

Energiehandboek voor verwarmde Tankopslag

in opdracht van DCMR



POSTFOSSIL



ir. Martine van der Post
PostFossil B.V.

Copyright © 2015 Martine van der Post, Berkel en Rodenrijs

POSTFOSSIL B.V.
WWW.POSTFOSSIL.NL

De eerste 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 1, 8 oktober 2015

Voorwoord

Handboek geeft handvatten voor energie-efficiency

De tankopslagsector in Nederland is een onmisbare schakel in de distributieketen van veel verschillende industrieën. Jaarlijks slaat de onafhankelijke tankopslagsector ruim 240 miljoen ton aan natte bulk over. Dit is meer dan 40% van alle producten die in Nederlandse havens worden overgeslagen. Trends zoals goedkopere energieproductie in Azië en schaliegas in Noord-Amerika zijn van grote invloed op deze sector.

Om de concurrentiepositie te versterken en om te voldoen aan de eisen uit de Wet Milieubeheer, zet de sector onder andere in op verdere energie-efficiencyverbeteringen. Met een verbruik van 2.276 TJ in 2013 bij de MJA deelnemers kan er nog flink op energie worden bespaard.

Het nemen van energie-efficiëncymaatregelen draagt ook bij aan de doelstellingen van het SER Energieakkoord en van het Programma Duurzaam van de gemeente Rotterdam.

Er valt veel te halen als de sector “de deuren meer voor elkaar zou opengooien”. Dit ligt vanuit de concurrentie gevoelig. Dit handboek voor zowel toezichthouder als tankopslagbedrijf doorbreekt die barrière. Alle partijen kunnen met dezelfde basis aan de slag.

Ik ben ervan overtuigd dat dit handboek een gedegen basis is om in de toekomst gefundeerde keuzes te kunnen maken tussen de verschillende energie-efficiënte oplossingen die beschikbaar én technisch en financieel bereikbaar blijken te zijn.

Maarten de Hoog

Afdelingshoofd Haven en Industrie DCMR Milieudienst Rijnmond

DCMR is partner van het Rotterdam Climate Initiative

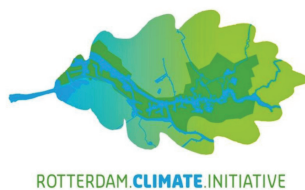


Dankwoord

Allereerst zou ik Rémon Dantuma en Mariëtte Bilius van DCMR willen bedanken voor de opdracht om mijn tankwarmte berekeningen eens duidelijk op te schrijven. Daarnaast ben ik blij dat door ondersteuning vanuit de Provincie Zuid-Holland dit handboek als instrument nu laagdrempelig toegankelijk is voor iedere in energie efficiency geïnteresseerde partij.

Natuurlijk wil ik iedereen bedanken die mij voorzien heeft van ongezouten commentaar. 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 handboek heb ik een groot deel van mijn eigen werk overbodig gemaakt, hopelijk draagt het bij aan mijn bedrijfsdoelstelling; "Het besparen van fossiele energie".



Inhoudsopgave

1	Inleiding	1
I	Theorie	5
2	Introductie in de Warmteoverdracht	7
2.1	Theoretische achtergrond	7
2.2	Geleiding	8
2.3	Convectie	8
2.4	Straling	9
3	Warmteverlies van een verwarmde tank	11
3.1	Aannames en uitgangspunten	11
3.2	Bodem	12
3.3	Natte wand	14
3.4	Dak	18
3.4.1	Vast dak	18
3.4.2	Drijvend dak	23
3.5	Droge wand	23
3.6	Totale tank	25
3.7	Afhankelijkheden	27
3.7.1	Tank- en buiten-temperatuur	27
3.7.2	Tank diameter	27
3.7.3	Windsnelheid	27

3.7.4	Vullingsgraad	29
3.7.5	Importgegevens	29
3.7.6	Opwarmgedrag	31
4	Warmteverlies van een verwarmde leiding	35
4.1	Aannames en uitgangspunten	35
4.2	Wand zonder isolatie	36
4.3	Wand met isolatie	36
4.4	Invloed van de isolatiedikte	39
4.5	Corrosie onder isolatie	40
4.6	Afhankelijke warmtegeleiding van isolatie	42
5	Warmteverlies infrastructuur (verschillende verwarmingsmedia)	43
5.1	Stoom	43
5.2	Warm water	45
5.3	Elektrisch	45
5.4	Hete olie	46
6	Warmteopwekker	47
6.1	Waterpijpketel	47
6.2	Vlampijpketel	47
6.2.1	Voor stoomproductie	47
6.2.2	Voor warm water productie	49
6.3	Restwarmte	50
6.3.1	Lage druk stoom	50
6.3.2	Uit een warmtenet	50
6.3.3	Uit dampverwerking	50
6.4	Stoomgenerator	50
6.5	WKK	51
II	Praktijk	53
7	Fase 1: Informatie verzamelen	55

7.1	Constructiegegevens	55
7.2	Operationele/contractuele gegevens	56
8	Fase 2: Warmtevraag	57
8.1	Stap 1: Benodigde informatie	57
8.2	Stap 2a: Warmtevraag door verlies tanks	58
8.2.1	Warmteverliezen	58
8.2.2	Oppervlakken	59
8.2.3	Afhankelijkheden	61
8.2.4	Gemiddelde en jaarlijkse warmteverlies tanks	61
8.2.5	Maximaal warmteverlies tanks	61
8.3	Stap 2b: Warmtevraag door opwarmen tanks	62
8.4	Stap 3: Warmteverlies infrastructuur	63
8.4.1	Stoom infrastructuur	63
8.4.2	Productleidingen	65
8.5	Stap 4: Warmtevraag andere afnemers	65
8.6	Stap 5: Werkelijke totale warmtevraag	66
8.7	Stap 6: Resultaat	66
9	Fase 3: Warmte opwekking	67
10	Fase 4: Totaal primair jaarlijks energieverbruik	69
11	Fase 5: Besparingspotentieel	71
	Bibliografie	72
III	Bijlagen	75
A	Materiaaleigenschappen	77
A.1	Lucht	77
A.2	Vaste stoffen	78
A.3	Water	78

B	Verzadigde stoom	79
C	Validatie model voor dakisolatie	81
C.1	Test met grote tank zonder dakisolatie bij opslagterminal 1	81
C.2	Test met grote volledig geïsoleerde tank bij opslagterminal 1	82
C.3	Test met kleine tank zonder dakisolatie bij opslagterminal 2	83
C.4	Resultaat	83
D	Invulsheets	85
	Index	85

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 twee delen; theorie en praktijk. In het theoriegedeelte wordt ingegaan op warmteoverdracht toegespitst op typische tankopslagsituaties. Daarna wordt in het praktijkdeel de daadwerkelijke warmtebehoefte van de verschillende tankopslagonderdelen ingeschat. Dit wordt zoveel mogelijk met karakteristieken ondersteund om de inschatting makkelijker te maken. Via het hoofdstuk over warmteleveranciers en hun rendementen wordt een inschatting van het eventuele besparingspotentieel gemaakt.

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 vaak 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 ik had 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 tot opdracht heeft gegeven. Ik wil dit handboek waarin de nadruk ligt op het scannen van de energiebesparingsmogelijkheden bij verwarmde opslag, later eventueel nog uitbreiden met een extra deel waarin de overstap van stoom naar warm water op dezelfde manier onder handen wordt genomen. Daarin zal de nadruk komen te liggen op het verwarmingssysteem (verwarmingsspiralen, pompen, mixers en andere onderdelen) in plaats van de verwarmingsbehoefte welke juist in dit 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 lees en bespaarplezier toegewenst,

Martine van der Post

Benodigde competenties

Om met het theoriedeel van 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 tankopslag wereld, 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/energiehandboek-tankopslag

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 1,5 tot 3 dagen 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

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 trillende moleculen van de warme entiteit hun trilling -en dus warmte- door aan de moleculen van de koude entiteit.

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 verwarmingsradiator alleen met een infrarood kijker bekeken worden.

2.2 Geleiding

Bij vaste stoffen treedt geleiding op. Ook in vloeistoffen en gasen treedt geleiding op maar de natuur 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 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 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, die waarmee een ventilator ons op een warme dag verkoeling brengt is 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:

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

In deze formule staat een waarde h , welke de warmteoverdrachtscoëfficiënt weergeeft in W/m^2K . 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 voor een gegeven golflengte. Zonnecollectoren bijvoorbeeld werken volledig volgens dit principe; ze hebben een zogenaamde ‘spectraal selectieve laag’ die straling met de golflengte van zonlicht goed absorbeert. De zonnecollectoren zouden alle geabsorbeerde straling bij dezelfde golflengte volledig emitteren als ze de juiste temperatuur (die van de zon) zouden kunnen halen.

De warmte die een object uitstraalt is dus afhankelijk van de temperatuur van het oppervlak ervan. Objecten met een zwart oppervlak absorberen en stralen dus ook het hardst. Het zwarte dashboard van een auto bijvoorbeeld kan in de zomer zo warm worden dat snoepjes smelten. 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:

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

De waarde σ staat voor de Boltzmann constante. Deze heeft een waarde van $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$. 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:

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

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

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.

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.

Hoofdstuk 3

Warmteverlies van een verwarmde tank

Om snel in te kunnen schatten hoeveel energie het kost om een verwarmde opslag-tank 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 de afgelopen 10 jaar [1].

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

In de volgende paragrafen wordt gebruik gemaakt van een voorbeeld-

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

tank. 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 4 mm dikke aluminium beplating aan de buitenkant, geen dakisolatie en 5 cm bodemisolatatie 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 doorlaten van de warmtestroom. Isolatie heeft een hoge weerstand en hoe dikker de isolatielaag, hoe kleiner de uiteindelijke warmtestroom naar buiten zal zijn. De warmteweerstanden 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:

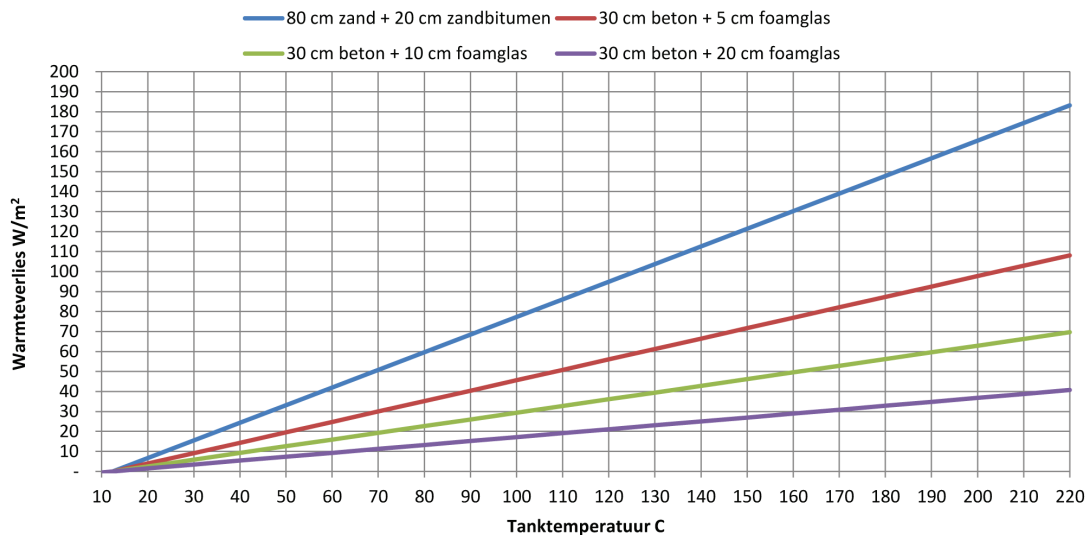
$$R_{\text{totaal}} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{k_i} \quad (3.1)$$

De totale warmteflux $\dot{q}$ in W/m^2 is te berekenen met 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 foamglas 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.



Figuur 3.1: Gemiddelde warmtelek tankbodem

De voorbeeldtank heeft 5 cm foamglass bodemisolatie, 30 cm beton (en dus 65 cm zand) en een temperatuur van 50 graden C. Foamglass,

¹hierbij wordt eventueel aanwezig lekbeschermingsfolie in de terp verwaarloosd

zand en beton hebben respectievelijk een k van 0,045; 1 en 1,9 W/mK. De gezamenlijke R zal $\frac{0,05}{0,045} + \frac{0,65}{1} + \frac{0,3}{1,9} = 1,92 \text{ m}^2\text{K/W}$ zijn, zodat de totale $U = \frac{1}{1,92} = 0,52 \text{ W/m}^2\text{K}$ is. De totale warmteflux per m^2 is dan ongeveer $\dot{q} = 0,52 \cdot (50 - 12,5) = 19,5 \text{ W/m}^2$

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

3.3 Natte wand

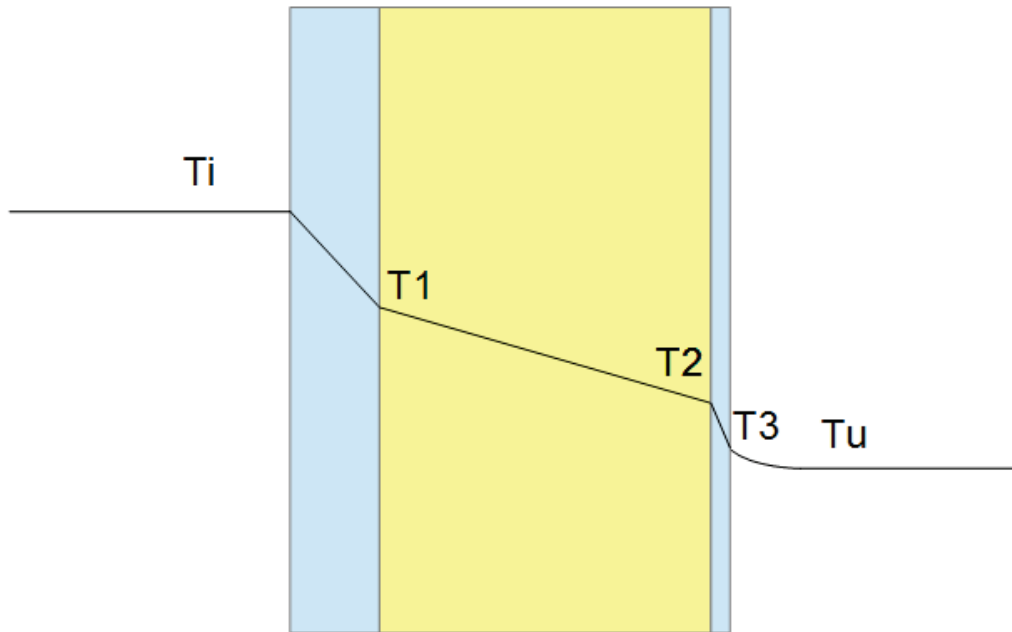
Voor het warmteverlies door het stuk wand waar product tegenaan staat; de natte tankwand, is een belangrijke aanname dat het product overal dezelfde temperatuur heeft. De warmte uit de tank zal door de verschillende lagen (en soms is dat er maar één ...) naar buiten stromen. Elke laag heeft een bepaalde 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 warmteweerstand van de drie wandonderdelen is te berekenen met Formule 3.1. De warmteweerstand 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:

$$\dot{q} = \frac{T_i - T_3}{R_{\text{totaal(wand)}}} = h(T_3 - T_u) + \sigma\varepsilon(T_3^4 - T_u^4) \quad (3.3)$$

De buitentemperatuur van de tankwand T_3 is niet eenvoudig uit bovenstaande vergelijking te halen. Het is veel makkelijker om T_3 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



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

betrekking opgesteld door Churchill en Bernstein (uit [3]) zoals in Formule 3.4 is weergegeven:

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

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_3 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:

$$R_{totaal(wand)} = \frac{0,1}{0,035} + \frac{0,01}{50} + \frac{0,004}{237} = 2,86$$

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_3 de laatste onbekende is wordt nu:

$$\dot{q} = \frac{323 - T_3}{2,86} = 8,3(T_3 - 283) + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,33(T_3^4 - 283^4)$$

Bij welke T_3 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_3 is kennelijk te laag, omdat er door de wanddelen te veel 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_3 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_3 is nu iets lager dan T_u bijvoorbeeld 49,8 graden (322,9 K).

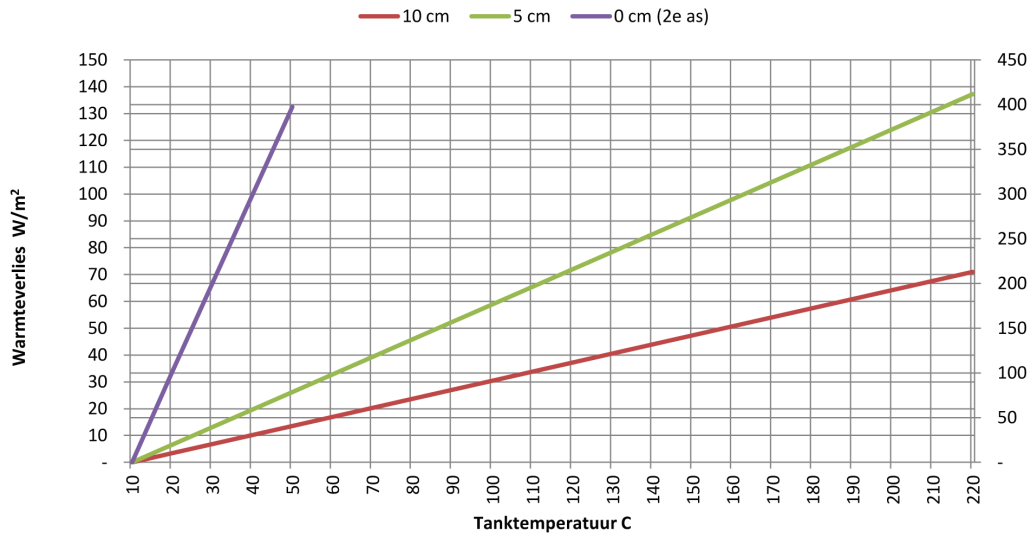
Nu volgt links 1000,0 W/m² en rechts 396,4 W/m², zodat T_3 iets hoger mag worden (om de flux links te verlagen en rechts te verhogen). Twee uur later ... Met 49,9 graden is de flux aan beide zijden ongeveer gelijk: 397,6 W/m². Dit is ongeveer 30 keer zoveel als met isolatie.

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

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_u	10,000	10,000

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.

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.



Figuur 3.3: Gemiddelde warmtelek natte wand per isolatiedikte

3.4 Dak

3.4.1 Vast dak

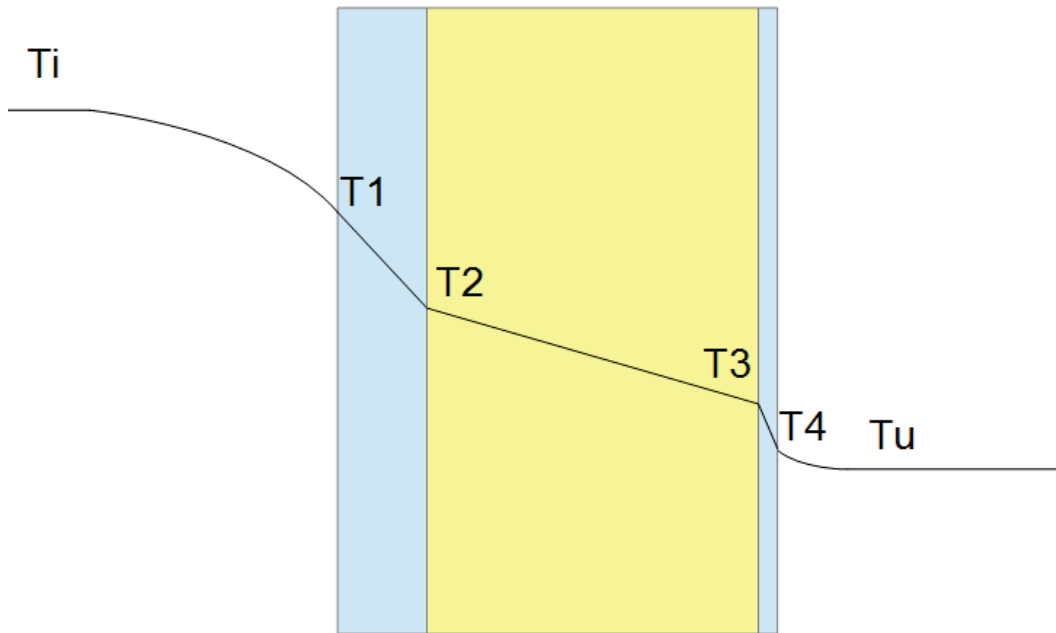
Voor de warmteverliesberekening van een vast dak (of droge wand) is ook aan de binnenkant van de tank een convectieberekening nodig. De convectiestroom aan de binnenkant wordt anders berekend dan die aan de buitenkant van de tank, doordat hier sprake is van vrije convectie in plaats van gedwongen convectie. 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 kan echter worden verwaarloosd omdat deze niet bijdraagt aan de warmtelekage naar buiten.

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 [2]):

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

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.

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

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

praktisch alle tanks met een significant dakoppervlak is dus een turbulente stroming te verwachten.

Formule 3.9 voor Nu (uit [2] en [3]) 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:

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

De $h_{uit(dak)}$ in W/m^2K 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 :

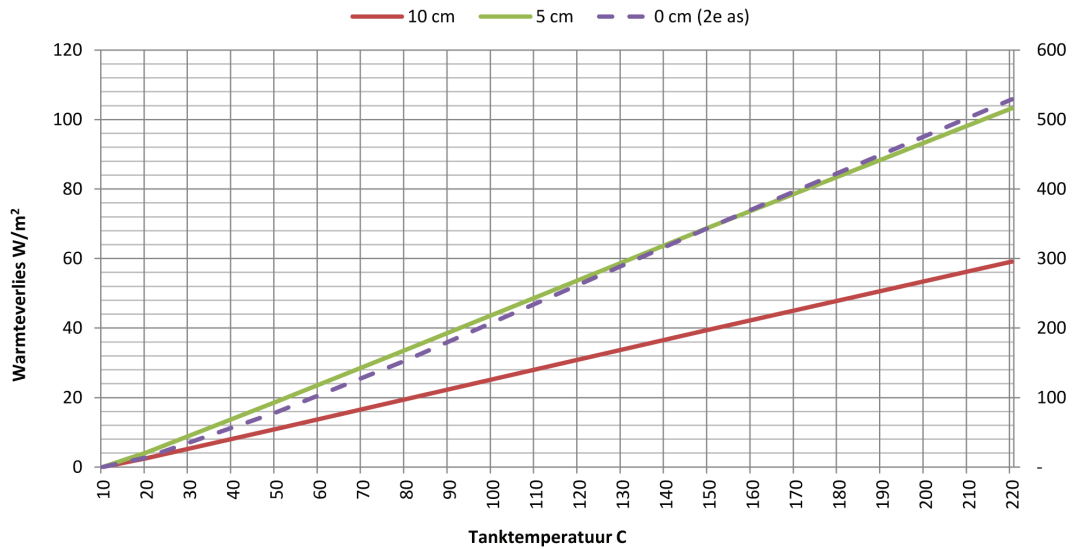
$$\begin{aligned} \dot{q} &= h_{uit(dak)}(T_{4(dak)} - T_u) + \sigma \varepsilon (T_{4(dak)}^4 - T_u^4) \\ &= 11,0 \cdot (285,98 - 283) + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,33 \cdot (285,98^4 - 283^4) \\ &= 38,0 \end{aligned}$$

Dit is veel minder dan de voor het eerste en tweede deel gevonden $88,4 \text{ W/m}^2$, de buitentemperatuur $T_{4(dak)}$ moet dus omhoog, terwijl de warmteflux door het dak en door binnenconvection 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 $78,4 \text{ W/m}^2$. De h_{in} verandert hierdoor naar $2,3 \text{ W/m}^2\text{K}$.

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!



Figuur 3.5: Gemiddelde warmtelek dak per isolatiedikte

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.

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.

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.

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:

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

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:

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

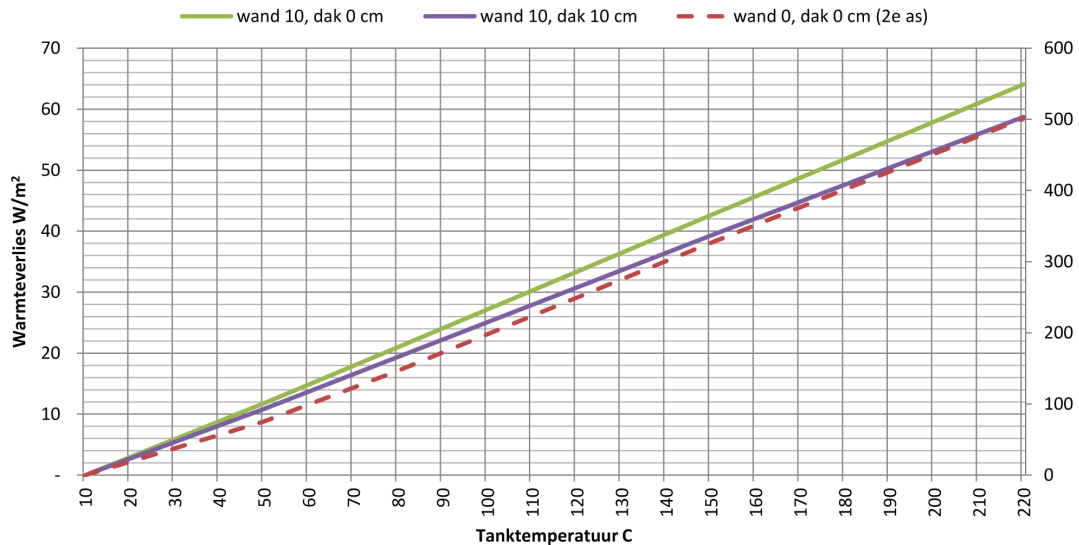
Omdat deze lager is dan de buitentemperatuur moet de $T_{1(wand)}$ dus hoger gekozen worden. Kies bijvoorbeeld 45 graden, dan wordt bijbehorende $T_{4(wand)} = 283,95\text{ K}$ en de flux door de wand (en de binnen convectie) $\dot{q} = 11,6\text{ W/m}^2$

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 $11,6\text{ W/m}^2$ 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 $11,8\text{ W/m}^2$.

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.



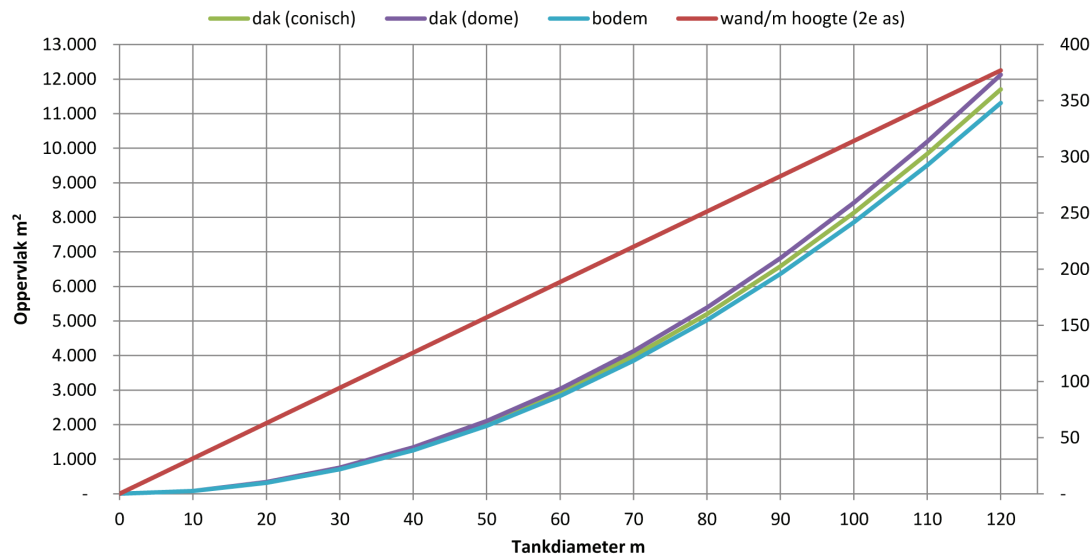
Figuur 3.6: Gemiddelde warmtelek droge wand per isolatiedikte

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 3.7: 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: $19,5 \text{ W/m}^2$ bij 337 m^2
- natte wand: $13,5 \text{ W/m}^2$ bij $h/2 \cdot 63 \text{ m}^2$
- dak: $78,4 \text{ W/m}^2$ bij 325 m^2
- droge wand: $11,8 \text{ W/m}^2$ bij $h/2 \cdot 63 \text{ m}^2$

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 buiten-temperatuur

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.

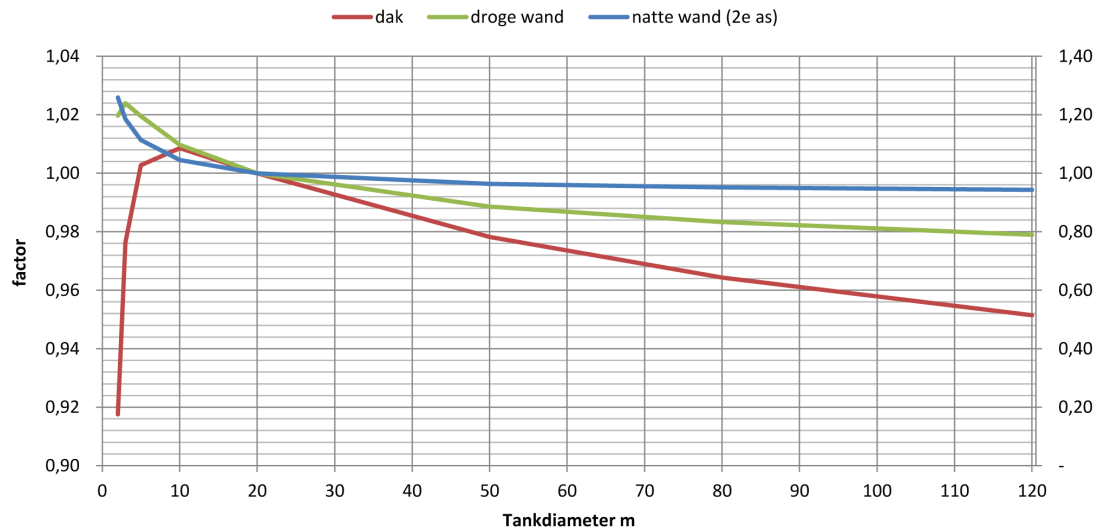
Doordat alle warmteverlies figuren (3.3, 3.5 en 3.6) getekend zijn ten opzichte van de gemiddelde buitentemperatuur van 10 graden, zou de tanktemperatuur-as in deze grafieken ook omgerekend kunnen worden naar het temperatuurverschil van de tank met de buitentemperatuur door er 10 graden (de gemiddelde 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 Tank diameter

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%.

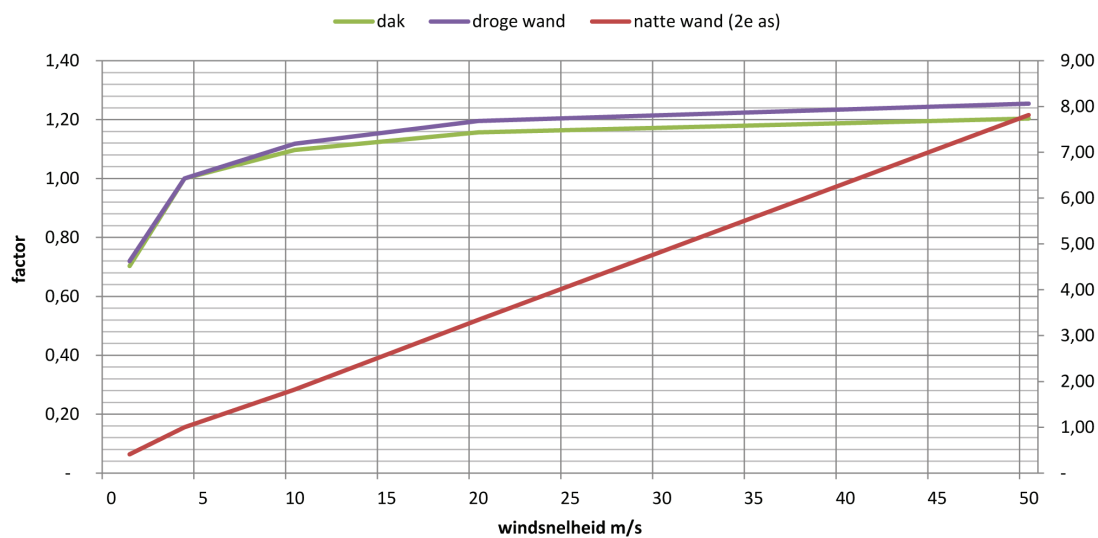
3.7.3 Windsnelheid

Ook de windsnelheid heeft invloed, zeker als de tank geen wandisolatie heeft. Dit is voor jaarverbruiken die met gemiddelde omstandigheden berekend worden



Figuur 3.8: Invloed tankdiameter op warmteverlies tank zonder wandisolatie

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 3.9: 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.

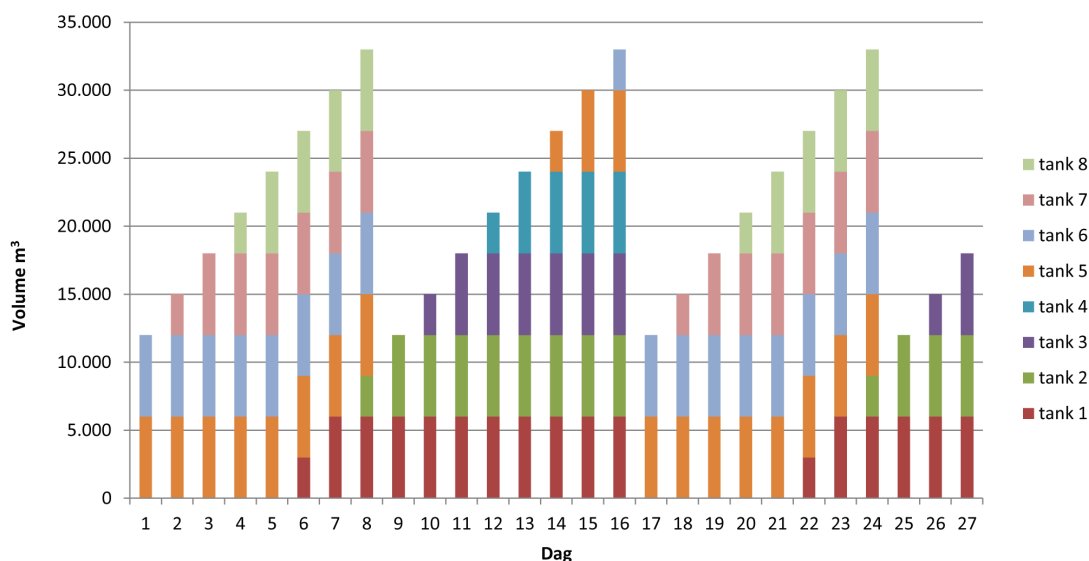
Om in te kunnen schatten of de tank nog verwarmd zal moeten worden tussen de warme imports door, moet eerst bepaald worden wat het toegevoerde warmteoverschot Q in J is, met de volgende vergelijking:

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

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



Figuur 3.10: Opslagvolume voorbeeld tankput over de tijd

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 ordegrootte 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 m^3 . 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 m^3 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 $59 - 10 \cdot 0,5 = 54 \text{ C}$ 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 dit boek zal niet verder worden ingegaan op de warmte afgifte 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/m^3 . De gewenste opslagduur is twee maanden,

de aflevertemperatuur 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:

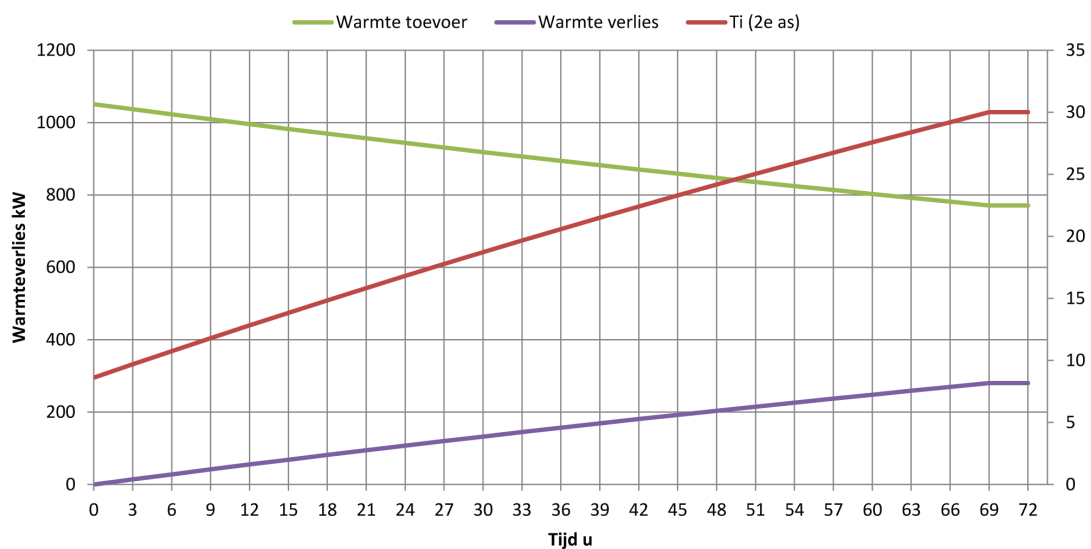
$$\begin{aligned} Q &= 6000 \cdot 880 \cdot 2 \cdot (30 - 8,5) = 227.000 \\ Q &= \frac{227.000}{3,6} = 63.000 \end{aligned}$$

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.



Figuur 3.11: Opwarmen van een tank

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...

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 verwarmingsspiraals³ 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 verwarmingsspiraals 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.

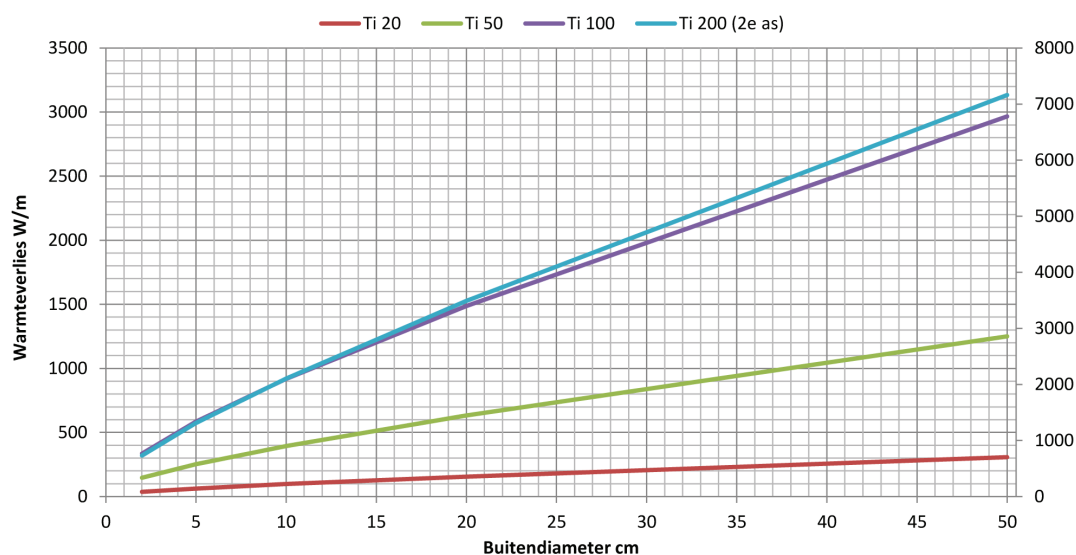
De gemiddelde buitentemperaturen en windsnelheden zijn weergegeven in Tabel 3.1. Het zijn de berekende gemiddeldes over de afgelopen 10 jaar [1].

In de volgende paragrafen wordt gebruik gemaakt van een voorbeeld-leiding. 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.



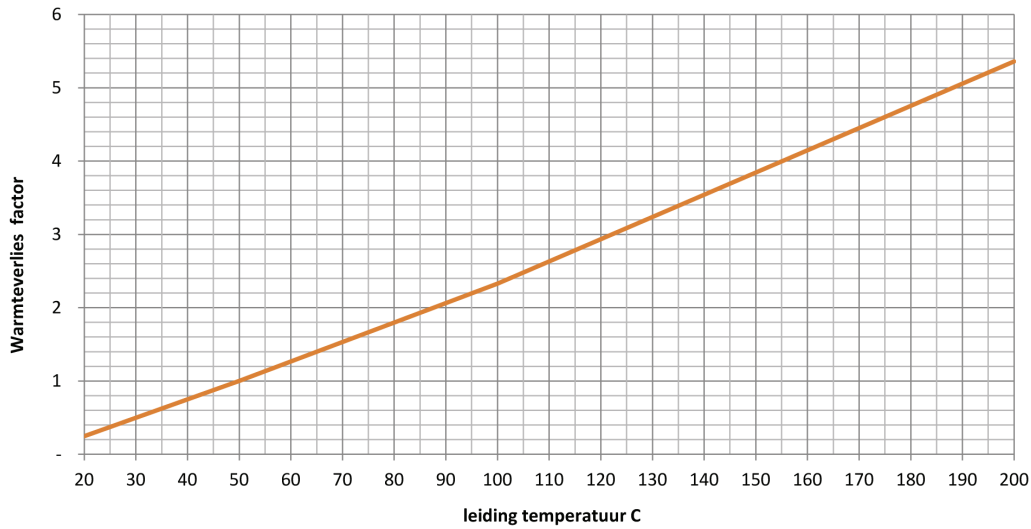
Figuur 4.1: Warmteverlies van leidingen zonder isolatie

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.

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.

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.



Figuur 4.2: Invloed leidingtemperatuur op warmteverlies (zonder isolatie)

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 gelijkblijvend 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!

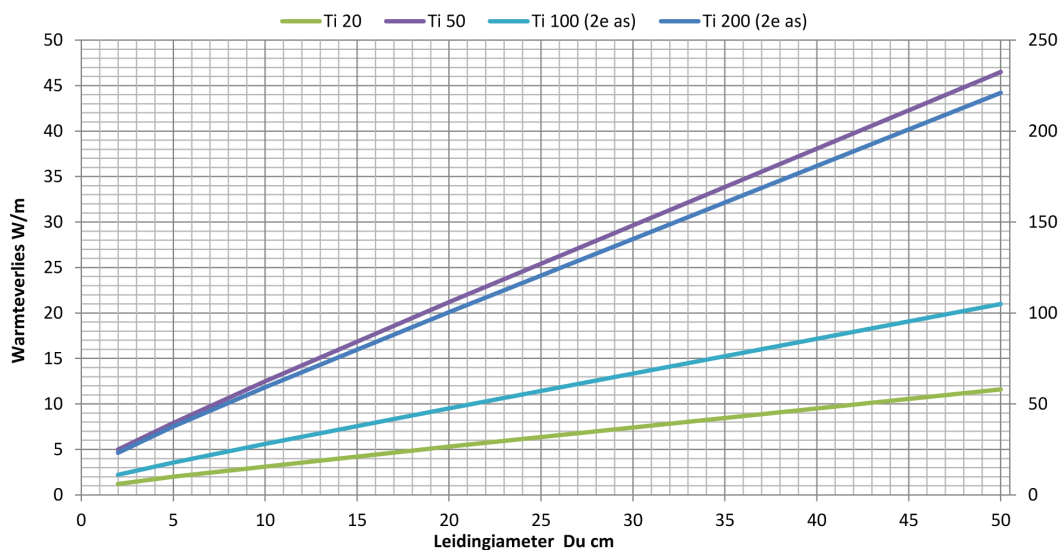
De warmtestroom in W door de leidingisolatie wordt met gebruik van vergelijking 2.1 waarin r de plaats in de wand is ingeschat. De integratiestap wordt voor het gemak maar even overgeslagen:

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

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_3 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.

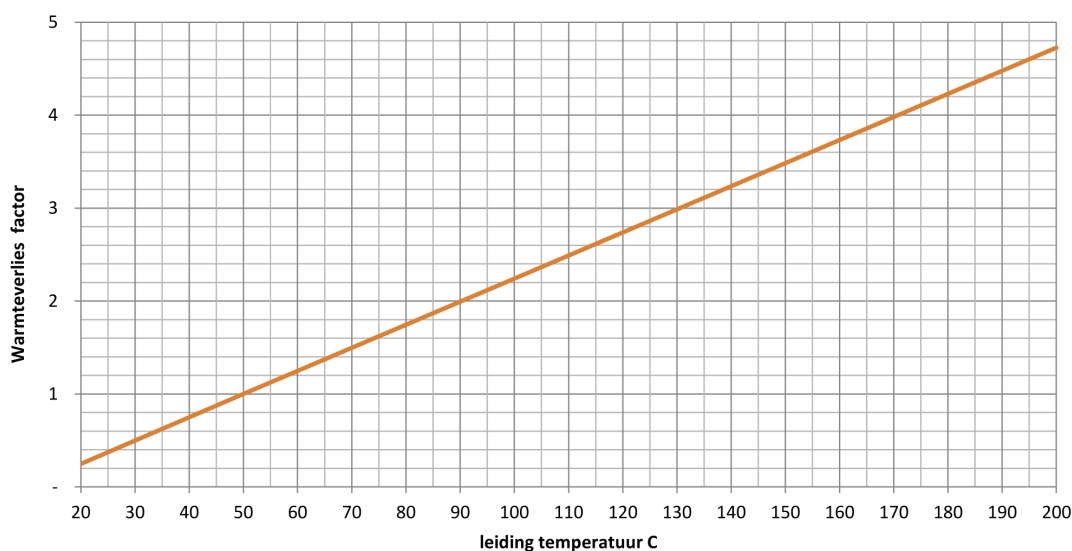
Te zien is dat het warmteverlies wederom ongeveer recht evenredig met de diameter en met de temperatuur van de leiding is. Voor andere leidingtemperaturen



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

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.



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

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

4.4 Invloed van de isolatiedikte

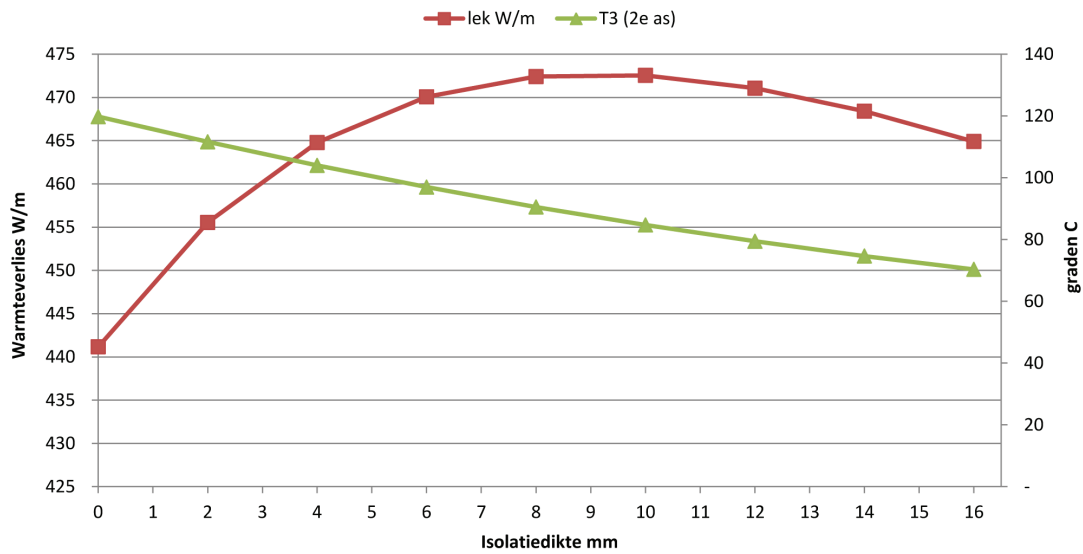
Wanneer leidingisolatie wordt toegepast, zal het aan de omgeving blootgestelde oppervlak een lagere temperatuur krijgen. Hoe dikker de isolatie is, hoe minder warmteverlies door geleiding en dus automatisch ook door convection en straling. De straling component is voor geïsoleerde oppervlakken vaak verwaarloosbaar klein als de temperatuur van het blootgestelde oppervlak dicht bij de buitentemperatuur ligt. De convection 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 orde-grootte 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.

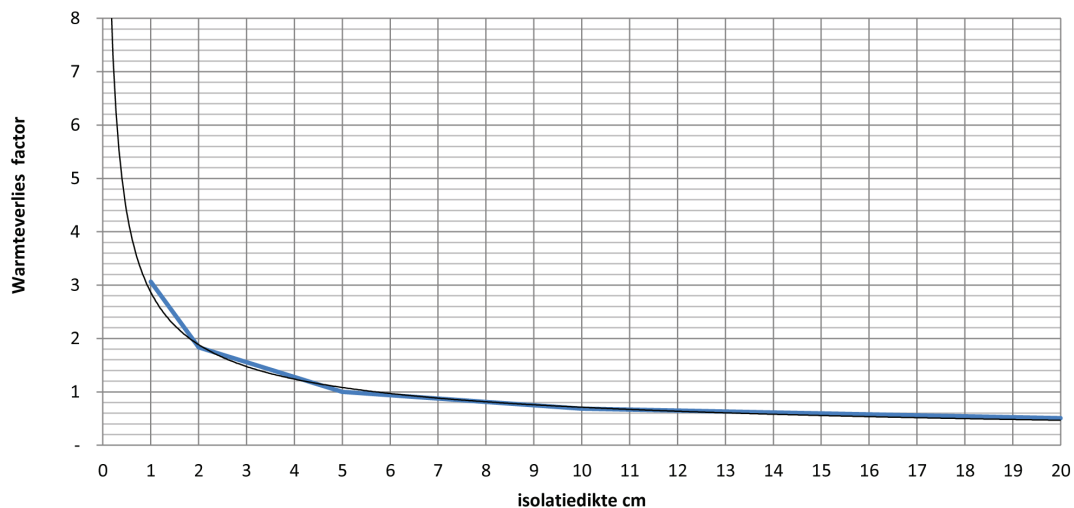
Om het effect van de kritische radius toch te kunnen illustreren wordt een slecht isolatiemateriaal gekozen zoals bijvoorbeeld zand ($k = 1$ W/mK). De kritische radius is dan bij de vast aangenomen h_{uit} van 35 W/m²K bijna 3 cm. In Figuur 4.5 is voor een 1 inch stoomleiding met een temperatuur van 120 °C bij gemiddelde weersomstandigheden voor verschillende dikten van de zandisolatie de resulterende warmtelekkage 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 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



Figuur 4.5: Kritische isolatiedikte

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 [7]). 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 [6].

¹Een soort hydrocultuur systeem om planten te kweken

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 [8]. 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 [8] 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 temperatuurtoename.

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 reken onnauwkeurigheid.

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 tempe-

ratuur 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 (D_u 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 afgevende onderdelen zoals tankspiraalen 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 in een eventueel volgend handboek behandeld zullen worden.

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 op eigen terrein wordt geproduceerd, geldt dit niet.

5.4 Hete olie

Bij het verwarmen van een tank met hete olie geldt hetzelfde als bij warm water alleen zal de temperatuur waarschijnlijk hoger liggen. De olieverwarmer kan ook in de buurt van de tank staan in plaats van op een centraal punt, zodat de lengte van de hete olie infrastructuur beperkt blijft.

Hoofdstuk 6

Warmteopwekker

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 ingegaan.

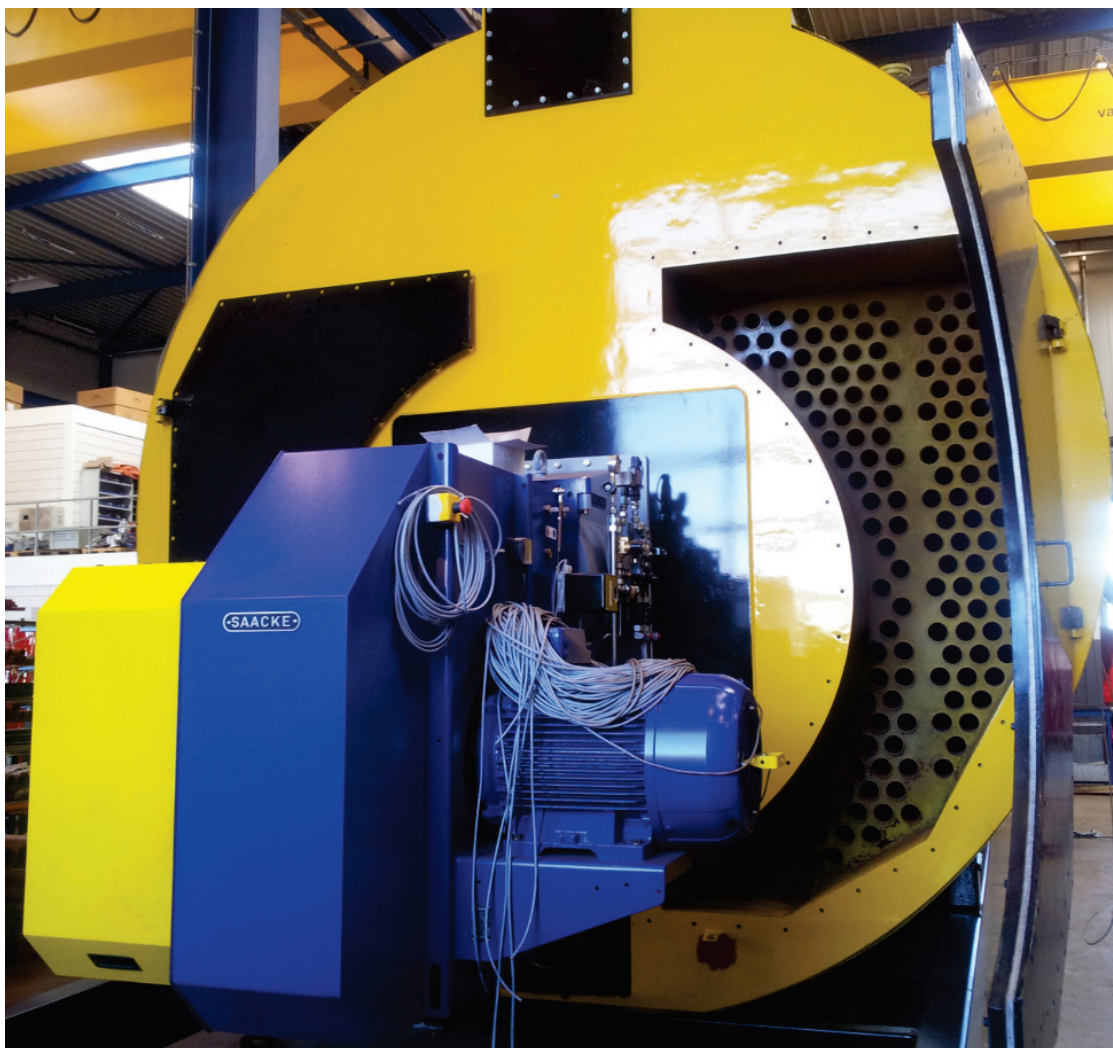
6.2 Vlampijpketel

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.



Figuur 6.1: Een gloednieuwe vlampijpketel met geopende keerkast

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.

De rendementsverbeteringen die met een vlampieketel 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 Voorverwarmer), 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.

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 vlampieketel 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 vlampieketel 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.

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

6.3 Restwarmte

6.3.1 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.

6.3.2 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.

6.3.3 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 dampverwerkingssysteem af of er warmte vrijkomt en van de verwerkte dampen of de warmte benut kan worden...

6.4 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 staal tegelijkertijd wordt opgewarmd. De generator is veiliger dan een vlampijpketel omdat deze niet kan ontploffen door in drooggestookte toestand water te introduceren.

6.5 WKK

Vooral 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

Praktijk

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/energiehandboek-tankopslag. 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

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: Inge vulde 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:

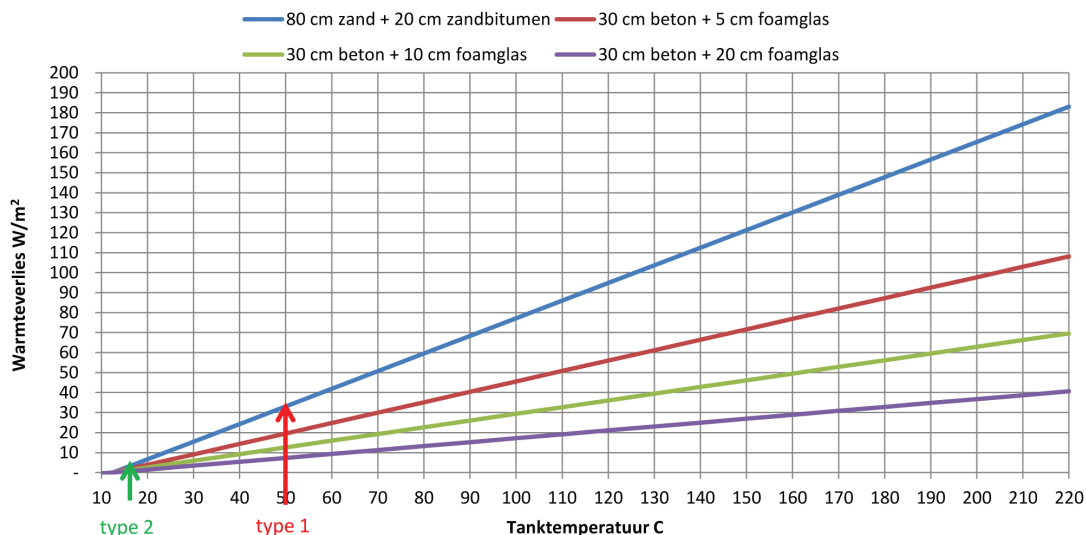
Product	T [K]	μ [kg/ms]	c_p [kJ/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]
Olie	323	0,141	1,993	0,143	871,8
Benzeen	288	0,000607	1,055	0,144	879

Tabel 8.2: Materiaaleigenschappen van de opgeslagen producten

8.2 Stap 2a: Warmtevraag door verlies tanks

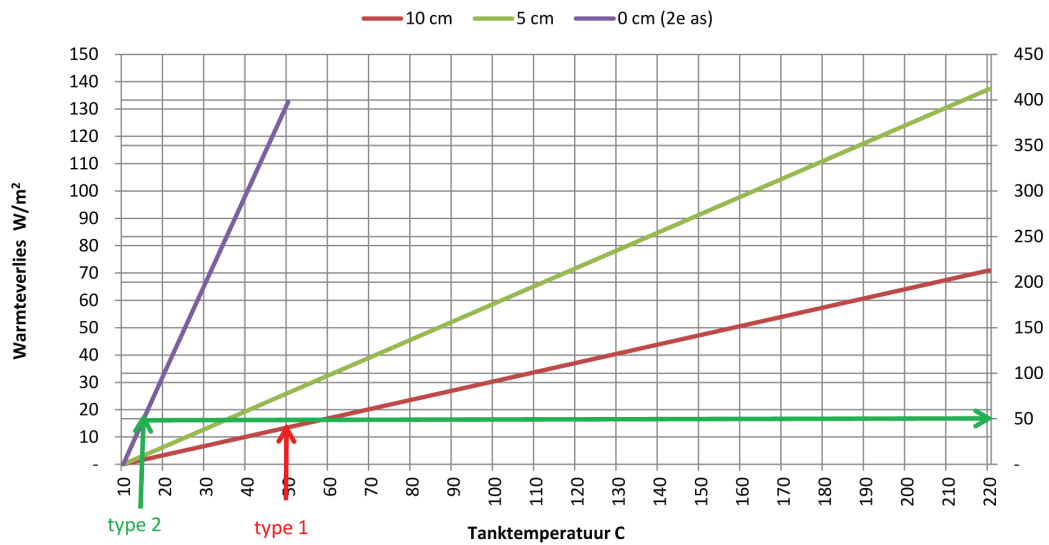
8.2.1 Warmteverliezen

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. Voor de natte wand zijn de warmteverliezen voor de tanks van

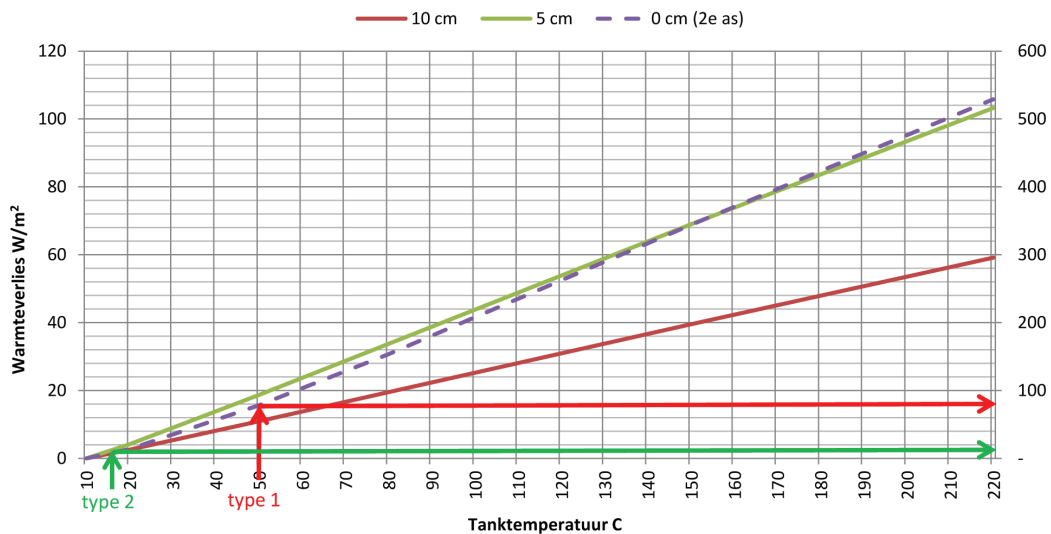


Figuur 8.1: Gemiddelde warmteverlies door de tankbodem

type 1 en 2 respectievelijk 13 en 50 W/m² zoals is af te lezen in figuur 8.2. Het warmteverlies door het dak is voor de tanks van type 1 en 2 respectievelijk 80 en



Figuur 8.2: Gemiddelde warmteverlies door de natte tankwand

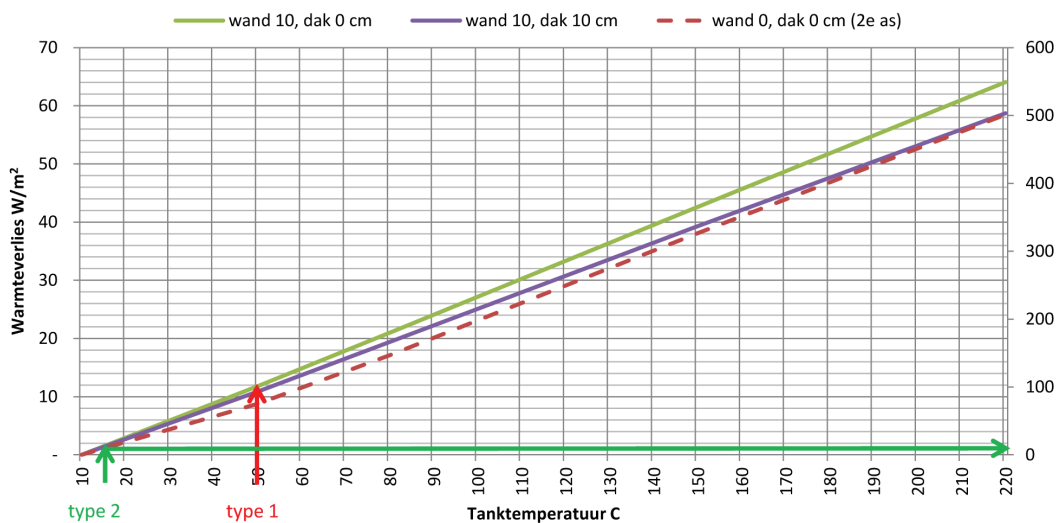


Figuur 8.3: Gemiddelde warmteverlies door het tankdak

10 W/m² zoals is af te lezen in figuur 8.3. 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.

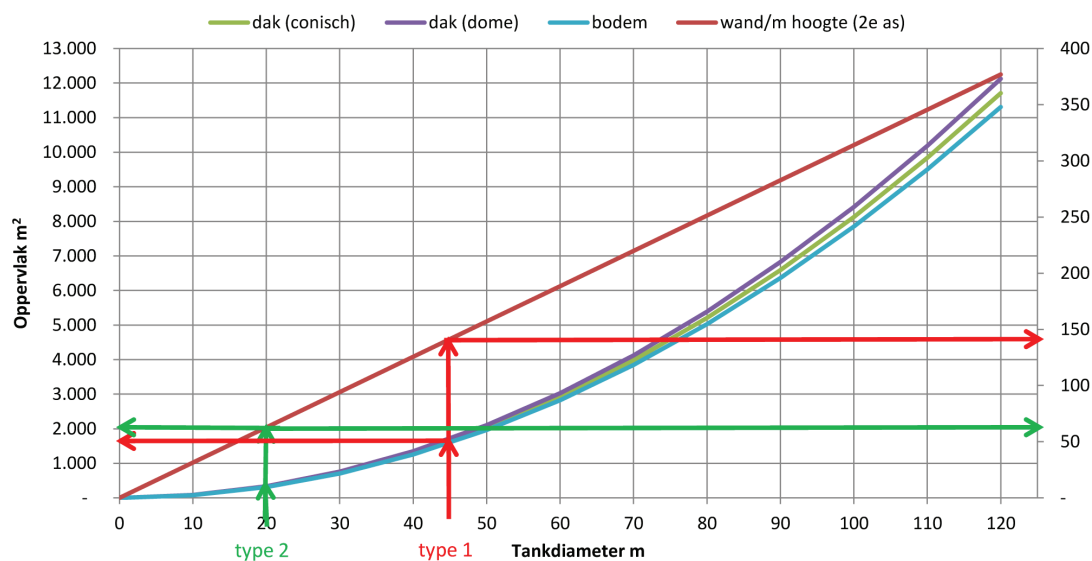
8.2.2 Oppervlakken

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



Figuur 8.4: Gemiddelde warmteverlies door de droge tankwand

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)

tegelijktijd op zullen warmen. Dit zullen in de meest ongunstige situatie de olietanks zijn.

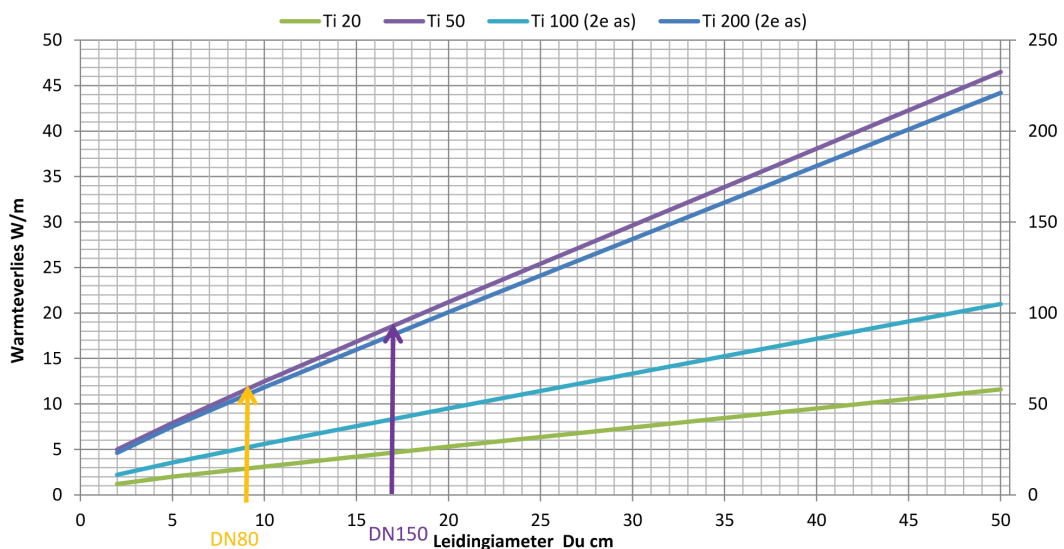
Resultaat stap 2b

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.

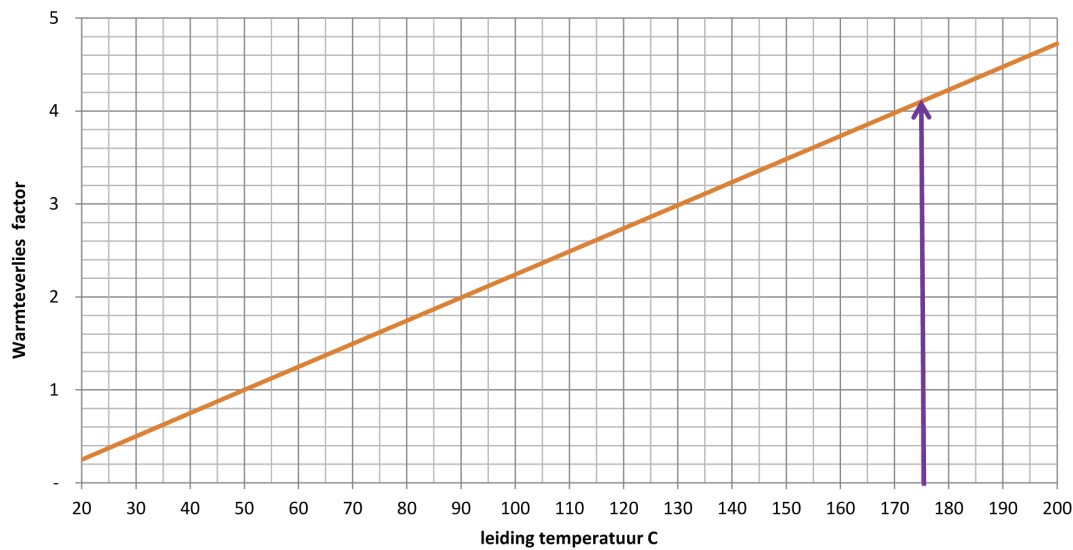


Figuur 8.6: Leidingverlies bij 50 graden en met 5 cm isolatie

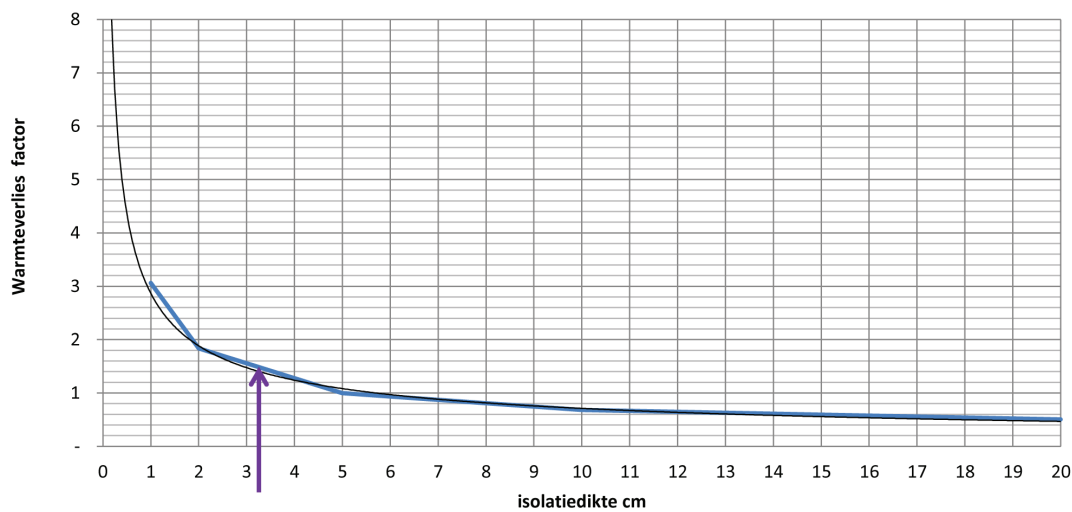
Om conservatief (de temperatuurafhankelijkheid zoals beschreven in de tweede alinea van paragraaf 5.1 wordt niet meegenomen) te corrigeren voor de hogere temperatuur, moeten beide gevonden waarden worden vermenigvuldigd met een factor 4,1 zoals in figuur 8.7 is af te lezen.

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

De resulterende leidingverliezen worden dan $12 \cdot 4,1 \cdot 1,4 = 69 \text{ W/m}$ voor de



Figuur 8.7: Correctiefactor leidingverlies bij andere temperatuur dan 50 graden



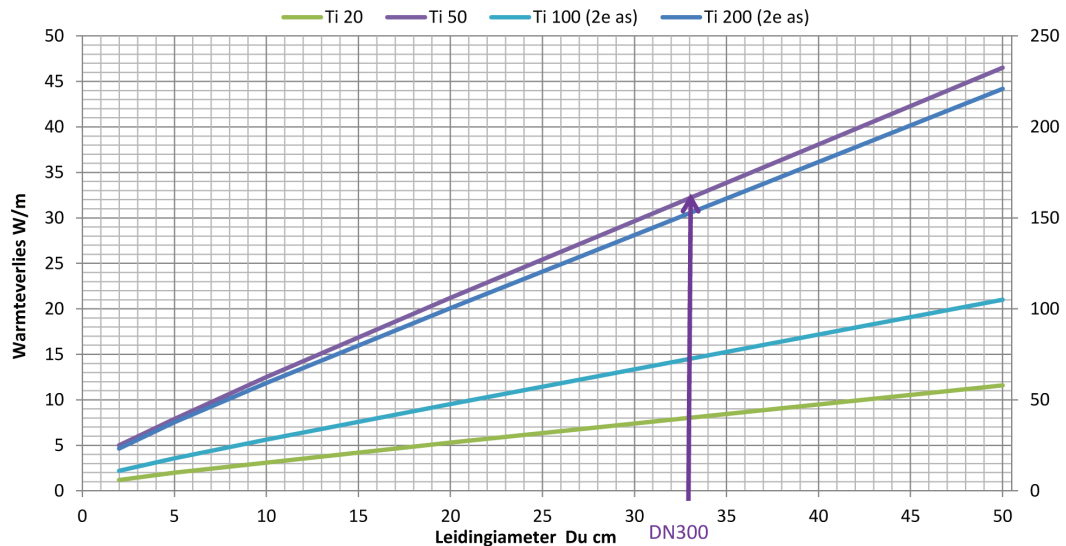
Figuur 8.8: Correctiefactor leidingverlies bij andere isolatiedikte dan 5 cm

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:
 Stoom $160 \cdot 24 \cdot 365 = 1.400$ MWh.
 Productleidingen $50 \cdot 24 \cdot 365 = 400$ 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 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.

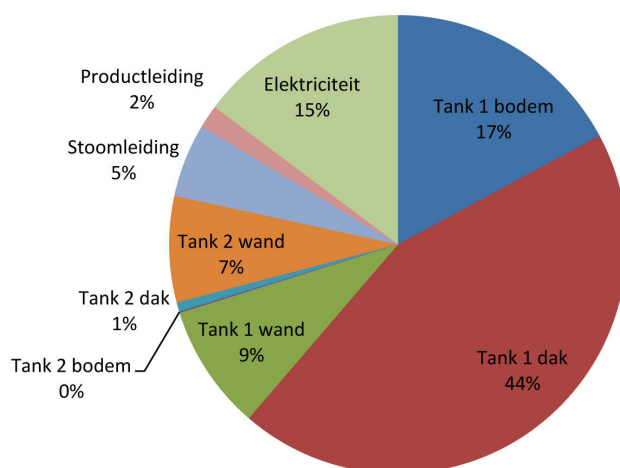
De ketel heeft een opwekrendement van 85% en een rookgascondensor waardoor dit rendement met 8% verbeterd is. Jaarlijks is dan 27.300 MWh aan aardgas nodig; rond de 3 miljoen Nm³.

Hoofdstuk 10

Fase 4: Totaal primair jaarlijks energieverbruik

Het totaal primair jaarlijks verbruik omvat ook het elektriciteitsverbruik. Het opwek- en distributie-rendement 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 10.1. Wat gelijk opvalt is het grote aandeel in het verbruik van het opheffen van de warmteverliezen door de daken van de olietanks.



Figuur 10.1: Verdeling energieverbruik

Hoofdstuk 11

Fase 5: 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 momenteel betere isolatiematerialen beschikbaar zijn) dan zal het gemiddelde warmteverlies door het dak afnemen van 80 W/m^2 naar 10 W/m^2 . Een besparing op primaire energie van 12.500 MWh/j wat neerkomt op ongeveer $1,4$ miljoen Nm^3 aardgas¹. De jaarlijkse kostenreductie wordt geraamd op 625.000 Euro.

Het isoleren van een tankdak is ingeschat op 80 Euro per m^2 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 gasprijs voor de meeste huishoudens $0,65$ Euro per Nm^3 is, is de terugverdientijd voor een huishouden ongeveer 30 jaar.

Deze terminal zou dus een mooie MVO-slag kunnen maken!!

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

Bibliografie

- [1] KNMI website, *Klimatologie, Daggegevens van het weer in Nederland*, <http://www.knmi.nl/klimatologie/daggegevens/download.html>, geraadpleegd in 2011.
- [2] Kapuno, Raul R.A. Jr. & Rathore, M.M., *Engineering Heat Transfer 2nd ed.*, Jones & Bartlett Learnings, 2011.
- [3] Cengel, Y.A. *Heat Transfer: A Practical Approach 2nd ed.*, McGraw-Hill, 2003.
- [4] Boks, Ir. D.J. en Van der Deijl, Ir. L.H. *Stoomketels* vijfde druk, Kluwer, 1958.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] Durović-Petrović, Maja D. *Experimental Investigation of Rockwool Insulation Hygrothermal Properties Related to Material Structure*.
- [8] 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.
- [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] Booijink, M; Kuiper, C; Lammersen, G. *Hoe schrijf ik een handboek?*, MOVISIE, kennis en advies voor maatschappelijke ontwikkeling, Drukkerij Libertas, 2012.

Deel III

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 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.2: Materiaaleigenschappen van vaste stoffen

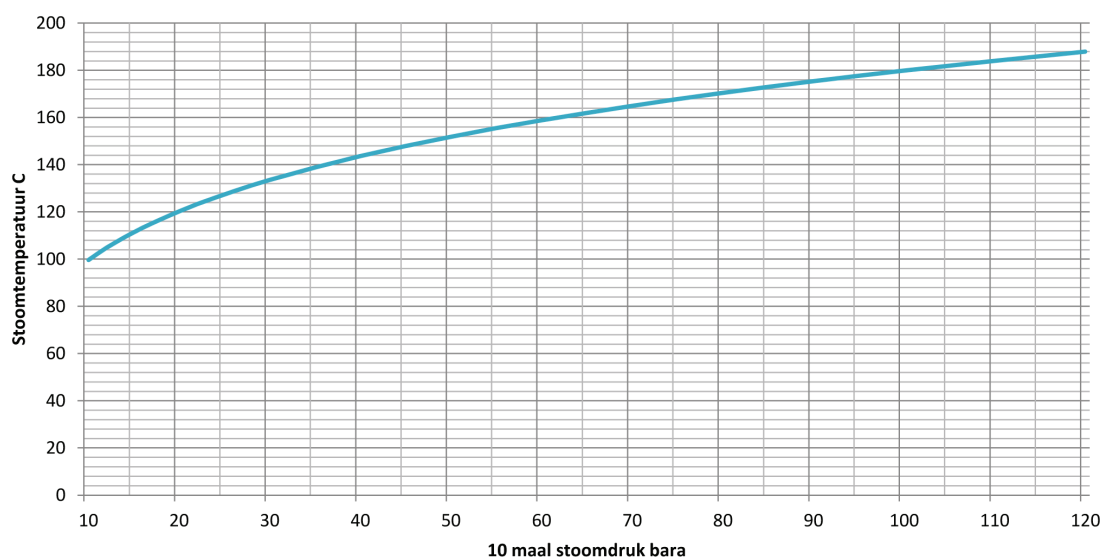
A.3 Water

T [K]	μ [kg/ms]	c_p [kJ/kgK]	k [W/mK]	ρ [kg/m ³]
323	0,000577	4,18	0,64	989,12
343	0,000389	4,19	0,668	979,43
353	0,000343	4,20	0,671	970,87
363	0,000315	4,205	0,674	965,00
413	0,000196	4,247	0,680	925,79

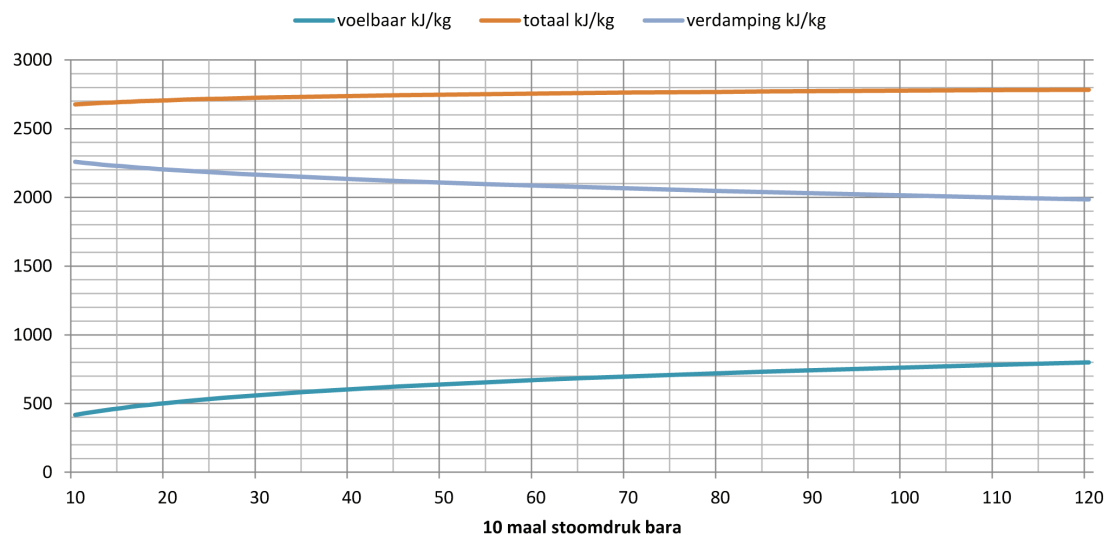
Tabel A.3: Materiaaleigenschappen van water

Bijlage B

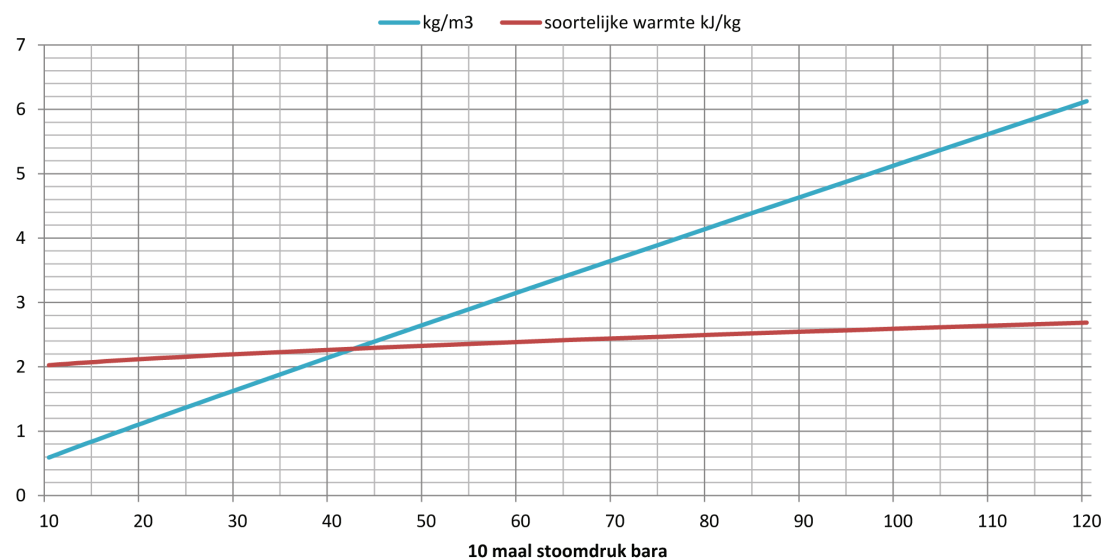
Verzadigde stoom



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 opslagterminal 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 isolatiwol 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 opslagterminal 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 isolatiwol 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 opslagterminal 2

De tankgegevens zijn als volgt:

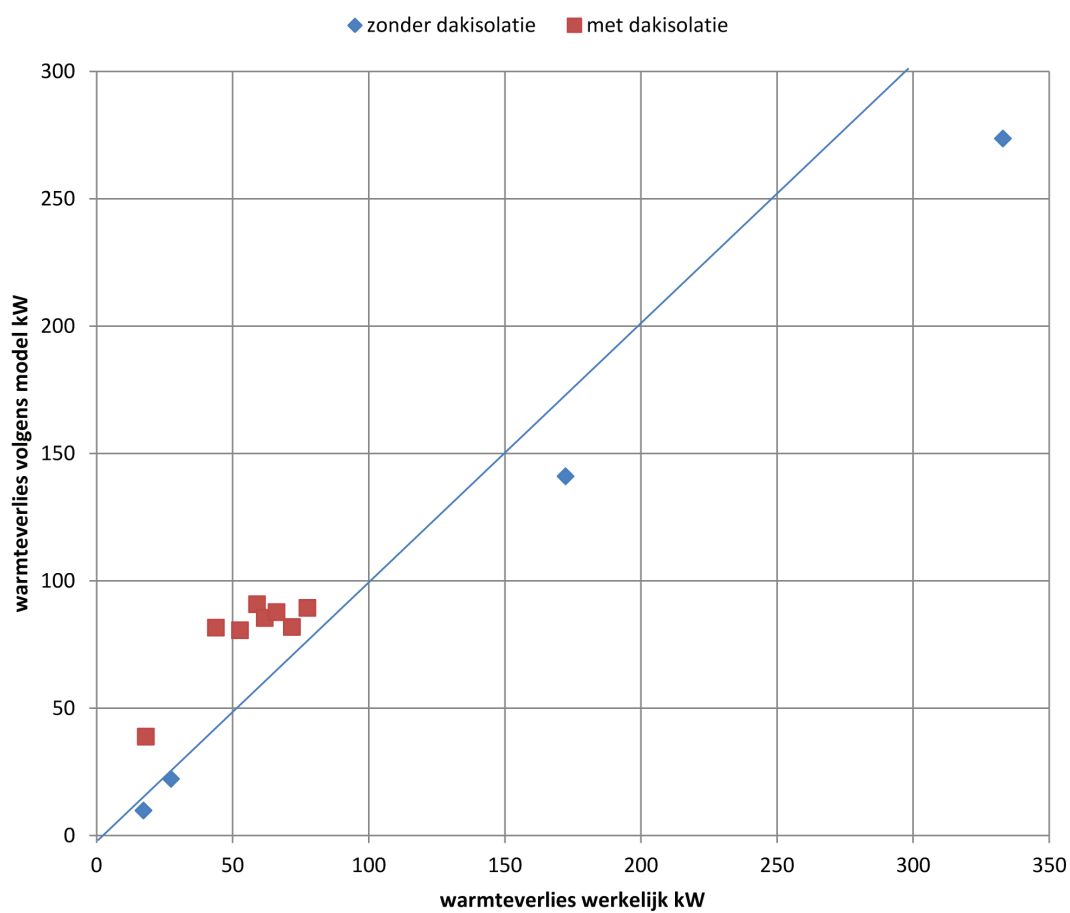
- Diameter: 8,5 m
- Hoogte: 12,78 m
- Gemeten level: 9,25 m (ongeveer 72,4%)
- Isolatie: 5 cm wol op wand, bodem 1 m klei
- Tanktemperatuur aan begin van de gemeten periode: 58,1 graden C
- Tanktemperatuur aan eind van de gemeten periode: 48,8 graden C
- Duur van de afkoelperiode: 3,5 dagen
- Productgegevens: 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

Figuur D.2: Invulsheet voor berekeningen (voorbeeld)

Index

- Absorptie, 9
- Broeikasgassen, 9
- Corrosie onder isolatie, 40
 - Dauwpunt, 41
 - Degradatie isolatiemateriaal, 41
- Emissie, 9
- Emissiefactor, Emissiviteit, 10
- Film-
 - laag, 15
 - temperatuur, 15
- Flashstoom, 43
- Leidingverliezen, 35
 - Kritische isolatiedikte, 39
 - Met isolatie, 36
 - Zonder isolatie, 36
- Ontwateringspot, 43
- Primair energieverbruik, 43
- Reflectie, 9
- Restwarmte, 50
- Stoomketel
 - Eco(nomiser), 49
 - Lucht Voorverwarmer, 49
 - Rookgascondensor, 49
 - Stoomgenerator, 50
 - Vlampijpketel, 47
 - Waterpijpketel, 47
- Thermografie, 22, 41
- Warmteoverdracht, 7
 - Convectie, 7, 8
 - Gedwongen convectie, 9
 - Vrije convectie, 9
 - Geleiding, 7, 8
 - Leeftijd afhankelijkheid, 41
 - Temperatuur afhankelijkheid, 42
 - Straling, 7, 9
- Warmteverlies van een verwarmde tank
 - Afhankelijkheden, 27
 - Bodem, 12
 - Dak, 18
 - Droge wand, 23
 - Natte wand, 14
 - Totale tank, 25
- Wet van ...:
 - Boltzmann, 9
 - Fourier, 8
 - Newton, 9
- WKK: Warmte Kracht Koppeling, 51