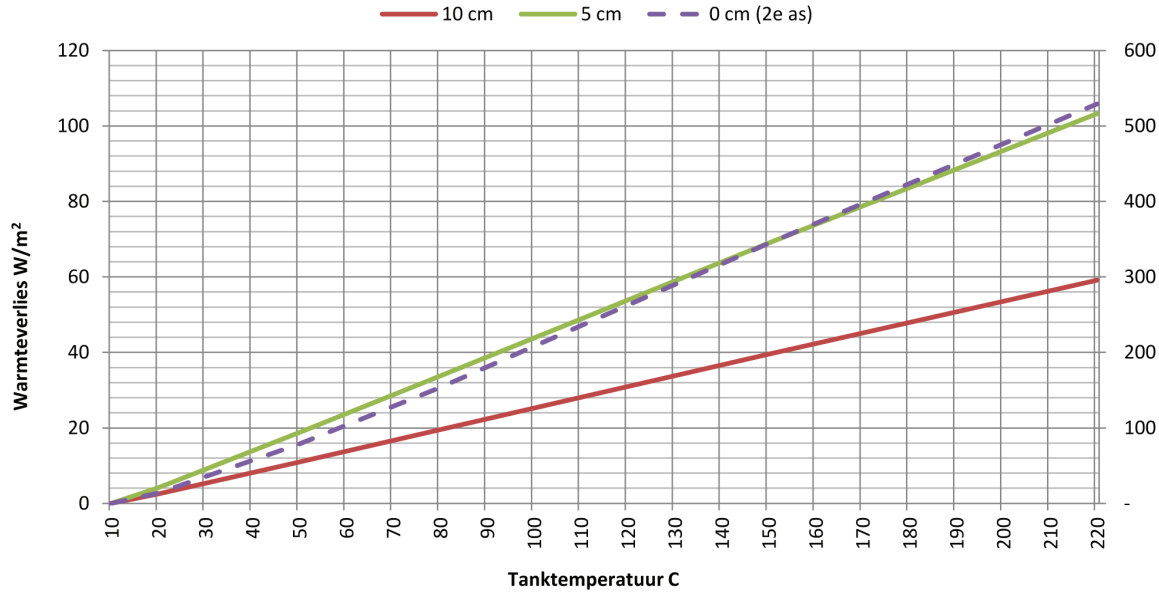
Dit is veel minder dan de voor het eerste en tweede deel gevonden $88,4 W/m^2$, de buitentemperatuur $T_{4(dak)}$ moet dus omhoog, terwijl de warmteflux door het dak en door binnenconvector omlaag moet. Dit is alleen mogelijk door $T_{1(dak)}$ te verhogen. Drie uur later... of misschien eerder als excel gebruikt is, zal de oplossing gevonden zijn. De uiteindelijke $T_{1(dak)}$ is 16,2 graden C, de bijbehorende warmteflux $78,4 W/m^2$. De h_{in} verandert hierdoor naar $2,3 W/m^2K$.

De daktemperaturen van de voorbeeldtank met en zonder dakisolatie zijn als volgt:

Temperatuur dak C	met 10 cm isolatie	zonder isolatie
T_i	50,000	50,000
T_1	42,074	16,151
T_2	42,072	16,136
T_3	10,858	
T_4	10,858	
T_u	10,000	10,000

Wat opvalt in de tabel van de voorbeeldtank is dat de temperatuur van de buitenkant van het dak met of zonder isolatie elkaar niet zo ver ontloopt (11 of 16 graden). Toch lekt er zonder isolatie ongeveer 7 keer zoveel warmte weg. Dit is een belangrijke wetenswaardigheid voor het geval er op basis van thermografische foto's conclusies worden getrokken over de hoeveelheid warmte die weglekt. Met een dergelijke foto kan heel goed beoordeeld worden of de isolatiestaat van een tank of leiding goed is of dat er natte isolatie aanwezig is of delen missen. Over de warmtestroom kan zonder extra informatie echter niets gezegd worden. Het is hetzelfde als het meten van een elektrische stroom met een voltmeter, dat kan ook niet zonder kennis van de weerstand!

De resulterende warmteflux door het dak van een tank met een diameter van 20 meter (bij gemiddelde weersomstandigheden) als functie van de tanktemperatuur voor verschillende isolatiedikten is weergegeven in figuur 3.5.



Figuur 3.5: Gemiddelde warmtelek dak per isolatiedikte

Ondanks de afhankelijkheid van h_{uit} van de diameter van de tank, heeft deze nauwelijks invloed op de totale warmteflux. De windsnelheid heeft veel meer invloed, zeker in het geval dat het dak niet van isolatie is voorzien. Dit komt in paragraaf 3.7 aan de orde.

De invloed van regen is hier buiten beschouwing gelaten. Als het regent koelt het dakoppervlak meer af dan zonder regen het geval zou zijn. Het water zal door de relatief warme ondergrond gaan verdampen en zo warmte onttrekken. Met een kouder dak, neemt de interne convectiestroom toe waardoor de warmtelek groter wordt.

3.4.2 Drijvend dak

Een uitwendig drijvend dak neemt aan de binnenkant de temperatuur van het product aan $T_1 = T_i$. Omdat een drijvend dak minder wordt blootgesteld aan de wind dan een vast dak, volstaat een berekening alsof het een vast dak betreft met een afstand tot het product (L_c) van 10 centimeter (het dak ligt op drijvers).

Voor een inwendig drijvend dak is de berekening gelijk aan die voor een vast dak. Er wordt aangenomen dat het inwendig drijvend dak de temperatuur van het product heeft aangenomen, de lucht erboven zorgt voor de convectie.

3.5 Droge wand

Deze berekening is grotendeels gelijk aan die voor het berekenen van het warmteverlies door het dak. Voor de vergelijkingen wordt daarom ook verwezen naar die uit paragraaf 3.4.

Formule 3.5 uit het stuk over het dak zal er anders uit komen te zien:

$$\begin{aligned}
 \dot{q} &= h_{in}(T_i - T_{1(wand)}) = \frac{T_{1(wand)} - T_{4(wand)}}{R_{totaal(wand)}} \\
 &= h_{uit(wand)}(T_{4(wand)} - T_u) + \sigma \varepsilon (T_{4(wand)}^4 - T_u^4)
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

De h_{in} is in paragraaf 3.4 bepaald.

De $h_{uit(wand)}$ is bij benadering gelijk aan die voor de natte wand.

De vraag is nu bij welke $T_{4(wand)}$ de warmteflux door convectie aan de binnenkant van de tank gelijk is aan die door de wand en die van de buitenconvectie en straling samen. De temperatuur van de buitenkant van de wand $T_{4(wand)}$ kan als functie van die van de binnenkant $T_{1(wand)}$ berekend worden. Om te beginnen moet een handige waarde voor $T_{1(wand)}$ gekozen worden:

voor de voorbeeldtank (die van wandisolatie is voorzien), zou iets kouder dan de producttemperatuur een goed beginpunt zijn, zoals bijvoorbeeld 44,0 graden. Alle delen van vergelijking 3.10 moeten uiteindelijk aan elkaar gelijk zijn. Het eerste deel in W/m^2 wordt:

$$\dot{q} = h_{in}(T_i - T_{1(wand)}) = 2,3 \cdot (50 - 44) = 13,9$$

Uit het tweede deel kan $T_{4(wand)}$ in C bepaald worden:

$$\begin{aligned} T_{4(wand)} &= T_{1(wand)} - (\dot{q} \cdot R_{totaal(wand)}) \\ &= (273 + 44) - 13,9 \cdot 2,86 = 277,29K = 4,29 \end{aligned}$$

Omdat deze lager is dan de buitentemperatuur moet de $T_{1(wand)}$ dus hoger gekozen worden. Kies bijvoorbeeld 45 graden, dan wordt bijbehorende $T_{4(wand)} = 283,95 K$ en de flux door de wand (en de binnen convectie) $\dot{q} = 11,6 W/m^2$

Nu volgt voor het derde deel in W/m^2 :

$$\begin{aligned} \dot{q} &= h_{uit(wand)}(T_{4(wand)} - T_u) + \sigma\varepsilon(T_{4(wand)}^4 - T_u^4) \\ &= 8,3 \cdot (283,95 - 283) + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,33 \cdot (283,95^4 - 283^4) \\ &= 19,1 \end{aligned}$$

Dit is iets meer dan de gevonden 11,6 W/m^2 voor het eerste deel (met deze keuze van de binnenwand temperatuur), de buitentemperatuur $T_{4(wand)}$ moet dus omlaag, terwijl de warmteflux door de wand en door binnenconvectie omhoog moet. Dit is alleen mogelijk door $T_{1(wand)}$ te verlagen. De uiteindelijke $T_{1(wand)}$ is 44,9 graden C, de bijbehorende warmteflux 11,8 W/m^2 .

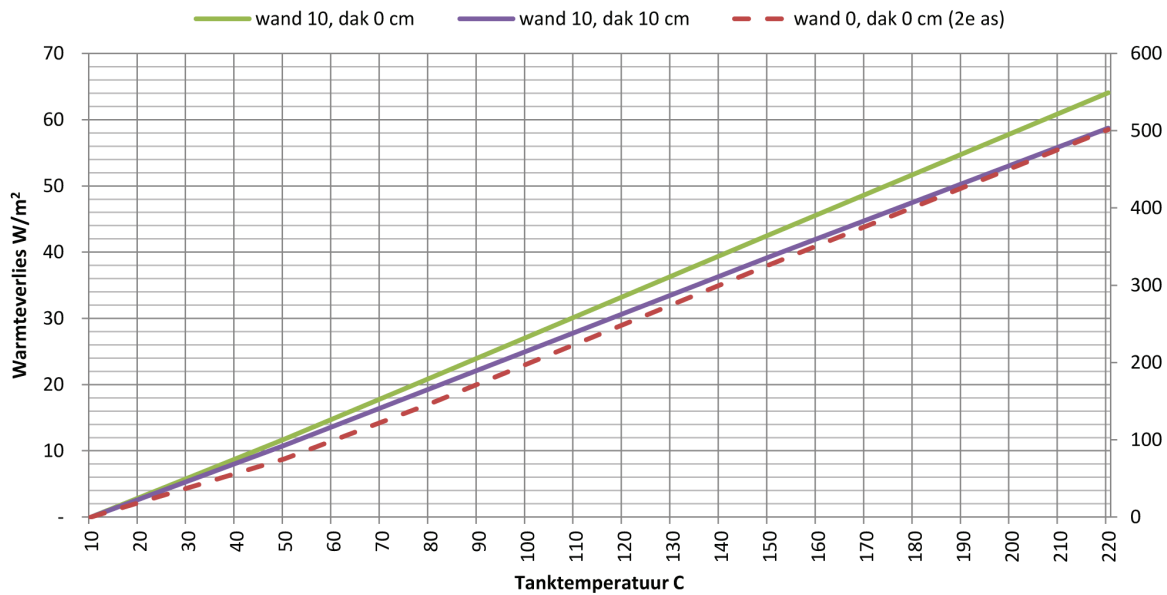
De resulterende warmteflux door de droge wand is voornamelijk afhankelijk van of de wand al dan niet van isolatie is voorzien. Het verschil dat optreedt door de aan of afwezigheid van dakisolatie is verwaarloosbaar, er van uit gaande dat het dak alleen van isolatie is voorzien als de wand dat ook is! Zonder dakisolatie is de convectiestroom groter, maar de gemiddelde temperatuur van de damp lager. Met dakisolatie is de convectiestroom kleiner en de gemiddelde temperatuur van de damp hoger.

De warmteflux door de droge wand van een tank met een diameter van 20 meter (bij gemiddelde weersomstandigheden) als functie van de tanktemperatuur is voor verschillende isolatiedikten (in m) in figuur 3.6 weergegeven.

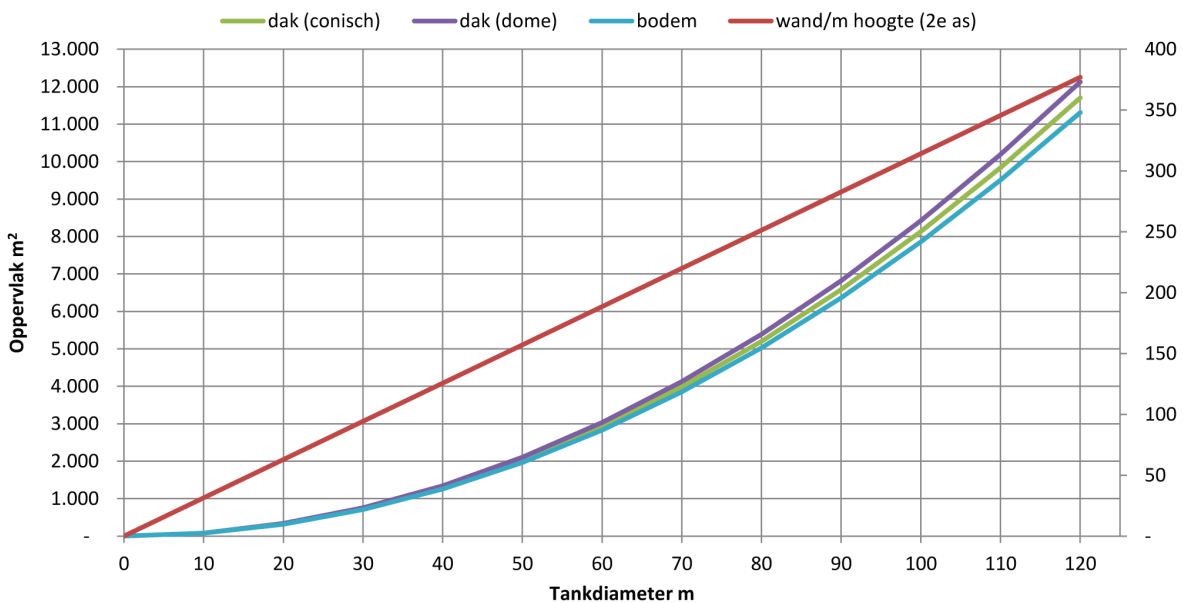
De afhankelijkheid van h_{uit} van de diameter van de tank heeft nauwelijks invloed op de totale warmteflux. De windsnelheid heeft veel meer invloed, zeker in het geval dat de wand niet van isolatie is voorzien. Dit komt in paragraaf 3.7 aan de orde.

3.6 Totale tank

Om het warmteverlies van één of meerdere tanks te berekenen, moeten de warmteverliezen door de verschillende tankonderdelen worden vermenigvuldigd met de bijbehorende oppervlakten. De oppervlakken zijn eenvoudig te berekenen (cirkel: $0,25 \cdot \pi \cdot D^2$, cilinder: $\pi \cdot D \cdot h$) of af te lezen uit figuur 3.7. Aangenomen is dat het oppervlak van een dome-vormig dak (bolvormig) 7,2% en van een conisch dak 3,5% groter zal zijn dan dat van de bodem (een platte cirkel). De oppervlakken van de droge en natte wand zijn per meter hoogte. Wanneer een 20 meter hoge tank bijvoorbeeld voor 80% gevuld zal zijn, is de natte wand hoogte 16 meter en de droge wand hoogte 4 meter.



Figuur 3.6: Gemiddelde warmtelek droge wand per isolatiedikte



Figuur 3.7: Oppervlakken bij verschillende tankdiameters

Meestal staan meerdere tanks met dezelfde afmetingen in dezelfde tankput. Als deze hetzelfde product bevatten (en dus dezelfde opslagtemperatuur hebben) kan het voor een tank gevonden warmteverlies worden vermenigvuldigd met het aantal tanks in de tankput.

Stel dat de voorbeeldtank met zeven andere gelijksoortigen in een tankput staat. Ze hebben alle acht dezelfde gemiddelde vullingsgraad van 50%. De gemiddelde warmteverliezen en de bijbehorende oppervlakken zijn als volgt:

- bodem: 19,5 W/m² bij 337 m²
- natte wand: 13,5 W/m² bij $h/2 \cdot 63$ m²
- dak: 78,4 W/m² bij 325 m²
- droge wand: 11,8 W/m² bij $h/2 \cdot 63$ m²

Het gemiddeld warmteverlies in kW van één tank is het somproduct van de warmteverliezen en oppervlakken per onderdeel:

$$\dot{Q} = 19,5 \cdot 337 + 13,5 \cdot 10 \cdot 63 + 78,4 \cdot 325 + 11,8 \cdot 10 \cdot 63 = 47,9$$

De totale tankput van de voorbeeldtank, verliest dus gemiddeld ruim 380 kW. Dit is te vergelijken met het gasverbruik van bijna 300 gemiddelde gezinnen voor de verwarming van hun huis.

3.7 Afhankelijkheden

Om voor een andere dan de voorbeeldtank en/of onder andere omstandigheden het warmteverlies in te kunnen schatten met de grafieken uit de voorgaande paragrafen, is het van belang de juiste vermenigvuldigingsfactoren te bepalen. Alle vermenigvuldigingsfactoren zijn ten opzichte van de voorbeeldtank.

3.7.1 Tank- en buitentemperatuur

Voor gemiddelde omstandigheden kan gerekend worden met het gemiddelde warmteverlies zo lang de tanktemperatuur boven de 20 graden ligt omdat de tank dan altijd verwarmd zal moeten worden. Ligt de tanktemperatuur echter onder de 20 graden, bijvoorbeeld op 10 graden, dan zal dit betekenen dat de tankverwarming van mei tot en met oktober uit zal staan. De totale energievraag per jaar zal dan ingeschat kunnen worden door voor de resterende maanden (november tot en met april) de gemiddelde temperatuur te berekenen en daar het gemiddeld warmteverlies voor te bepalen.

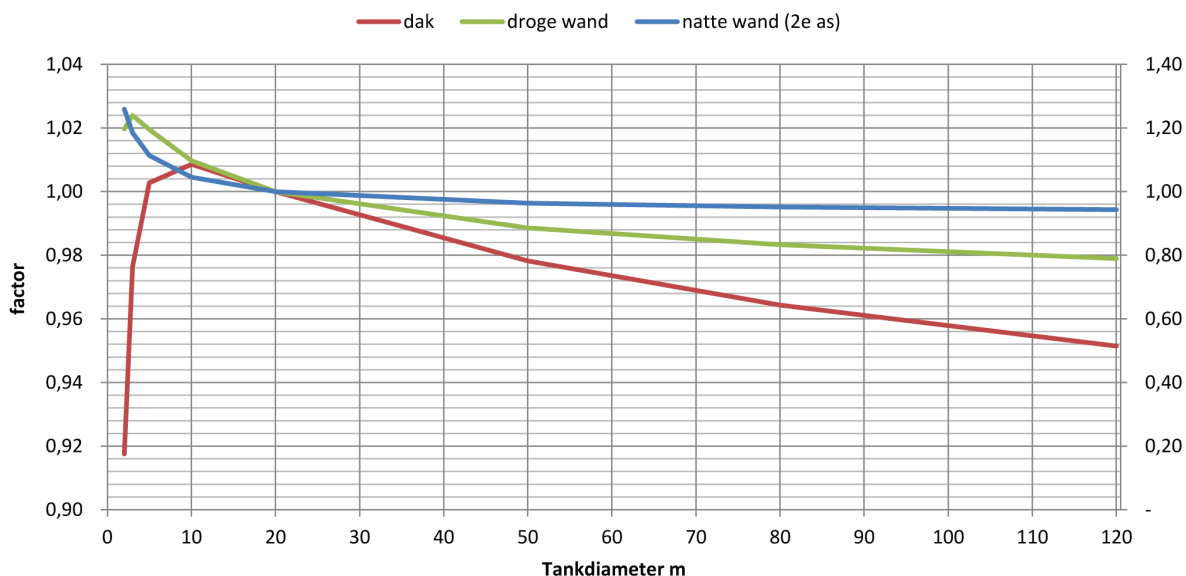
Doordat alle warmteverlies figuren (3.3, 3.5 en 3.6) getekend zijn ten opzichte van de gemiddelde buitentemperatuur van 10 graden, zou de tanktemperatuur-as in deze grafieken ook omgerekend kunnen worden naar het temperatuurverschil van de tank met de buitentemperatuur door er 10 graden (de gemiddelde buitentemperatuur) vanaf te trekken. Dit is niet exact omdat de h afhankelijk is van de absolute temperatuur van de buitenkant van de tank. Voor het inschatten van het warmteverlies van een tank bij een andere buitentemperatuur is het echter een snelle en voldoende precieze aanname.

3.7.2 Tankdiameter

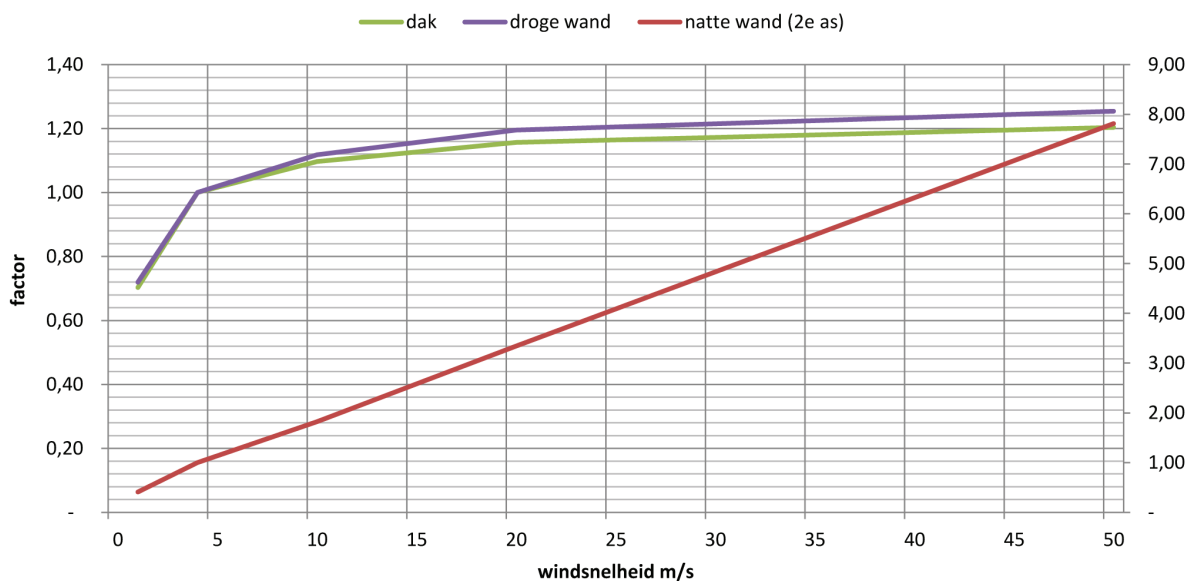
Zoals in voorgaande paragrafen al naar voren kwam, heeft de tankdiameter nauwelijks invloed op het warmteverlies wanneer de tank van wandisolatie is voorzien. Voor een tank zonder wandisolatie geldt dit daarentegen niet. Voor deze tanks is de invloed van de diameter op het warmteverlies in figuur 3.8 weergegeven. In dit figuur kan voor een tank zonder wandisolatie met een willekeurige diameter de factor afgelezen worden, waarmee het warmteverlies van het voorbeeldtankonderdeel zonder wandisolatie moet worden vermenigvuldigd om het warmteverlies van het betreffende tankonderdeel te schatten. Te zien is dat het effect voor diameters groter dan 20 meter verwaarloosbaar klein is. Indien de diameter tussen de 5 en 10 meter ligt is het effect op het warmteverlies door de natte wand al snel groter dan 5%.

3.7.3 Windsnelheid

Ook de windsnelheid heeft invloed, zeker als de tank geen wandisolatie heeft. Dit is voor jaarverbruiken die met gemiddelde omstandigheden berekend worden niet interessant, maar kan van belang zijn wanneer je het warmteverlies van een tank onder extreme omstandigheden wilt weten om bijvoorbeeld een warmteopwekker te dimensioneren. In figuur 3.9 is dit te zien. In dit figuur kan voor een willekeurige windsnelheid voor de voorbeeldtank zonder wandisolatie de factor afgelezen worden, waarmee het warmteverlies moet worden vermenigvuldigd om het warmteverlies bij de betreffende windsnelheid in te schatten.



Figuur 3.8: Invloed tankdiameter op warmteverlies tank zonder wandisolatie



Figuur 3.9: Invloed windsnelheid op warmteverlies tank zonder wandisolatie

3.7.4 Vullingsgraad

De gemiddelde vullingsgraad van een tank heeft invloed op de oppervlakte van de natte wand. Hoe meer product hoe meer natte wand. De vullingsgraad heeft geen invloed op het warmteverlies door het dak. Dit is af te leiden uit de formules van paragraaf 3.4 (de afstand tussen het warme en koude oppervlak wordt volledig geëlimineerd).

3.7.5 Importgegevens

Sommige verwarmde tanks staan direct aangesloten op een fabriek. Hierdoor komt het product vaak met een iets hogere dan de opslagtemperatuur in de tank terecht waardoor de tankverwarming pas ingeschakeld wordt als de temperatuur onder de opslagtemperatuur dreigt te komen. Om te bepalen hoeveel

warmte er nodig zal zijn is het van belang te achterhalen hoe vaak er een import is, hoe groot deze is en welke temperatuur deze heeft.

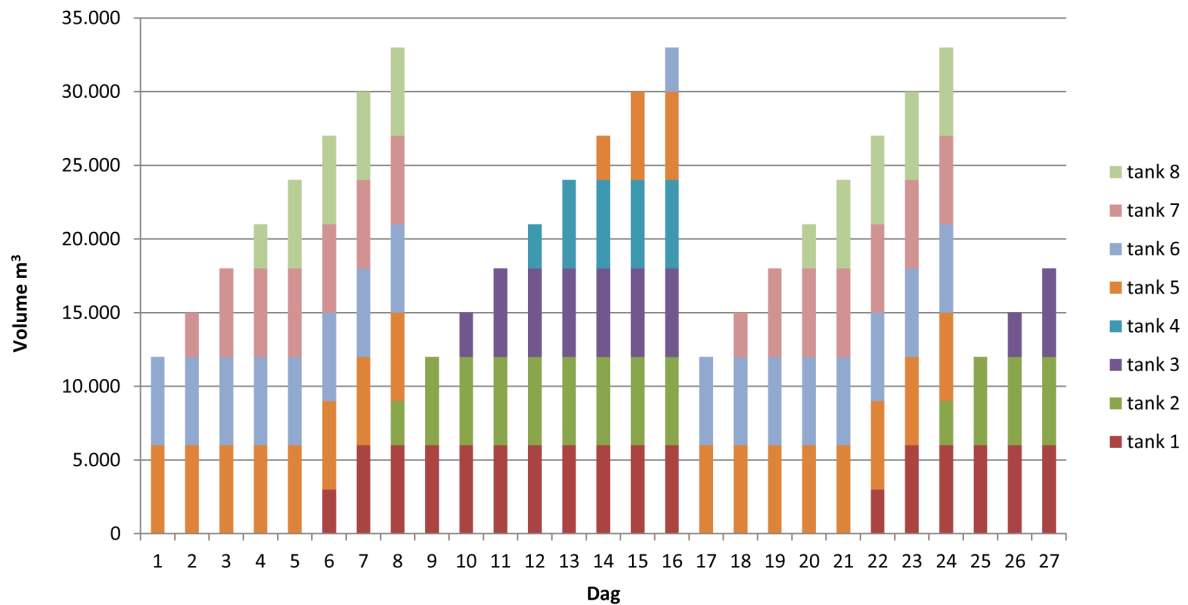
Om in te kunnen schatten of de tank nog verwarmd zal moeten worden tussen de warme imports door, moet eerst bepaald worden wat het toegevoerde warmte-overschot Q in J is, met de volgende vergelijking:

$$Q = m \cdot c_p (T_{import} - T_i) \quad (3.11)$$

Met het warmteverlies van de tank kan dan bepaald worden of het warmte overschot voldoende is om de temperatuur in de tank boven de opslagtemperatuur T_i te houden tot de volgende import.

Stel dat de voorbeeldtank (uit een tankput met 8 dezelfde tanks) gevuld is met een product dat een soortelijke warmte heeft van 2 kJ/kgK en een dichtheid van 880 kg/m³. De nabijgelegen fabriek loopt het product met 3000 m³ per dag af met 60 graden zodat elke twee dagen een tank vol komt met product. Elke acht dagen komt een lichter het product op minimaal 50 graden halen. Om te zorgen dat een vertraging van de lichter niet tot problemen leidt, zal er getracht worden gemiddeld 6 tanks gevuld te hebben als hij arriveert. Als de lichter te vroeg is, is er voldoende product, maar belangrijker nog is dat als hij te laat is, de fabriek niet gestopt hoeft te worden.

De tanks zullen in twee dagen gevuld worden (volume 6000 m³), het opslagvolume van de tankput in de tijd is weergegeven in figuur 3.10. Elke tank is gemiddeld 8 dagen leeg en 8



Figuur 3.10: Opslagvolume voorbeeld tankput over de tijd

dagen gedeeltelijk gevuld of vol. De gemiddelde vullingsgraad is hierdoor net geen 50%, maar voor het gemak wordt daar wel mee gerekend.

Het warmteverlies van de tank bij de gemiddelde vullingsgraad dat bepaald is in paragraaf 3.6 bedraagt 47,9 kW bij 50 graden. Nu zal de tank echter met 60 graden product gevuld worden waardoor de warmtelek ook groter zal zijn. In figuur 3.6 is te zien dat het warmteverlies door de wand van bijna 12 naar bijna 15 W/m² zal stijgen. Dat van het dak (figuur 3.5) van bijna 80 naar ruim 100. De natte wand (figuur 3.3) krijgt een lek van bijna 17 in plaats van 13,5 W/m². De bodem (figuur 3.1) gaat naar 25 W/m².

Om het warmteverlies tijdens het vullen te kunnen berekenen zijn wat aannames onontbeerlijk (om het behapbaar te houden). De eerste dag is de tank gemiddeld voor 25% gevuld (1500 m³), maar omdat de lek door de natte en droge wand elkaar niet zo veel ontlopen, mag er gerekend worden met alleen een droge wand.

De gemiddelde warmtelek in kW voor de eerste dag is dan:

$$\dot{Q} = 25 \cdot 337 + 15 \cdot 20 \cdot 63 + 100 \cdot 325 = 59,8$$

De tweede dag is de tank gemiddeld voor 75% gevuld, zodat de natte wand de overhand gaat krijgen. Reken voor de tweede dag met alleen de natte wand. De gemiddelde warmtelek in kW voor de tweede dag zou, wanneer de tank 60 graden zou zijn:

$$\dot{Q} = 25 \cdot 337 + 17 \cdot 20 \cdot 63 + 100 \cdot 325 = 62,3$$

De tank is aan het einde van de eerste dag hoogst waarschijnlijk al afgekoeld, dus deze warmteverliezen zijn te hoog ingeschat...

Wat zou de ordegrrootte van de afkoeling na een dag eigenlijk zijn? Er komt in een dag 3000 m³ product de tank in van 60 graden. Dit is per uur 125 m³. Dit bevat aan warmte-overschot in kWh (volgens formule 3.11):

$$Q = 125 \cdot 880 \cdot 2 \cdot 10/3,6 = 611$$

Bij een warmteverlies van ongeveer 60 kW zal dit in een uur dus 10% afkoelen, als aangenomen mag worden dat hiermee het warmteverlies gecompenseerd wordt (energiebalans). Tijdens het vullen zal de tank dus 59 graden blijven. Het afkoelen vanaf 59 graden begint als de tank helemaal gevuld is. Het afkoelen gaat met ongeveer 60 kW. De 6000 m³ verliest in MJ per graad afkoeling:

$$Q = \frac{6.000 \cdot 880 \cdot 2}{1000} = 10.560$$

Met een warmteverlies van de tank van 60 kW, duurt één graad afkoelen in dagen dus:

$$\frac{10.560}{60 \cdot 24 \cdot 3,6} = 2$$

Het warmteverlies zal door de dalende temperatuur iets afnemen, maar zelfs met het hogere warmteverlies zal de tank die het langst mocht afkoelen (bijvoorbeeld tank 5 uit figuur 3.10: 10 dagen), nog altijd $59 - 10 \cdot 0,5 = 54$ C zijn.

In dit geval heeft de tankput dus geen energie nodig.

3.7.6 Opwarmgedrag

Om een goede inschatting van het warmteverlies te kunnen maken is ook het opwarmgedrag van belang. Als een ongeïsoleerde tank bijvoorbeeld warm wordt gehouden, dan kost dat meestal veel meer energie dan wanneer deze tussendoor mag afkoelen om pas weer opgewarmd te worden als dit nodig is. Voor sommige producten is dit geen optie omdat de kwaliteit dan achteruit gaat. Voor het opwarmgedrag zijn de doorzetgegevens ook van belang. In deze paragraaf wordt er gemakshalve vanuit gegaan dat de tankspiraal voldoende capaciteit zullen hebben om het product weer op te kunnen warmen voordat de klant het komt halen. In het laatste deel van dit boek zal verder worden ingegaan op de warmteoverdracht van de tankspiraal zelf.

We hebben in de vorige paragraaf gezien dat het product in de geïsoleerde voorbeeldtank een halve graad per dag afkoelde. Stel nu dat de voorbeeldtank geen bodem en geen wandisolatie zou hebben en dat de klant begin maart een volle tank product komt brengen met een temperatuur van 30 graden, een soortelijke warmte van 2 kJ/kgK en een dichtheid van 880 kg/m³.

De gewenste opslagduur is twee maanden, de aflevert temperatuur moet 30 graden zijn en de klant wil zo min mogelijk voor verwarming betalen. De klant geeft 4 dagen van tevoren aan wanneer hij het product wil komen ophalen.

Op temperatuur houden

Het warmteverlies bij het op temperatuur houden van een net gevulde tank in maart bij een gemiddelde buitentemperatuur van bijna 6 graden, zal ingeschat worden door de figuren 3.1, 3.3 en 3.5 af te lezen. Natuurlijk kunnen de waarden ook berekend worden, maar dat is meer werk. Het verschil van de tanktemperatuur met de buitentemperatuur is 24 graden. Omdat de grafieken allemaal bij de gemiddelde buitentemperatuur van 10 graden getekend zijn, kan het warmteverlies worden ingeschat door de grafieken af te lezen bij ongeveer 35 graden. De bodem moet natuurlijk gewoon bij de tanktemperatuur worden afgelezen! De afgelezen waarden zijn:

- bodem: 15,5 W/m²
- natte wand: 250 W/m²
- dak: 45 W/m²

$$\dot{Q} = 15,5 \cdot 337 + 250 \cdot 20 \cdot 63 + 45 \cdot 325 = 335$$

Het totale warmteverlies is dus ruim 330 kW. De eerste vraag is niet of het voordeliger is om de tank af te laten koelen, maar of de tankspiraal voldoende capaciteit heeft om een hele tank op te warmen binnen 4 dagen. In dit voorbeeld wordt er vanuit gegaan dat dit zo is. Dan is het vervolgens de vraag wanneer het warm houden van de tank net zoveel energie heeft gekost als het af laten koelen en weer op warmen. Als dit punt bereikt is zal langer warmhouden dus meer energie kosten.

Afkoelen en weer opwarmen

Het warmteverlies zal eerst snel en daarna steeds langzamer zakken naar uiteindelijk 0 doordat de temperatuur van het product daalt. Dit verlies kost geen energie dus daar wordt niets mee gedaan. Het opwarmen daarentegen, zal in april moeten gebeuren en omdat de klant het 4 dagen van tevoren zal laten weten, moet de tank eigenlijk in 3 dagen terug op 30 graden zijn. Hoeveel energie in kWh kost dit? In april is het gemiddeld 8,6 graden. Met formule 3.11 volgt:

$$\begin{aligned} Q &= 6000 \cdot 880 \cdot 2 \cdot (30 - 8,5) = 227.000 \\ Q &= \frac{227.000}{3,6} = 63.000 \end{aligned}$$

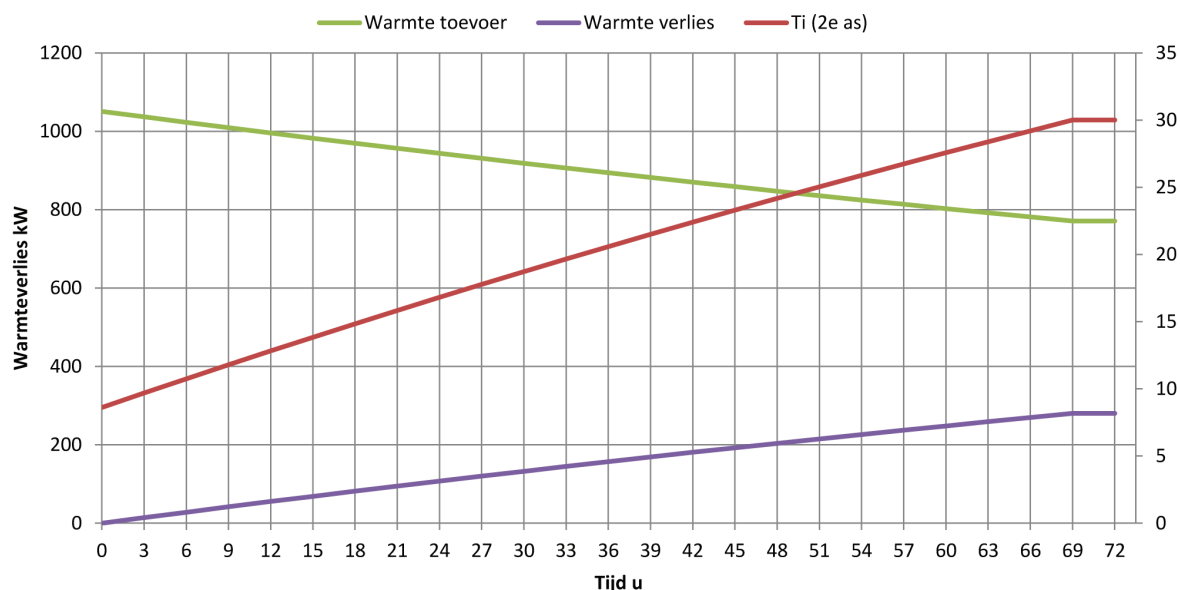
De afgelezen warmteverliezen bij 32 graden zijn:

- bodem: 15,5 W/m² (bij 30 graden!)
- natte wand: 210 W/m²
- dak: 35 W/m²

$$\dot{Q} = 15,5 \cdot 337 + 210 \cdot 20 \cdot 63 + 35 \cdot 325 = 280$$

Het opwarmen kost dus 63.000 kWh in 3 dagen en het totale warmteverlies loopt tijdens het opwarmen op tot ruim 280 kW. Omdat de tankspiraal een bij benadering constante warmte afgeeft zal het opwarmen eerst relatief snel gaan, en door de steeds groter wordende verliescomponent langzaam afnemen. Aangenomen mag worden dat het warmteverlies lineair stijgt. Zie figuur 3.11. In dit figuur is de capaciteit van de tankspiraal aangenomen als 1050 kW.

Bij de aangenomen capaciteit van de tankspiraal zal in drie dagen tijd, $1050 \cdot 3 \cdot 24 = 75.600$ kWh verbruikt zijn. Hier had de tank $75.600/330=230$ uren voor warmgehouden kunnen worden (=9,5 dagen). Het loont dus, indien het product het toestaat, om de tank af te laten koelen. Wanneer het product een faseovergang kent, duurt het afkoelen en het opwarmen langer. Belangrijk is dat het aantal dagen afkoelen en opwarmen samen veel minder zijn dan de tijd die beschikbaar is. Anders heeft de hele exercitie geen zin...



Figuur 3.11: Opwarmen van een tank

Wanneer de tank afkoelt terwijl er een product in zit met een stolpunt boven de buitentemperatuur, dan zal de tanktemperatuur tijdens het afkoelen langere tijd blijven hangen op het stolpunt, tot al het product gestold is. Hierna zal het verder afkoelen tot de tank de buitentemperatuur bereikt heeft. Andersom zal wanneer het product weer opgewarmd moet worden, de tanktemperatuur ook weer langere tijd blijven steken op het stolpunt. Voor het opslaan van sommige plantaardige en dierlijke vetten moet met dit fenomeen rekening gehouden worden; tijdens het opwarmen zijn soms extra dagen nodig om de hele tankinhoud weer vloeibaar te maken.

Om de extra benodigde tijd (en warmte) in te schatten, is de *latente warmte* in kJ/kg van het betreffende product nodig. Deze zal globaal tussen de 100 en 200 kJ/kg liggen. Voor water is dit 334!

Om het extra ingewikkeld te maken, zal het warmteverlies-aandeel tijdens het opwarmen van een tank met gestold product, niet lineair oplopen naar de lek bij het stolpunt doordat het product in de tank tijdens het opwarmen niet uniform in temperatuur stijgt. In werkelijkheid zal het product om de verwarmingsspiraal³ als eerste smelten en verder opwarmen boven het smeltpunt. Vervolgens zal het door convectie warmte overbrengen op het omringende gestolde product. Het smelten kost meer warmte dan het verhogen van de temperatuur van dezelfde hoeveelheid gestold (of gesmolten) product waardoor relatief weinig gestold product zal smelten in het begin. De warmte afgifte van de spiraal blijft gelijk, maar de hoeveelheid rondstromend en verder opgewarmd gesmolten product neemt toe ten opzichte van het gestolde product. Eerst zal het gesmolten product veel verder opgewarmd worden, maar doordat er steeds meer gesmolten product komt zal de temperatuurstijging ervan steeds minder snel gaan. Door het bufferen van warmte in het gesmolten product en het steeds groter wordende aandeel ervan, zal het smelten steeds sneller gaan. Het gestolde product draagt de warmte naar de wand over op basis van geleiding. Het warmteverlies zal dus nagenoeg nul zijn, totdat als laatste ook het product aan de wand gesmolten is.

³Om te voorkomen dat gestold product het gesmolten product opsluit en drukopbouw kan plaatsvinden, worden tanks met product dat stolt vaak uitgevoerd met een zogenaamde 'hairpin'; een stuk verwarmingsspiraal dat recht omhoog staat. Hierdoor ontstaat een open verbinding en kan gesmolten product bovenop gestold product komen

Hoofdstuk 4

Warmteverlies van een verwarmde leiding

Op een tankterminal zijn verschillende verwarmde leidingen aanwezig voor bijvoorbeeld stoom, warm water of stookolie. Het warmteverlies van een verwarmde leiding is vergelijkbaar in te schatten als die van een tank. Het grootste verlies-mechanisme aan de buitenkant van een verwarmde leiding is geforceerde convectie. Daarnaast is er ook een beetje straling. Aan de binnenkant van de leiding speelt geforceerde convectie ook de hoofdrol (er stroomt een vloeistof of damp doorheen). In de volgende paragrafen wordt ingegaan op de theorie achter de warmteverliezen van een leiding.

4.1 Aannames en uitgangspunten

Om het warmteverlies van een verwarmde leiding zo goed mogelijk in te kunnen schatten is een aantal aannames gemaakt. Zo is een aanname dat de temperatuur in de leiding overal gelijk is, terwijl dit zeker bij leidingen zonder isolatie met een laminaire productstroom niet klopt! Leidingen worden echter vaak zodanig ontworpen, dat de stroming turbulent is. Hierdoor zal het product overal ongeveer even warm zijn.

De gemiddelde buitentemperaturen en windsnelheden zijn weergegeven in Tabel 3.1. Het zijn de berekende gemiddeldes over de afgelopen 10 jaar [7].

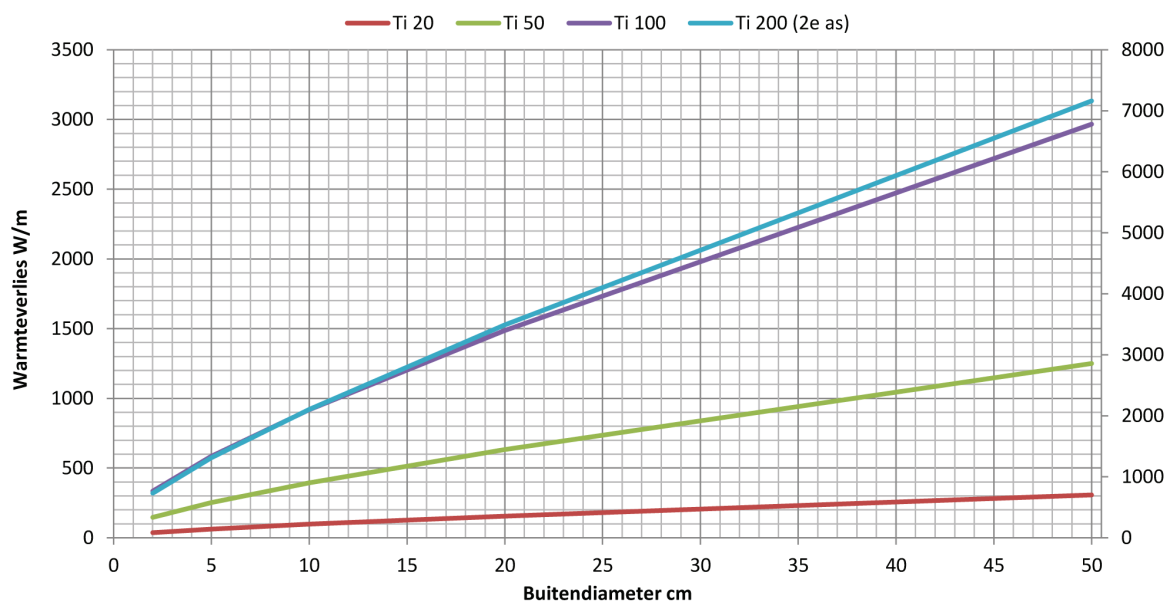
In de volgende paragrafen wordt gebruik gemaakt van een voorbeeldleiding. Deze leiding heeft een uitwendige diameter van 5 cm en een wanddikte van 3 mm. De producttemperatuur is 50 graden.

4.2 Wand zonder isolatie

Wanneer het product voldoende stroomsnelheid heeft, mag aangenomen worden dat de leidingwand zelfs aan de buitenkant de producttemperatuur T_i heeft aangenomen. Voor berekening van de convectieve verliescomponent h_{uit} aan de buitenkant van de leiding mag de vergelijking van *Churchill en Bernstein* weer gebruikt worden (3.4) net zoals bij de natte tankwand. Ook zal de stralingscomponent weer meetellen, alleen dit keer met de emissiefactor van (verroest) staal.

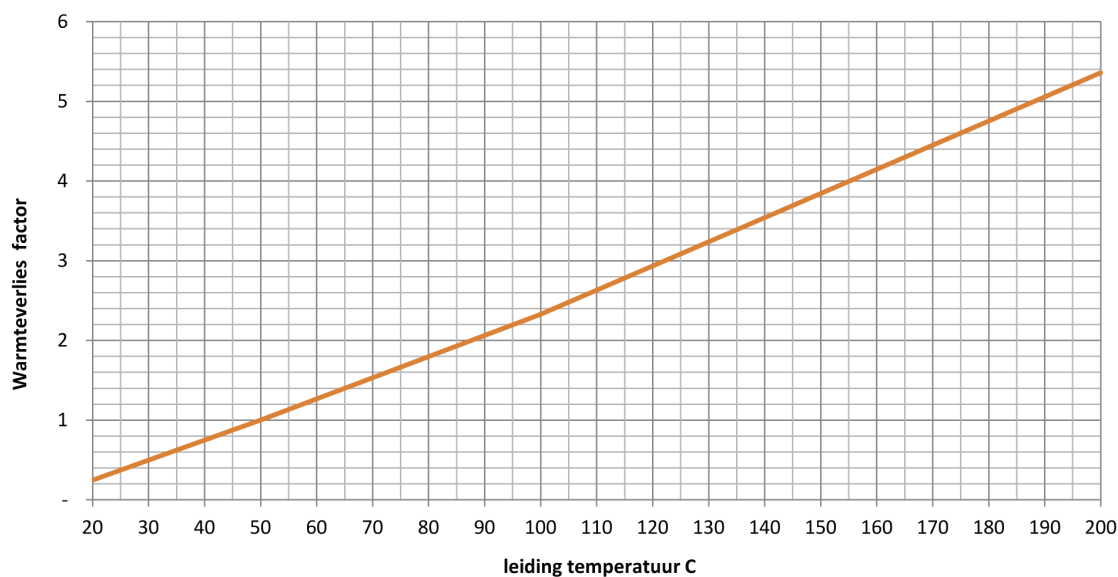
De oppervlakte van de buitenwand is per meter lengte te berekenen met πD_u . De resulterende warmteverliezen voor leidingen met verschillende buitendiameters en temperaturen is voor gemiddelde weersomstandigheden weergegeven in 4.1.

Zoals in de figuur (4.1) te zien is, is het warmteverlies bij benadering recht evenredig met de diameter van de leiding. Het warmteverlies is ook lineair afhankelijk van de leidingtemperatuur. Hiervoor is een factor te geven. In figuur 4.2 is deze ten opzichte van een leiding met $D_u = 0,05$ m en $T_i = 50$ C weergegeven.



Figuur 4.1: Warmteverlies van leidingen zonder isolatie

De voorbeeldleiding met een uitwendige diameter van 5 cm, een wanddikte van 3 mm en 50 graden temperatuur zal zonder isolatie, per meter ruim 250 W verliezen.



Figuur 4.2: Invloed leidingtemperatuur op warmteverlies (zonder isolatie)

4.3 Wand met isolatie

Het warmteverlies door een geïsoleerde leidingwand lijkt ook op dat door de tankwand, zeker wanneer het product een voldoende hoge stroomsnelheid heeft. De temperatuuropbouw van de wand van de leiding is dan hetzelfde als in figuur 3.2.

Voor de buitenkant van de leiding mag de vergelijking van *Churchill en Bernstein* weer gebruikt worden (3.4) net zoals bij de natte tankwand. Alleen zal de warmtestroom niet recht door een ongeveer gelijk-

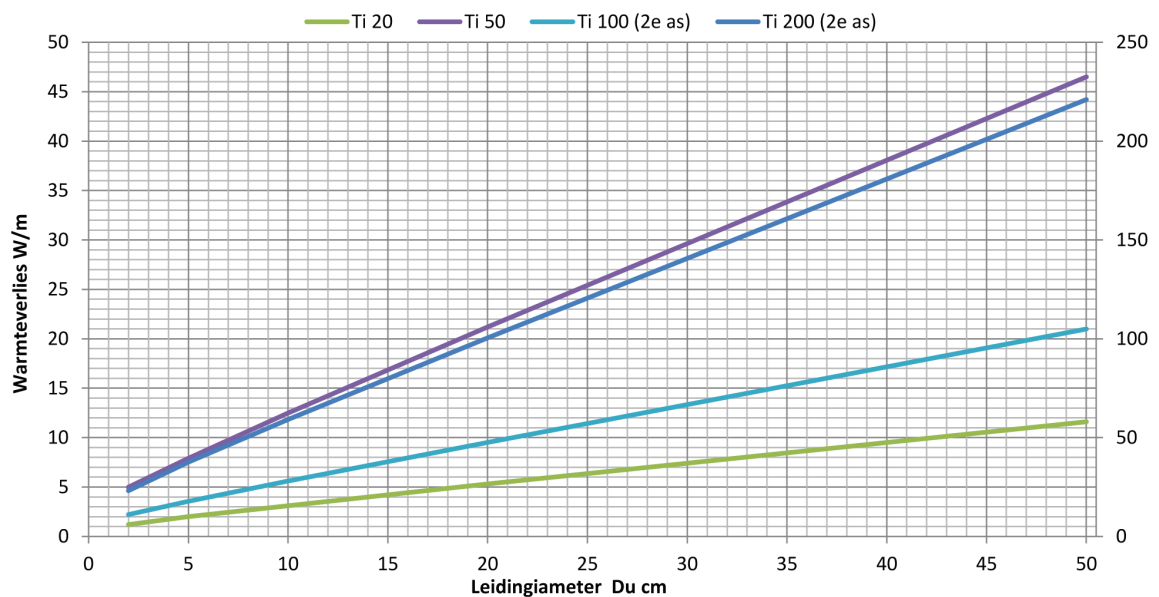
blijvend oppervlak stromen zoals bij de tankwand, maar door de kleinere diameter van een leiding en de relatief dikke isolatie zal het oppervlak met de warmtestroom mee naar buiten toe snel groter worden. De warmtestroom per oppervlakte eenheid wordt dus steeds kleiner, zodat de totale warmtestroom door elke millimeter dikte van de leidingisolatie gelijk blijft!

De warmtestroom in W door de leidingisolatie wordt met gebruik van vergelijking 2.1 waarin r de plaats in de wand is ingeschat. De integratiestap wordt voor het gemak maar even overgeslagen:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= kA \frac{dT}{dr} \\ \dot{Q} &= \frac{\Delta T}{R_{cylinder}} \\ R_{cylinder} &= \frac{\ln((D_u + 2 \cdot d)/D_u)}{2\pi Lk}\end{aligned}\quad (4.1)$$

Ook hier zal net als bij de tankwand gelden dat de warmtestroom door de isolatie gelijk moet zijn aan die naar de buitenlucht. Hiervoor zal de buitentemperatuur van de leiding T_4 iteratief tot de juiste warmtestromen moeten leiden. De warmtestroom naar buiten is net als die door de isolatie weergegeven per meter lengte in plaats van per vierkante meter oppervlak ($\dot{Q}$ in plaats van $\dot{q}$)!

De resulterende warmteverliezen voor leidingen met verschillende buitendiameters en temperaturen zijn voor gemiddelde weersomstandigheden weergegeven in 4.3.

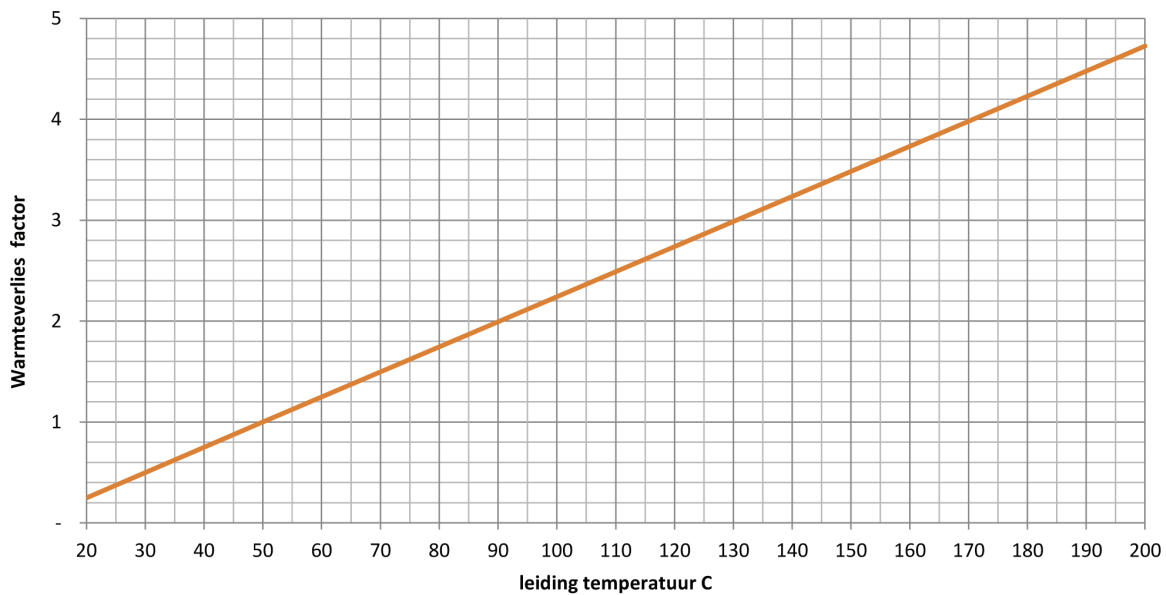


Figuur 4.3: Warmteverlies van leidingen met 5 cm isolatiewol (D_u exclusief isolatie)

Te zien is dat het warmteverlies wederom ongeveer recht evenredig met de diameter en met de temperatuur van de leiding is. Voor andere leidingtemperaturen is dankzij de bij benadering lineaire afhankelijkheid een factor te geven. In figuur 4.4 zijn deze ten opzichte van een leiding met $D_u = 0,05$ m en $T_i = 50$ C weergegeven.

De voorbeeldleiding met een uitwendige diameter van 5 cm, een wanddikte van 3 mm en 50 graden temperatuur zal met 5 centimeter isolatiewol, per meter 8 W verliezen.

De invloed van de isolatiedikte is een ander verhaal...



Figuur 4.4: Invloed leidingtemperatuur op warmteverlies (met 5 cm isolatiewol)

4.4 Invloed van de isolatiedikte

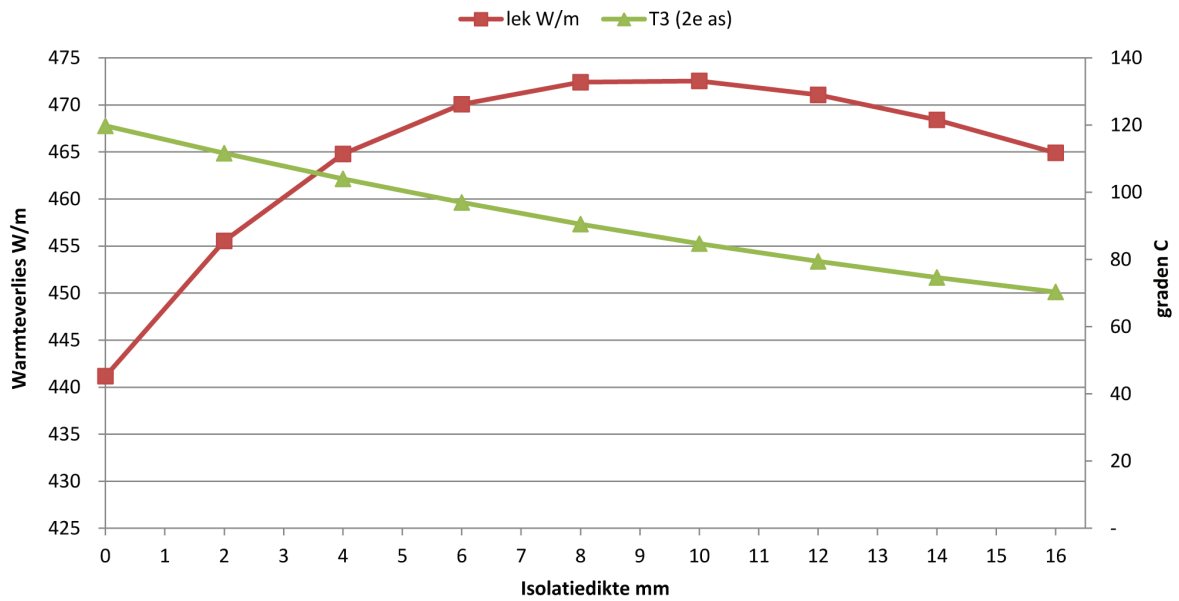
Wanneer leidingisolatie wordt toegepast, zal het aan de omgeving blootgestelde oppervlak een lagere temperatuur krijgen. Hoe dikker de isolatie is, hoe minder warmteverlies door geleiding en dus automatisch ook door convectie en straling. De straling component is voor geïsoleerde oppervlakken vaak verwaarloosbaar klein als de temperatuur van het blootgestelde oppervlak dicht bij de buitentemperatuur ligt. De convectie component is zeker in situaties waar de wind kan waaien, niet te verwaarlozen. Voor geïsoleerde leidingen geldt bovendien, dat het aan de omgeving blootgestelde oppervlak toeneemt met de isolatiedikte. Zo kan het dus gebeuren, dat dikkere isolatie resulteert in meer warmteverlies!

Tot een bepaalde buitenradius (inclusief isolatie), zal de toename in het buitenoppervlak het winnen van de afname in de temperatuur van dat oppervlak. Deze radius wordt de kritische radius genoemd. Voor elektriciteitsleidingen (waar juist maximaal warmteverlies gewenst is) wordt de isolatie vaak zodanig dik gekozen, dat de kabel de kritische radius bereikt. Voor stoom en warm water leidingen moet de kritische radius juist voorkomen worden. De kritische radius kan bepaald worden door de warmtegeleidingscoëfficiënt k van het isolatiemateriaal (W/mK) te delen door de convectieve warmteovergangcoëfficiënt h van de lucht (W/m²K).

Om een idee te krijgen van de voor de voorbeeldleiding kritische radius zal de ordegrrootte worden bepaald. Voor de isolatie materialen die veel gebruikt worden in de industrie geldt een coëfficiënt k van bij benadering 0,035 W/mK terwijl de van onder andere de weersomstandigheden en buitendiameter afhankelijke coëfficiënt h bij benadering 35 W/m²K zal zijn. De resulterende kritische radius zal 0,001 m bedragen. De diameter van alle industriële leidingen zal hier ruimschoots boven liggen, waardoor met zekerheid gezegd kan worden dat extra isolatie zal resulteren in minder energieverlies.

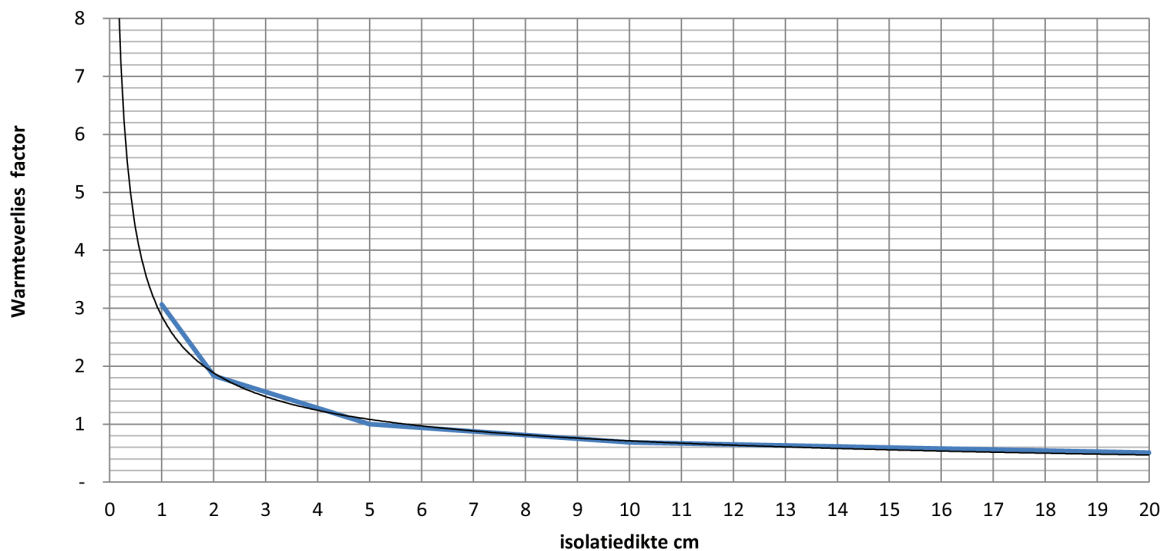
Om het effect van de kritische radius toch te kunnen illustreren wordt een slecht isolatiemateriaal gekozen zoals bijvoorbeeld zand ($k = 1$ W/mK). De kritische radius is dan bij de vast aangenomen h_{uit} van 35 W/m²K bijna 3 cm. In Figuur 4.5 is voor een 1 inch stoomleiding met een temperatuur van 120 C bij gemiddelde weersomstandigheden voor verschillende dikten van de zandisolatie de resulterende warmtelekage in W/m en de temperatuur van het blootgestelde oppervlak weergegeven. De kritische radius wordt bereikt rond 10 mm isolatie. Het is niet helemaal netjes om de h_{uit} vast aan te nemen, deze verandert immers met de temperatuur. In heel veel boeken wordt echter gerekend met een vaste waarde waardoor de kritische radius van de isolatie van te voren te bepalen is. Verder wordt vaak helemaal geen rekening gehouden met het stralingsverlies terwijl dit bij leidingen met een hogere temperatuur zoals stoomleidingen rond de 10% van de verliezen voor zijn rekening neemt.

Het warmteverlies van een leiding met of zonder isolatie hangt bij benadering lineair af van de leiding-



Figuur 4.5: Kritische isolatiedikte

temperatuur en van de leidingdiameter zoals in de voorgaande paragrafen is beschreven. De invloed van de isolatiedikte op het warmteverlies is **niet** lineair zoals uit voorgaande blijkt. Het maakt daarnaast ook nog uit op welke diameter leiding de isolatie met een bepaalde dikte wordt aangebracht (dankzij de logaritmische functie). De warmteverlies factor ten opzichte van de verschillende isolatiedikten in cm is weergegeven in figuur 4.6.



Figuur 4.6: Invloed isolatiedikte op warmteverlies

4.5 Corrosie onder isolatie

Het grootste probleem van isoleren is de kans op corrosie onder isolatie. Veel isolatiematerialen kunnen water opnemen (zijn poreus), waardoor bijvoorbeeld een stalen leiding of stalen tankdak voorzien van deze isolatie continu met water in aanraking komt. Het is dan een kwestie van tijd voordat de eerste

corrosieproblemen optreden. Water kan in de isolatie komen door regen in combinatie met een slechte afdichting, maar ook door het condenseren in de isolatie van waterdamp uit de lucht. Lucht bevat vrijwel altijd waterdamp. Als het koud is buiten zal er minder waterdamp in de lucht aanwezig zijn dan als het warm is. Waterdamp condenseert tegen een koud oppervlak als dat oppervlak een temperatuur heeft onder het *dauwpunt* van de waterdamp in de lucht zoals bij een glas koud bier in de zomer gebeurt.

Om te voorkomen dat vocht uit de omgevingslucht condenseert in het isolatiemateriaal moeten er maatregelen worden getroffen. De makkelijkste is het voorkomen dat vocht uit de lucht of van regenwater in het isolatiemateriaal komt, door bijvoorbeeld te kiezen voor een materiaal dat geen vocht opneemt zoals bijvoorbeeld PIR (polyisocyanuraat). Wanneer gebruik wordt gemaakt van een isolatiemateriaal dat wel vocht kan opnemen zoals PUR (polyurethaan) of met een vezelstructuur zoals steen- of glaswol moet speciale aandacht worden besteed aan vochtbeheersing (steenwol wordt zelfs gebruikt in ‘drip-hydroponics’¹ dankzij de goede watervasthoudende eigenschappen [5]). Een kleine hoeveelheid water zorgt dankzij de hoge temperatuur van het staal van het dak of de pijpleiding binnen korte tijd al voor een groot corrosieprobleem. Helaas kunnen PUR en PIR niet worden toegepast op stoomleidingen vanwege de te hoge temperatuur.

In de bouwwereld wordt doorgaans een dampremmend folie aangebracht aan de warme kant (aan de binnenzijde van de isolatie) om het vocht dat zich in het gebouw zal bevinden tegen te houden. De buitenzijde van de isolatie wordt droog gehouden door de dakbedekking. In industriële toepassingen, zal de dampremmende laag aan de binnenkant niet nodig zijn omdat er als het goed is geen damp van die zijde te verwachten is. Het is echter wel belangrijk dat de buitenzijde heel zorgvuldig wordt afgedicht. Zeker bij aluminium afdekplaten gaat het nog wel eens mis doordat er op wordt gelopen. Een kleine opening laat tijdens een flinke regenbui al voldoende water door om binnen korte tijd een corrosieprobleem te veroorzaken. Ook vocht uit de lucht moet worden buitengesloten. Zeker als de pijpleiding of tank wordt afgekoeld en weer wordt opgewarmd kan dankzij condensatie nieuwe waterdamp uit de buitenlucht het isolatiemateriaal binnentreden. Dit zal bij opwarmen weer verdampen en condenseren in de isolatie of tegen de binnenkant van de aluminiumbeplating afhankelijk van waar het eerst het dauwpunt wordt bereikt.

Natte isolatie geeft niet alleen corrosieproblemen maar ook een veel groter warmteverlies. Met een thermografische camera kan aan de hogere temperatuur eenvoudig worden beoordeeld waar de isolatie vochtig is geworden.

Helaas heeft de leeftijd van isolatiematerialen soms ook nog invloed op de hoeveelheid vocht die het kan bevatten. In glaswol degraderen met de jaren de glasvezels en het toegevoegde bindmiddel zodat het vermogen om vocht (uit de lucht) te absorberen toeneemt. Des te meer water er in het materiaal aanwezig is, des te slechter isoleert het... Voor glaswol geldt een toename in thermische geleidbaarheid van 12% in 25 jaar [10].

4.6 Afhankelijke warmtegeleiding van isolatie

Zoals in voorgaande paragraaf tot uiting kwam hangt de warmtegeleidingscoëfficiënt k van isolatiematerialen onder andere af van de vochtigheid ervan. Een verdubbeling van het vochtgehalte geeft een toename van ongeveer 2,5% van de k waarde volgens [1]. De k is ook afhankelijk van de temperatuur. De waarden zoals gegeven in appendix A gelden alleen bij de gemiddelde buitentemperatuur en luchtvochtigheid. Voor gebouwen zullen deze waarden dus ongeveer kloppen. Voor hogere temperaturen, kan de k voor isolatiematerialen met tientallen procenten toenemen. Volgens onderzoek [1] en [9], kan voor de meeste isolatiematerialen behalve PUR en PIR grofweg worden aangenomen dat k per 10 graden 0,002 W/mK toeneemt. PUR- en waarschijnlijk ook PIR-schuim (het wordt ook wel verbeterde PUR genoemd) heeft een geringere toename; slechts 0,0007 W/mK per 10 graden temperatuuroptoeiname.

De isolatiewol van de voorbeeldleiding zal met een gemiddelde temperatuur van 30 graden een toename in k waarde van 10% hebben ($=0,004/0,035$). Dit valt nog binnen de rekenon-nauwkeurigheid.

¹Een soort hydrocultuur systeem om planten te kweken

Hoofdstuk 5

Warmteverlies infrastructuur (verschillende verwarmingsmedia)

Het maakt voor het primair energieverbruik (het verbruik helemaal aan het begin van de keten) uit welk verwarmingsmedium ingezet wordt. Dit heeft voornamelijk te maken met de temperatuur van het verwarmingsmedium; hoe lager dit is, hoe minder verliezen de infrastructuur zal hebben. Voor sommige verwarmingsmedia is zelfs geen infrastructuur nodig! In de volgende paragrafen wordt ingegaan op de verschillende verwarmingsmedia en de kenmerkende verliezen van de eventuele infrastructuur.

5.1 Stoom

Stoomleidingen hebben naast warmteverliezen nog een bijkomend ‘probleem’; het condenswater dat ontstaat als gevolg van het warmteverlies tijdens het transport door een leiding moet afgevoerd worden. Een klein beetje waterophoping is met de snelheid die stoom kan bereiken in een leiding (tot 40 m/s) al snel gevaarlijk. Dit kan een golf vormen en zo waterslag en/of leidingbreuk tot gevolg hebben. De leidingen worden drooggehouden met zogenaamde ontwateringspotten. Het condensaat heeft de temperatuur van de stoom waardoor het zodra het uit de ontwateringspot loopt (en dus in een lagere druk terecht komt) direct weer gedeeltelijk in stoom zal overgaan. Dit wordt ‘flashstoom’ (ontspanningsstoom) genoemd. Het wegstromen van condensaat en flashstoom is een verlies dat bovenop de gewone afkoeling komt.

Stoom heeft een zodanig hoge temperatuur dat de warmtegeleidingscoëfficiënt k voor de isolatie uit bijlage A naar boven moet worden bijgesteld volgens paragraaf 4.6. Voor geïsoleerde leidingen geldt dat van binnen naar buiten het doorstroomd oppervlak toeneemt terwijl de warmtestroom gelijk blijft (zie ook 4.3). De temperatuur neemt hierdoor naar buiten toe af waardoor ook de k zal afnemen. Er kan dus eigenlijk niet zomaar gerekend worden met de gemiddelde k waarde omdat dit een te negatief beeld geeft. In dit boek is echter gekozen om conservatief te blijven rekenen met de te lage warmtegeleidingscoëfficiënt.

Stel bijvoorbeeld dat er een kilometer DN150 (Du is bijna 17 cm) doorgaande stoomleiding met 5 cm isolatiewol ligt met een temperatuur van 150 graden. Volgens figuur 4.3 zou deze leiding 19 W/m verliezen bij een temperatuur van 50 graden. De factor waarmee dit vermenigvuldigd moet worden volgens figuur 4.4 is ongeveer 3,5 zodat er een warmteverlies van 65 W/m volgt. Voor een kilometer leiding is dit 65 kW. Hoeveel stoom zal daardoor condenseren? In de Bijlagen (figuur B.1) is te zien dat de druk van de stoom rond 5 bara zal zijn. De bijbehorende verdampingswarmte is (figuur B.2) 2100 kJ/kg, waardoor de totale ontwater-stroom rond de 31 gram per seconde zal zijn. Dit is gelijk aan 110 kilo en dus ook ongeveer 110 liter per uur. De temperatuur hiervan zal nog steeds 150 graden zijn waardoor het energieverlies (in kW) bij benadering als volgt is in te schatten:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = 0,031 \cdot 4,18 \cdot (150 - 10) = 18$$

Stel dat de gemiddelde snelheid in de leiding 30 m/s is. De dichtheid van stoom is (figuur B.3) 2,6 kg/m³ en de leidingdoorsnede bijna 0,02 m². Dan is de hoeveelheid stoom die door

de leiding stroomt ongeveer $30 \cdot 0,02 \cdot 2,6 = 1,56$ kg/s. De energie die vervoerd wordt is $1,56 \cdot 2100 = 3,28$ MW zodat het ontwateringsverlies voor deze leiding uitkomt op 0,5%.

Dus voordat de stoom de afnemer bereikt heeft is al een klein gedeelte van de vervoerde energie verloren gegaan aan ontwatering. Dit verlies is omgekeerd evenredig met de hoeveelheid vervoerde energie. In het voorgaande voorbeeld werd veel stoom vervoerd (bijna 6 ton per uur). Bij halvering hiervan verdubbelt dus het verlies.

Daarnaast heeft een stoominfrastructuur niet altijd een condensaat retour systeem. Dit houdt in dat gecondenseerde en gedeeltelijk afgekoelde stoom na gebruik samen met de toegevoegde chemicaliën wordt geloosd op het riool terwijl nieuw water en chemicaliën toegevoegd en opgewarmd moeten worden. Wanneer het geloosde condensaat een temperatuur van bijvoorbeeld 60 graden heeft, moet water van gemiddeld 10 in plaats van die 60 graden worden opgewarmd naar de stoomtemperatuur. Dit scheelt per kilo stoom in kJ:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = 1 \cdot 4,18 \cdot (60 - 10) = 209$$

Om een kilo stoom uit het voorbeeld te maken, is (zonder rekening te houden met opwekverliezen etc.) ongeveer $2750 - 42 = 2700$ kJ nodig zonder condensaatretour terwijl dit met een condensaatretour $2750 - 251 = 2500$ kJ is. Zo komt het niet hebben van een condensaatretour neer op een verlies van bijna:

$$\frac{200}{2700} = 7,5\%$$

5.2 Warm water

De grote winst van overstappen van stoom op warm water zit in de reductie van de infrastructurele verliezen. Het warmteverlies van de leiding is kleiner door de lagere temperatuur en er zijn uiteraard geen condensatieverliezen. Wanneer overwogen wordt om over te stappen op warm water is het belangrijk om te beoordelen of het bestaande leidingwerk voldoende diameter heeft om de drukval (en snelheid) binnen de perken te houden en of de warmte afgevendende onderdelen zoals tankspiralen een voldoende groot verwarmend oppervlak hebben. Dit omdat stoom een groter warmte-overdragende capaciteit heeft dan warm water. Er zullen pompen nodig zijn om het water te vervoeren en de stoom gerelateerde appendages zoals ontwateringspotten zullen uit de leiding moeten worden verwijderd. Dit is geen eenvoudige klus. Ook de berekeningen zijn van dien aard, dat ze apart behandeld worden in III van dit boek.

Soms wordt warm water op tank of op tankputniveau gemaakt met behulp van stoom, bijvoorbeeld met een warmtewisselaar of door stoom in de retourwater stroom te condenseren. De bovenstaande voordelen op gebied van infrastructurele verliezen zijn er dan niet of nauwelijks omdat de afstand die stoom over het terrein aflegt slechts enkele procenten kleiner zal zijn.

5.3 Elektrisch

Verwarmen ‘zonder’ infrastructurele verliezen is ook mogelijk. Met elektrische tankverwarming wordt de tank direct verwarmd. De verwarmingsmatten (heat tracing) zullen aan de buitenkant van de wand van de tank onder de isolatie zitten. Het warmteverlies van de tank zal iets groter zijn omdat de temperatuur net onder de isolatie (T_1) hoger zal zijn dan bij verwarming van het product met een bodemspiraal het geval zal zijn om het product op temperatuur (T_i) te houden.

Het elektriciteitsverbruik zal dus nagenoeg gelijk zijn aan de warmtelek van de tank. Om het bijbehorende primaire energieverbruik te kunnen berekenen, zal de waarde gedeeld moeten worden door 42% (het gemiddeld nederlands net-rendement) om de gemiddelde opwek- en transportverliezen vanaf de elektriciteitscentrale mee te nemen. Wanneer de elektriciteit met een WKK op het eigen terrein wordt

geproduceerd en alle warmte wordt benut, geldt dit niet. Het primaire energieverbruik is alleen interessant bij inzet van grijze stroom. Als er sprake is van duurzaam opgewekte elektriciteit, dan wordt er nog steeds wel gebruik gemaakt van fossiele bronnen¹, maar (veel) minder.

5.4 Hete olie

Bij het verwarmen van een tank met hete olie geldt hetzelfde als bij warm water alleen kan de temperatuur bij hete olie stukken hoger liggen (350 graden), terwijl de druk in het verwarmingssysteem acceptabel blijft. Dit in tegenstelling tot de druk van water bij hoge temperaturen. De olieverwarmer kan als deze elektrisch is bovendien in de buurt van de tank staan in plaats van op een centraal punt, zodat de lengte van de hete olie infrastructuur beperkt blijft.

¹om dag/nacht en seizoens vraag en aanbod te balanceren, tot er een oplossing is voor het opslaan van duurzaam opgewekte energie

Hoofdstuk 6

Warmteleveranciers

Stoom kan worden opgewekt in verschillende soorten stoomketels. De verschillende typen ketels produceren stoom met verschillende drukken en debieten, dus afhankelijk van de toepassing van de stoom wordt een ketel gekozen. Voor verwarmingsdoeleinden is verzadigde stoom met een lage druk afdoende. Dit kan gemaakt worden met een vlampijpketel of met een stoomgenerator. Ook kan het afkomstig zijn van een proces als zogenaamde restwarmte. In de navolgende paragrafen wordt kort ingegaan op de efficiency van de verschillende opwekkers.

6.1 Waterpijpketel

In een waterpijpketel, bevindt het water dat stoom moet worden zich in de pijpen en de hete rookgassen erbuiten. Als het water stoom is geworden, kan het makkelijk worden oververhit door het nogmaals door de rookgassen te halen. De pijpen zijn bestand tegen een hoge druk. Voor het aandrijven van een stoomturbine en de meeste processen in de chemische- en olie- industrie is oververhitte stoom nodig. Omdat dit type ketel niet primair wordt ingezet voor tankverwarming wordt hier verder niet op ingegaan.

6.2 Vlampijpketel

6.2.1 Voor stoomproductie

De meeste zelfstandige tankterminals met verwarmde opslag maken gebruik van verzadigde stoom met een druk onder de 12 barg. Dit is prima te produceren met een vlampijpketel. In dit type ketel bevindt de vlam en de rookgassen zich in de pijpen en het water zich eromheen. De constructie van de vlampijpketel is niet bestand tegen hogere drukken zodat deze ketel nooit ingezet zal worden voor het maken van oververhitte stoom. De rookgassen gaan soms twee of drie keer door de ketel heen tot ze voldoende afgekoeld zijn. Ze worden dan omgekeerd in een zogenaamde 'keerkast' (in figuur 6.1 is een vlampijpketel met zo'n keerkast te zien). Dit heet dan een twee of drietreks ketel.

Het grote voor- en nadeel van een vlampijpketel is de traagheid ervan; wanneer er veel wisselingen in de stoomvraag zijn is de traagheid fijn omdat bij plotselinge verhoging van de vraag dankzij de resulterende kleine drukverlaging de grote hoeveelheid kokend water in stoom zal overgaan. Voor het opstarten van de ketel is de traagheid juist een groot nadeel. Het opstarten kan een halve tot een hele dag in beslag nemen doordat al het water en al het ketelmateriaal op temperatuur moet worden gebracht voordat er stoom geproduceerd wordt.

Een vlampijpketel heeft een opwekrendement van gemiddeld 85% op de onderste verbrandingswaarde, 8 tot 10% verdwijnt als warmte via de rookgassen, tot 2 % verdwijnt als warmte in de stookruimte door convectie en het stralen van de ketel zelf, en door het spuien (5 tot 10 %) wordt het water vrij van zuurstof, vervuiling en ketelsteen gemaakt voordat het in de ketel gaat.



Figuur 6.1: Een gloednieuwe vlampijpketel met geopende keerkast

De rendementsverbeteringen die met een vlampijpketel voor stoom uitgevoerd kunnen worden zijn:

- Rookgascondensor, voorverwarming van (voedings)water door condensatie van water uit de rookgassen: 4-10%
- Eco(nomiser), voorverwarming van voedingswater met rookgassen tot 10 graden onder het kookpunt: 4-5%
- LuVo (Lucht Voorwarmer), voorverwarming van verbrandingslucht met rookgassen: 4-5%

Een rookgascondensor kan alleen rendabel ingezet worden bij het verstoken van brandstoffen waar veel water bij vrijkomt zoals gas. Ook in de afvalverbranding en bij verbranding van biomassa komt veel water vrij. Aardgas verbrandt vrij schoon¹. Het gevormde water zal zich als damp in het rookgas bevinden waardoor de warmte eruit teruggewonnen kan worden door het op de retourleiding te laten condenseren. Het (voedings)water moet wel een temperatuur onder de 55 graden hebben anders condenseert de damp niet (dit geldt trouwens ook voor de HR-ketel die we in huis hebben hangen). De rookgassen koelen door een rookgascondensor soms zo ver af dat natuurlijke trek van de schoorsteen verdwijnt zodat een ventilator nodig is om de rookgassen af te voeren.

¹bij verbranding van vloeibare en vaste brandstoffen worden ook zure en dus corrosieve zwavel en chloor verbindingen gevormd zoals zwaveldioxide en waterstofchloride

Een eco werkt niet op basis van condensatie zodat deze ook bij niet gasvormige brandstoffen ingezet kan worden. In een eco wordt voedingswater ook voorverwarmd met restwarmte uit het rookgas. Bij een rookgascondensor wordt het rookgas verder afgekoeld dan in een eco, het wordt hierom ook wel een condenserende eco genoemd.

6.2.2 Voor warm water productie

Met een vlampijpketel is ook warm water te maken. Over het algemeen is het rendement dan hoger doordat de temperatuurverschillen en dus verliezen kleiner zijn. Een ander voordeel is dat er niet gespuid hoeft te worden. Dat scheelt energie. Ook voor een warmwaterketel zijn rendementsverbeteringen mogelijk. De rendementsverbeteringen die met een vlampijpketel voor warm water uitgevoerd kunnen worden zijn dezelfde als die voor een stoomketel, maar dan zonder de eco. Inzet van een eco is niet gebruikelijk bij productie van warm water omdat het temperatuurregime van een eco hoger ligt dan dat van een rookgascondensor; opwarmen tot 10 graden onder het kookpunt maakt de ketel werkeloos. Een rookgascondensor kan wel worden toegevoegd, mits het retourwater een temperatuur onder de 55 graden heeft.

6.3 Stoomgenerator

Een stoomgenerator is eigenlijk een kleine en moderne versie van een waterpijpketel. Deze opwekker is zeer geschikt voor toepassingen die niet continu stoom vragen, zoals vaak in de voedingsmiddelenindustrie het geval is. De generator is in enkele minuten opgestart omdat maar een kleine hoeveelheid water en staal tegelijkertijd wordt opgewarmd. De generator is veiliger dan een vlampijpketel omdat deze niet kan ontploffen door in drooggestookte toestand water te introduceren.

6.4 Restwarmte

6.4.1 Lage druk stoom

Wanneer een opslagterminal met verwarmde tanks bij een procesfabriek gevestigd is, is de kans groot dat er lage druk stoom ‘over’ is op het terrein. Dan kunnen de tanks verwarmd worden met restwarmte uit het proces. Dit is vaak het geval bij olieraffinaderijen. Soms zit er zo weinig isolatie op de tanks of is de isolatiestaat van de tanks en stoomleidingen zodanig slecht, dat er per saldo toch nog extra stoom geproduceerd moet worden voor de tankverwarming. Dit is een slechte zaak. Restwarmte kan steeds vaker buiten het terrein ingezet worden in warmtenetwerken zodat bedrijven en huishoudens dit aan kunnen wenden in plaats van het zelf te produceren. Met oog op dit laatste aspect mag duidelijk zijn dat ook met restwarmte zuinig om moet worden gegaan.

6.4.2 Uit een warmtenet

In de Rotterdamse haven ligt sinds een aantal jaar een prachtig warmtenet. Veel bedrijven met een grote verwarmingsbehoefte met niet al te hoge temperaturen, zouden kunnen (laten) beoordelen of het lonend is om een aansluiting te krijgen met het warmtenet in plaats van zelf warmte op te wekken.

6.4.3 Uit dampverwerking

Steeds vaker worden studies uitgevoerd om te beoordelen of warmte die vrijkomt bij het verwerken van dampen uit de tanks (adem- en verdrijvingsemissies) ingezet kan worden in het verwarmingssysteem. Er zijn zelfs al bedrijven die dit succesvol toepassen! Het hangt uiteraard van het type dampverwerkings-systeem af of er warmte vrijkomt en van de verwerkte dampen of de warmte benut kan worden. . .

6.5 Zonnewarmte

In België is een tankopslagbedrijf dat de tanks deels verwarmd met behulp van de zon! Om dit voor elkaar te krijgen is een spiegelcollector installatie geplaatst die thermische olie verwarmd. Omdat er continu een warmtevraag is, maar de zon niet continu schijnt, wordt de warmte gebufferd in een daarvoor geschikte geïsoleerde tank. De verwarmingstemperatuur die gehaald kan worden is 140 graden. Dit systeem is geen vervanging van, maar werkt samen met een conventioneel verwarmingssysteem. Per spiegelcollector van 1000 vierkante meter groot, zal ongeveer 300 tot 400 MWh opgewekt kunnen worden.

6.6 WKK

Voorals in de glastuinbouw zijn Warmte Kracht Koppelingen (WKK's) populair. WKK's zijn grote diesel of aardgasmotoren tot wel 10 MW die ingezet worden om warmte en elektriciteit te produceren. Officieel behoren ook gasturbines en brandstofcellen tot de WKK's, maar de eerste zijn een orde of twee duurder en de tweede nog niet uitontwikkeld waardoor het op kleine schaal nog niet rendabel is. Voor een olieraffinaderij is een gasturbine wel interessant, vooral omdat de onderhoudskosten beduidend lager zijn per geproduceerde warmte en kracht eenheid dan bij een zuigermotor het geval is.

In het geval van een aardgas gestookte verbrandingsmotor zijn de uitlaatgassen met eenvoudige middelen zo te behandelen dat de schone CO₂ regelrecht de kas in kan. De grotere WKK's kunnen rendementen van wel 90% halen waarbij de verhouding warmte en kracht (elektriciteit) ongeveer 50-50 is.

In het algemeen zijn WKK's interessant voor bedrijven met een grote warmtevraag, zo lang elektriciteit nog tegen een salderingsregel teruggeleverd mag worden aan het net. Als de salderingsregel verdwenen is, moet ook de geleverde elektriciteit direct verbruikt kunnen worden.

Deel II

Berekenen en verminderen van de warmtevraag

Hoofdstuk 7

Fase 1: Informatie verzamelen

Na het denkwerk, kunnen we eindelijk aan de slag. In de volgende paragrafen worden de verschillende fasen waaruit het maken van een energie-inschatting bestaat doorgenomen aan de hand van een fictieve terminal. Elke fase bestaat uit een aantal stappen, die afhankelijk van de situatie wel of niet nuttig zijn om doorlopen te worden. Voor sommige van de stappen is het handig om gebruik te maken van invulsheets die gratis te downloaden zijn op www.postfossil.nl. In Bijlage D zijn de sheets als voorbeeld ingevuld met waarden van de fictieve terminal.

7.1 Constructiegegevens

Tanks:

- Plotplan met tankputten indien beschikbaar
- Aantal per soort
- Afmetingen (diameter, hoogte, daktype, terp-type)
- Tanktemperatuur
- Product (stolpunt, soortelijke warmte, warmtegeleidingscoëfficiënt, dynamische viscositeit, dichtheid)
- Gemiddelde vullingsgraad
- Isolatiestaat wand en dak (dikte en type)
- Locatie (regio Rotterdam of ergens anders?)

Infrastructuur:

- Plotplan met de leidingen indien beschikbaar
- Afmetingen (diameter, dikte, lengte)
- Isolatiestaat (dikte en type)
- Leidingtemperaturen
- Voor stoom; afsteltemperatuur condensaatpotten, condensaatretour aanwezig?

7.2 Operationele/contractuele gegevens

Gedrag:

- Zijn de tanks voor op en overslag? Zo ja, worden tanks op temperatuur gehouden, of afgekoeld? Als ze worden afgekoeld hoe snel moeten ze dan worden opgewarmd? Hoe vaak en met hoeveel worden ze per jaar gevuld?
- Staan de tanks aangesloten op een afloop van een fabriek? Met welke temperatuur en snelheid worden ze gevuld?

Verwarmingsgegevens:

- Stoomtemperatuur en druk
- Stoom productie on site of extern? Indien on site, keteltype, brandstof en genomen efficiency maatregelen (eco, luvo, rookgascondensor)
- Brandstof (aardgas $h_o=31,65$ MJ/Nm³, noordzeegas $h_o=38$ MJ/Nm³)
- Energieverbruiksgegevens aanwezig?
- Andere afnemers van stoom (gebouwen, cleaning, dampverwerking, doorlevering)
- Restwarmte of warmtenet in de buurt aanwezig?

Financiële gegevens:

- Elektriciteitsprijs (+/- 90 EURO/MWh)
- Gasprijs (+/- 50 EURO/MWh)
- Afschrijftermijn (+/- 15 jaar)
- Belastingpercentage (+/- 25%)

Hoofdstuk 8

Fase 2: Warmtevraag bepalen

8.1 Stap 1: Benodigde informatie

Voor deze fase zijn de gegevens van de tanks, het gedrag, de infrastructuur en verwarmingssgegevens nodig. De tankgegevens zijn de volgende:

Type	aant	D_u m	h m	Dak	T_i C	Prod	Vulgr %	Isol. w cm	isol. d cm
1	10	45	15	conisch	50	Olie	95	wol 10	0
2	8	20	20	conisch	15	Benzeen	50	0	0

Tabel 8.1: Ingevulde tankinformatie

De fictieve terminal staat in de regio Rotterdam waar het maximaal 10 graden vriest. De tanks staan allemaal op een conventionele bodem met zandbitumen. Alle tanks worden op temperatuur gehouden, maar omdat de benzeentanks relatief koud zijn zullen deze in de zomermaanden vaak niet worden verwarmd. De temperatuurregeling zorgt ervoor dat de tank gaat opwarmen als de temperatuur twee graden onder de ingestelde temperatuur is gekomen. Maximaal staat 30% van de tanks tegelijk op te warmen.

De tanks zijn verdeeld over vier tankputten. De olietanks worden met stoom verwarmd, de benzeentanks met warm water. Warm water wordt naast de tank met behulp van een warmtewisselaar geproduceerd (aangenomen 100% rendement). De stoominfrastructuur bestaat uit 400 m DN80 en 1200 m DN150 leidingwerk met 3,2 cm isolatiewol en aluminium beplating. Er is geen condensaatretour. Verzadigde stoom met een druk van 8 barg wordt geproduceerd met een aardgas gestookte vlampijpketel met een rookgascondensor. De tanks zijn allemaal ontworpen om met 3 graden per dag te kunnen worden opgewarmd als ze 99% gevuld zouden zijn.

Er is een DN300 productleiding met 5 cm isolatiewol naar de haven die op 50 graden gehouden wordt. Deze is 1,5 km lang.

Op deze terminal wordt stoom ook aangewend voor schoonmaakwerkzaamheden van de tanks. Dit gebeurt voornamelijk in de warmere maanden als de tanks voor een ander product gebruikt gaan worden of in onderhoud gaan. Er wordt gemiddeld 2.000 MWh aan elektriciteit verbruikt op de terminal.

De productgegevens:

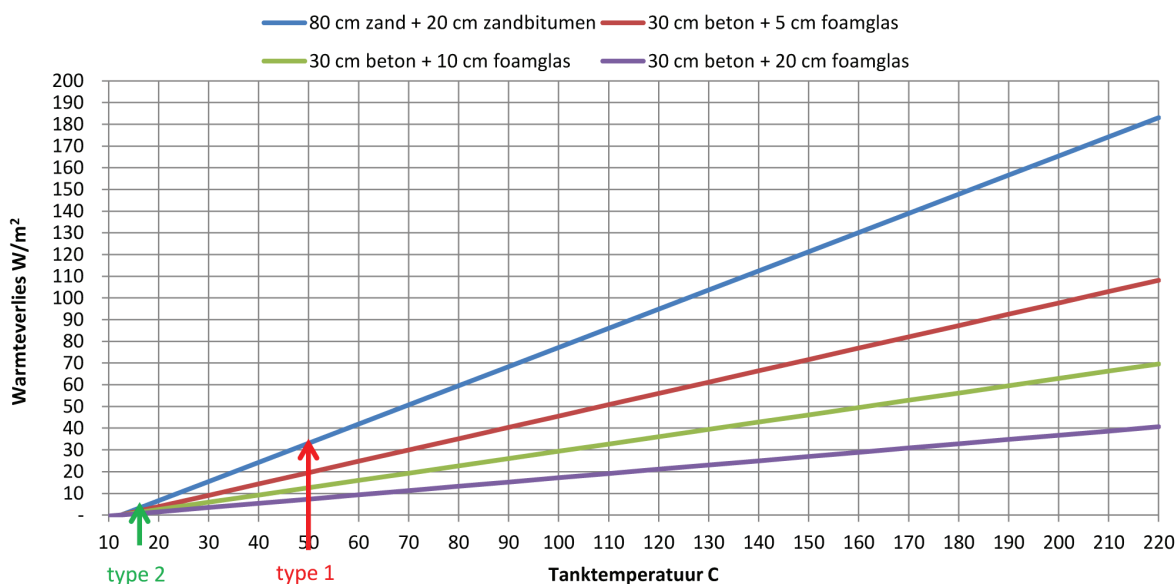
Product	T [K]	μ [kg/ms]	c_p [kJ/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]
Olie	323	0,141	1,993	0,143	871,8
Benzeen	288	0,000607	1,055	0,144	879

Tabel 8.2: Materiaaleigenschappen van de opgeslagen producten

8.2 Stap 2a: Warmtevraag door verlies tanks

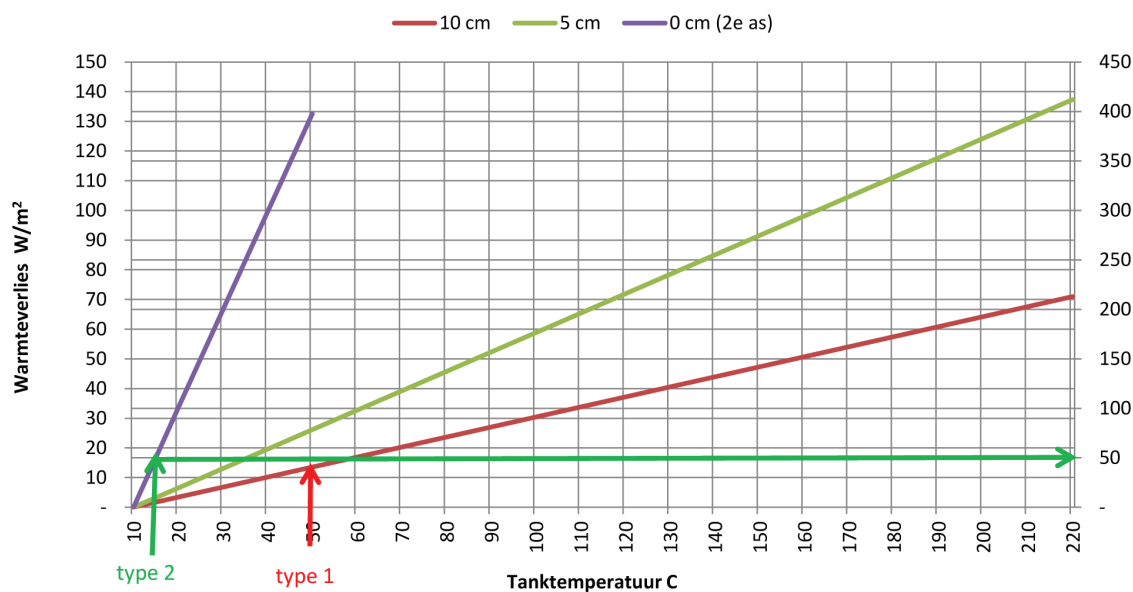
8.2.1 Warmteverliezen

De warmteverliezen van de verschillende tankonderdelen zijn af te lezen in de bijbehorende figuren. Voor de tankbodem zullen de warmteverliezen voor de tanks van type 1 en 2 respectievelijk 33 en 2 W/m² zijn zoals is weergegeven in figuur 8.1.



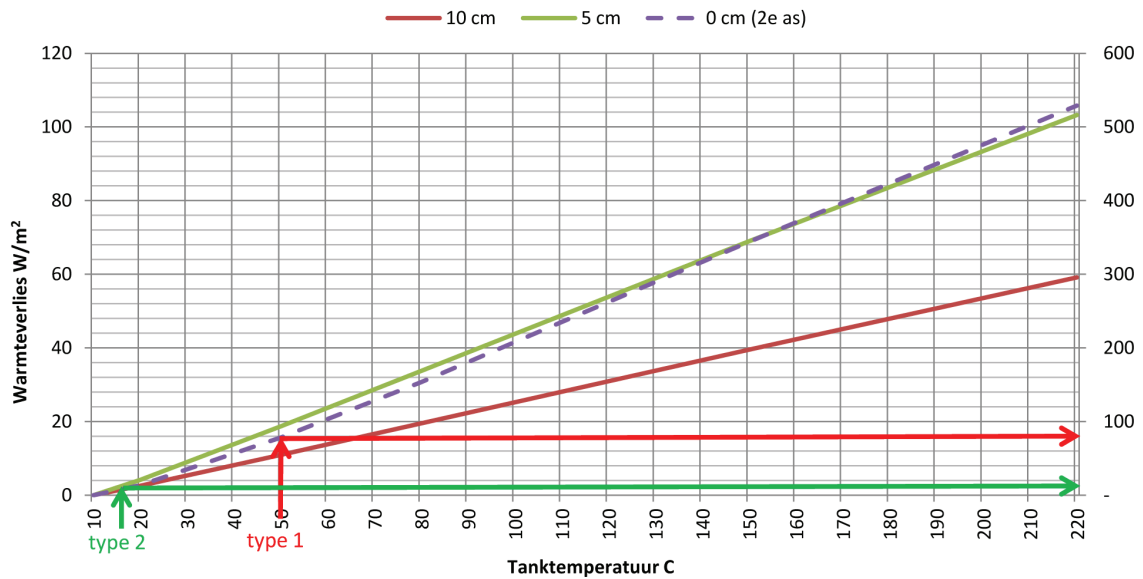
Figuur 8.1: Gemiddelde warmteverlies door de tankbodem

Voor de natte wand zijn de warmteverliezen voor de tanks van type 1 en 2 respectievelijk 13 en 50 W/m² zoals is af te lezen in figuur 8.2.



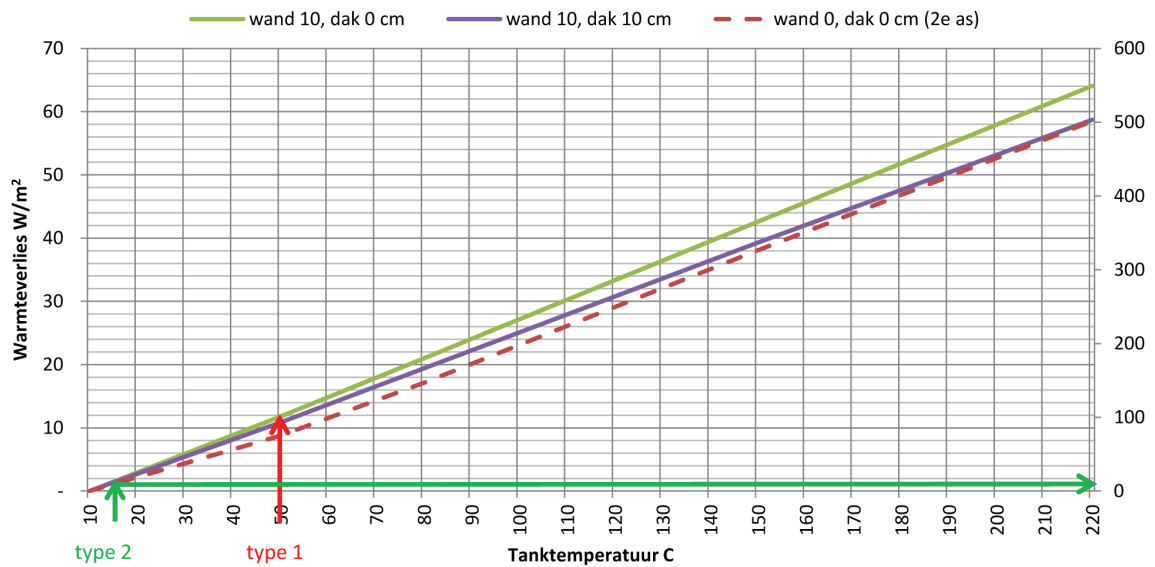
Figuur 8.2: Gemiddelde warmteverlies door de natte tankwand

Het warmteverlies door het dak is voor de tanks van type 1 en 2 respectievelijk 80 en 10 W/m² zoals is af te lezen in figuur 8.3.



Figuur 8.3: Gemiddelde warmteverlies door het tankdak

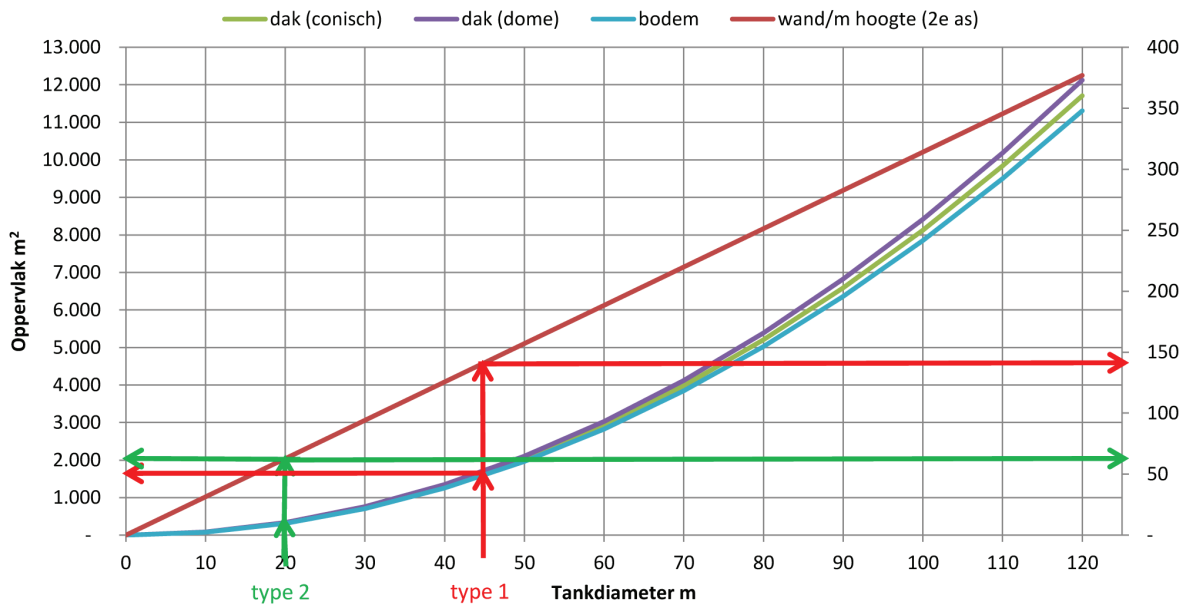
Als laatste wordt het warmteverlies door de droge tankwand ingeschat. Deze is voor de tanks van type 1 ongeveer 12 W/m² en voor de tanks van type 2 ongeveer 15 W/m² zoals is te zien in figuur 8.4.



Figuur 8.4: Gemiddelde warmteverlies door de droge tankwand

8.2.2 Oppervlakken

De oppervlakten van de verschillende tankonderdelen zijn snel maar niet nauwkeurig in te schatten met figuur 8.5. Ze zijn ook eenvoudig uit te rekenen met de formules uit paragraaf 3.6, voor het dak kan dan gebruik worden gemaakt van de oppervlakte toeslag verderop in paragraaf 3.6. Uit de figuur is af te lezen dat voor tanks van type 1 het bodem en dakoppervlak respectievelijk ongeveer 1600 en 1700 m² is en het wandoppervlak ongeveer 140 m²/m. Voor tanks van type 2 is het dakoppervlak ongeveer 330 m² en omdat de bodem een kleiner oppervlak heeft wordt daarvoor 310 m² ingeschat. De wandoppervlakte is ongeveer 60 m²/m.



Figuur 8.5: Oppervlakte van de verschillende tankonderdelen

8.2.3 Afhankelijkheden

De benzeentanks hebben een temperatuur onder de 20 graden waardoor deze in juni, juli en augustus niet verwarmd hoeven te worden. Om voor de resterende maanden een snelle inschatting te kunnen maken is de gemiddelde temperatuur hiervan nodig. De gemiddelde temperatuur over de resterende maanden is 7,8 graden. Omdat dit verschil heel klein is en de nauwkeurigheid van het aflezen te wensen over laat, wordt door gerekend met de gevonden waarden van de warmteverliezen alsof de gemiddelde buitentemperatuur voor de resterende maanden ook 10 graden is.

8.2.4 Gemiddelde en jaarlijkse warmteverlies tanks

De warmteverlies gegevens die in vorige paragrafen zijn ingeschat zijn in de volgende tabel samengevat:

Type	$\dot{q}_b$ W/m ²	$\dot{q}_{w_{nat}}$ W/m ²	$\dot{q}_d$ W/m ²	$\dot{q}_{w_{droog}}$ W/m ²	Opp b m ²	Opp d m ²	Opp w m ² /m
1	33	13	80	12	1600	1700	140
2	2	50	10	15	310	330	60

Tabel 8.3: Opgezochte gemiddelde warmteverlies informatie

Het totale gemiddelde warmteverlies in kW per tank type kan nu worden berekend door de verschillende warmteverliezen met de bijbehorende oppervlakken te vermenigvuldigen:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_1 &= (33 \cdot 1600 + 140 \cdot 15(13 \cdot 0,95 + 12 \cdot 0,05) + 80 \cdot 1700)/1000 = 215 \\ \dot{Q}_2 &= (2 \cdot 310 + 60 \cdot 20(50 \cdot 0,5 + 15 \cdot 0,5) + 10 \cdot 330)/1000 = 40\end{aligned}$$

Het gemiddelde warmteverlies van de tanks zou als ook de benzeentanks het hele jaar verwarmd zouden moeten worden gelijk zijn aan $10 \cdot 215 + 8 \cdot 40 = 2.500$ kW. Het warmteverlies van de benzeentanks zal echter wegvallen in de maanden juni tot en met augustus. Het totale jaarlijkse warmteverlies van de benzeentanks zal bij benadering $9\text{m/j} \cdot 30\text{d/m} \cdot 24\text{u/d} \cdot 40\text{ kW} = 260.000$ kWh per tank zijn. Die van de olietanks is $365\text{d/j} \cdot 24\text{u/d} \cdot 215\text{ kW} = 1.900.000$ kWh per tank op jaarbasis. Daaruit valt af te leiden dat de gemiddelde warmtevraag $(10 \cdot 1.900.000 + 8 \cdot 260.000)/(365 \cdot 24) = 2.400$ kW zal zijn. De benzeentanks verbruiken gemiddeld dus zo'n 250 kW.

8.2.5 Maximaal warmteverlies tanks

Wanneer het 10 graden vriest en de tanks bovendien allemaal voor 99% gevuld zouden zijn, zullen de warmteverliesgegevens opnieuw moeten worden ingeschat. Dit kan gedaan worden door net te doen alsof de tanktemperaturen 20 graden hoger liggen zoals in paragraaf 3.7 is beschreven. De resulterende opgezochte warmteverlies gegevens zijn weergegeven in tabel 8.4.

Type	$\dot{q}_b$ W/m ²	$\dot{q}_{w_{nat}}$ W/m ²	$\dot{q}_d$ W/m ²	$\dot{q}_{w_{droog}}$ W/m ²	Opp b m ²	Opp d m ²	Opp w m ² /m
1	33	20	130	18	1600	1700	140
2	2	240	50	45	310	330	60

Tabel 8.4: Opgezochte maximale warmteverlies informatie

De totale maximale warmtevraag per tank type kan nu worden berekend door de verschillende warmteverliezen van volle tanks met de bijbehorende oppervlakken te vermenigvuldigen. De bodemverliezen zullen gelijk blijven!

$$\begin{aligned}\dot{Q}_1 &= 33 \cdot 1600 + 140 \cdot 15(20 \cdot 0,99 + 18 \cdot 0,01) + 130 \cdot 1700 = 315 \\ \dot{Q}_2 &= 2 \cdot 310 + 60 \cdot 20(240 \cdot 0,99 + 45 \cdot 0,01) + 50 \cdot 330 = 300\end{aligned}$$

De maximale warmtevraag van de tanks is $10 \cdot 315 + 8 \cdot 300 = 5.600$ kW.

Resultaat stap 2a:

- Het jaarlijkse warmteverlies van de tanks is:
Type 1 $10 \cdot 1.900 = 19.000.000$ kWh
Type 2 $8 \cdot 260 = 2.000.000$ kWh
- Het gemiddelde warmteverlies van de tanks is: 2.400 kW
- Het maximale warmteverlies van de tanks is: 5.600 kW

8.3 Stap 2b: Warmtevraag door opwarmen tanks

Zoals opgegeven zullen maximaal 30% van de tanks tegelijkertijd aan het opwarmen zijn. Alle tanks kunnen met 3 graden per dag worden opgewarmd bij 99% vullingsgraad.

De olietanks hebben bij deze vullingsgraad een inhoud van $1600 \cdot 15 \cdot 0,99 = 23.700 \text{ m}^3$.

De opwarmcapaciteit die nodig is om een volle tank op te kunnen warmen is: $\dot{Q} = 3 \text{ graden/d} \cdot 1,993 \text{ kJ/kgK} \cdot 23.700 \text{ m}^3 \cdot 871,8 \text{ kg/m}^3 = 123.000 \text{ MJ/d} = 34.200 \text{ kWh/d} = 1.425 \text{ kW}$.

De benzeentanks hebben bij deze vullingsgraad een inhoud van $310 \cdot 20 \cdot 0,99 = 6.200 \text{ m}^3$. De opwarmcapaciteit die nodig is om een volle tank op te kunnen warmen is: $\dot{Q} = 3 \text{ graden/d} \cdot 1,055 \text{ kJ/kgK} \cdot 6.200 \text{ m}^3 \cdot 879 \text{ kg/m}^3 = 17.310 \text{ MJ/d} = 4.810 \text{ kWh/d} = 200 \text{ kW}$.

Om ook tijdens een ijskoude dag aan de eis van 3 graden per dag te kunnen voldoen, moet bij de olietanks en benzeentanks respectievelijk 315 en 300 kW opgeteld worden. De maximale warmtevraag zal optreden wanneer 6 tanks (0,3-18) tegelijkertijd op zullen warmen. Dit zullen in de meest ongunstige situatie de olietanks zijn.

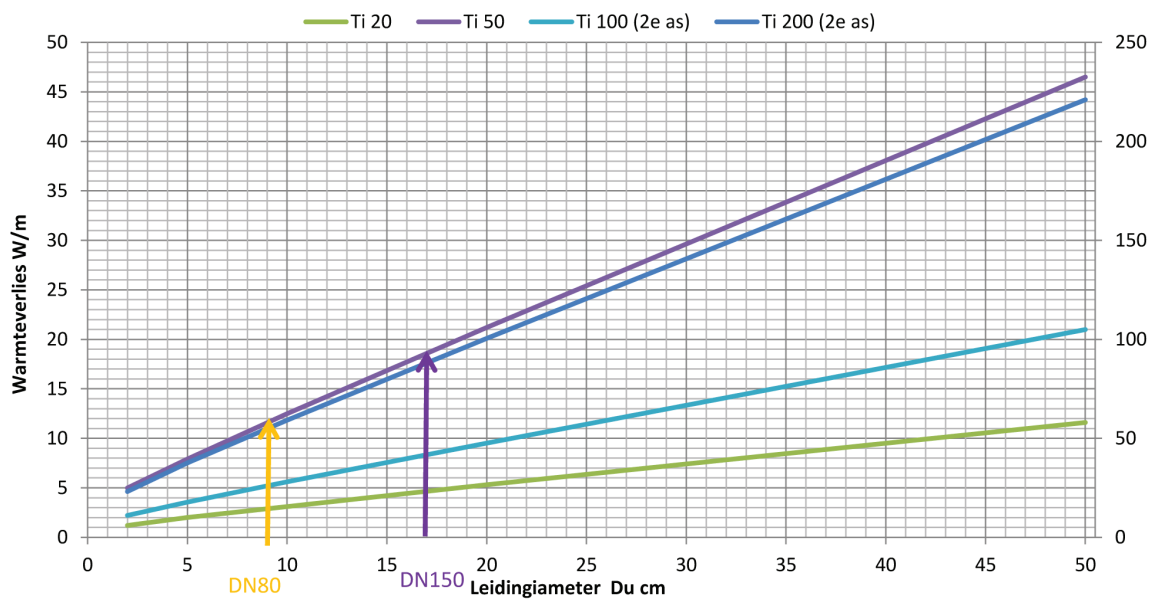
Resultaat stap 2b

De maximale energievraag van de tanks is 10,5 MW. Dit is te berekenen door de warmtelek en opwarmbehoefte van 6 olietanks bij elkaar op te tellen: $6 \cdot (315 + 1425) = 10.500 \text{ kW}$. Bij de gegeven stoomdruk is de verdampingswarmte ongeveer 2.000 kJ/kg zodat de energievraag hiervoor neerkomt op een stoomdebiet van $5,22 \text{ kg/s} = 18,8 \text{ ton/u}$.

8.4 Stap 3: Warmteverlies infrastructuur

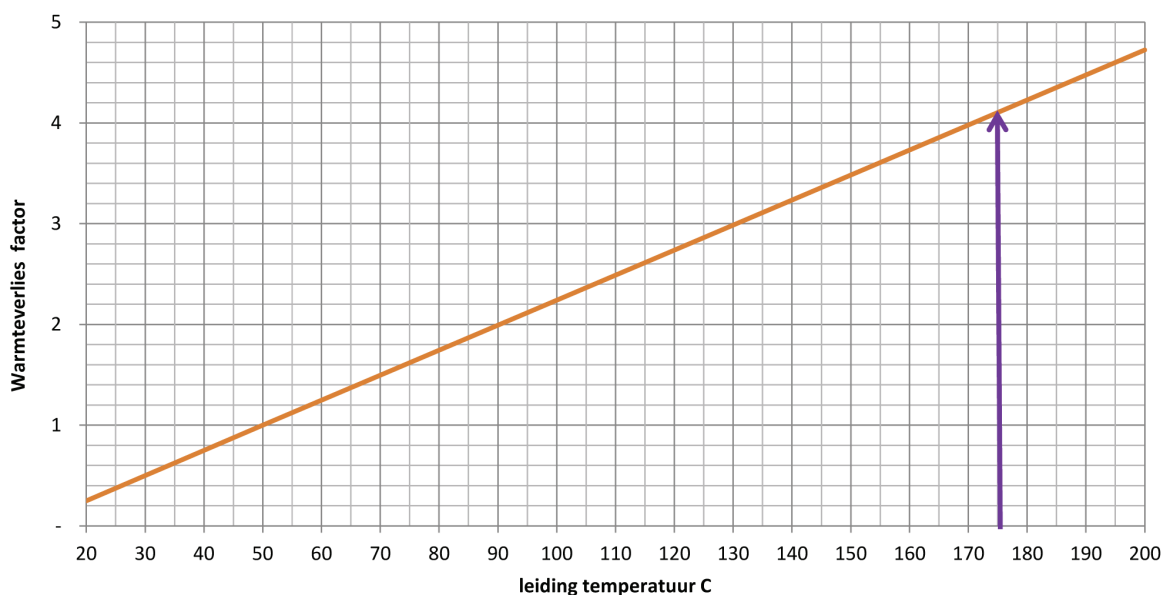
8.4.1 Stoom infrastructuur

De verzadigde stoomtemperatuur bij een druk van 8 barg is 175 graden zoals af te lezen is in Bijlage B. De ingeschatte verliezen bij een leidingtemperatuur van 50 graden zijn bij de DN80 leiding (buitendiameter bijna 9 cm) 12 W/m en bij de DN150 leiding (buitendiameter bijna 17 cm) 19 W/m zoals is weergegeven in figuur 8.6.



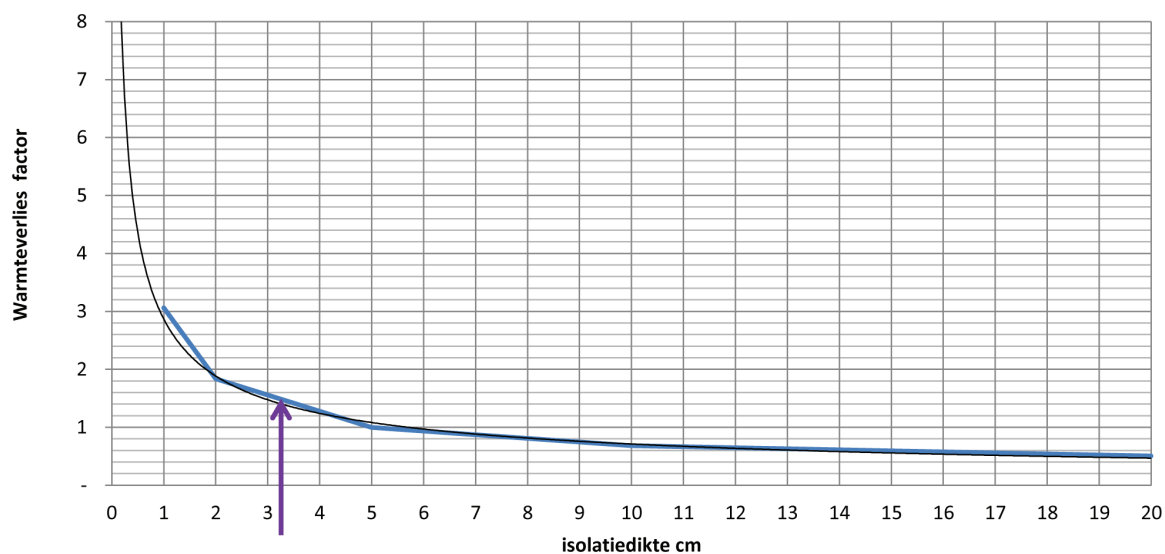
Figuur 8.6: Leidingverlies bij 50 graden en met 5 cm isolatie

Om conservatief (de temperatuurafhankelijkheid zoals beschreven in de tweede alinea van paragraaf 5.1 wordt niet meegenomen) te corrigeren voor de hogere temperatuur, moeten beide gevonden waarden worden vermenigvuldigd met een factor 4,1 zoals in figuur 8.7 is af te lezen.



Figuur 8.7: Correctiefactor leidingverlies bij andere temperatuur dan 50 graden

De dünnere isolatie resulteert in een correctiefactor van 1,4 zoals in figuur 8.8 is af te lezen.



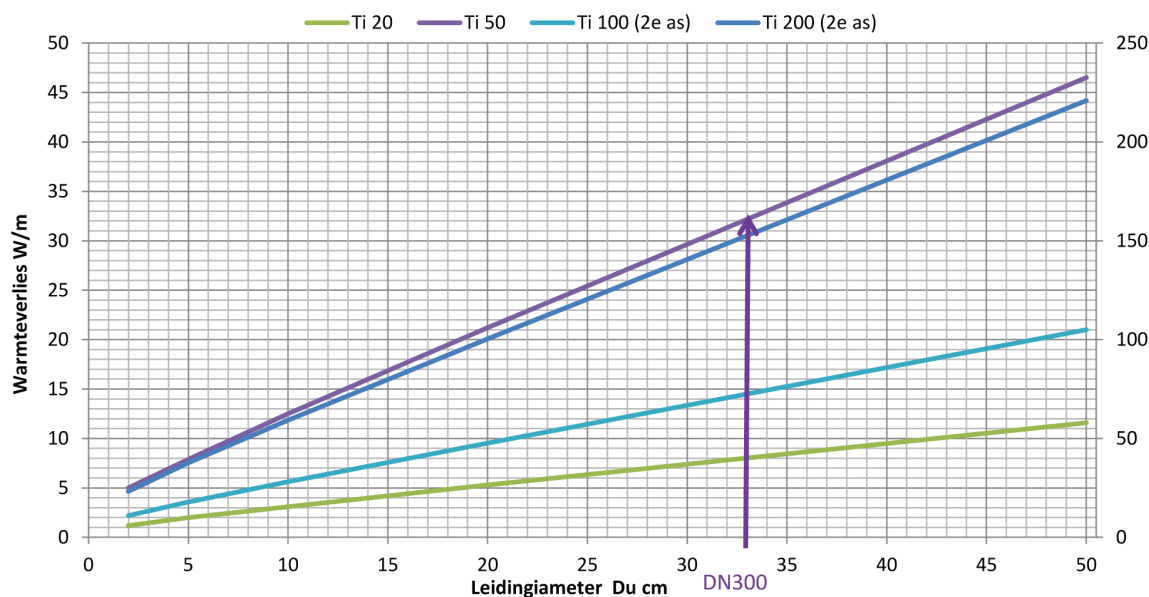
Figuur 8.8: Correctiefactor leidingverlies bij andere isolatiedikte dan 5 cm

De resulterende leidingverliezen worden dan $12 \cdot 4,1 \cdot 1,4 = 69$ W/m voor de DN80 leiding en $19 \cdot 4,1 \cdot 1,4 = 109$ W/m voor de DN150 leiding. De totale leiding verliest gemiddeld $400 \cdot 69 + 1200 \cdot 109 = 160$ kW.

Als het 10 graden vriest wordt de correctiefactor voor temperatuur afgelezen bij 195 graden. Deze is 4,6 zodat het maximale verlies voor de stoominfrastructuur $\frac{4,6}{4,1} \cdot 160 = 180$ kW wordt.

8.4.2 Productleidingen

De productleiding heeft een warmteverlies van 32 W/m zoals in figuur 8.9 is af te lezen.



Figuur 8.9: Leidingverlies bij 50 graden en met 5 cm isolatie

De totale leiding verliest gemiddeld $1500 \cdot 32 = 50$ kW. Als het 10 graden vriest wordt de correctiefactor voor temperatuur voor deze leiding afgelezen bij 70 graden. Deze is 1,5 zodat het maximale verlies voor de productleiding $1,5 \cdot 50 = 75$ kW wordt.

Resultaat stap 3

- Het jaarlijkse warmteverlies van de infrastructuur is:
 $\text{Stoom } 160 \cdot 24 \cdot 365 = 1.400 \text{ MWh}$
 $\text{Productleidingen } 50 \cdot 24 \cdot 365 = 400 \text{ MWh}$
- Het gemiddelde warmteverlies van de infrastructuur is 210 kW
- Het maximale warmteverlies van de infrastructuur is 255 kW

8.5 Stap 4: Warmtevraag andere afnemers

Voor andere afnemers van stoom kan in dit geval geen goede schatting worden gemaakt. De schoonmaakwerkzaamheden zullen echter geen significante hoeveelheden vragen waardoor het naar alle waarschijnlijkheid in het niets valt bij de andere verbruiken. Gebouwen hebben in de regel ook ‘maar’ een klein verbruik in de orde van enkele honderden Megawatt-uren per jaar.

8.6 Stap 5: Werkelijke totale warmtevraag

Voor deze terminal zijn de theoretische en de werkelijke warmtevraag aan elkaar gelijk; wanneer bijvoorbeeld de olietanks vanuit een fabriek gevuld zouden worden met olie met een temperatuur boven de opslagtemperatuur, dan zouden de tanks nog enige tijd af kunnen koelen voordat ze bijgewarmd moeten worden zodat de werkelijke warmtevraag lager uitvalt dan de theoretische. In dit geval zouden importgegevens van belang zijn (hoeveelheid, frequentie, temperatuur).

8.7 Stap 6: Resultaat

De totale gemiddelde, maximale en jaarlijkse warmtevraag voor deze terminal volgt uit een sommatie van de inschattingen die in voorgaande paragrafen zijn gemaakt:

	Jaarverbruik MWh	Gemiddeld kW	Maximaal kW
Tanks type 1	19.000	2.150	(3.150)
Tanks type 2	2.000	250	(2.400)
Opwarmen tanks			10.500
Stoominfrastructuur	1.400	160	180
Productleidingen	400	50	75
Totaal	22.800	2.600	10.800

Tabel 8.5: Totale jaarlijkse warmtevraag

Hoofdstuk 9

Fase 3: Warmte aanbod en bepalen potentiële besparing

9.1 Warmte opwekking

Alle warmte voor deze terminal wordt opgewekt met een vlampijpketel met rookgascondensor. Het voedingswater wordt met de condensor voorverwarmd. De bruto stoomvraag zal hoger liggen dan de totale jaarlijkse warmtevraag doet vermoeden, door spui en condensatieverliezen in het stoomnetwerk. Voor deze verliezen wordt gerekend met 10% zodat de netto stoomvraag ruim 25.300 MWh is.

De ketel heeft een opwekrendement van 85% en een rookgascondensor waardoor dit rendement met 8% verbeterd is. Jaarlijks is dan 27.300 MWh aan aardgas nodig; rond de 3 miljoen Nm³.

9.2 Totaal primair jaarlijks energieverbruik

Het totaal primair jaarlijks verbruik omvat ook het elektriciteitsverbruik. Het opwek- en distributierendement van elektriciteit is ongeveer 42%, waardoor het primair energieverbruik voor elektriciteit van deze terminal ruim 4.700 MWh op jaarbasis zal bedragen.

Wanneer alle primaire verbruiksgegevens met elkaar in perspectief worden gezet ontstaat figuur 9.1. Wat gelijk opvalt is het grote aandeel in het verbruik van het opheffen van de warmteverliezen door de daken van de olietanks.

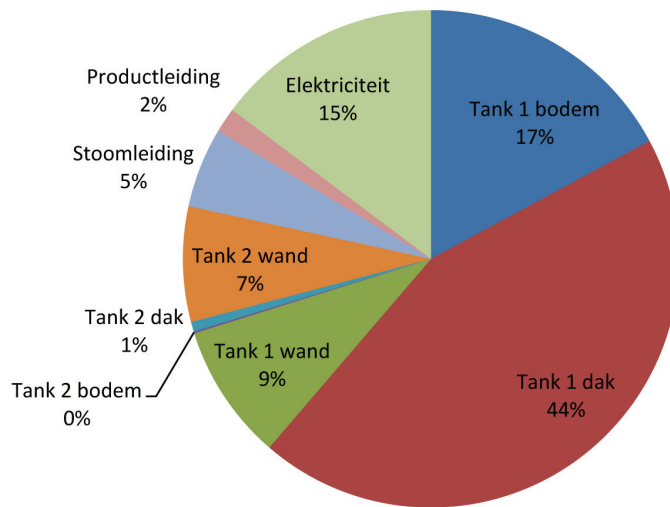
9.3 Besparingspotentieel

Op deze terminal is de meest voor de hand liggende besparingsoptie het aanbrengen van isolatie op de daken van de olietanks. Stel dat dit wordt gedaan met 10 cm wol isolatie (terwijl er ondertussen betere isolatiematerialen beschikbaar zijn) dan zal het gemiddelde warmteverlies door het dak afnemen van 80 W/m² naar 10 W/m². Een besparing op primaire energie van 12.500 MWh/j wat neerkomt op ongeveer 1,4 miljoen Nm³ aardgas¹. De jaarlijkse kostenreductie wordt geraamd op 625.000 Euro bij de aangenomen gasprijs van +/- 50 EURO/MWh. Deze besparing is bijna eenderde van het totale energieverbruik.

Het isoleren van een tankdak is ingeschat op 80 Euro per m² zodat voor het isoleren van de daken van de olietanks een budget van 1.400.000 Euro nodig zal zijn. De terugverdientijd is minder dan 3 jaar.

Dezelfde besparing op aardgas zou gehaald kunnen worden, door 9.000 huishoudens van een zonnecollector te voorzien á 3000 Euro. De collector levert per huishouden ongeveer 5 GJ/j aan warmte. Omdat de

¹dit is gelijk aan het jaarverbruik van bijna 900 Nederlandse huishoudens



Figuur 9.1: Verdeling energieverbruik

gasprijs voor de meeste huishoudens 0,65 Euro per Nm³ is, is de terugverdientijd voor een huishouden ongeveer 30 jaar.

De voorbeeldterminal zou een mooie MVO-slag kunnen maken!

Deel III

Verwarmen met warm water in plaats van stoom

Hoofdstuk 10

Verwarming van een tank

In deel I en II van dit boek, wordt ingegaan op het berekenen van de warmtevraag van een verwarmde opslagtank. Deze vraag zal afhangen van de grootte van de tank, de isolatiestaat, het weer en of de tank moet worden opgewarmd of niet. Over het algemeen is er voor het warm houden van een tank veel minder energie nodig dan om een tank op te warmen. In dit hoofdstuk wordt ingegaan op het theoretische warmte aanbod van een verwarmingsspiraal. Het warmte aanbod van een tank bestaat uit twee stukken; de energie-aanvoer die met het warme medium door de spiraal (of pijpenbundel) stroomt en de maximale warmteafgifte die de spiraal kan verzorgen. In dit deel zullen als medium alleen stoom en warm water worden behandeld.

10.1 Warmte aanvoer met verwarmend medium

10.1.1 Stoom

Een met stoom verwarmde tank, heeft een spiraal met voldoende oppervlak om in de koudste omstandigheden een volle tank met de contractueel afgesproken snelheid te verwarmen. De spiraal werkt hierbij als een soort condensor, de stoom condenseert tegen de wand van de spiraal en geeft zo zijn warmte af. De gecondenseerde stoom, het condensaat, koelt verder af en wordt dan door de ontwateringspot doorgelaten als het de daar ingestelde temperatuur heeft bereikt. Ontwateringspotten worden daarom ingesteld op een temperatuur die boven die van het opgeslagen product ligt.

Omdat stoom een faseovergang ondergaat tijdens het condenseren, kan het heel veel warmte afgeven. Het alleen maar afkoelen van stoom of condensaat/warm water levert zo'n 4,2 kJ/kg per graad afkoeling op. Dit wordt ook wel de voelbare warmte genoemd. De faseovergang van stoom naar condensaat levert een veelvoud hiervan op, ruim 2.000 kJ/kg! Dit wordt de verdampingswarmte genoemd. De hoeveelheid warmte $\dot{Q}$ (W) die wordt aangevoerd kan worden berekend met de verdampingswarmte h (J/kg) en de massastroom $\dot{m}$ (kg/s) van de stoom bij de druk of temperatuur die het bij de tank zal hebben. Zie voor stoomgegevens Bijlage B. De formule voor de aangevoerde warmte van stoom is:

$$\dot{Q} = h\dot{m} \quad (10.1)$$

10.1.2 Warm water

Het warmte aanbod dat bij het gebruik van warm water gerealiseerd kan worden, hangt af van de snelheid waarmee het water door de buizen van de spiraal zal stromen. Deze resulteert namelijk in een bepaalde afkoeling. De warmteoverdracht tussen water en buis neemt toe bij hogere snelheden, maar ook de hoeveelheid aangevoerde warmte neemt toe. Per saldo koelt het water bij hogere snelheden minder af. De warmteoverdracht tussen buis en tankinhoud neemt ook toe bij hogere snelheden, doordat de gemiddelde temperatuur van de spiraal door minder afkoeling van het water hoger uit zal vallen. Uiteindelijk zal de snelheid waarmee het water door de spiraal stroomt zodanig moeten worden gekozen, dat het energie-aanbod groter of gelijk is aan de warmtevraag van de tank. Bij verwarmen met warm water (dat onderweg afkoelt) in plaats van stoom (dat een gelijke temperatuur houdt), neemt het verwarmend vermogen van

de verwarmingsspiraal in de tank dus iets af door het gemiddeld kleinere temperatuurverschil met de tankinhoud.

Om een goede warmteoverdracht van het water naar de tankinhoud te garanderen, is het van groot belang dat de stroming in de spiraal turbulent is. Deze eis resulteert in een zo hoog mogelijke snelheid. Omdat de drukval over de tankspiraal echter kwadratisch toeneemt met de snelheid, is de snelheid gelimiteerd. Een maximum van 2 m/s is een veilige bovengrens.

Voor de berekening van de hoeveelheid warmte (W) die met het water wordt aangevoerd is de specifieke warmte c_p van water nodig (J/kg/K) en de afkoeling van het water ΔT (zie voor watergegevens Bijlage A):

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (10.2)$$

10.2 Warmteoverdracht van medium via tankspiraal op product

De warmte-afgifte van de spiraal, werkt normaliter door middel van vrije convectie. Soms is echter de tankinhoud gestold doordat de tank langere tijd niet verwarmd is geweest. Bij een gestolde inhoud werkt de spiraal zeker in het begin van het opwarmen op basis van geleiding. Omdat de tankinhoud dan zelf een faseovergang moet doormaken is er vaak veel tijd (want veel energie) nodig om op te warmen. Als de tankinhoud vloeibaar is kan de warmte afgifte $\dot{Q}$ (W) van de spiraal worden berekend met een op deze situatie toegespitste formule 2.2.

$$\dot{Q} = UA_s(T_s - T_p) \quad (10.3)$$

Hierin staat het onderschrift 's' voor de spiraal, en 'p' voor het product. De oppervlakte van de spiraal A_s (m²), kan vergroot zijn als er zogenaamde 'fins' op zijn gemonteerd. Deze fins hebben bij benadering van begin tot uiteinde een constante temperatuur aangezien ze van geleidend materiaal zijn gemaakt. De temperatuur van de hele spiraal (en fins) kan bij stoomverwarming aangenomen worden als de stoomtemperatuur bij aankomst bij de tank. Bij warmwaterverwarming is het effect van afkoeling naarmate verder in de spiraal gemeten zou worden, niet te verwaarlozen. Hier wordt straks verder op ingegaan. Wat aan de formule te zien is, is dat het vermogen $\dot{Q}$ zal afnemen naarmate het temperatuurverschil tussen de spiraal en het product kleiner wordt.

De U (W/m²K) in formule 10.3 geeft de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt ofwel warmtedoorgangscoefficiënt weer. Dit vermenigvuldigd met de oppervlakte geeft de reciproke van de totale warmteweerstand, die op zijn beurt is opgebouwd uit de warmteweerstand h_{in}^{-1} van de filmlaag aan de binnenkant van de spiraal, die van de spiraal zelf en die van de filmlaag h_{uit} aan de buitenkant van de spiraal. Omdat de warmteweerstand van de spiraal in verhouding klein is, kan deze worden weggelaten.

$$U \cdot A = \frac{1}{R_{totaal}} \quad R_{totaal} = R_i + R_s + R_u \approx \frac{1}{h_{in}A_{in}} + \frac{1}{h_{uit}A_{uit}}$$

Ook kan voor het gemak worden aangenomen dat de binnen en buitenoppervlakte van de spiraal gelijk zijn zodat volgt:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{uit}} \quad (10.4)$$

De aanvoer van energie middels het warme water (formule 10.2) en de afgifte van energie van de spiraal (formule 10.3) moeten met elkaar in evenwicht zijn. In de tweede formule zijn de warmteoverdrachtscoëfficiënt en de gemiddelde temperatuur van de spiraal onder andere afhankelijk van de snelheid van het water.

10.2.1 Warmteafgifte spiraal bij vrije convectie

De h_{uit} (W/m²K) in formule 10.4, welke de warmteoverdrachtscoëfficiënt van de filmlaag (de dunne stilstaande laag) aan de buitenkant van de spiraal weergeeft, is bij vrije convectie onder andere afhankelijk

¹dit is een andere dan de h in formule 10.1, die is die van verdampingswarmte van water

van het verschil in dichtheid van de vloeistof bij het warme oppervlak, met die uit de omgeving door het verschil in temperatuur. Hierdoor ontstaat een verticale stroming. De h_{uit} moet bepaald worden met het dimensieloze getal van *Nusselt*, Nu (-). Voor vrije convectie hangt dit af van het eveneens dimensieloze getal van *Rayleigh*, Ra (-) wat met de hoeveelheid convectie die te verwachten is heeft te maken. Dit getal is als volgt te berekenen:

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_p)D^3}{\nu^2} Pr \quad (10.5)$$

Hierin is D (m) de buitendiameter van de spiraal, ν (m/s²) is de kinematische viscositeit van het opgeslagen product, β (1/K) is de uitzettingscoëfficiënt ervan, g de gravitatieconstante hier op aarde (9,81 m/s²) en het getal van Prandtl Pr (-) is weer een eigenschap van het opgeslagen product. Het getal Pr kan berekend worden met de volgende formule:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k \cdot 1000} \quad (10.6)$$

Hierin is c_p de soortelijke warmte van het opgeslagen product (kJ/kg/K), k de warmtegeleidingscoëfficiënt (W/m/K) en μ de dynamische viscositeit (kg/ms).

De kinematische viscositeit ν (m²/s) kan worden berekend met de dynamische viscositeit μ (kg/ms) en de dichtheid ρ (kg/m³) volgens:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (10.7)$$

De eigenschappen van het opgeslagen product moeten afgelezen worden bij de filmtemperatuur; de temperatuur van de filmlaag (zie Bijlage A voor gegevens). Deze mag bij benadering gelijk gesteld worden aan het gemiddelde van de product en de spiraaltemperatuur. Als de hoeveelheid convectie bekend is, kan Nu (-) bepaald worden met formule van Churchill en Chu [4], mits het getal van Rayleigh onder de biljoen is:

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (0,559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad Ra_D \leq 10^{12} \quad (10.8)$$

De waarde voor h_{uit} (W/m²K) volgt nu uit de algemene formule voor h :

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (10.9)$$

10.2.2 Warmteafgifte spiraal bij geforceerde convectie

Als van een tank tijdens het verwarmen de tankmixer(s) worden aangezet is er sprake van geforceerde convectie waardoor het opwarmen een stuk sneller zal gaan. De h_{uit} (W/m²K) in formule 10.3 wordt ook met Nu bepaald, alleen hangt dit getal voor geforceerde convectie af van het dimensieloze getal van *Reynolds*, Re (-). Re hangt zelf weer af van de snelheid v (m/s) waarmee het opgeslagen product langs de spiraal stroomt, de buitendiameter D (m) van de spiraal en de kinematische viscositeit ν (m²/s) van het opgeslagen product bij de filmtemperatuur. Een inschatting van de snelheid waarmee het product langs de spiraal stroomt wordt opgegeven door de mixerfabrikant.

$$Re_D = \frac{vD}{\nu} \quad (10.10)$$

Wanneer het Reynolds getal berekend is, kan de waarde van Nu bepaald worden met de formule van Churchill en Bernstein [4]:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{(1 + (0,4/Pr)^{2/3})^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right)^{4/5} \quad Re_D \cdot Pr > 0,2 \quad (10.11)$$

De waarde voor h_{uit} volgt uit de algemene formule voor h , formule 10.9.

Opgemerkt kan worden dat het mixervermogen geen significant aandeel zal hebben in de totale energievraag en dus ook niet in de opwarming van het opgeslagen product. Een tankmixer heeft doorgaans een vermogen van enkele tientallen kilowatts en er zijn vaak maar enkele mixers per tank geïnstalleerd.

10.2.3 Warmteoverdracht medium naar spiraal

Stoom

De h_{in} (W/m²K) in formule 10.4, geeft de warmteoverdrachtscoëfficiënt van de filmlaag aan de binnenkant van de spiraal weer. Deze is bij stoom afhankelijk van de snelheid waarmee het condensaat wegstroomt en de ontwikkeling van druppels op de wand. Vooral voor lage stoomsnelheden kan deze invloed merkbaar worden. Onder gebruikelijke omstandigheden is deze h_{in} echter verhoudingsgewijs groot waardoor de invloed op de totale warmteweerstand R_{totaal} verwaarloosbaar is.

Warm water

Voor warm water is de h_{in} in formule 10.4 niet te negeren. Zeker bij lage, laminaire stroming van het water in de spiraal kan de invloed groot worden. Om deze reden zal altijd moeten worden gestreefd naar turbulentie, wat inhoudt dat Re minimaal 4.000 (maar beter nog boven 10.000) moet zijn. De waarde van Re kan worden berekend met formule 10.10, de snelheid v (m/s) is die van het water, D (m) is de binnendiameter van de spiraal en ν (m²/s) de kinematische viscositeit van het water bij de filmtemperatuur.

Vervolgens kan met de waarde van Re de wrijvingsfactor f (-) voor de binnenkant van de spiraal worden bepaald volgens de eerste Petukhov vergelijking [4]:

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (10.12)$$

Met de wrijvingsfactor is vervolgens de waarde voor Nu te bepalen met de formule van Gnielinski [4], mits Pr (in te schatten met formule 10.6) en Re binnen de aangegeven intervallen liggen:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2.000 \\ 3.000 < Re < 5.000.000 \end{array} \quad (10.13)$$

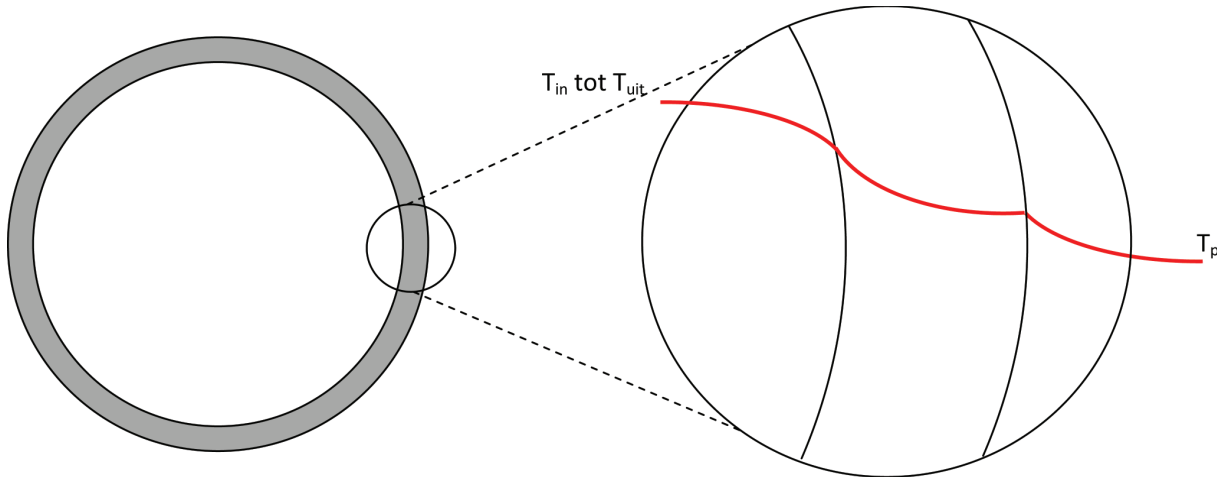
De waarde voor h_{in} volgt uit de algemene formule voor h , formule 10.9, ook hier moet voor D de binnendiameter worden ingevuld.

10.3 Inschatten verwarmingscapaciteit

Het totale warmteaanbod voor het opgeslagen product bestaat dus uit meerdere stukken. Zo wordt er warmte aangevoerd met stoom of warm water. De dikte van de filmlaag die bij warm water aan de binnenkant van de spiraal aanwezig is (afhankelijk van de snelheid van het water), zal de warmteoverdracht van het water op de wand van de spiraal beïnvloeden. Het stilstaande water fungeert immers als extra weerstand. De wand van de spiraal zal de overgedragen warmte geleiden, maar omdat de spiraal een ronde doorsnede heeft zal de hoeveelheid te verwarmen metaal naar buiten toe steeds verder toenemen, waardoor de temperatuur geen lineair verloop kent maar steeds langzamer afkoelt (dit effect is verwaarloosbaar bij dat van de filmlagen). Aan de buitenkant van de spiraal aangekomen, zal de filmlaag aldaar de warmteoverdracht op het opgeslagen product bepalen. Het temperatuurverloop zal analoog aan dat van de spiraalwand steeds minder snel afnemen. Hoe dikker de filmlaag hoe minder steil de temperatuurdeling. De dikte van de filmlaag hangt af van of er vrije-, of gedwongen convectie aanwezig is. In figuur 10.1 is bovenstaande schematisch weergegeven.

10.3.1 Stoom

Voor het berekenen van het totale warmteaanbod van een tankspiraal met stoom, volstaat het berekenen van de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt U (die eigenlijk alleen maar afhangt van h_{uit}). Deze kan vervolgens worden ingevuld in formule 10.3. De warmteaanvoer met stoom volgt uit vergelijking 10.1. Laten we dit eens bekijken aan de hand van een voorbeeld:



Figuur 10.1: Temperatuurverloop van warm water door spiraalwand naar product

De voorbeeldtank in dit boek heeft een maximale warmtevraag van 315 (warmtelek) + 1425 (opwarmen met 3 graden per dag) = 1740 kW. Bij een stoomdruk van 8 barg, is de verdampingswarmte ongeveer 2.000 kJ/kg. Er is dan bijna één kilo stoom per seconde nodig om aan deze warmtevraag te voldoen (3 ton per uur). De tank heeft een spiraal van 600 m lang met extra fins waardoor de oppervlakte 200 m² bedraagt.

De stoomtemperatuur zal ongeveer 175 graden zijn, maar om het straks met warm water te kunnen vergelijken nemen we dezelfde temperatuur als voor het warme water aan, namelijk 140 graden, waardoor met formule 10.5 tot en met 10.9 de h_{uit} (W/m²K) kan worden gevonden:

$$Ra_D = \frac{9,81 \cdot 0,0007 \cdot (140 - 50) \cdot 0,089^3}{0,000161^2} \cdot 1965 = 33.028.616$$

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (0,559/1965)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 = 56$$

$$h_{uit} = \frac{0,14 \cdot Nu}{0,089} = 89$$

Nu kan de U (W/m²K) met vergelijking 10.4 worden berekend en de warmteafgifte $\dot{Q}$ (W) van de spiraal met 10.3:

$$U = \frac{1}{1/89} = 89$$

$$\dot{Q} = 89 \cdot 200(140 - 50) = 1.602.000$$

Te zien is dat de spiraal met stoom van deze te laag aangenomen temperatuur net niet aan de warmtevraag bij opwarmen zal kunnen voldoen (voor warmhouden is het ruim voldoende). Omdat bij de echte stoomtemperatuur Ra_D ongeveer een factor 4/3 keer zo groot is, en dit vervolgens als $(Ra_D)^{\frac{1}{3}}$ doorwerkt in de warmteafgifte, is deze ongeveer 10% hoger waardoor het wel voldoende zal zijn voor opwarmen.

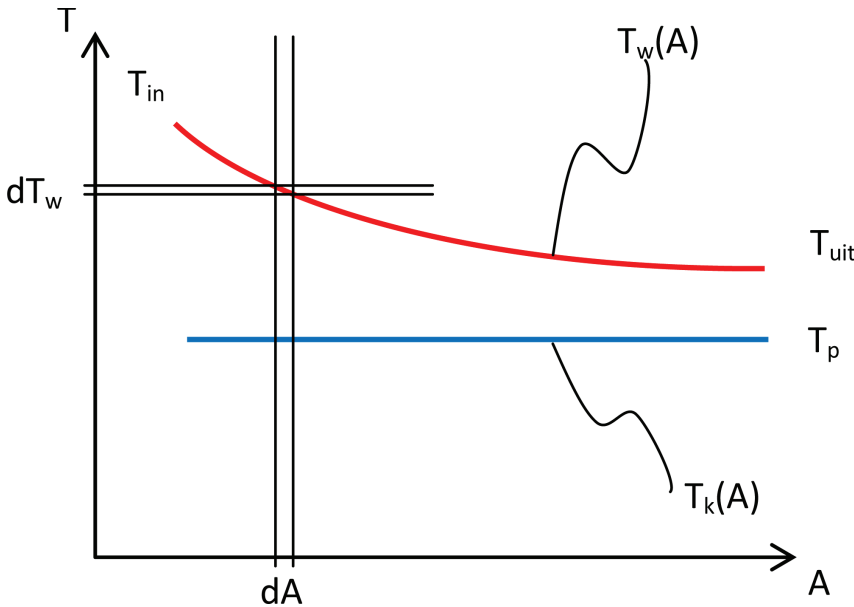
10.3.2 Warm water

Voor warm water is een iteratief proces nodig omdat de afkoeling van het water afhangt van de h_{in} en deze zelf afhangt van de snelheid. De snelheid die nodig is hangt af van de hoeveelheid energie die moet worden aangevoerd en die is juist weer afhankelijk van de afkoeling, waardoor het ingewikkeld wordt. De snelheid moet niet te laag zijn in verband met benodigde turbulentie, en niet te hoog zijn in verband met de resulterende drukval. De afkoeling, die afhangt van de snelheid moet niet te klein zijn omdat dat slecht

is voor het verwarmingssysteem buiten de tank, en niet te groot zijn omdat de verwarmingscapaciteit van de spiraal dan afneemt.

Zoals we eerder gezien hebben, hangt Re samen met de snelheid v en met de binnendiameter D . Hoe groter de snelheid en/of diameter, hoe hoger Re . Onder een bepaalde waarde van Re , veelal wordt ongeveer 4.000 aangehouden, is er kans dat de stroming in de leiding laminair is. Het gevaar bij een laminaire stroming is dat het water bij de wand van de leiding een stuk kouder is dan wat middenin de leiding stroomt, er is als het ware een hele dikke filmlaag. Voor verwarmingssystemen is dit verre van gewenst. Om aan de veilige kant te zitten, kan een Re van 10.000 aangehouden worden. Voor de snelheid geldt een vuistregel dat deze maximaal 2 m/s mag zijn in verband met de resulterende drukval die kwadratisch toeneemt met de snelheid (zie 11.2.1).

Het verband tussen de formule voor afgifte en aanvoer van warmte kan worden afgeleid door een klein stukje van het spiraaloppervlak dA_s in gedachten te nemen zoals in figuur 10.2 is weergegeven. Hierin zijn we vooral geïnteresseerd in de formule voor de temperatuur van het warme medium; het water in de spiraal T_w welke weergegeven is met een rode lijn. Hiermee kan de afkoeling worden bepaald die leidt tot T_{uit} . De blauwe lijn geeft het de temperatuur van het koude medium, de producttemperatuur T_p weer.



Figuur 10.2: Temperatuurverloop in spiraal en van product

De formule voor de aanvoer van warmte (10.2) en die voor de overdracht/afgifte van warmte (10.3) moeten voor dat kleine stukje spiraal met elkaar in balans zijn op de volgende manier:

$$\begin{aligned} -d\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot dT_w \\ d\dot{Q} &= U \cdot dA_s \cdot (T_w - T_p) \\ -\dot{m} \cdot c_p \cdot dT_w &= U \cdot dA_s \cdot (T_w - T_p) \\ \frac{dT_w}{dA_s} + \frac{U \cdot T_w}{\dot{m} \cdot c_p} &= \frac{U \cdot T_p}{\dot{m} \cdot c_p} \end{aligned}$$

Dit is een differentiaalvergelijking van de eerste orde. Om hem lineair en dus makkelijk oplosbaar te houden, zullen we voor warmtedoorgangscoefficiënt U een vaste initiële waarde aan moeten nemen. De waarde van U hangt af van h_{in} en h_{uit} (zie formule 10.4) en die zijn zelf afhankelijk van de snelheid van het water. De watertemperatuur T_w is dus een gevolg van de resulterende U , zodat de waarde hiervoor uiteindelijk zal moeten worden gecorrigeerd waardoor een iteratieproces nodig is.

De beginconditie voor het oplossen van de differentiaalvergelijking is als volgt; de temperatuur van het water is aan het begin van de spiraal gelijk aan T_{in} . De resulterende totaaloplossing voor de temperatuur van het water, afhankelijk van de plaats ofwel oppervlakte in de spiraal (zie voor afleiding Bijlage E) is:

$$T_w(A_s) = (T_{in} - T_p) \cdot e^{-\frac{U \cdot A_s}{\dot{m} \cdot c_p}} + T_p \quad (10.14)$$

De gevonden formule (10.14), is die van de kromme zoals die in figuur 10.2 in het rood is weergegeven. Met deze formule kan voor een gekozen initiële snelheid en resulterende U , de verwachte eindtemperatuur (T_{uit}) worden bepaald. Omdat de snelheid eigenlijk zo laag mogelijk gekozen zal moeten worden in verband met drukval, waarover verderop meer, zal tijdens het iteratieproces gestreefd moeten worden naar een zo laag mogelijke eindtemperatuur. Wordt deze echter hoger tijdens het iteratieproces, dan wordt ook de aangevoerde energie lager en moeten we opnieuw beginnen na het kiezen van een hogere snelheid. Het iteratieproces om de eindtemperatuur en dus ook de verwarmingscapaciteit van de spiraal te bepalen bestaat uit zeven stappen:

STAP 1:

Eerst dient de minimale snelheid waarbij nog turbulentie optreedt te worden bepaald met formule 10.10, waarin de kinematische viscositeit ν (m^2/s) kan worden berekend met de dynamische viscositeit μ (kg/ms) en de dichtheid ρ (kg/m^3) volgens formule 10.7.

De minimale snelheid $v_{turbulentie}$ (m/s) volgt dan uit formule 10.10, waarin voor Re_D nu Re wordt gebruikt (voor de binnenkant van de spiraal). Deze wordt nu gelijk gesteld aan 10.000 (turbulentie). Komt de waarde van de benodigde snelheid boven de 2 m/s , dan kan 4.000 genomen worden als minder veilige grens.

$$v_{turbulentie} = \frac{Re * \mu}{\rho D} = \frac{10.000 * \mu}{\rho D}$$

STAP 2:

Met vergelijking 10.2 kan nu een inschatting worden gemaakt van de hoeveelheid water die per tijds-eenheid nodig is om aan de warmtevraag te voldoen. De warmtevraag van de tank dient hierbij als uitgangspunt, begin met een aangenomen afkoeling van het water tot midden tussen de T_{in} en de doel-producttemperatuur T_p om een conservatief uitgangspunt te hebben:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T \cdot c_p} = \frac{\dot{Q}}{(T_{in} - \frac{T_{in} - T_p}{2}) \cdot c_p}$$

Met de gevonden massastroom water kan de benodigde snelheid worden bepaald door deze te delen door het oppervlak van de doorsnede van de spiraal en de dichtheid van het water bij de ingaande temperatuur (die is het kleinst en levert de hoogste snelheid op).

$$v_{warmtevraag} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{\dot{Q}}{(T_{in} - \frac{T_{in} - T_p}{2}) \cdot c_p \cdot \rho \cdot A}$$

Als de gevonden snelheid $v_{warmtevraag}$:

- hoger is dan de maximale van 2 m/s (zie paragraaf 11.2.1), dan kan stap 2 met een kleinere afkoeling worden gedaan, probeer dan 10 graden (minimale afkoeling in verband met verwarmingssysteem). Leidt dit nog steeds tot een snelheid boven de 2 m/s ? Dan is verwarmen met warm water niet zonder meer mogelijk. Misschien dat de tank een tankmixer heeft, dan kan dat nog geprobeerd worden (zie verderop).
- hoger is dan de minimale snelheid benodigd voor turbulentie $v_{turbulentie}$ en lager dan 2 m/s , dan kunnen de stappen worden vervolgd; ga verder met stap 3.
- lager dan de minimale snelheid benodigd voor turbulentie $v_{turbulentie}$, dan moet in stap 1 het Re getal behorende bij de minimale snelheid (10.000) in de vergelijking worden ingevuld. De snelheid wordt dan opgehoogd tot de minimale.

STAP 3:

Bereken de h_{in} bij de snelheid $v_{warmtevraag}$ met formule 10.12, 10.13 en 10.9.

STAP 4:

Voor de warmteafgifte van de spiraal $\dot{Q}$, die met 10.3 kan worden berekend, is ten opzichte van stoom een extra tussenstap nodig, omdat de spiraal een temperatuurverloop zal kennen. Hierdoor zal de h_{uit} lager zijn dan bij stoom van dezelfde temperatuur. Nu kan met formules 10.5, 10.8 en 10.9 de h_{uit} (bij de gekozen afkoeling) worden berekend. De afgifte van de spiraal hangt af van het gemiddelde temperatuurverschil tussen de spiraal en het product. Hoe meer het water in de spiraal immers afkoelt, hoe kleiner het gemiddelde temperatuurverschil bij dezelfde ingangstemperatuur is en hoe minder warmte de spiraal zal afgeven. Het gemiddelde temperatuurverschil tussen de spiraal en het product, ook wel het

logaritmisch temperatuurverschil ΔT_{ln} genoemd, kan berekend worden op de volgende manier:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{ingang} - \Delta T_{uitgang}}{\ln(\Delta T_{ingang} / \Delta T_{uitgang})} \quad (10.15)$$

Dus om h_{uit} te kunnen bepalen, moet in de berekening voor Ra_D het gemiddelde temperatuurverschil ΔT_{ln} worden meegenomen.

STAP 5:

Bereken U met formule 10.4.

STAP 6:

Bereken de eindtemperatuur van het water met formule 10.14. Is deze meer dan 1 graden groter dan de aangenomen eindtemperatuur uit stap 2? Dan houdt dit in dat er minder warmte wordt aangevoerd dan gedacht (de afkoeling is dan kleiner) en moet er opnieuw gerekend worden met een hogere snelheid. Check eerst met de maximale snelheid van 2 m/s wat de geschatte eindtemperatuur dan wordt op de volgende manier (herschreven formule 10.2:

$$T_{eind} = T_{in} - \frac{\dot{Q}}{v_{max} \cdot c_p \cdot \rho \cdot A}$$

Is de resulterende eindtemperatuur minder dan 10 graden lager dan T_{in} ?

- Ja? Dan is verwarmen met warm water niet zonder meer mogelijk en kan worden bekeken of een tankmixer helpt (zie verderop).
- Nee? Doorloop met deze snelheid van 2 m/s de stappen vanaf stap 3 opnieuw. Blijft de eindtemperatuur hoger uitkomen dan de geschatte eindtemperatuur? Dan kan er indien een tankmixer aanwezig is, beoordeeld worden of dit voldoende helpt.

Is de gevonden eindtemperatuur meer dan 1 graad lager dan de aangenomen eindtemperatuur, dan gaat de iteratie de goede kant op en moet het proces vanaf stap 4 worden herhaald met deze eindtemperatuur. Als de eindtemperatuur ongeveer is zoals meegenomen in de berekening van U , dan klopt deze voor de gekozen snelheid.

STAP 7:

Bereken de afgegeven (en dus ook aangevoerde) warmte met 10.3.

Een voorbeeld:

De voorbeeldtank in dit boek heeft een maximale warmtevraag van 315 warmtelek + 1425 opwarmen = 1740 kW. We zullen nu voor deze tank de stappen doorlopen.

STAP 1 en STAP 2:

$$v_{turbulentie} = \frac{10.000 \cdot 0,0002}{926 \cdot 0,083} = 0,026$$

$$v_{warmtevraag} = \frac{1.740.000}{(140 - \frac{140-50}{2}) \cdot 4.247 \cdot 926 \cdot 0,0054} = 1,83$$

In dit voorbeeld is $v_{warmtevraag}$ groter dan $v_{turbulentie}$ (m/s) waardoor het met de turbulentie goed zal zitten en hij is net iets kleiner dan de maximale snelheid.

STAP 3:

De bijbehorende Re (-) wordt met formule 10.10 en 10.7 bepaald.

$$Re = \frac{v_{warmtevraag} \rho D}{\mu} = \frac{1,83 \cdot 926 \cdot 0,083}{0,0002} = 715.000$$

Met het resulterende getal van Re , kan nu verder worden gerekend. Met formule 10.12, 10.13 en 10.9 kan h_{in} (W/m²K) worden gevonden (f en Nu zijn beiden dimensieloze getallen).

$$\begin{aligned}
 f &= (0,79 \ln(715.000) - 1,64)^{-2} = 0,012 \\
 Nu &= \frac{(0,012/8)(715.000 - 1000) \cdot 1,224}{1 + 12,7 \cdot (0,012/8)^{1/2}(1,224^{2/3} - 1)} = 1.257 \\
 h_{in} &= \frac{0,68 \cdot Nu}{0,083} = 10.321
 \end{aligned}$$

STAP 4:

Om h_{uit} (W/m²K) te kunnen bepalen, moet in de berekening voor Ra_D (-) het gemiddelde temperatuurverschil ΔT_{ln} (°C) worden meegenomen:

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{ln} &= \frac{(140 - 50) - (95 - 50)}{\ln((140 - 50)/(95 - 50))} = 65 \\
 Ra_D &= \frac{9,81 \cdot 0,0007 \cdot \Delta T_{ln} \cdot 0,089^3}{0,000161^2} 1965 = 24.000.000 \\
 Nu &= \left(0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (0,559/1965)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 = 51 \\
 h_{uit} &= \frac{0,14 \cdot Nu}{0,089} = 82
 \end{aligned}$$

STAP 5:

Nu kan U (W/m²K) met vergelijking 10.4 worden berekend:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{10.321} + \frac{1}{82}} = 82$$

STAP 6:

De totale oppervlakte van de spiraal is 200 m². De eindtemperatuur (°C) voor het water volgt uit:

$$\begin{aligned}
 T_w(A_s) &= (T_{in} - T_p) \cdot e^{-\frac{U \cdot A_s}{\dot{m} \cdot c_p}} + T_p \\
 T_w(200) &= (140 - 50) \cdot e^{-\frac{82 \cdot 200}{1,83 \cdot 0,0054 \cdot 926 \cdot 4247}} + 50 = 109
 \end{aligned}$$

Dit is stukken hoger dan de 95 graden die we hadden aangenomen. We checken eerst met de maximale snelheid wat de geschatte eindtemperatuur dan wordt:

$$\begin{aligned}
 T_{eind} &= T_{in} - \frac{\dot{Q}}{v_{max} \cdot c_p \cdot \rho \cdot A} \\
 &= 140 - \frac{1.740.000}{2 \cdot 4.247 \cdot 926 \cdot 0,0054} = 99
 \end{aligned}$$

Als we alle stappen vanaf stap 3 opnieuw doorlopen met deze snelheid, dan volgt voor de eindtemperatuur nog steeds een veel hogere waarde dan de nieuw aangenomen temperatuur van 99, namelijk 111 graden. De tank kan dus met 2 in plaats van met 3 graden per dag verwarmd worden met warm water. Om te beoordelen hoeveel energie er beschikbaar is, kunnen nog wel een keer de stappen vanaf stap 3 worden herhaald om de afgegeven energie te bepalen. De resulterende eindtemperatuur is dan 110 graden.

STAP 7:

Met formule 10.3 kan vervolgens de aangevoerde en dus ook afgegeven energie $\dot{Q}$ (W) van de spiraal worden berekend.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_w = v \cdot A \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_w \\
 &= 2,0 \cdot 0,0054 \cdot 926 \cdot 4247 \cdot (140 - 110) \\
 &= 1.258.000
 \end{aligned}$$

Het loont bij deze tank om te kijken of de aanwezige tankmixers uitkomst bieden.

10.3.3 Warm water met de mixer aan

De invloed van een tankmixer of het rondpompen van product op het opwarmvermogen van een tank-spiraal is significant. In plaats van vrije convectie, zoals in voorgaand voorbeeld, zal er bij mixen sprake zijn van geforceerde convectie. In paragraaf 10.2 is hierop ingegaan. De snelheid waarmee het product langs de spiraal stroomt is hierbij van belang. Dit kan meestal worden opgevraagd bij de mixerfabrikant. Het product zal niet overal even snel langs de spiraal stromen, dus ook hier geldt dat het een indicatie geeft van de verbetering.

De mixers geven een verbetering van h_{uit} . Met deze alternatieve waarde kan dan vanaf stap 4 opnieuw gerekend worden, we zullen dat hier voor de voorbeeldtank doen.

In de voorbeeldtank zijn drie mixers gemonteerd die ervoor zorgen dat het product met 0,2 m/s langs de spiraal stroomt. Met formules 10.10 en 10.11 kan de bijbehorende Nu worden berekend. De eindtemperatuur waarmee we rekenen is die behorende bij de maximale snelheid namelijk 99 graden (Stap 6 hiervoor).

Alternatieve STAP 4 + STAP 5:

$$\begin{aligned} Re_D &= \frac{0,2 \cdot 0,089}{0,000161} = 110 \\ Nu &= 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} 1965^{1/3}}{(1 + (0,4/1965)^{2/3})^{1/4}} \left(1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{5/8} \right)^{4/5} = 82 \\ h_{uit} &= \frac{0,14 \cdot Nu}{0,089} = 132 \\ U &= \frac{1}{\frac{1}{11.113} + \frac{1}{132}} = 131 \end{aligned}$$

STAP 6:

De eindtemperatuur voor het water volgt uit:

$$\begin{aligned} T_w(A_s) &= (T_{in} - T_p) \cdot e^{-\frac{U \cdot A_s}{\dot{m} \cdot c_p}} + T_p \\ T_w(200) &= (140 - 50) \cdot e^{-\frac{131 \cdot 200}{2,0 \cdot 0,0054 \cdot 926 \cdot 4247}} + 50 = 99 \end{aligned}$$

Dit komt toevallig precies overeen met de aangenomen eindtemperatuur van 99. We kunnen nu verder met stap 7.

STAP 7:

Met formule 10.3 kan vervolgens de aangevoerde en dus ook afgegeven energie $\dot{Q}$ (W) van de spiraal worden berekend.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_w = v \cdot A \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_w \\ &= 2,0 \cdot 0,054 \cdot 926 \cdot 4247 \cdot (140 - 99) \\ &= 1.754.000 \end{aligned}$$

Dit is voldoende, maar te zien is dat het allemaal maar net zal gaan als het heel koud is buiten!

Als de tank geen mixer(s) zou hebben, dan zijn er nog andere mogelijkheden dan het plaatsen van een mixer, om de verwarmingscapaciteit passend te krijgen bij de maximale verwarmingsvraag. In het volgende hoofdstuk zal hierop worden ingegaan.

10.4 Mogelijkheden als de verwarmingscapaciteit te laag is

Wanneer het niet lukt om met de bestaande spiraal in een tank voldoende warmte af te geven, zijn er meerdere mogelijkheden om de capaciteit passend te maken. De mogelijkheden zijn als volgt:

- Mixers plaatsen.
- Warmte bufferen, vooral als er weinig warmtevraag is kunnen tanks waarvan verwacht wordt dat deze binnenkort opgewarmd zullen moeten worden, alvast worden opgewarmd. Dit kan alleen als er op deze manier gepland kan worden, en als de klant er geen nadeel van ondervindt (product kwaliteit, emissie en/of verwarmingskosten)
- De opwarm snelheid (die vaak contractueel is vastgelegd) zou kunnen worden verlaagd. Dit wordt in de volgende paragraaf behandeld.
- De isolatiestaat van de tank zou verbeterd kunnen worden. Dit heeft echter alleen effect op de warmtelek en niet op het vermogen nodig voor het opwarmen van het product dat doorgaans veel groter is. Met een goede isolatie kan overwogen worden om warmte te gaan bufferen, of de tank altijd op temperatuur te houden (maintainen).
- Bij tankonderhoud zou een spiraal met een grotere oppervlakte (extra fins, grotere diameter of grotere lengte) kunnen worden geplaatst, of een extra spiraal.

10.4.1 Een mogelijkheid uitgewerkt; de opwarm snelheid bijstellen

Wanneer de verwarmingscapaciteit te laag is en er een mogelijkheid is de contractuele opwarm snelheid te verlagen, dan kunnen bovenstaande berekeningen met een ander uitgangspunt worden doorlopen. Nu is het van belang dat de snelheid in de spiraal optimaal wordt gekozen. Afgeleid kan worden, dat de eindtemperatuur van het water in de spiraal, T_{eind} , als functie van de snelheid volgens een e-macht zal verlopen. Uit de formule voor de totaaloplossing uit bijlage E (of met behulp van een energiebalans voor de hele spiraal waarin aanvoer in balans is met de afgifte) kan de volgende formule voor de eindtemperatuur van het water T_w als functie van de snelheid v worden afgeleid:

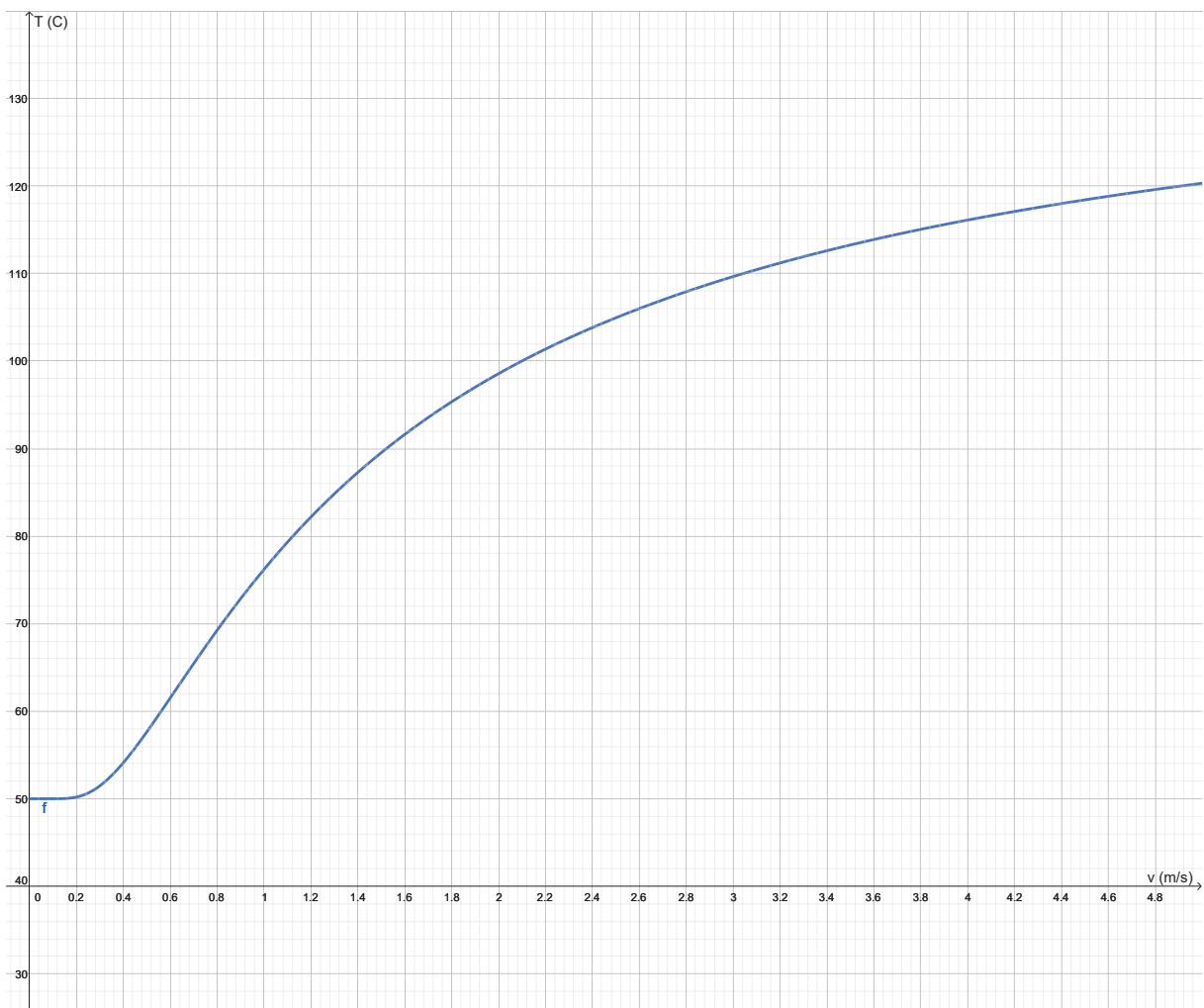
$$T_w(v) = (T_{\text{in}} - T_p) \cdot e^{-\frac{U \cdot A_s}{v \cdot \rho \cdot A_{\text{in}} \cdot c_p}} + T_p$$

Met de waarden van de voorbeeldtank erin, leidt dit tot de volgende formule voor de eindtemperatuur:

$$T_w(v) = (140 - 50) \cdot e^{-\frac{131 \cdot 200}{v \cdot 926 \cdot 0,0054 \cdot 4247}} + 50$$

Een voorspelling van de eindtemperatuur van het water in de spiraal van de voorbeeldtank als functie van de snelheid is weergegeven in Figuur 10.3. Het betreft een voorspelling, de warmtedoorgangscoefficiënt U is immers ook afhankelijk van de snelheid. Wat uit de figuur duidelijk wordt is dat de verhoging van de snelheid steeds minder effect op de eindtemperatuur van het water heeft (en dus op de verwarmende capaciteit van de spiraal). Kies de snelheid die ligt bij het ‘omslagpunt’ (hierover straks meer), daar waar de toename niet meer zo hard gaat. De snelheid mag natuurlijk nooit hoger dan 2 m/s worden in verband met de drukval. Omdat bij de voorbeeldtank het omslagpunt rond 2 m/s ligt, zal verlaging van de contractuele opwarm snelheid niet nodig zijn. Als het omslagpunt lager zou liggen, dan heeft het zin om dit te doen.

Het omslagpunt kan grafisch bepaald worden. De maximale afkoeling die het water zou kunnen bereiken is van de ingaande temperatuur van het water T_{in} tot de producttemperatuur T_p . Een mooi temperatuurverschil om mee te rekenen is een kwart daarvan. De temperatuur waarmee het water uit de spiraal komt ligt dan op driekwart van de temperatuur waarmee het erin gaat (ten opzichte van de producttemperatuur). Voor de voorbeeldtank zou dat een veel te hoge snelheid inhouden waardoor dat niet aangeraden wordt; een kwart van het temperatuurbereik is immers 22,5 graden waardoor het omslagpunt bij 117,5 graden ligt. De snelheid is daar meer dan 4 m/s en dat is niet wenselijk waardoor we hier zouden kiezen voor de maximale snelheid van 2 m/s. Wanneer een nieuwe acceptabele watersnelheid gevonden is, zijn de berekeningen verder zoals in voorgaande paragraaf, maar dan met de nieuwe watersnelheid. De nieuwe opwarm snelheid kan dan vrij makkelijk worden ingeschat met de nieuwe eindtemperatuur; deze leidt immers tot een nieuw gemiddeld temperatuurverschil tussen spiraal en product en dat temperatuurverschil is recht evenredig met het afgegeven verwarmingsvermogen. Bij een lagere watersnelheid zal dit temperatuurverschil kleiner worden doordat de eindtemperatuur dichter bij de producttemperatuur zal liggen. Was de opwarm snelheid eerst bijvoorbeeld 4 graden per dag, dan zal dit verlagen naar 2 graden per dag als het opwarmvermogen (afgegeven vermogen min de warmtelek van de tank) is gehalveerd. Hoe lager de snelheid, hoe minder pompenenergie nodig zal zijn.



Figuur 10.3: Temperatuurverloop in spiraal van voorbeeldtank als functie (f) van de snelheid

Hoofdstuk 11

Hydraulische berekeningen

In paragraaf 10.2.3 werd het belang van turbulentie voor de warmteoverdracht van warm water op de wand van de spiraal al uiteengezet. Door de turbulentie-eis moet het water met een bepaalde minimale snelheid door de spiraal worden gestuurd. Het nadeel hiervan is dat het water naarmate het harder stroomt, ook minder tijd heeft om af te koelen en dus minder warmtevermogen levert. Een ander nadeel is dat hoe harder het water stroomt, hoe hoger de te overbruggen weerstand in de spiraal en dus drukval is. Omdat dit door pomp(en) moet worden geleverd kan dit zorgen voor problemen in de infrastructuur waarmee het warme water door het tankpark gedistribueerd wordt. In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de berekeningen die nodig zijn om deze problemen te voorkomen.

11.1 Energie en massabalans

Wanneer voor elke tank is bepaald wat de maximale warmtevraag en het bijbehorende debiet aan warm water is, kan een energiebalans en een massabalans worden opgesteld voor een tankput. Aan de hand hiervan kan vervolgens worden beoordeeld aan welke eisen de afmetingen van de infrastructuur zullen moeten voldoen of wat de haalbaarheid van verwarmen met warm water in het geval van een bestaande situatie.

In een tankput staan doorgaans meerdere gelijksoortige tanks. We hebben gezien dat het opwarmen het meeste energie kost. Gelukkig zal dat nooit tegelijkertijd bij alle tanks in een tankput plaatsvinden. Meestal wordt er rekening gehouden met het maximaal tegelijkertijd opwarmen van zo'n 20% van de tanks. Voor de inschatting van de te verwachten piek warmtevraag wordt die van alle tanks samen onder extreme omstandigheden (harde wind, -10 graden) opgehoogd met nog 20% opwarmende tanks. Het is belangrijk om goed vast te stellen wat hier de uitgangspunten zijn, want er zijn ook opslagbedrijven die bijvoorbeeld 30% van de tanks op temperatuur willen kunnen houden als het een koude winterdag is en daarbij nog enkele tanks willen kunnen opwarmen tot extreme temperaturen (en met hoge snelheden). Het is ook belangrijk de vullingsgraad van de tanks te weten, niet alleen voor de warmtelek maar zeker ook voor het opwarmen.

Wanneer de totale piek warmtevraag bepaald is, kan deze energievraag vertaald worden in de benodigde hoeveelheid warm water; de energie- en massabalans. Een eerste inschatting van de hoeveelheid water kan op basis van formule 10.2 waarin voor ΔT de verwachte afkoeling van het water wordt ingevuld. Per tank is de afkoeling van het water echter verschillend wat te maken heeft met de spiraal- en producteigenschappen en of de tank wordt opgewarmd of niet. Om de massastroom van het water beter in te kunnen inschatten zal de echte afkoeling van het water per tank moeten worden meegenomen. De watertemperaturen kunnen ook worden ingeschat op basis van formule 10.2. Omdat de c_p bij benadering gelijk is, geldt op basis van de wet van behoud van energie voor twee verschillende stromen water:

$$\dot{m}_1 \cdot \Delta T_1 = \dot{m}_2 \cdot \Delta T_2$$

Als er minder water stroomt maar evenveel energie wordt aangeleverd, moet het temperatuurverschil hoger zijn en andersom. Wanneer er twee willekeurige waterstromen samen komen geldt voor de derde,

resulterende stroom:

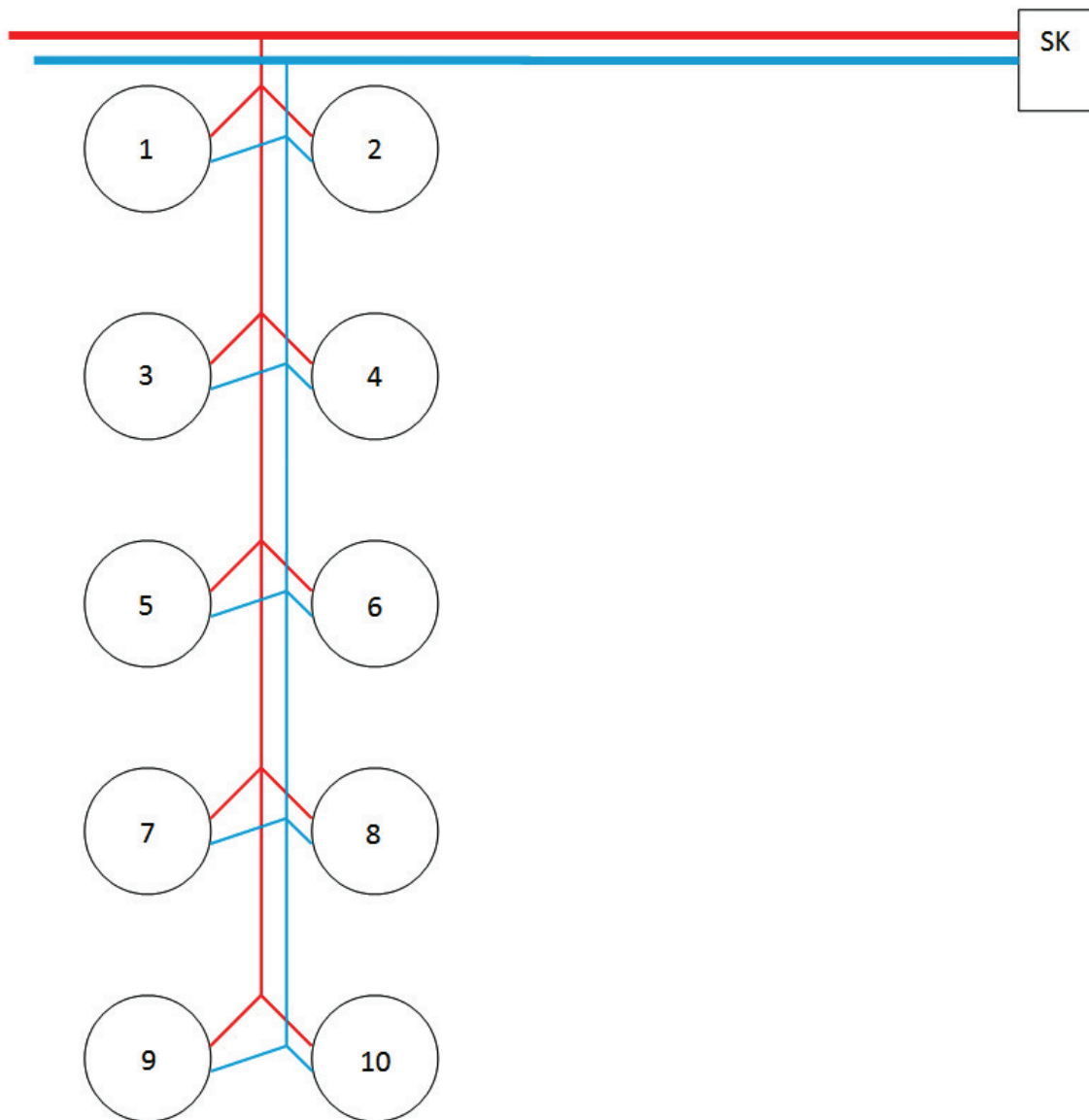
$$\dot{m}_1 \cdot \Delta T_1 + \dot{m}_2 \cdot \Delta T_2 = \dot{m}_3 \cdot \Delta T_3$$

Om nu de resulterende eindtemperatuur in te kunnen schatten, is het handig om met een referentietemperatuur van 0 graden te rekenen. Nu kan met de wet van behoud van massa voor $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ wordt ingevuld, zodat de vergelijking kan worden omgeschreven en vereenvoudigd naar:

$$T_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot T_1 + \dot{m}_2 \cdot T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (11.1)$$

Afhankelijk van de layout van een verwarmingssysteem kan de eindtemperatuur van het water worden bepaald door voor elk stuk retourleiding formule 11.1 toe te passen.

Om dit inzichtelijk te maken zal de voorbeeldtank in zijn voorbeeldtankput worden bekeken. Stel dat deze tank deel uitmaakt van 10 gelijksoortige tanks in een tankput. Twee van de tanks zullen bij extreem koud weer moeten kunnen opwarmen terwijl de andere tanks warm worden gehouden. In figuur 11.1 is een conventionele tankput met stoominfrastructuur (die we voor warm water willen gaan gebruiken) weergegeven.



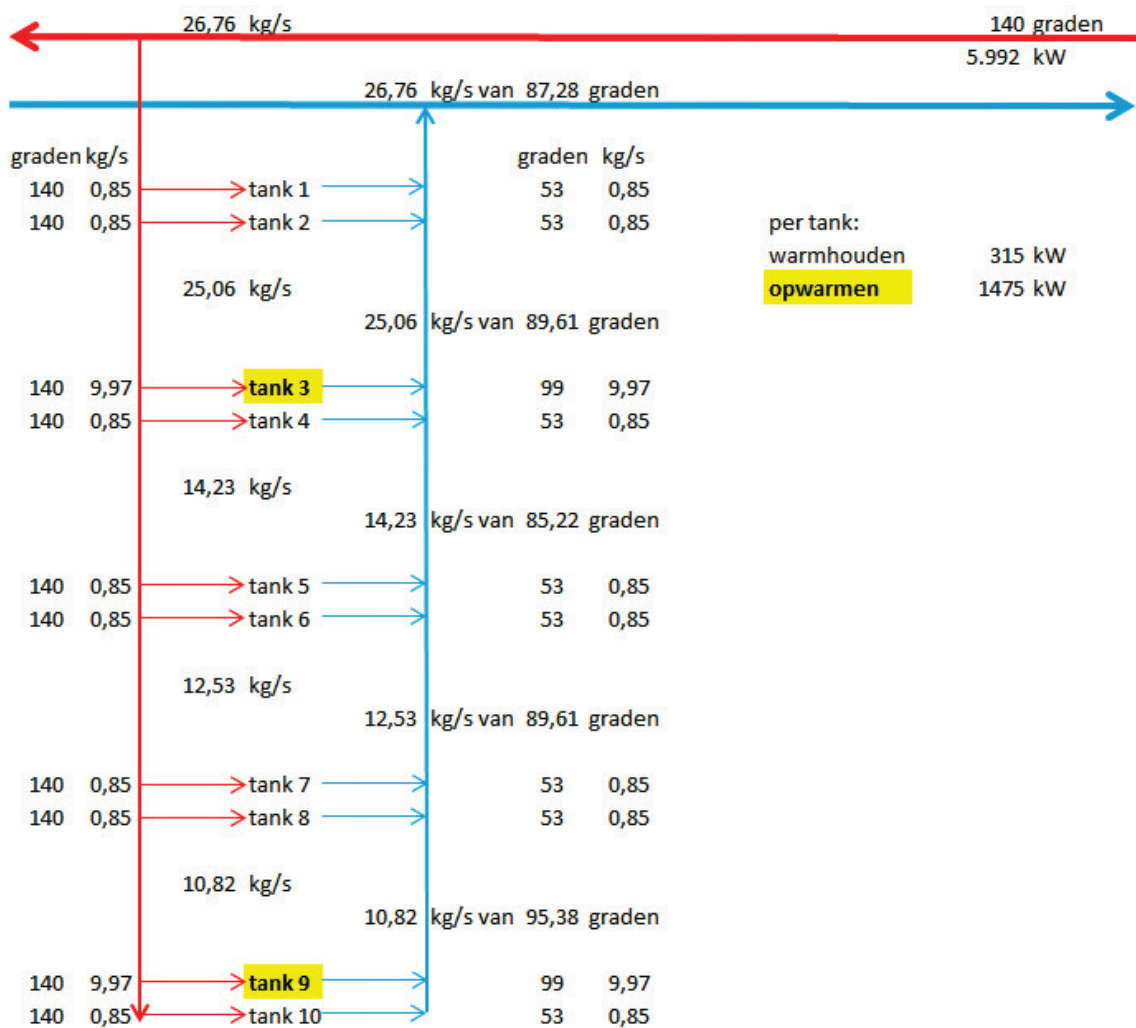
Figuur 11.1: Conventionele tankput met Stoomketel (SK), stoomaanvoer (rood) en condensaatretour (blauw)

De tanks die aan het opwarmen zijn, hadden in hun spiralen een watersnelheid van 2 m/s nodig, voor de andere tanks kan berekend worden dat ze 0,17 m/s nodig hebben als de mixers uitstaan om de warmtelek van 315 kW te kunnen compenseren (ga dit na!). De temperatuur van het uitgaande water bij de opwarmende tanks was ingeschat op 99 graden, dat van de andere tanks op 53 graden.

De debieten op tankniveau volgen uit de snelheden vermenigvuldigd met de oppervlakte van de spiraaldoorsnede, voor het verkrijgen van de bijbehorende massastromen moeten deze nog worden vermenigvuldigd met de dichtheid. In het voorbeeld zijn tank 3 en tank 9 aan het opwarmen (zie figuur 11.2).

Zo kan bijvoorbeeld van het stuk retourleiding tussen tank 7-8 en 9-10 voor de temperatuur van het water aldaar worden berekend (zie ook figuur 11.2):

$$T = \frac{0,85 \cdot 53 + 9,97 \cdot 99}{10,82} = 95,38$$



Figuur 11.2: Massabalans en resulterende temperatuurinschatting van het retourwater

11.2 Drukval

De drukval Δp (bar) in een leiding wordt bepaald met een op de wet van Bernoulli gebaseerde formule, waarin de f de wrijvingsfactor uit formule 10.12 en D de binnendiameter is. De wrijvingsfactor f wordt berekend met het Re -getal. Om het Re -getal te bepalen moet eerst de snelheid v (m/s) worden ingeschat. Dit kan met de massastroom $\dot{m}$ (kg/s), de dichtheid ρ (kg/m³) van het te verpompen medium en de oppervlakte van de binnendoorsnede A (m²) van de leiding:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

Het Re -getal volgt dan uit de volgende formule, waarin D de binnendiameter (m) is en μ de dynamische viscositeit (kg/ms) van het te verpompen medium.

$$Re = \frac{v \rho D}{\mu} \quad (11.2)$$

Met het gevonden Re -getal (-) kan de wrijvingsfactor f (-) worden bepaald:

$$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

De resulterende drukval Δp (bar) volgt uit:

$$\Delta p = \frac{f}{100.000} \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (11.3)$$

Hierin is L_{eq} (m) de zogenaamde ‘equivalente lengte’ van de leiding waar je de drukval in wilt berekenen. Dit heeft te maken met de weerstand van bochten en appendages in een leiding. Een goed uitgangspunt voor $L_{eq} = 1,1 \cdot L$.

11.2.1 Drukval over een tankspiraal

De drukval in de spiraal van een tank kan ook berekend worden met formule 11.3, maar L_{eq} kan in het geval van de tankspiraal gelijk gesteld worden aan de lengte omdat er geen appendages en stromingverstorende bochten te verwachten zijn.

Voor de voorbeeldtank ziet de berekening er als volgt uit:

De voorbeeldtank heeft een spiraal met een lengte van 600 meter. Voor de dichtheid van het water wordt conservatief die bij de uitgaande temperatuur gekozen en voor de snelheid de hoogst realistische van 2 m/s.

$$\Delta p = \frac{0,012}{100.000} \cdot \frac{600}{0,083} \cdot \frac{1}{2} \cdot 958 \cdot 2^2 = 1,66$$

11.2.2 Drukval in een tankput

De totale drukval hangt af van de extra leidinglengte voor en na elke tank, de diameters van de leidingen en de hoeveelheid bochten en appendages. Voor alle leidingstukken met een bepaalde leidingdiameter moet de drukval worden berekend met formule 11.3. Verder is van belang of er een condensaatretour aanwezig is indien beoordeeld moet worden of de overstap van stoom naar warm water haalbaar is. De diameter van condensaatleidingen is vaak kleiner dan die van stoomleidingen, waardoor hier vaak de grootste drukvallen optreden. Als er geen condensaatretourleiding is, neemt de investering aanzienlijk toe, maar kunnen de leidingen wel juist gedimensioneerd worden.

Ook moet bekeken worden of de tanks in een tankput parallel staan zoals in figuur 11.1 (dit is vrijwel altijd het geval). De drukval van twee of meer parallelle leidingen is gelijk aan die van één leiding, analoog aan het parallel schakelen van twee weerstanden in een stroomkring. Wanneer de tanks parallel en dus ook

hydraulisch parallel staan in een tankput, wordt er vaak met behulp van instelweerstand voor gezorgd dat voor elke tank voldoende warmte kan worden aangevoerd. Zeker voor tanks achterin de tankput is dit van belang, het water dat daar aankomt zal immers iets koeler zijn dan dat van de voorste tanks zodat er meer nodig is. Ook zal de totale leidingweerstand voor de achterste tanks groter zijn waardoor er niet alleen koeler maar ook minder water aan zal komen als er niet ingegrepen wordt. Daarom moeten de voorste tanks een hoger ingestelde leidingweerstand krijgen. Het werkt dus goed om de weerstand van de langste leiding te nemen, omdat de kortere leidingen als de instelweerstand goed zijn ingesteld dezelfde weerstand hebben.

11.3 Bepalen van de benodigde pomp

Een stoomketel is in bijna alle gevallen prima in te zetten als warmwaterketel, waardoor het rendement iets toeneemt in de meeste gevallen (zie hoofdstuk 12). Het warmwatercircuit van en naar de ketel is het 'primaire circuit'. Al het water zal net als bij de verwarming thuis moeten worden rondgepompt. Elke aftakking naar een tankput is een sub-kringloop, ofwel het 'secundaire circuit' wat te vergelijken is met de vloerverwarming in een woonhuis. In principe zijn er ook tertiaire circuits mogelijk. Tertiaire circuits werken precies hetzelfde als secundaire circuits, zodat deze hier verder buiten beschouwing worden gelaten.

Stel dat het wenselijk is om in een secundair circuit met één pomp te werken. Eerst moet het werkgebied van de pomp worden bepaald; hoeveel debiet is nodig in het meest extreme geval? Omdat het sterk aanbevolen wordt om met toerengeregelde pompen te werken is het minimale debiet vaak dat bij 25% van de maximale toeren. Om de juiste pomp te kunnen kiezen moet daarnaast de benodigde 'opvoerhoogte' worden bepaald. De opvoerhoogte van een pomp geeft de maximaal te overwinnen leidingweerstand van een pomp weer in meters. Als je met de pomp water in een doorzichtige recht naar boven lopende leiding zou pompen, zou je de opvoerhoogte letterlijk kunnen zien.

De benodigde opvoerhoogte hangt samen met de maximaal te overwinnen leidingweerstand. De leidingweerstand kan uitgezet worden in een zogenaamde leidingkarakteristiek. Dit is een kromme voor de leidingweerstand als functie van de snelheid of van de volumestroom, op de plek waar de pomp moet komen. Alle leidingstukken en aftakkingen na de pomp worden vertaald in één vervangende leidinglengte, de 'equivalente leidinglengte' L_{eq} . Er wordt voor een functioneel ontwerp vaak van uitgegaan dat de extra leidinglengte om te compenseren voor bochten en appendages zo'n 10% is. Voor een detailontwerp kunnen de equivalente lengtes (of weerstandfactoren) van de gekozen bochten en appendages worden opgezocht. Voor nu is een inschatting voldoende.

Voor de voorbeeldtankput gaan we nu een goede pomp uitkiezen.

Per opwarmende tank was de weerstand (drukval) Δp 1,66 bar. De tanks staan allemaal parallel zodat de weerstand, analoog aan die bij een elektrisch netwerk, gelijk zal blijven. Het debiet zal zich verdelen over de verschillende tanks. Omdat er met één pomp gewerkt gaat worden, is het zoals eerder vermeld van belang dat er instelweerstand per tank worden gebruikt zodat de voorste tank (degene met de minste afstand tot de pomp) met zijn leidingwerk niet zoveel of zelfs iets meer weerstand oplevert dan de achterste tank. Stel dat de achterste tank 200 meter van het primaire circuit is verwijderd en dat het secundair circuit bestaat uit een DN125 header. De tanks hebben allemaal een zelfde DN80 aansluiting op deze header met een lengte van ongeveer 10 meter.

Uit figuur 11.2 is op te maken dat er ongeveer 27 kg warm water per seconde door de header zal stromen in het 'ergste' geval, namelijk als er twee tanks staan op te warmen achteraan en als het bovendien koud weer is. De drukval in de header kan worden bepaald met formule 11.3 die aan het begin van het hoofdstuk is behandeld. Eerst moet de snelheid worden bepaald van het water in de leiding. Daarmee kan het Re getal worden bepaald en de wrijvingsfactor f . Er wordt uitgegaan van 10% extra leidinglengte om te compenseren voor bochten en appendages.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{27}{926 \cdot 0,014206} = 2,03$$

$$Re = \frac{v \rho D}{\mu} = \frac{2,03 \cdot 926 \cdot 134,492/1000}{0,0002} = 11,3 \cdot 10^6$$

$$\begin{aligned}
 f &= (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} = 0,007 \\
 \Delta p &= \frac{f}{100.000} \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \\
 &= \frac{0,01}{100.000} \cdot \frac{300 \cdot 1,1}{134,492/1000} \cdot \frac{1}{2} \cdot 926 \cdot 2,03^2 = 0,52
 \end{aligned}$$

De resulterende drukval voor de pomp zal dus rond 1 bar zijn voor de header, doordat er ook nog een retourleiding is (er wordt voor het voorbeeld van uitgegaan dat de aanvoer en retour dezelfde diameter hebben). In het geval van een stoomsysteem waarvoor beoordeeld moet worden of de overstap op warm water technisch haalbaar is, moet de drukvalberekening voor de retourleiding zelf worden uitgevoerd als deze een andere diameter heeft dan de aanvoer. Deze twee drukvallen moeten bij elkaar worden opgeteld.

De drukvallen in de leiding naar (en van) de tank zal op dezelfde manier berekend kunnen worden:

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{10}{926 \cdot 0,005385} = 2,00 \\
 Re &= \frac{v \rho D}{\mu} = \frac{2,00 \cdot 926 \cdot 82,804/1000}{0,0002} = 782.200 \\
 f &= (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} = 0,01 \\
 \Delta p &= \frac{f}{100.000} \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \\
 &= \frac{0,01}{100.000} \cdot \frac{10 \cdot 1,1}{82,804/1000} \cdot \frac{1}{2} \cdot 926 \cdot 2,00^2 = 0,03
 \end{aligned}$$

Ook deze drukval moet met 2 worden vermenigvuldigd omdat er nog een retourleiding is.

Om de maximale drukval te bepalen zodat de pomp kan worden uitgekozen, moeten alle maximale drukvallen bij elkaar worden opgeteld, dus in dit geval zijn dat die van de tankspiraal, tweemaal die van de tankleiding en tweemaal die van de header. De totale maximale drukval die de pomp te verwerken krijgt is in dus $\Delta p = 1,04 + 0,06 + 1,66 = 2,76$ bar. Omdat de tanks allemaal parallel staan (er staan 2 tanks parallel op te warmen en nog een aantal worden op temperatuur gehouden) is de berekende drukval gelijk ook de maximale die de pomp te verduren krijgt. De drukvallen van de warmgehouden tanks zijn veel lager waardoor deze niet maatgevend zijn.

De minimale drukval van de hele combinatie header + tank + tank-leidingwerk zal naar alle waarschijnlijkheid veel lager zijn dan wat de pomp minimaal moet leveren met betrekking tot de 25% minimum toerental-eis van de toerenregelaar. Er kan voor gekozen worden de pomp uit te zetten als geen van de tanks warmte vraagt, of aan te laten staan en de warmtevragende tanks met een aan/uit regeling uitrusten. Indien ervoor gekozen wordt om de pomp uit te zetten, dan is het zeker in de winter wel aan te bevelen om de pomp regelmatig even te laten lopen in verband met bevroeringsgevaar.

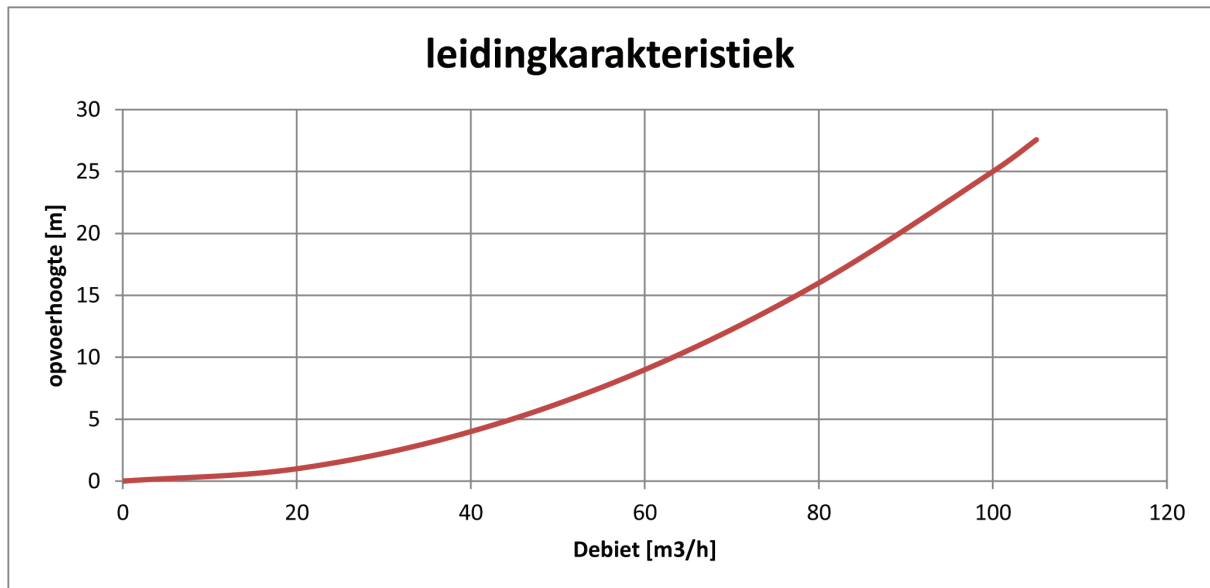
De resulterende bijbehorende leidingkarakteristiek bestaat uit de drukval (of opvoerhoogte) als functie van het debiet. Deze karakteristiek is nodig voor het dimensioneren van de benodigde pomp. Omdat de karakteristiek een kwadratische vergelijking is, is de formule van de af te leiden door de opvoerhoogte als kwadratische functie van het debiet in kubieke meters per uur te schrijven. Van deze kwadratische functie is bovendien bekend dat deze door het punt 0,0 zal gaan en door het net berekende punt van 27 kilo per seconde bij 2,76 bar. Voor het omrekenen van kilo per seconde naar kubieke meters per uur moet gedeeld worden door de dichtheid en vermenigvuldigd met 3600 seconden per uur zodat het resulterende debiet $\dot{V}$, 105 m³/h zal zijn bij een opvoerhoogte van 10 meter per bar, dus 27,6 meter. De relatie tussen opvoerhoogte (H) en het debiet ($\dot{V}$) is:

$$H = a \cdot \dot{V}^2, a > 0$$

Invullen van de bekende waarden geeft nu $a \cdot V^2 = a \cdot 105^2 = 27,6$ waardoor voor a volgt: $a = 0,0025$. De resulterende vergelijking voor de opvoerhoogte H (m) als functie van het debiet $\dot{V}$ (m³/h) is dus:

$$H = 0,0025 \cdot \dot{V}^2$$

De leidingkarakteristiek is getekend in figuur 11.3, voor nul debiet tot het maximaal gevraagde debiet (de lage debieten horen bij lage en de hoogste bij de maximale warmtevragen). De



Figuur 11.3: Leidingkarakteristiek van de voorbeeld tankput

pomp moet hier bij passen. In figuur 11.4 is een voorselectie te zien die gemaakt is op de website van pompleverancier Grundfos, met de gegevens van de maximaal te verwachten opvoerhoogte en debiet (weergegeven als stip). De debieten staan op een logaritmische schaal. De donkerblauwe gebieden zijn van pompen die eventueel geschikt zouden kunnen zijn voor de voorbeeld tankput. In de voorselectie zijn blauwe gebieden te zien per pomp, deze worden ingesloten door de maximale curve bij 100% van de motorfrequentieregelaar en de minimale curve bij (meestal) 25% van de frequentie en alles wat daar tussen ligt. Wat opvalt is dat de pompcurven precies de omgekeerde kromming hebben van de leidingkarakteristiek. De leidingkarakteristiek past idealiter helemaal binnen zo'n blauw gebied. Wat te zien is in de figuur is dat de pompen naar alle waarschijnlijkheid geen van allen geschikt zullen zijn om de tanks alleen warm te houden met gemiddeld weer, omdat er dan veel minder van ze gevraagd wordt. De oplossing hiervoor is om eventueel een kleinere pomp parallel te zetten op een bypass die voor de gemiddelde weersituatie geschikt is. Zorg er in dit geval wel voor dat de pompcurve-gebieden elkaar overlappen!

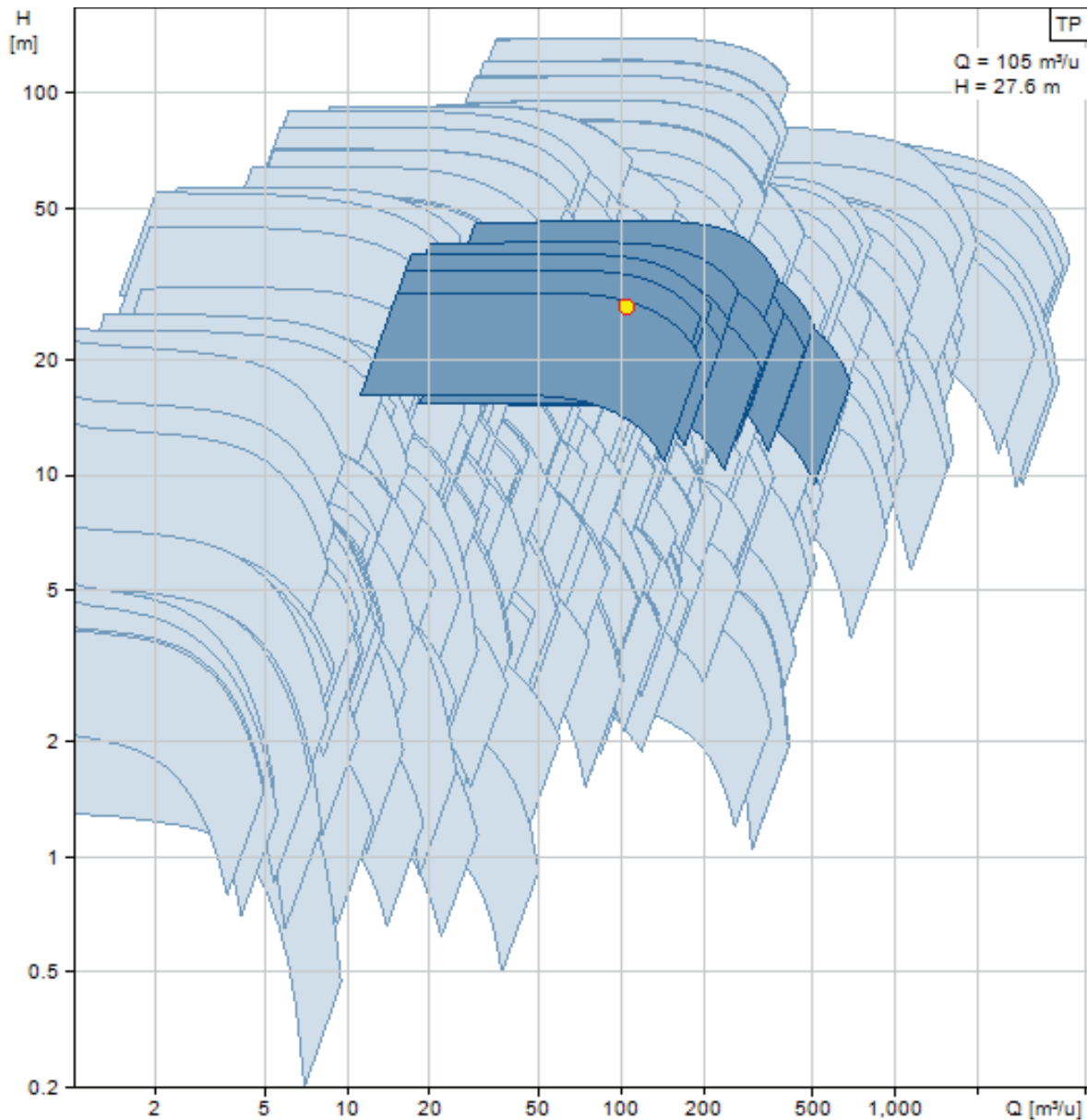
11.4 Functioneel ontwerp warmwatersysteem

Voor het maken van een functioneel ontwerp van een warmwatersysteem is het van belang de randvoorwaarden en uitgangspunten goed in kaart te brengen, vooral als het systeem in de plaats van een stoomsysteem komt. In dat geval dwingt de configuratie van de infrastructuur tot bepaalde keuzes. In het geval van nieuwbouw is er meer vrijheid.

11.4.1 Bij nieuwbouw

Actief parallel systeem

In voorgaand voorbeeld werd met één pomp gewerkt. Het is energiezuiniger om met kleine pompen te werken op tankniveau zodat debieten gegarandeerd zijn door de tankspiraal en dat er niet meer water stroomt dan er nodig is. Een principeschets van dit door de tankpompen aangedreven systeem is te vinden in figuur 11.5. Dit systeem heeft wel zijn beperkingen, zo moet er een pomp aan het einde van elke tankput worden geplaatst om de boel in beweging te houden, vooral als het vriest. De tankpompen

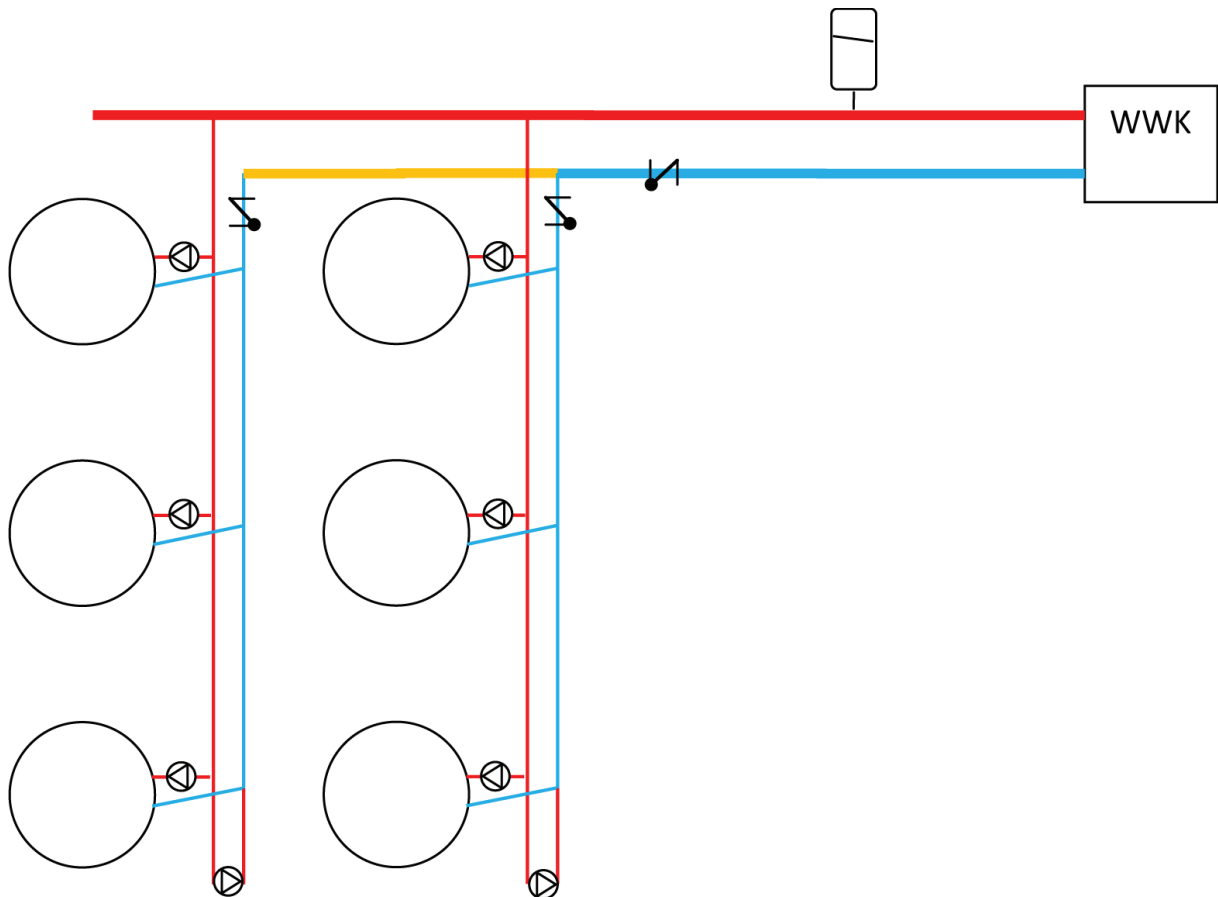


Figuur 11.4: Pompcurven van potentieel geschikte pompen voor de voorbeeldtankput [Bron: Grundfos.com]

zelf zullen ook af en toe ingeschakeld moeten worden als het vriest. In het geval van opslag van zeer brandbare producten is het niet wenselijk om de pompen dicht bij de tanks te plaatsen, zodat deze geplaatst moeten worden in een pompkamer aan het begin van een tankput. Nadeel hiervan is dat de tankleidingen erg lang worden en elke tank helemaal tot aan de pompkamer zijn eigen leidingen moet hebben. Als het dan vriest moeten alle tankleidingen bijstaan. Er zijn twee tankputten in het voorbeeld uit figuur 11.5, de terugslagklep in elk circuit zorgt ervoor dat de stroming maar één kant op kan. Ik noem dit een actief systeem omdat de doorstroming van de tankspiraal gegarandeerd is en parallel omdat de tanks allemaal dezelfde aanvoertemperatuur hebben.

Voor- en nadelen van het actief parallel systeem:

- + energiezuinig
- + gegarandeerd debiet door de tankspiraal
- pomp dicht bij de tanks
- extra pomp per tankput nodig om stroming te houden als het vriest
- alle pompen moeten (zachtjes) aan staan als het vriest



Figuur 11.5: Actief parallel door tankpompen aangedreven verwarmingssysteem

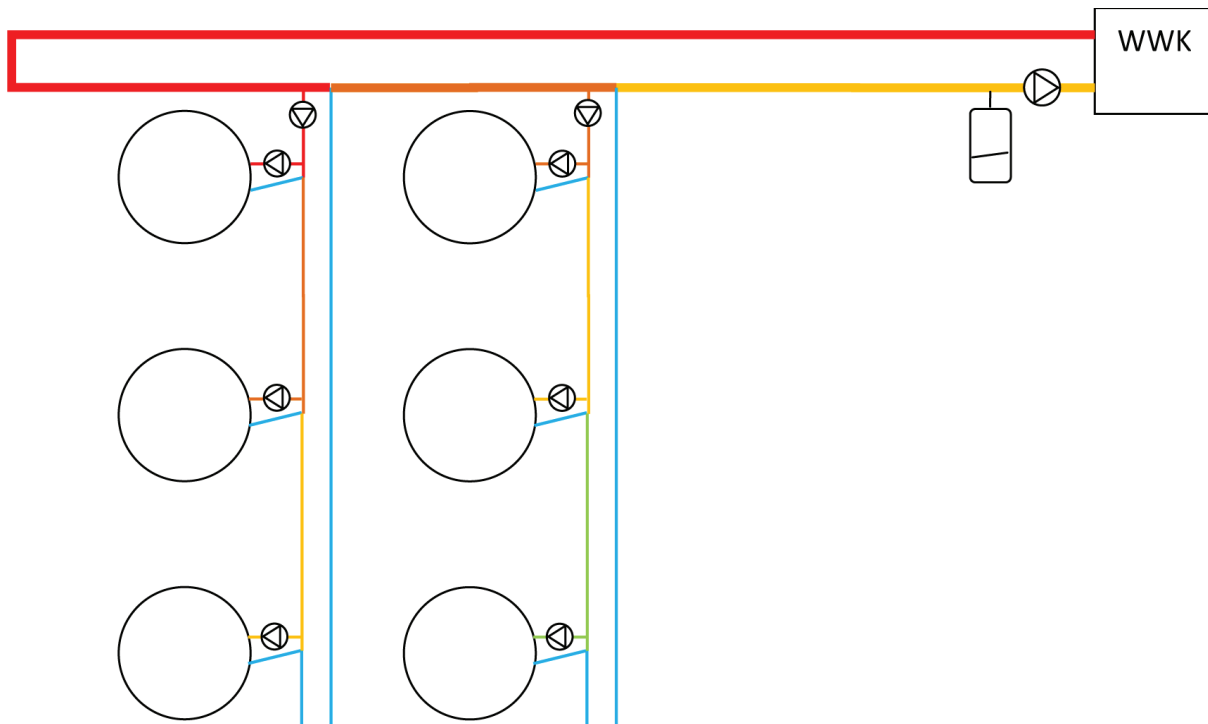
Actief serieel systeem

Een andere mogelijkheid is het gebruik van pompen in elk circuit en deze dan hydraulisch te ontkoppelen. Primaire en secundaire circuits met eigen pompen kunnen met elkaar verbonden worden mits hun pompen geen stroming veroorzaken of verstoren in andere circuits anders dan hun eigen. Alleen wanneer pompen elkaar niet beïnvloeden kunnen pompen met verschillende opvoerhoogten en debieten naast elkaar werken. In dit geval moeten de secundaire circuits op het primaire worden aangesloten met behulp van dicht bij elkaar geplaatste T- stukken. Hierdoor is de drukval tussen de twee verbindingen minimaal waardoor stroming in een circuit geen stroming in het daarop aangesloten circuit kan veroorzaken. Algemeen geldt dat elk secundair circuit minimaal 12 keer zijn eigen binnendiameter aan pijplengte vóór de de zuig van de pomp beschikbaar heeft. Zie figuur 11.6 voor een weergave van dit ontwerp.

Pas als de pomp in het secundaire circuit gestart wordt, is er een drukverschil aanwezig. Het primaire circuit functioneert hierbij als een heetwaterbron en afvoer, het is te vergelijken met een expansievat voor elk secundair circuit, waar als de pomp aanstaat het hydraulisch nulpunt van de druk te vinden is (niet gelijk aan 0 bar). Hierdoor is het van belang dat elke secundaire pomp, in zijn eigen secundaire circuit pompt en dus niet naar het expansievat (lees primaire circuit). Als dit het geval zou zijn, treed er vrijwel zeker cavitatie op in de zuig van de pomp en gaat deze kapot.

Nadeel van dit ontwerp is dat de tanks steeds koeler water zullen krijgen naarmate ze verder in de tankput liggen en dat elke tankput verder van de ketel kouder water krijgt. Dit kan verminderd worden door een overmaat water in elk broncircuit te laten stromen, maar dit is niet energiezuinig. Voor de tankpompen geldt ook hier dat ze dicht bij de tank moeten staan om voordeel van dit systeemtype te hebben.

Om warm water de tankput in te krijgen is een pomp in het secundaire circuit nodig. Om te voorkomen dat in de winter ijs ontstaat zal er altijd stroming moeten blijven. De pomp aan het begin van het secundaire circuit zorgt hier ook voor. Deze zal gedimensioneerd moeten worden voor de maximale situatie, zodat hij minimaal al het water kan verpompen dat maximaal door de leidingen van de tertiaire



Figuur 11.6: Actief serieel elk circuit door eigen pompen aangedreven systeem

circuits stroomt. Anders bestaat er een kans dat de tanks hun eigen afgekoelde water gaan rondpompen. Ook hier geldt dat deze pomp beter een overmaat kan verpompen zodat de tanks niet zoveel last hebben van het afgekoelde water van de tanks ervoor. Nadeel van zo'n pomp is dat deze niet alleen aan moet als het vriest, maar ook als er maar één pomp in de tankput aanstaat. Ik noem dit een actief systeem omdat de tanks allemaal hun eigen pomp hebben waardoor de debieten in de spiralen gegarandeerd zijn, en serieel omdat de tanks achter elkaar staan en elkaars afgekoelde water krijgen.

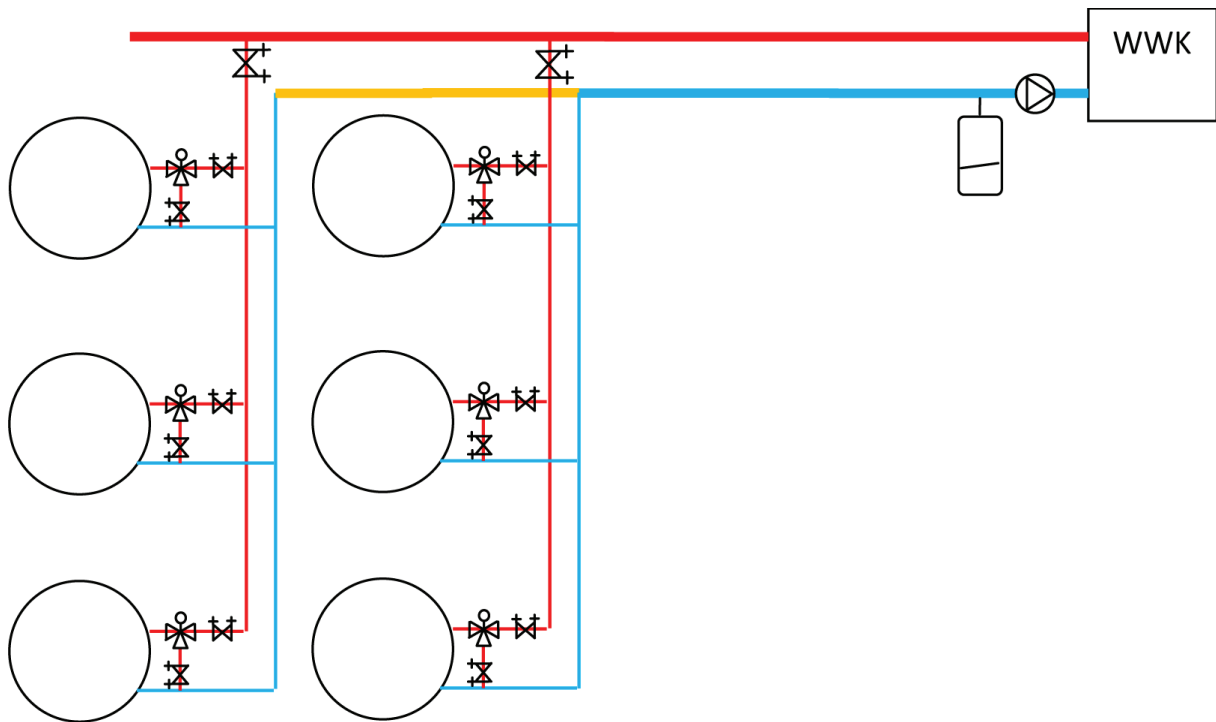
Voor- en nadelen van het actief serieel systeem:

- + energiezuinig
- + gegarandeerd debiet door de tankspiraal
- pomp dicht bij de tanks
- extra pomp per tankput nodig die bovendien heel groot moet zijn
- alle pompen moeten (zachtjes) aan staan als het vriest
- tanks en tankputten krijgen elkaars afgekoelde water

Passief parallel systeem

Het parallelle principe dat meestal wordt toegepast omdat elk secundair circuit precies dezelfde hoge watertemperatuur nodig heeft, kan ook op een passieve manier worden uitgevoerd. De pomp uit het primaire circuit veroorzaakt in dit geval stroming in alle (sub)circuits. Om voldoende water in elk circuit te laten stromen is het belangrijk dat er instelweerstand worden geplaatst en dat deze goed ingeregeld worden. Anders neemt het water de weg van de minste weerstand en krijgen alleen de tanks in de tankput het dichtst bij de pomp warm water. De tanks zijn in dit voorbeeld uitgerust met een parallelle instelweerstand in combinatie met een driewegklep. De instelweerstand achter de driewegklep heeft precies dezelfde weerstand als de tankspiraal. De pomp uit het primaire circuit krijgt altijd het maximale voor zijn kiezen waardoor deze zwaar uitgevoerd zal moeten worden. Dit systeem is vanzelfsprekend niet zuinig met elektriciteit. Deze situatie is weergegeven in figuur 11.7. Ik noem dit passief omdat de debieten in de tankspiralen een gevolg zijn van de stroming en weerstanden in het hele systeem, en parallel omdat de tanks allemaal dezelfde aanvoertemperatuur hebben.

Voor- en nadelen van het passief parallel systeem:



Figuur 11.7: Passief parallel systeem met instelweerstand

- + geen pomp dicht bij de tanks
- + altijd stroming, ook als het vriest
- niet energiezuinig
- geen gegarandeerd debiet door de tankspiraal
- zeer moeilijk in te regelen

Passief half serieel systeem

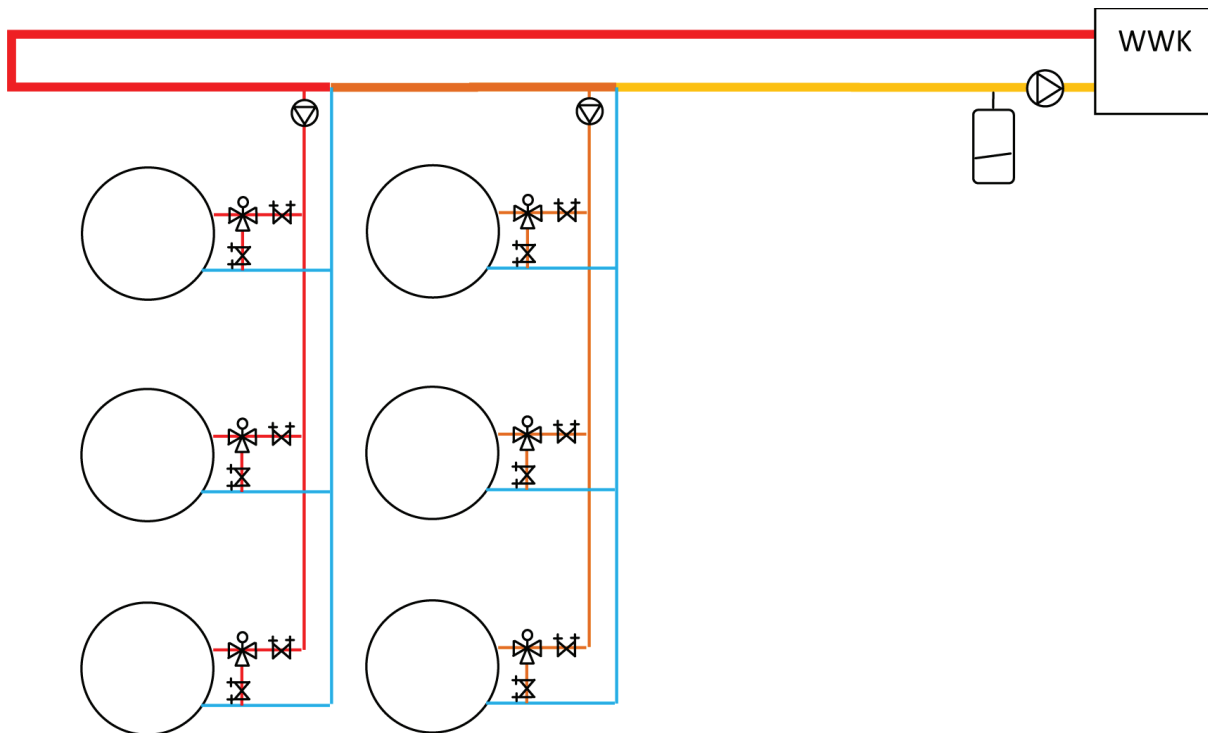
Het is ook mogelijk om een passief systeem half serieel uit te voeren, wat eigenlijk een hybride vorm van voorgaande systemen is. Voordeel hiervan is dat er geen pompen dicht bij de tanks hoeven te staan en dat de pompen zachter kunnen als er minder warmtevraag is. Nadeel is echter wel dat de secundaire circuits steeds koeler water krijgen, maar dat kan net als hiervoor beschreven worden opgelost door een overmaat aan water te verpompen. Dit systeem is weergegeven in figuur 11.8. Ik noem dit systeem passief omdat de debieten in de tankspiraal een gevolg zijn van de stroming en weerstanden in de tankput, en half serieel omdat de tankputten (en niet de tanks) elkaars afgekoelde water krijgen.

De voor- en nadelen van het passief half serieel systeem zijn:

- + geen pomp dicht bij de tanks
- + altijd stroming, ook als het vriest
- niet energiezuinig
- geen gegarandeerd debiet door de tankspiraal
- moeilijk in te regelen
- tankputten krijgen elkaars afgekoelde water

Wat is nu de beste keuze?

De voorgaande systemen zijn uiteraard maar een paar voorbeelden van hoe een warmwatersysteem voor een verwarmde tankopslag eruit zou kunnen zien. Om een keuze te kunnen maken zijn een aantal uitgangspunten nodig. Zo is van belang te weten of er producten gaan worden opgeslagen die speciale eisen aan de in de tankput geplaatste pompen stellen zoals bijvoorbeeld bij brandbare producten het geval is. Of er kan voor worden gekozen om explosieveilig materiaal in de tankputten te plaatsen.



Figuur 11.8: Passief half serieel systeem met pompen en instelweerstand

In het algemeen kan worden gesteld dat het Actief parallelle systeem de meest energiezuinige is, omdat er alleen water stroomt als het nodig is (ook als het vriest). Er kan natuurlijk voor worden gekozen om het hele verwarmingssysteem warm te houden zodat bij een warmtevraag snel gestart kan worden, maar als het niet vriest kunnen de secundaire netten waar geen warmtevraag is theoretisch worden uitgezet. In het uiterste geval, bijvoorbeeld als er één tank bijstaat, kan er dan wel een extreem lage stroming in het primaire circuit ontstaan waardoor de afkoeling onderweg te groot wordt en de aanvoertemperatuur ontoereikend is. Dit kan opgelost worden door de eindpomp in elke tankput in te schakelen.

11.4.2 Bij overstap van stoom op warm water

In het geval dat een bestaande stoominfrastructuur omgebouwd moet worden naar een warm water infrastructuur, zijn er meerdere haken en ogen. Wanneer de leidingdiameters voldoende groot zijn dat er geen drukvallen van meer dan 2 bar (20 meter) te verwachten zijn, dwingt de configuratie van de meeste stoomnetten tot een passief parallel systeem. Wanneer er geen condensaatretour aanwezig is, zal er veel nieuw leidingwerk nodig zijn om een afvoer voor het water te maken. Ook zullen appendages in een stoomleiding zoals ontwateringspotten eruit moeten worden gehaald.

11.4.3 Aandachtspunten bij warmwaterverwarming

Voor de waterkwaliteit geldt dezelfde richtlijnen als voor verwarmen met stoom, alleen zal de temperatuur van het water vaak iets lager worden gekozen. Bij het verwarmen met warm water bestaat de mogelijkheid dat water voor langere tijd stilstaat in een leiding. Hierdoor kan bacteriële corrosie ontstaan. Om dit te voorkomen moet aandacht worden besteed aan de waterkwaliteit en aan het vullen van het systeem met schoon en eventueel al met een antibacterieel middel behandeld water. Ook kan beweging van het water voorkomen dat er plekken ontstaan waar bacterie-aangroei plaatsvindt. Het opvoeren van de temperatuur boven de 70 graden doodt de meeste micro-organismen.

Een ander aandachtspunt is het inregelen van de instelweerstand in het geval dat er voor een passief systeem wordt gekozen. Het is heel belangrijk dat er onder alle omstandigheden voldoende water door de tankspiraal stroomt, anders kan de beoogde opwarmingsnelheid niet worden gehaald.

Verder dient de druk overal in het systeem voldoende hoog te zijn zodat nergens stoom kan ontstaan. Het druk- en/of expansievat fungeert hierbij als hydraulisch nulpunt als de pomp aanstaat, de pomp verhoogt de druk en door de leidingweerstand en de weerstand van appendages onderweg verlaagt deze weer. De temperatuur zal in de ketel het hoogst zijn zodat daar de hoogste druk aanwezig moet zijn, plaats de pomp in het hoofdcircuit (primaire circuit) daarom vóór de ketel en het drukvat vóór de pomp. Plaats een eventuele pomp in de subcircuits daartoe vóór de weerstand, dus richting subcircuit.

Bij nieuwbouw is het belangrijk om de inspectietermijn in de gaten te houden, die samenhangt met de gekozen temperatuur van het water.

Hoofdstuk 12

Besparingspotentieel

Stoom is een geweldig verwarmingsmedium, het bevat heel veel energie dankzij de fase-overgang. Toch gaat ook veel energie verloren als stoom als energiedrager wordt ingezet. En dan hebben we het nog niet eens over de hoeveelheid exergieverlies! In dit hoofdstuk wordt ingegaan op de potentiële besparing op energieverbruik die met de overstap van stoom op warm water kan worden behaald. Om het besparingspotentieel inzichtelijk te maken zal in dit hoofdstuk gebruik worden gemaakt van de fictieve terminal uit deel II van dit boek. Deze terminal bevat naast de tien voorbeeldtanks, ook nog een achttal kleinere tanks met een lagere opslagtemperatuur, een stoominfrastructuur en verwarmde productleidingen. Daarnaast wordt in dit hoofdstuk ook het exergieverlies behandeld.

12.1 Energieverlies of exergieverlies?

12.1.1 Energie en entropie

In de thermodynamica is een 'proces' gedefinieerd als de verandering van de ene naar de andere (evenwichts)toestand. Een systeem wordt met behulp van een proces van de uitgangstoestand naar de eindtoestand gebracht. Dit proces kan volgens verschillende paden van systeemtoestanden worden voltrokken. In de thermodynamica zijn er twee veelgebruikte hoofdwetten; de eerste stelt dat energie nooit verloren gaat, de tweede dat een proces altijd één bepaalde kant op plaatsvindt. Als ik mijn warme thee op tafel zet, koelt deze vanzelf af. De kamer warmt hierdoor een beetje op. De totale hoeveelheid energie in de thee en de kamer verandert niet. De eerste hoofdwet zegt dus iets over de kwantiteit van de in beide toestanden aanwezige energie. Mijn afgekoelde thee zal echter niet spontaan weer opwarmen met de verhoogde temperatuur van de kamer; het proces kan maar één kant op plaatsvinden namelijk van hoge naar lage temperatuur. Kennelijk heeft de tweede hoofdwet iets met de kwaliteit van de energie te maken. Een proces brengt een systeem van een toestand met hogere kwaliteit energie naar één met lagere kwaliteit energie. De hoeveelheid energie blijft gelijk. Als ik mijn thee zou willen opwarmen met de warmte uit de kamer, dan heb ik een warmtepomp nodig die de warmte uit de kamer onttrekt en deze aan mijn thee afgeeft. Ik kan dus met de warmtepomp energie van lagere kwaliteit opwaarderen lijkt het. Deze warmtepomp draait echter niet vanzelf, hier is elektriciteit voor nodig.

Bij een proces wordt altijd 'entropie' gevormd, ongeacht de kant die het proces op gaat. Het afkoelen van de thee levert entropie op, maar ook het opwarmen van de thee met de warmtepomp levert entropie op. Entropie kan onthouden worden met het begrip 'troep' (chaos). Het afkoelen van de thee resulteert in een kamer vol nauwelijks opgewarmde lucht en een kop koude thee, terwijl het begon als een kop hete thee en een kamer vol lucht met een iets lagere temperatuur. De grote hoeveelheid warmere lucht in de kamer is in dit geval energetisch gezien een grotere troep dan het kleine kopje hete thee. Entropie is in dit geval dus te bepalen met de aanwezige thermische energie gedeeld door de temperatuur. Hoe lager de temperatuur, hoe hoger de entropie. Het opwarmen van de thee met een warmtepomp koelt de kamer niet terug tot de temperatuur voordat de thee erin werd gezet, er moet namelijk altijd energie van hogere kwaliteit bij om de troep weer te splitsen in heet en de rest. Die hoogwaardige energie eindigt zelf ook als troep en dus is het resultaat opnieuw een kop hete thee, een heel licht afgekoelde kamer en een gebruikte hoeveelheid elektriciteit. De warmtepomp produceert warmte (oftewel troep) door interne wrijving. De

entropie van het systeem thee + kamer neemt dus af, maar niet evenveel als het door het afkoelen is toegenomen. Entropie kan ook worden voorgesteld met rommel in een kamer. Denk bijvoorbeeld aan een kinderdagverblijf. De kindjes spelen, eten, slapen, gaan naar de wc en aan het einde van de dag is de entropie groter dan aan het begin van de dag. De mensen die op het kinderdagverblijf werken, stoppen veel energie in het opruimen en schoonmaken van de ruimtes en maken zo de entropie weer kleiner. Ondanks alle moeite zal de staat nooit meer helemaal worden zoals die aan het begin van de dag was. Speeltjes zijn kapot gegaan en er zit een chocolademelk vlek op het behang. De entropie is dus hoger dan de dag ervoor.

12.1.2 Energie en exergie

Energie is er in verschillende vormen, zo is er *stralingsenergie* zoals die van de zon en *warmte energie* zoals die in warm water of stoom. Voor energie in de vorm van beweging, *kinetische energie*, is een bewegende massa nodig zoals een vliegwiel. Een massa in een krachtveld (zoals de zwaartekracht) geplaatst heeft *potentiële energie*, zoals water in een stuwmeer. Zowel kinetische als potentiële energie zijn een vorm van *mechanische energie*. Een andere vorm van energie is *chemische energie*. Chemische energie is de energie die in een chemische verbinding ligt opgesloten en door een chemische reactie kan vrijkomen. De meest voor de hand liggende vorm hiervan is verbranding, waarbij de energie als warmte vrijkomt. Een ander voorbeeld is een batterij, waarin de energie als elektriciteit tevoorschijn komt. Ook het menselijk lichaam maakt gebruik van energie in de vorm van chemische energie. *Elektrische energie* is een vorm van potentiële energie omdat elektronen onder invloed van een elektrisch krachtveld in beweging komen. Dan is er nog energie in de vorm van *kernenergie*. Dit is de energie die opgeslagen is in een atoomkern. Deze komt bijvoorbeeld vrij als zware atoomkernen worden gespleten of als lichte atoomkernen worden samengesmolten (kernfusie). In beide gevallen is na de reactie de totale massa afgenomen. Het verschil is omgezet in energie.

Energie is gedefinieerd als de **mogelijkheid om arbeid te verrichten**, exergie is gedefinieerd als **het potentieel om arbeid te verrichten**. Met andere woorden: exergie is de maximale hoeveelheid nuttige arbeid die potentieel te verrichten is met een hoeveelheid energie. De exergie van een systeem hangt dus af van de toestand van het systeem en van die van de omgeving. Mechanische energie kan volledig in arbeid worden omgezet zodat de exergie hetzelfde is als de aanwezige energie. Er wordt dus kennelijk geen entropie bij gevormd, de exergie is maximaal. Bij mechanische energie hangt de exergie niet af van de omgeving. Nu heeft warm water een minimale exergie, je kunt er nauwelijks tot geen arbeid mee verrichten. Met stoom is veel arbeid te verrichten, vooral omdat het in een andere toestand aanwezig is dan warm water. Daarom is het zonde om stoom laagwaardig in te zetten. Toch zal er altijd entropie bij gevormd worden, de exergie van stoom is dus hoog maar niet gelijk aan de aanwezige energie in de stoom.

Concluderend: het streven zal moeten zijn om hoogwaardige energie zo hoogwaardig mogelijk in te zetten. Algemeen geldt hoe hoogwaardiger de energievorm, hoe lager de entropie. Hoogwaardige energievormen zijn dus in hoge mate om te zetten naar laagwaardigere vormen met een hogere entropie.

12.1.3 Exergie van stoom en warm water

De exergie van een medium wordt bepaald ten opzichte van de omgeving. Exergie is dus een relatief begrip! De omgeving is gedefinieerd als de zogenaamde 'dead state' van dat medium, de toestand waarbij het geen arbeid meer kan verrichten. Vaak wordt als dead state de buitentemperatuur en druk aangehouden, de zogenaamde referentiewaarden. Voor de kop hete thee is het de temperatuur van de kamer, de druk is gelijk. Om straks het verschil in exergie tussen de gebruikte hoeveelheid stoom of warm water te kunnen vergelijken wordt gebruik gemaakt van de volgende formule waarin X de hoeveelheid exergie (kJ) is, m de massa (kg), u de interne energie (kJ/kg), T de temperatuur (K), s de entropie (kJ/kg), P de druk (kPa) en ρ de dichtheid (kg/m³). Subscript 1 is de uitgangssituatie en 0 die van de omgeving. Uitgegaan wordt dat de omgevings eigenschappen voor verwarmde tanks 10 graden Celsius en 100 kPa zijn, de gemiddelde weersomstandigheden in Nederland.

$$X = m \cdot \left((u_1 - u_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0) + P_0 \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_0} \right) \right) \quad (12.1)$$

12.2 Energieverliezen van stoom versus warm water

Doordat stoom condenseert, moet er in een stoomsysteem condenswater worden afgevoerd. Als dit water niet snel genoeg wordt afgevoerd, kan het zich gaan ophopen. Door de hoge snelheid van stoom kan dan een golf in het water ontstaan en als deze groot genoeg is om de leiding volledig te vullen, komt de stoom in één klap tot stilstand. Dit kan leidingbreuk tot gevolg hebben. Het ontwateringsverlies maakt het energieverbruik van een stoomsysteem groter dan dat van een warmwater systeem met dezelfde temperatuur. Het condensaat dat uit de leiding loopt heeft namelijk dezelfde temperatuur als stoom wanneer het de leiding verlaat. Eenmaal in de buitenlucht ontstaat door de lagere druk ontspanningsstoom. Bij stoom resulteert het warmteverlies van de leiding dus in vorming van condensaat in plaat van een temperatuurverlaging zoals bij warm water. Door de fase overgang ben je dus een deel van de stoom kwijt.

Het warmteverlies van de stoominfrastructuur van de fictieve terminal is gemiddeld 160 kW. De verdampingswarmte van de stoom is ongeveer 2000 kJ/kg, dus er zal per uur 288 kg condensaat gevormd worden en de leiding verlaten. Om dit aan te vullen zal elk uur 288 kilo koud water gesuppleerd moeten worden. Het verschil in voelbare warmte tussen water van 10 en water van 175 graden is $165 \cdot 4,2 = 693$ kJ/kg. Die 288 kilo per uur kost dus 55 kW. Dit is 55 kW meer dan alleen het warmteverlies. In verhouding met de totale warmtevraag van de voorbeeldterminal vóórdat de tankdaken van isolatie zouden worden voorzien is het condensaatverlies ruim 2% (de totale warmtevraag van de voorbeeldterminal is 2.600 kW). Dit zal hoger worden als de totale warmtevraag gereduceerd wordt door andere energiebesparende maatregelen. Gebruikelijk is rekening te houden met zo'n 5%.

Daarnaast heeft een stoomsysteem ook een energieverlies ten gevolge van het spuien, dat nodig is voor het afvoeren van verontreinigingen in het water zoals ketelsteen/kalk. Voordat retourwater de ketel weer ingaat wordt het opgevangen in een buffervat in het ketelhuis. Het vat is zodanig gedimensioneerd dat verontreinigingen kunnen bezinken. Onderaan het vat zit een kraan waar vervuild water wordt afgevoerd. Het spuiverlies ligt gebruikelijk tussen de 5-10%.

Als de temperatuur van het warme water bovendien lager wordt gekozen dan die van stoom, is het warmteverlies van de warmwaterleiding vanzelfsprekend ook kleiner. Voor berekeningen van besparing gerelateerd aan een verlaging van de temperatuur wordt verwezen naar hoofdstuk 5 en paragraaf 8.4. Doorgaans is deze relatieve besparing ongeacht de aanwezigheid van leidingisolatie aanzienlijk; een temperatuurverlaging van bijvoorbeeld 180 graden naar 130 graden levert een besparing van zo'n 30% op. In plaats van 170 graden temperatuurverschil met de omgeving, is het verschil 120 graden geworden. Stel dat de stoominfrastructuur van de fictieve terminal als voorbeeld wordt genomen. Het warmteverlies van de totale stoomleiding was 160 kW. Als deze leiding nu voor warm water gaat worden gebruikt van 140 graden, dan is het verlies gereduceerd naar 124 kW. Ruim 20% verbetering dus!

Als het stoomsysteem geen condensatretour heeft, is het extra energieverbruik door opwarmen van kouder suppletiewater gemiddeld 7,5%.

Samengevat is de directe energiebesparing door het overstappen van stoom op warm water tussen de 10 en 22,5% dankzij het:

- vervallen van ontwateringsgerelateerd energieverlies 5%
- vervallen van spui gerelateerd energieverlies 5%-10%
- eventueel verlagen van warmteverlies door lagere leidingtemperatuur 6% per 10 graden verlaging
- en eventueel vervallen van suppletie gerelateerd energieverlies 7,5%

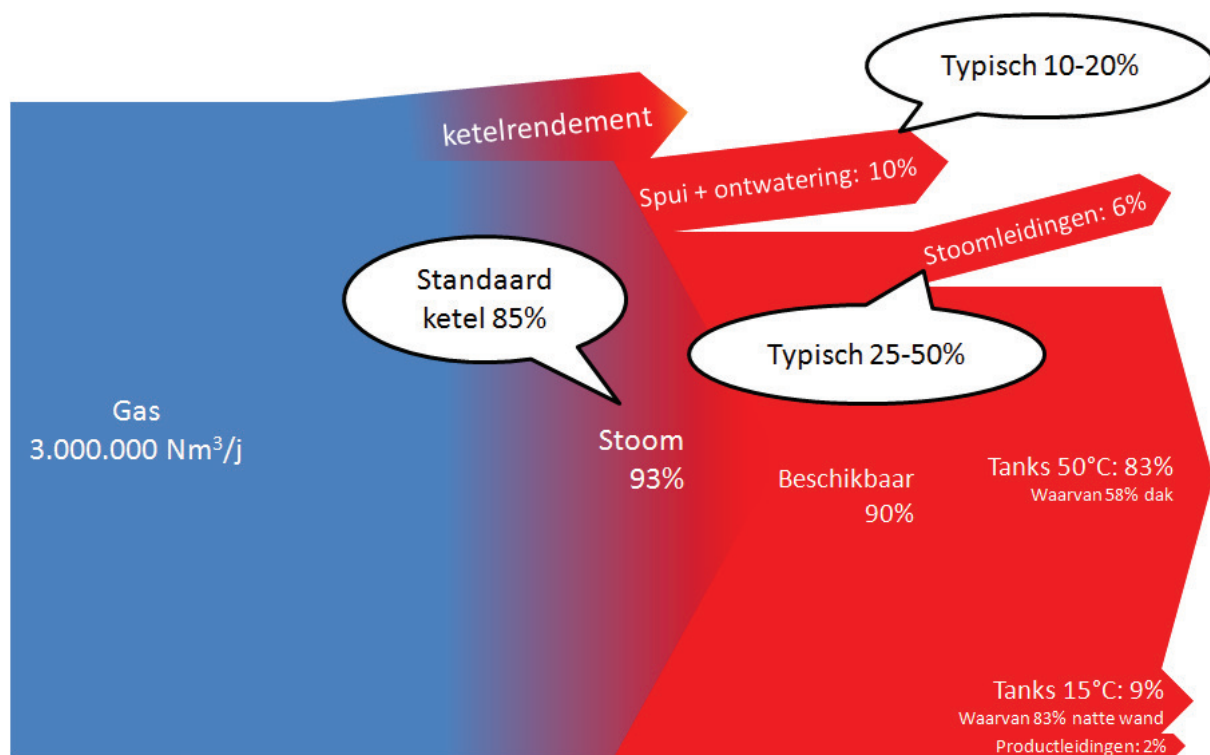
12.3 Energieverliezen in perspectief

Om de overstap van stoom naar warm water in perspectief te zetten, zal in de komende subparagrafen steeds gebruik gemaakt worden van de fictieve terminal. Deze terminal heeft 10 tanks die op 50 graden worden gehouden en voorzien zijn van wandisolatie. Daarnaast zijn er nog 8 kleinere tanks die op 15 graden gehouden worden. Deze zijn niet van isolatie voorzien. In het geval van de kleine tanks, wordt warm water op tankniveau gemaakt door stoom in de retourwaterstroom van deze tank te condenseren. Voor deze tanks is dus geen berekening nodig van de tankspiraal omdat deze al op warm water opereren. Verder is er 1,5 km stoomleiding en evenzoveel productleiding. Er is geen condensatretour.

Allereerst wordt het verbruik van de terminal nog voor de overstap op warm water bekeken, zodat daarna van elke stap duidelijk wordt wat de besparing is. Belangrijk is dat de tanks van de fictieve terminal, onvoldoende geïsoleerd zijn om over te kunnen stappen op warm water. Dat zal dus de eerste stap zijn die gezet moet worden.

12.3.1 Energieverbruik fictieve terminal op stoom

Voor de fictieve terminal is 3 miljoen Nm^3 per jaar aan aardgas nodig. De vlampijpketel is uitgerust met een rookgascondensor waardoor het rendement op onderwaarde (daarmee wordt bedoeld inclusief condensatie op suppletiewater) 93% is. Het totale energieverbruik voordat besparingsmaatregelen zijn genomen is weergegeven in een zogenaamd Sankey-diagram in figuur 12.1. In dit diagram is in de tekstbalonnen weergegeven wat de gebruikelijke waarden zijn. Voor de fictieve terminal, die overigens maar klein is, wordt conservatief uitgegaan van optimale waarden. De som van de percentages is steeds 100%. De spui en ontwateringsverliezen zijn minimaal aangenomen in deze terminal; samen goed voor 10% van de door de ketel geleverde energie. Van de beschikbare stoomenergie verdwijnt door het warmteverlies van de stoomleidingen 6%. Het grootste gedeelte, namelijk 83% gaat naar de 10 tanks die op 50 graden worden gehouden. Te zien is dat daarvan ruim de helft door de ongeïsoleerde daken verdwijnt.



Figuur 12.1: Gasverbruik fictieve terminal

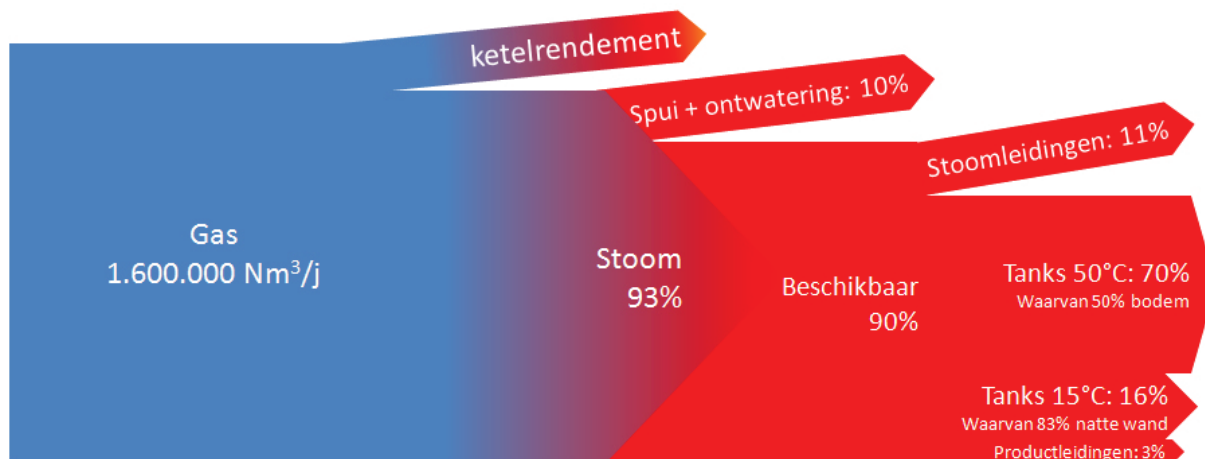
12.3.2 Energieverbruik na isolatie tankdaken grote tanks

De eerste stap is het verbeteren van de isolatiestaat van de tanks. Door het toepassen van dakisolatie op de grote tanks die op 50 graden gehouden worden, is een totale besparing van bijna 50% te behalen, wat te zien is in figuur 12.2. Omdat de kleine tanks relatief 'koud' zijn, worden deze niet van isolatie voorzien terwijl dit wel behoorlijk zal schelen in de gevraagde piek-capaciteit van het verwarmingssysteem. Hier wordt nu niet verder op ingegaan.

Te zien is dat het gasverbruik bijna is gehalveerd, door alleen de tankdaken van isolatie te voorzien. Om te begrijpen wat er gebeurt is het handig om het Sankey-diagram van rechts naar links door te lopen. Door het isoleren van de daken van de 10 grote tanks, is de energievraag van die tanks meer dan gehalveerd. Het aandeel van de energieverliezen van de andere tanks, de stoom- en product-leidingen is relatief groter

geworden. Nu hoeft er dus minder stoom te worden geleverd, waardoor de ketel ook minder gas hoeft te verbranden.

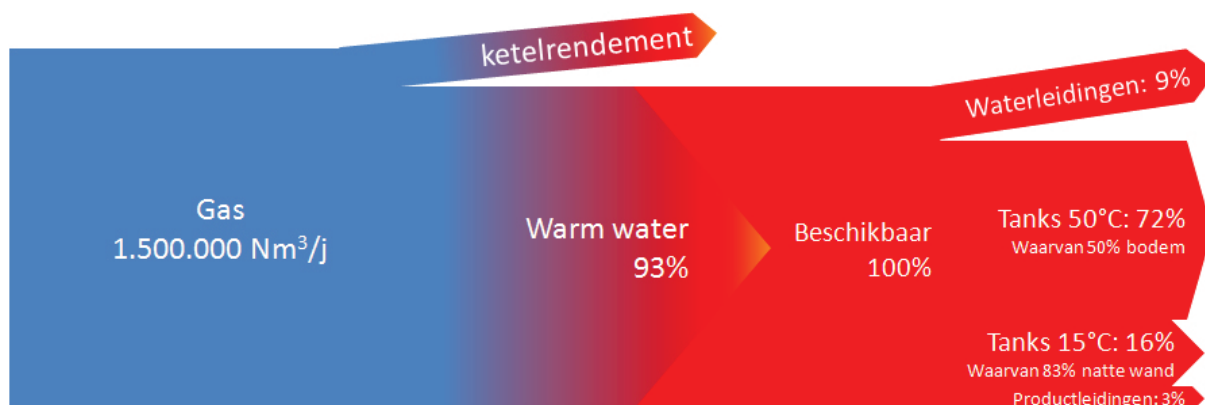
Door deze besparing wordt de warmtevraag dusdanig verlaagd dat de overstap op warm water overwogen kan worden.



Figuur 12.2: Gasverbruik fictieve terminal na isoleren grote tanks

12.3.3 Energieverbruik na overstap op warm water

Dankzij het isoleren van de daken van de grote tanks, is de overstap op warm water mogelijk gemaakt. De bestaande ketel kan hier gewoon voor worden ingezet. Als er zou worden overgestapt van stoom van 175 graden op warm water van 175 graden kan op de resterende energievraag nog meer worden bespaard, dankzij het wegvallen van de ontwateringsverliezen en de spui verliezen. Bij de fictieve terminal wordt overgestapt op warm water met een temperatuur van 140 graden, waardoor ook de warmtevraag van de infrastructuur afneemt van 160 kW naar 124 kW. Dit is in figuur 12.3 weergegeven. Van rechts naar links; de door de tanks en leidingen gevraagde energie blijft ongeveer gelijk, maar daarvoor hoeft niet extra 11% (=100/90) extra energie in de vorm van stoom te worden geleverd dat uiteindelijk weglekt. Het ketelrendement is wel hetzelfde dus op het totale gasverbruik is de besparing ruim 6%.



Figuur 12.3: Gasverbruik fictieve terminal na overstap op warm water

De besparing lijkt hier niet groot, toch hebben we het hier over het jaarverbruik van gas van gemiddeld 60 huishoudens door alleen over te stappen van stoom op warm water. De grootste winst is die op het gebied van exergie. In plaats van stoom wordt warm water gemaakt. Het verschil in exergie tussen stoom en warm water is als volgt te bepalen. De warmtelevering met stoom is 14.200 MWh/j (de gasvraag was 15.300 MWh/j op basis van 32 MJ/Nm³). Die met warm water is 90% daarvan: 12.800 MWh/j. De

stoom is 175 graden en 8 barg, het water is 140 graden en 2,6 barg. De verdampingswarmte van stoom is 2.032 kJ/kg zodat er 25 miljoen kg/j nodig is (1 kWh = 3,6 MJ). Het water heeft een specifieke warmte van 4,2 kJ/kg/K en koelt af naar 95 graden zodat er 245 miljoen kg/j nodig is. De bijbehorende waarden uit de berekening van de exergie komen uit de tabellen van [4]. Het exergieverlies van stoom en dat van water is berekend ten opzichte van de eindtoestand voor beiden, namelijk water van 95 graden¹. Bij stoom met 8 barg bij warm water van 2,6 barg. De algemene exergie vergelijking 12.1 is hier herhaald als X_a . X_s en X_w zijn respectievelijk de exergie van stoom en warm water.

$$\begin{aligned} X_a &= m \cdot \left((u_1 - u_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0) + P_0 \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_0} \right) \right) \\ X_w &= 245 \cdot 10^6 \cdot ((589 - 398) - 283(1,74 - 1,25) + 460(0,00108 - 0,00104)) \\ &= 245 \cdot 10^6 \cdot 52,3 = 1,3 \cdot 10^{10} \text{ kJ} \\ X_s &= 25 \cdot 10^6 \cdot ((2580 - 398) - 283(6,62 - 1,25) + 900(0,21659 - 0,00104)) \\ &= 25 \cdot 10^6 \cdot 856,3 = 2,1 \cdot 10^{10} \text{ kJ} \end{aligned}$$

De potentiële exergiewinst is dus ruim 8,6 TJ per jaar (dat² is 40%!), terwijl de energiewinst 'slechts' 3,2 TJ/j is, wat volgt uit de besparing van 100.000 Nm³/j aan gas. Hierbij moet wel worden opgemerkt dat de exergiewinst alleen wordt geboekt als er besloten wordt om met die stoom iets anders te gaan doen dan tanks verwarmen, bijvoorbeeld een turbine aandrijven. Er moet dan wel voor gezorgd worden dat er nog voldoende energie in de door de turbine geëxpandeerde stoom overblijft om water van 140 graden te maken. Een andere manier om de exergiewinst te boeken is door niet meer met gas te verwarmen maar met een laagwaardigere bron zoals restwarmte.

12.3.4 Restwarmte

Officieel is restwarmte de warmte die overblijft nadat energie in een proces is omgezet. Zo komt er bij de productie van elektriciteit restwarmte vrij, maar ook bij het raffineren van olie. Meestal kan deze warmte op de fabriek zelf worden ingezet. Soms is er een overschot en kan het door bedrijven in de buurt worden gebruikt. Dan moet het vervoerd kunnen worden via een leiding(net). Dit wordt een warmtenet genoemd. De temperatuur van een warmtenet is meestal niet heel erg hoog. Het Rotterdams warmtenet hanteert een temperatuur van 90 graden in de zomer en 120 graden in de winter. Er zijn ook koudere netten. Deze temperaturen lijken te laag voor het verwarmen van tanks. Echter, het kan ingezet worden voor een deel van de verwarmingsvraag mits de temperatuur van het warmtenet minimaal 20 graden hoger is dan het retourwater. De rest kan worden naverwarmd met een ketel of warmtepomp. Bij nieuwbouw kan er uiteraard rekening gehouden worden met een lagere temperatuur. Zo lang deze minimaal 20 graden boven de gewenste opslagtemperatuur ligt kan de spiraaloppervlakte hierop worden gedimensioneerd.

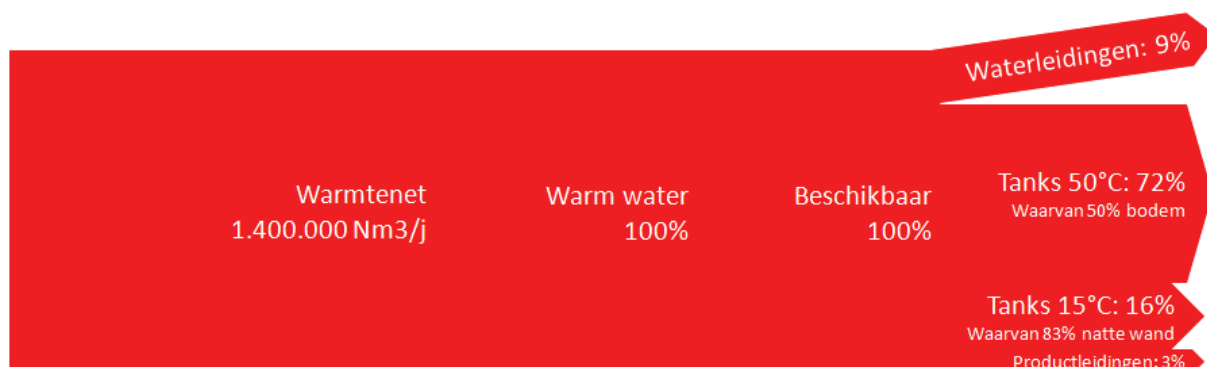
12.3.5 Energieverbruik na overstap op restwarmte

Wanneer er restwarmte beschikbaar is, of wanneer er gebruik kan worden gemaakt van aardwarmte, kan energiebesparingstechnisch nog eens 5 tot 15% op de warmtevraag worden bespaard door het wegvallen van het ketelrendement. De energievraag aan restwarmte is gelijk aan de warmtevraag. Als er een warmtenet in de buurt ligt, dan kan dus warmte worden ingekocht in plaats van gas. Met behulp van een warmtewisselaar wordt warmte uit het warmtenet overgedragen op het verwarmingswater van de terminal. Financieel is deze warmte per energiehoeveelheid vaak van vergelijkbare of iets lagere prijs dan met een ketel gemaakt warm water. De hoeveelheid ingekochte warmte is bij gebruik van een warmtewisselaar echter nagenoeg gelijk aan de warmtevraag, wegens een goed rendement. Bij inzet van een ketel wordt de warmte gemaakt met gas. Omdat het ketelrendement moet worden meegenomen, wordt er meer gas ingekocht dan dat er warmte nodig is. Als de kosten van ingekochte warmte vergelijkbaar zijn met die van gas, dan is ingekochte warmte dus voordeliger. Dit voordeel is weergegeven in figuur 12.4. Exergietechnisch is dit een grote slag, het potentieel van gas om arbeid te verrichten is vele malen groter dan dat van de warmte uit het warmtenet. Er zou zelfs beweerd kunnen worden dat de exergiewinst

¹Er wordt bewust voor een hoge retourtemperatuur gekozen om het gemiddelde temperatuurverschil met de tankinhoud zo groot mogelijk te laten zijn. Dit scheelt verwarmend oppervlak.

²Bij een watertemperatuur van 90 graden en een retourtemperatuur van 70 graden is dit nog veel groter, maar dan zijn er aanpassingen in het verwarmend oppervlak nodig.

gelijk is aan de energie in het totale bespaarde gasverbruik, omdat het restwarmte behelst. In dat geval is de extra winst 48 TJ/j (het jaar gasverbruik van 1000 huishoudens).



Figuur 12.4: Energieverbruik omgerekend in gasverbruik fictieve terminal na aansluiting op externe restwarmte

In het geval dat er op de terminal zelf restwarmte aanwezig is, bijvoorbeeld in de vorm van warme rookgassen van een dampverwerkingsinstallatie, dan is het energievoordeel maar zeker ook het financiële voordeel vele malen groter. De warmte uit de rookgassen, die onbenut is, kan dan worden aangewend om warm water mee te maken. Er zijn dus geen extra operationele kosten mee gemoeid, buiten bijvoorbeeld de eventuele onderhoudskosten van het nieuw aan te leggen warmteterugwinningssysteem. De rookgassen verwarmen water makkelijk tot hoge temperaturen waardoor de overstap op warm water ook voor tanks met een hogere temperatuur makkelijker wordt. In veel gevallen kan een groot deel van de warmte met een restwarmtesysteem worden gemaakt. Soms is er nog een ketel nodig voor de pieksituaties. Dit kan een kleinere versie worden. De exergiewinst is in dit geval wederom groot, maar nu is er ook een behoorlijk financieel voordeel.

Op veel productiefaciliteiten wordt gebruik gemaakt van cascadering van warmte; het condensaat van het stoomsysteem wordt dan aangewend om tanks en gebouwen mee te verwarmen. Ook dit is een mogelijkheid om restwarmte te benutten. Hoe lager de gevraagde temperatuur, hoe lager de benodigde kwaliteit van energie immers.

12.4 Financiële haalbaarheid

Om een idee te krijgen van de financiële haalbaarheid van het overstappen van stoom op warm water is het vooral van belang een goed beeld te krijgen van de investering die gedaan moet worden om dit voor elkaar te krijgen.

Moeten de tanks bijvoorbeeld eerst nog van extra isolatie worden voorzien? Moet er speciaal een retourleiding worden aangelegd omdat het stoomsysteem geen condensaat retour heeft? Dan is er een aanzienlijke investering nodig. Dakisolatie is gemiddeld 80 €/m², een nieuwe leiding gemiddeld 1000 €/m. De energiebesparing is echter van een dusdanig grote orde, dat ook deze investering zich meestal binnen 5 jaar terugverdient. Is een groter verwarmend oppervlak nodig? Dan is dit alleen interessant als dit tijdens een turnaround van de tank kan worden aangebracht. De kosten van meer oppervlak zijn te overzien.

De andere kosten zullen bestaan uit een eventuele warmtewisselaar met een warmtenet, of een warmtewisselaar voor rookgassen, afhankelijk van het toegepaste verwarmingssysteem pompen, appendages en een regeling. Verder moet het weghalen van appendages zoals condensaatpotten worden meegenomen en de engineeringkosten. Dit zijn meestal de grootste kostenposten niet.

De totale besparing is enorm. Een voorbeeld van een echte terminal waar geen condensaat retour aanwezig was en bovendien veel tanks moesten worden voorzien van wandisolatie (stuk duurder dan dakisolatie) gaf een terugverdientijd van net iets meer dan 5 jaar.

De voorbeeldtankopslag heeft 10 tanks die van dakisolatie moeten worden voorzien. De oppervlakte per dak is 1700 m². Er is geen condensaatretour waardoor er 1,5 km leiding moet worden aangelegd. Stel dat er restwarmte beschikbaar is, met een met gas vergelijkbare (conservatieve) prijs van 0,50 €/Nm³. De besparing op gas is 1,6 miljoen Nm³ op jaarbasis. Voor de voorbeeldtankput zou het financiële plaatje

er uitzien zoals in tabel 12.1 is weergegeven.

Soort	Kosten €	Baten €/j
isoleren van daken van 10 grote tanks	1.400k	
leidingwerk	150k	
appendages, pompen, warmtewisselaar	50k	
engineering, besturing	100k	
gasbesparing		800k
totaal	1.700k	800k

Tabel 12.1: Kosten en baten inschatting inclusief isolatie tanks

De terugverdientijd is dus naar alle waarschijnlijkheid rond de twee jaar. Wanneer de tanks al van dakisolatie zouden zijn voorzien, dan zou ook alleen de overstap van stoom op warm water kunnen worden bekeken. De besparing op gas is dan kleiner, namelijk 0,1 miljoen Nm^3 op jaarbasis. Als het warme water met restwarmte zou kunnen worden gemaakt is de extra besparing nog eens 0,1 miljoen Nm^3 . De restwarmte heeft een met gas vergelijkbare (conservatieve) prijs van $0,50 \text{ €/Nm}^3$. Het kostenplaatje verandert dan als in tabel 12.2 is weergegeven. Hier is de terugverdientijd naar verwachting 3 jaar.

Soort	Kosten €	Baten €/j
leidingwerk	150k	
appendages, pompen, warmtewisselaar	50k	
engineering, besturing	100k	
gasbesparing		100k
totaal	300k	100k

Tabel 12.2: Kosten en baten inschatting exclusief isolatie tanks

Wanneer de fictieve terminal echter zelf beschikking zou hebben over restwarmte, bijvoorbeeld door een combustor die de dampen uit de kleinere tanks verwerkt, dan zou de terugverdientijd vele malen korter zijn doordat de kosten voor energie (gedeeltelijk) kunnen vervallen.

12.5 Conclusie

De directe energiebesparing ten gevolge van de overstap van stoom op warm water is in de orde van 5%. Bij de fictieve terminal is deze dat ook. De besparing wordt groter als er gebruik gemaakt kan worden van restwarmte. Deze aanvullende besparing is 5 tot 15% afhankelijk van het wegvallen van het ketelrendement. De totale energiebesparing komt dan uit op 10 tot 20%. Voor de fictieve terminal geldt dat de investering makkelijk binnen de vijf jaar wordt terugverdiend, of er nog geïsoleerd moet worden of niet.

Op het gebied van exergie is de besparing vele malen groter. De exergiebesparing ten gevolge van de overstap van stoom op warm water is 40%. Als er restwarmte kan worden ingezet is deze vanzelfsprekend nog groter. Verder kan de besparing op hoogwaardige energiedragers interessant zijn. Elke functie die laagwaardige energie nodig heeft, kan immers door laagwaardige bronnen te kiezen de krapte op de hoogwaardige energiedragers verminderen. Daardoor wordt zonder op energie te besparen toch een dienst geleverd aan het totale energiesysteem en is de terminal voorbereid op de energietransitie

Voor het overstappen van stoom op warm water is vaak een betere isolatiestaat nodig. Soms mist ook een retourleiding voor het condensaat, waardoor de investering groot kan zijn. Toch verdient de investering zich vrijwel altijd binnen 5 jaar terug.

Hoofdstuk 13

Voor- en nadelen van overstappen op warm water

Het grootste voordeel van verwarmen met warm water in plaats van stoom is de energiebesparing. Deze zit zoals in vorig hoofdstuk is uiteengezet voornamelijk in het verminderen van ontwateringsverliezen.

Een bijkomend voordeel van verwarmen met warm water is dat er gebruik kan worden gemaakt van laagwaardige warmte zoals restwarmte, indien dit voorhanden is in de omgeving. Eventueel nog in temperatuur verhoogd door een warmtepomp. Ook als er een dampverwerkingsinstallatie in de vorm van een combustor (verbrandingsunit) op het terrein aanwezig is om dampen uit schepen, tankauto's en tanks te verwerken, kan restwarmte daar meestal uit teruggewonnen worden met een (rookgas)warmtewisselaar. De milieuwinst is hier vele malen groter dan de besparing die je op systeemniveau kunt realiseren, de extra uitstoot is immers nul.

Een nadeel van het overstappen van stoom op warm water is dat er op infrastructureel gebied wijzigingen moeten worden aangebracht. Stoomgerelateerde appendages zoals ontwateringspotten moeten worden verwijderd en er zullen pompen moeten worden geplaatst. Wanneer er geen condensaat retour aanwezig is brengt dit extra kosten met zich mee omdat het systeem gesloten moet worden. De terugverdientijd is vrijwel altijd binnen de 5 jaar.

Een ander nadeel is wanneer verwarmen met warm water alleen mogelijk is bij het vergroten van het spiraaloppervlak. Soms wordt dit opgelost door zogenaamde 'fins' aan te brengen op de spiraal, welke te vergelijken zijn met de koelribben van een motor die vooral bij motorfietsen vaak goed te zien zijn. Dit vergroot de kans op fouling (vervuiling), maar hierbij moet wel worden opgemerkt dat dit probleem vooral optreedt bij viskeuze producten die worden verwarmd met een spiraaltemperatuur die dusdanig hoog is dat het opgeslagen product als het ware plaatselijk gedestilleerd wordt. Zo kan het gebeuren dat een lichtere component van het opgeslagen product eerder tussen de fins uit is opgestegen dan de zwaardere componenten. Als de zwaardere delen maar lang genoeg blijven hangen zullen ze slechts mechanisch verwijderd kunnen worden. Deze hoge spiraaltemperatuur wordt echter alleen met stoom gehaald en niet met warm water, waardoor het nadeel van fins zich beperkt tot de kosten van het aanbrengen ervan. Een voor de hand liggend alternatief voor het vergroten van het spiraaloppervlak is uitbreiden met een extra spiraal. Een voordeel dat het vergroten van het spiraaloppervlak met zich meebrengt is dat het de mogelijkheid geeft om met lagere watertemperaturen (en dus ook warmtenet temperaturen) te gaan verwarmen.

Wat soms voorkomt, is dat het kookpunt van het opgeslagen product lager ligt dan de spiraaltemperatuur. Zeker als de dampen moeten worden verwerkt is dit een zeer onwenselijke situatie. Hierbij is warm water in het voordeel omdat hier makkelijker met lagere temperaturen kan worden gewerkt.

De waterkwaliteit bij warm water vergt dezelfde aandacht als die bij stoom.

Lekkage in de tank geeft bij warm water hetzelfde probleem als bij stoom.

Bibliografie

- [1] Abdou, A; Budaiwi, I. *The variation of thermal conductivity of fibrous insulation materials under different levels of moisture content*, Construction and Building Materials (Architectural Engineering Department, King Fahd University of Petroleum and Minerals), Dhahran Saudi Arabia 2012.
- [2] Booijink, M; Kuiper, C; Lammersen, G. *Hoe schrijf ik een handboek?*, MOVISIE, kennis en advies voor maatschappelijke ontwikkeling, Drukkerij Libertas, 2012.
- [3] Boks, Ir. D.J. en Van der Deijl, Ir. L.H. *Stoomketels* vijfde druk, Kluwer, 1958.
- [4] Cengel, Y.A. *Heat Transfer: A Practical Approach* 2nd ed., McGraw-Hill, 2003.
- [5] Durović-Petrović, Maja D. *Experimental Investigation of Rockwool Insulation Hygrothermal Properties Related to Material Structure*.
- [6] Kapuno, Raul R.A. Jr. & Rathore, M.M., *Engineering Heat Transfer* 2nd ed., Jones & Bartlett Learnings, 2011.
- [7] KNMI website, *Klimatologie, Daggegevens van het weer in Nederland*, <http://www.knmi.nl/klimatologie/daggegevens/download.html>, geraadpleegd in 2011.
- [8] Leijendeckers, Prof. Ir. P.H.H.; Jansen, Prof. Dr. Ir. J.L.A. en De Keukeleere, Ir. D.C.E.M. *Energie Zakboek* vierde druk, Reed Business, 2008.
- [9] Ochs, F; Müller-Steinhagen, H. *Temperature and Moisture Dependence of the Thermal Conductivity of Insulation Materials*, NATO Advanced Study Institute on Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption, Izmir Turkey 2005.
- [10] Tittarelli, F; Stazi, F; Politi, G; di Perna, C; Munafò. *Degradation of Glass Mineral Wool Insulation after 25 Years in Masonry Cavity Walls*, International Journal of Chemical, Environmental & Biological Sciences, Volume 1, Issue 5 2013.

Deel IV

Bijlagen

Bijlage A

Materiaaleigenschappen

A.1 Lucht

T [C]	ν [m ² /s]	c_p [J/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	Pr
-10	0,0000126	1006	0,0233	1,34	0,73
0	0,0000136	1007	0,0241	1,30	0,74
10	0,0000145	1007	0,0248	1,26	0,74
20	0,0000155	1007	0,0256	1,22	0,74
30	0,0000164	1008	0,0264	1,18	0,74
40	0,0000174	1008	0,0272	1,14	0,74
50	0,0000183	1008	0,0279	1,10	0,73

Tabel A.1: Materiaaleigenschappen van lucht

A.2 Water

T [C]	T [K]	μ [g/ms]	c_p [kJ/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]
50	323	0,55	4,18	0,64	989
60	333	0,48	4,19	0,65	984
70	343	0,42	4,20	0,65	978
80	353	0,37	4,20	0,66	972
90	363	0,32	4,21	0,66	965
100	373	0,28	4,22	0,66	958
110	383	0,25	4,23	0,67	951
120	393	0,23	4,23	0,67	943
130	403	0,21	4,24	0,68	935
140	413	0,20	4,25	0,68	926

Tabel A.2: Materiaaleigenschappen van water

A.3 Producten

Product	T [°C]	μ [g/ms]	c_p [kJ/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]	β [–]
Palmolie	40	35	1,90	0,17	880	0,0007
Palmolie	50	24	1,93	0,17	875	0,0007
FAME	50	85	2,07	0,12	890	0,0007
Base Oil	20	313	1,84	0,13	890	0,0007
Base Oil	30	157	1,92	0,13	860	0,0007
Smeerolie	35	253	1,95	0,15	880	0,0007
Smeerolie	50	141	2,00	0,14	872	0,0007
Benzeen	15	0,61	1,06	0,14	879	0,0012
Cyclohexaan	20	0,97	1,82	0,12	780	0,0012
Paraxylene	25	0,60	1,71	0,13	860	0,0012
Phenol	60	8,0	2,34	0,16	1072	0,0009

Tabel A.3: Materiaaleigenschappen van producten (ter inschatting, gebruik MSDS!)

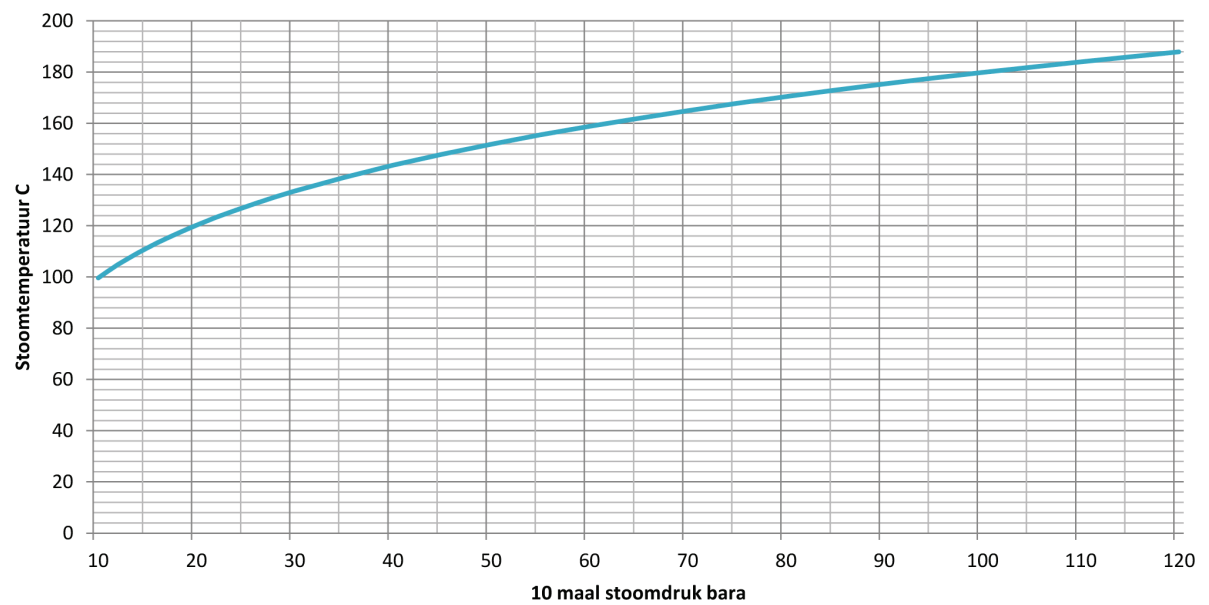
A.4 Vaste stoffen

Materiaal	k [W/mK]	ε
Staal	50	0,32
Staal verroest		0,81
RVS	16	0,75
Aluminium	237	0,33
Klei	1,6	
Zand	1	
Beton	1,9	
Steenwol	0,035	
Glaswol	0,035	
PIR	0,023	
PUR	0,03	
Foamglass	0,045	
Isolerende verf	0,05-0,09	0,85
Zandbitumen	0,6	
Witte verf		0,9
Zwarte verf		0,98
Aluminium verf		0,45

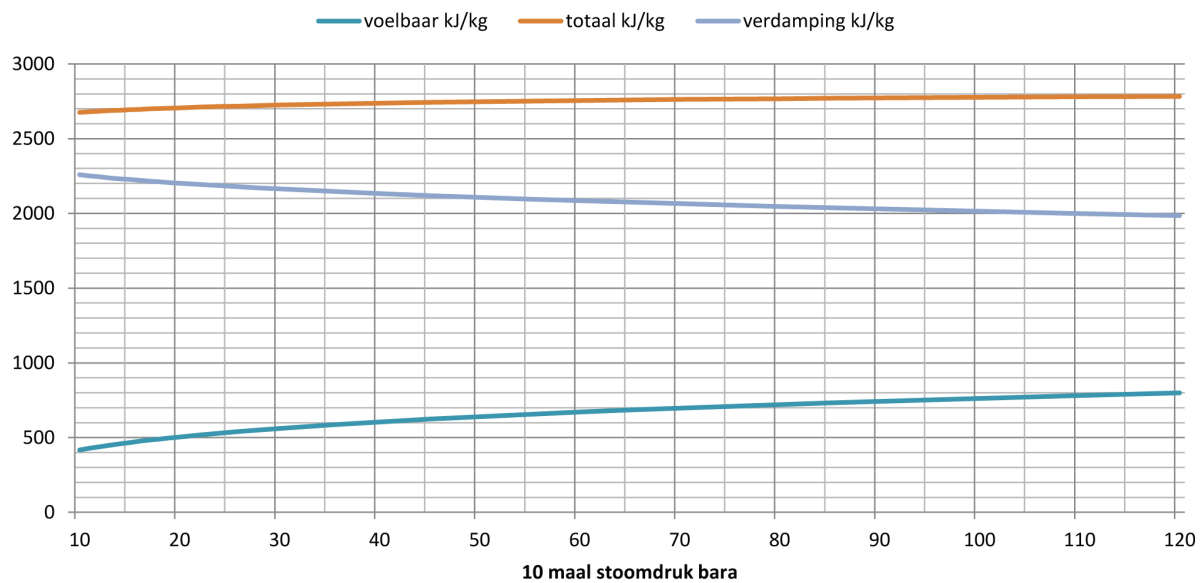
Tabel A.4: Materiaaleigenschappen van vaste stoffen

Bijlage B

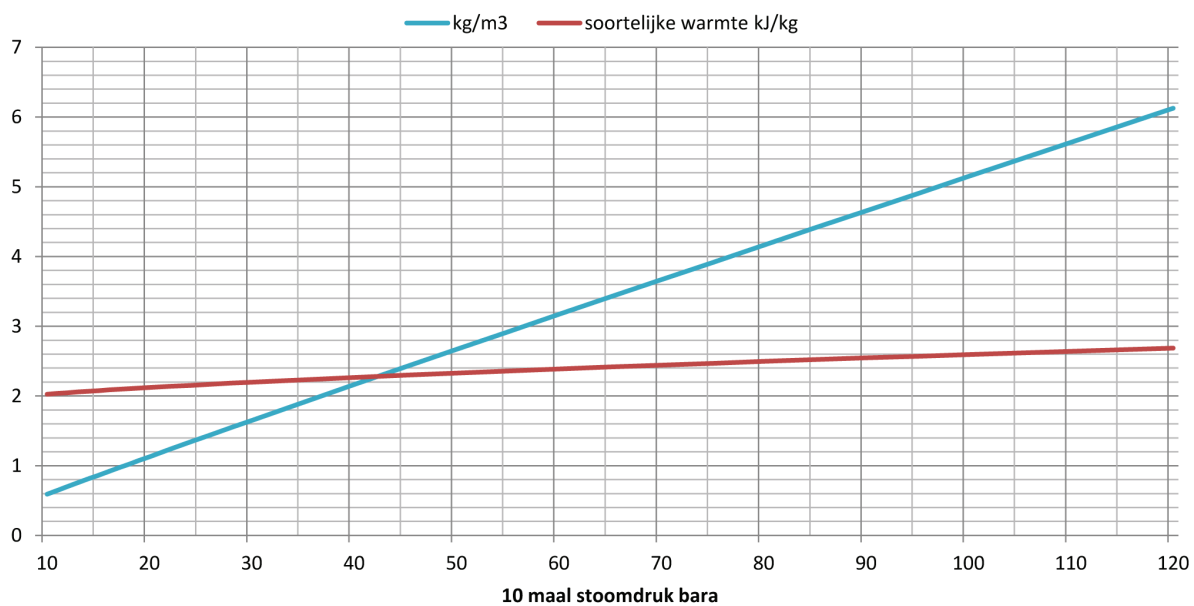
Verzadigde stoom



Figuur B.1: Temperaturen en drukken van verzadigde stoom



Figuur B.2: Voelbare, verdampings en totale enthalpie van verzadigde stoom



Figuur B.3: Dichtheid en soortelijke warmte van verzadigde stoom

Bijlage C

Validatie model voor dakisolatie

Om te beoordelen of dakisolatie echt zoveel bespaart als het model beweert, is de berekeningsmethode voor de warmteverliezen van de tanks gevalideerd. Hiervoor is gebruik gemaakt van de temperatuurdaling van een afkoelende echte tank. Mijn studenten vertel ik altijd dat de werkelijkheid meestal tegenvalt als we het over theoretische pompvermogens of drukverhogingen van compressoren hebben. In theorie ziet het er mooi uit, maar in de werkelijkheid is er wrijving, zijn er thermodynamische verliezen, blijkt de vloeistof toch luchtbelletjes te bevatten enzovoort. Het valt tegen. Het is hier helaas niet anders. Ook hier wijkt de theorie af van de werkelijkheid, alleen wel naar de goede kant gelukkig. De tanks die gebruikt zijn voor de validatie, staan bij drie verschillende bedrijven in Nederland. Van één tank zijn meerdere afkoelperiodes meegenomen. Van deze tank worden hier twee tests beschreven. De derde test die is beschreven, is gedaan met een tank bij een ander bedrijf.

C.1 Test met grote tank zonder dakisolatie bij tankterminal 1

De tankgegevens zijn als volgt:

- Diameter: 42,67 m
- Hoogte: 14,63 m
- Gemeten level: 11,7 m (ongeveer 79,7%)
- Isolatie: 10 cm wol op wand, bodem conventioneel
- Tanktemperatuur aan begin van de gemeten periode: 47,8 graden C
- Tanktemperatuur aan eind van de gemeten periode: 28,4 graden C
- Duur van de afkoelperiode: 39 dagen
- Productgegevens: massa inhoud 17.604 ton, warmtecapaciteit 1,7 kJ/kgK.
- Gemiddelde buitentemperatuur over de gemeten periode: 6,9 graden C
- Gemiddelde windsnelheid over de gemeten periode: 6,8 m/s

Het theoretische warmteverlies is nu te berekenen met de formules (omdat aflezen niet precies genoeg is). Het theoretisch warmteverlies kan het best berekend worden met het logaritmisch gemiddelde temperatuurverschil van de tank met de omgeving, om mee te nemen dat deze over de lange periode significant veranderen ten opzichte van elkaar. De gemiddelde 24-uurs buitentemperatuur aan het begin van de periode is 4 graden en aan het einde 8,4. Het logaritmisch gemiddeld temperatuurverschil van de tank met de omgeving wordt dan $\frac{dT_a - dT_b}{\ln(\frac{dT_a}{dT_b})}$ is 30,4 graden C. Het warmteverlies kan berekend worden bij 30,4 + 6,9 = 37,3 graden C (door de gemiddelde buitentemperatuur in de periode op te tellen bij het gemiddelde temperatuurverschil). De k waarde van isolatiewol zal in lijn met paragraaf 4.6 bij deze gemiddelde temperatuur ongeveer 0,006 hoger liggen. Het berekende gemiddelde warmteverlies van de tank over de hele periode komt op 141 kW.

De massa aan product in de tank is 17.604.000 kg. Om de tankinhoud van begin naar eind temperatuur te laten afkoelen in de gestelde periode is een gemiddeld warmteverlies nodig van $17.604.000 \cdot 1,7 \cdot (47,8 - 28,4) / 936 / 3600 = 172$ kW. De tank koelt in werkelijkheid dus harder af dan het model voorspelt. Het model is dus conservatief of de isolatiestaat van de tank is slechter dan aangenomen.

C.2 Test met grote volledig geïsoleerde tank bij tankterminal 1

De tankgegevens zijn als volgt:

- Diameter: 42,67 m
- Hoogte: 14,63 m
- Gemeten level: 1,2 m (ongeveer 8,1%)
- Isolatie: 10 cm wol op wand, bodem conventioneel, dak 10 cm PIR
- Tanktemperatuur aan begin van de gemeten periode: 54,5 graden C
- Tanktemperatuur aan eind van de gemeten periode: 43,0 graden C
- Duur van de afkoelperiode: 5,6 dagen
- Productgegevens: massa inhoud 1.926 ton, warmtecapaciteit 1,7 kJ/kgK.
- Gemiddelde buitentemperatuur over de gemeten periode: 5,8 graden C
- Gemiddelde windsnelheid over de gemeten periode: 7,2 m/s

De k waarde van isolatiewol zal in lijn met paragraaf 4.6 bij deze gemiddelde temperatuur ongeveer 0,008 hoger liggen. Het berekende gemiddelde warmteverlies van de tank over de hele periode komt op 89 kW.

De massa aan product in de tank is 1.926.000 kg. Om de tankinhoud van begin naar eind temperatuur te laten afkoelen in de gestelde periode is een gemiddeld warmteverlies nodig van $1.926.000 \cdot 1,7 \cdot (54,5 - 43,0) / 135 / 3600 = 77$ kW. De tank koelt in werkelijkheid met dakisolatie dus minder snel af dan het model voorspeld heeft. Het model is dus conservatief of de isolatiestaat van de tank is beter dan aangenomen.

C.3 Test met kleine tank zonder dakisolatie bij tankterminal 2

De tankgegevens zijn als volgt:

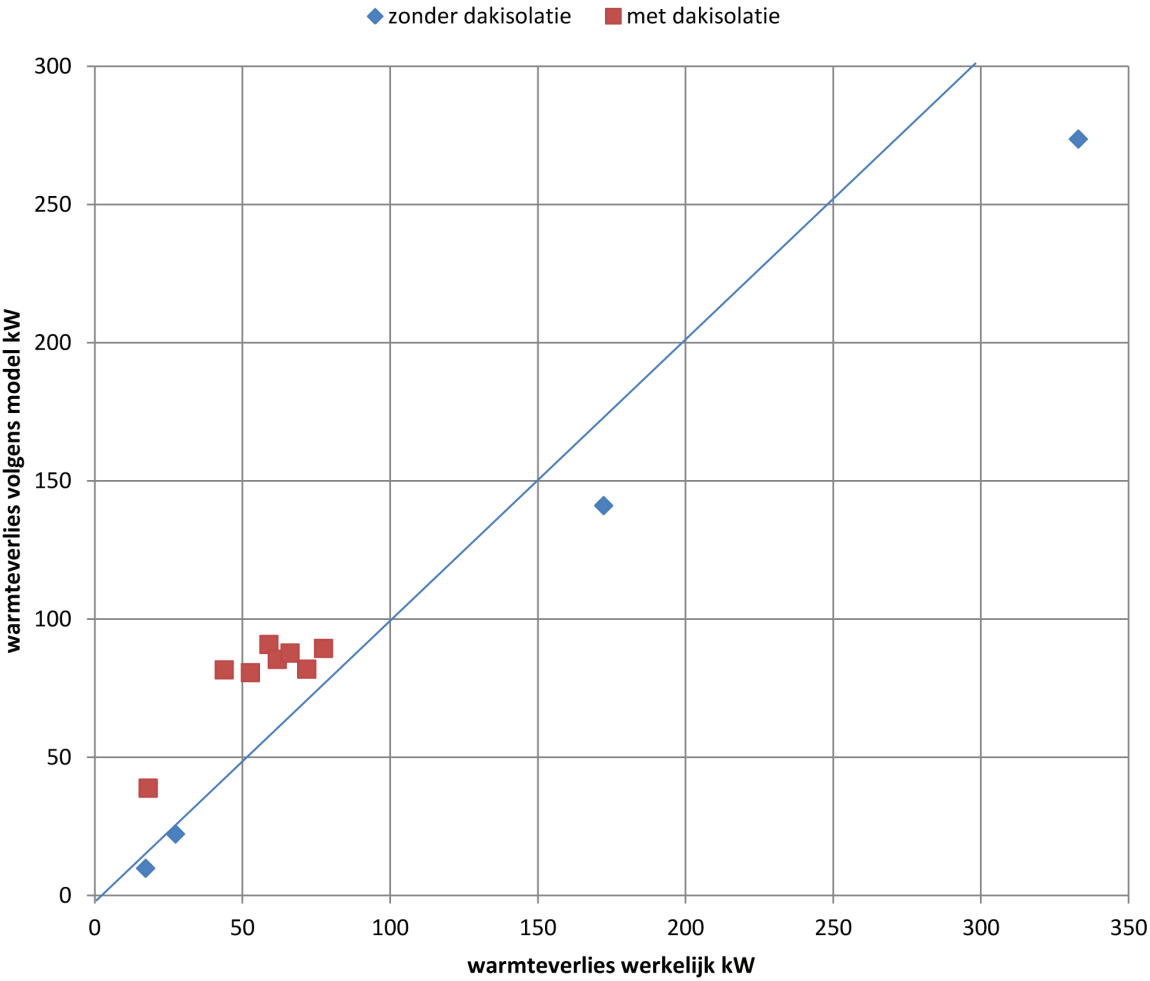
- Diameter: 8,5 m
- Hoogte: 12,78 m
- Gemeten level: 9,25 m (ongeveer 72,4%)
- Isolatie: 5 cm wol op wand, bodem 1 m klei
- Tanktemperatuur aan begin van de gemeten periode: 58,1 graden C
- Tanktemperatuur aan eind van de gemeten periode: 48,8 graden C
- Duur van de afkoelperiode: 3,5 dagen
- Productgegevens: massa inhoud 524,8 ton, warmtecapaciteit 1,7 kJ/kgK.
- Gemiddelde buitentemperatuur over de gemeten periode: 1,75 graden C
- Gemiddelde windsnelheid over de gemeten periode: 2,9 m/s

De k waarde van isolatiewol zal in lijn met paragraaf 4.6 bij deze gemiddelde temperatuur ongeveer 0,008 hoger liggen. Het berekende gemiddelde warmteverlies van de tank over de hele periode komt op 22 kW.

De massa aan product in de tank is 524.755 kg. Om de tankinhoud van begin naar eind temperatuur te laten afkoelen in de gestelde periode is een gemiddeld warmteverlies nodig van $524.755 \cdot 1,7 \cdot (58,1 - 48,8) / 84 / 3600 = 27$ kW. De tank koelt in werkelijkheid dus sneller af dan het model voorspelt. Het model is dus conservatief of de isolatiestaat van de tank is slechter dan aangenomen.

C.4 Resultaat

In figuur C.1 zijn 12 tests weergegeven, waarvan 10 kortere en langere periode tests met dezelfde tank. Van deze tank zijn 2 tests zonder dakisolatie. De extra twee tests zonder dakisolatie zijn uitgevoerd met een tank bij twee andere bedrijven. Te zien is dat de tests met dakisolatie allemaal boven de lijn $x=y$ liggen, wat wil zeggen dat voorspelling minder rooskleurig is dan de werkelijkheid. De tests zonder dakisolatie liggen onder de lijn, zodat ook hier gezegd kan worden dat de voorspelling minder rooskleurig is dan de werkelijkheid. Zowel zonder als met isolatie is het model conservatief; zonder isolatie is het warmteverlies in werkelijkheid groter dan berekend; met isolatie is het warmteverlies in werkelijkheid kleiner dan berekend. Het model kan dus goed gebruikt worden om de besparing ten gevolge van dakisolatie in de schatten.



Figuur C.1: Berekende tegen gemeten warmteverliezen

Bijlage D

Invulsheets

Bijlage E

Afleidingen temperatuur als functie van de plaats in de spiraal

De gevonden differentiaalvergelijking voor de verandering van de temperatuur van het water in de spiraal dT_w als gevolg van de vergroting van het 'voorbij' oppervlak dA_s van de spiraal was als volgt gedefinieerd:

$$\frac{dT_w}{dA_s} + \frac{U \cdot T_w}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{U \cdot T_p}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Dit kan ook worden geschreven als:

$$T'_w + \frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot T_w = \frac{U \cdot T_p}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Eerst moet de homogene vergelijking worden opgelost (de aansturing is dan 0).

Stel hiervoor $T_{w(hom)} = C_{(hom)} \cdot e^{\lambda A_s}$ en dientengevolge ook $T'_{w(hom)} = C_{(hom)} \cdot \lambda \cdot e^{\lambda A_s}$. Dan geldt:

$$C_{(hom)} \cdot e^{\lambda A_s} \left(\lambda + \frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \right) = 0$$

De oplossing van deze vergelijking is:

$$\lambda = -\frac{U}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Zodat de homogene oplossing geschreven kan worden als:

$$T_{w(hom)} = C_{(hom)} \cdot e^{-\frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot A_s}$$

Nu kan de particuliere vergelijking worden opgelost. Omdat de aansturing een constante term bevat wordt de aanzet voor de particuliere oplossing als volgt gekozen: $T_{w(par)} = C_{(par)}$ en dus $T'_{w(par)} = 0$. Dan geldt:

$$0 + \frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot C_{(par)} = \frac{U \cdot T_p}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Waardoor volgt:

$$C_{(par)} = T_p$$

Zodat de particuliere oplossing gelijk is aan:

$$T_{w(par)} = C_{(par)} = T_p$$

En voor de algemene oplossing geschreven kan worden:

$$\begin{aligned} T_{w(alg)} &= T_{w(hom)} + T_{w(par)} \\ T_{w(alg)} &= C_{(hom)} \cdot e^{-\frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot A_s} + T_p \end{aligned}$$

Om nu de totale oplossing te vinden moeten de begincondities/randvoorwaarden worden ingevuld. Voor de temperatuur aan het begin van de spiraal (waar $A_s = 0$) geldt dat deze gelijk is aan T_{in} waardoor voor de constante C_{hom} uit de homogene oplossing geldt:

$$\begin{aligned} T_w &= C_{(hom)} \cdot 1 + T_p = T_{in} \\ C_{(hom)} &= T_{in} - T_p \end{aligned}$$

De resulterende totaaloplossing is dan:

$$T_w(A) = (T_{in} - T_p) \cdot e^{-\frac{U}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot A_s} + T_p$$

Te zien is dat hieruit de ΔT_{ln} afgeleid kan worden!

Index

- Absorptie, 6
- Broeikasgassen, 7
- Corrosie onder isolatie, 31
 - Dauwpunt, 32
 - Degradatie isolatiemateriaal, 32
- Emissie, 6
- Emissiefactor, Emissiviteit, 7
- Entropie, 83
- Exergie, 84
- Film-
 - laag, 12
 - temperatuur, 12
- Flashstoom, 33
- Leidingverliezen, 27
 - Kritische isolatiedikte, 30
 - Met isolatie, 28
 - Zonder isolatie, 27
- Ontwateringspot, 33
- Primair energieverbruik, 33
- Proces, 83
- Reflectie, 6
- Restwarmte, 39
- Stoomketel
 - Eco(nomiser), 39
 - Lucht Voorverwarmer, 38
 - Rookgascondensor, 38
 - Stoomgenerator, 39
 - Vlampijpketel, 37
 - Waterpijpketel, 37
- Thermografie, 17, 32
- Warmteoverdracht, 5
 - Convectie, 5, 6
 - Gedwongen convectie, 6
 - Vrije convectie, 6, 58
 - Geleiding, 5, 6
 - Leeftijd afhankelijkheid, 32
 - Temperatuur afhankelijkheid, 32
 - Straling, 5, 6
- Warmteverlies van een verwarmde tank
 - Afhankelijkheden, 21
 - Bodem, 10
 - Dak, 14
 - Droge wand, 18
 - Natte wand, 11
 - Totale tank, 19
- Wet van . . . :
 - Boltzmann, 7
 - Fourier, 6
 - Newton, 6
- WKK: Warmte Kracht Koppeling, 40
- Zonneboiler, 40