ONDERZOEKINGEN OVER DE WARMTEDOORGANG IN EEN VERTIKALE PIJPVERDAMPER

PROEFSCHRIFT
TER VERKRIJGING VAN DE GRAAD
VAN DOCTOR IN DE LANDBOUWKUNDE,
OP GEZAG VAN DE RECTOR MAGNIFICUS,
IR W. F. EIJSVOOGEL,
HOOGLERAAR IN DE HYDRAULICA, DE BEVLOEIING,
DE WEG- EN WATERBOUWKUNDE EN DE
BOSBOUWARCHITECTUUR,
TE VERDEDIGEN TEGEN DE BEDENKINGEN
VAN EEN COMMISSIE UIT DE SENAAT
VAN DE LANDBOUWHOGESCHOOL TE WAGENINGEN
OP VRIJDAG 1 JULI 1960 TE 16 UUR

DOOR

J. VELDSTRA

STELLINGEN

I

Voor het indampen van temperatuurgevoelige produkten verdient het geen aanbeveling een vertikale pijpverdamper met natuurlijke circulatie te gebruiken.

Dit proefschrift.

II

Vergroting van de vloeistofsnelheid in een verdamperpijp behoeft niet altijd een toeneming van de gemiddelde k-waarde tot gevolg te hebben.

Dit proefschrift.

III

Dat de hoogste plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten zouden optreden ter plaatse van de hoogste vloeistoftemperatuur in de verdamperpijp is niet bewezen.

E. Kirschbaum, Chemie-Ing.-Techn. 27(1955) 248.

IV

De methode van Peterson ter bepaling van de lipase-activiteit is ondeugdelijk.

M. H. Peterson, e. a. J. Dairy Sc. 26 (1943) 233.

V

De gevolgtrekkingen van Thomé aangaande de betekenis van de betacoccen bij de eiwitafbraak in kaas zijn onjuist.

K. E. Thomé Svenska Mejeritidningen 38 (1946) 513.

VI

Het opnemen in het melkbesluit van een bepaling met betrekking tot de duurzaamheid van consumptiemelk verdient aanbeveling.

VII

Bij de bepaling van de garantieprijs van de melk is het gewenst niet alleen de kostprijs als bepalende factor, maar ook andere factoren, zoals zuivelwaarde, e.d. in rekening te brengen.

VIII

Aan de methodiek van organoleptische beoordeling van voedings- en genotmiddelen wordt hier te lande nog onvoldoende aandacht geschonken.

IX

Bij de studie in de richting Technologie aan de Landbouwhogeschool dient meer aandacht te worden besteed aan de industriële bedrijfsleer.

X

Het verdient aanbeveling de mogelijkheden tot opleiding van middelbare technische krachten voor de levensmiddelenindustrie te vergroten.

VOORWOORD

Door deze betuig ik mijn dank aan mijn promotor, Prof. Dr Ir H. A. Leniger, onder wiens leiding dit werk tot stand is gekomen. Zijn adviezen en opbouwende kritiek zijn mij tot grote steun geweest.

Tevens ben ik dank verschuldigd aan het personeel van het Laboratorium voor Technologie voor de hulp bij de uitvoering van het onderzoek en bij het gereed maken van het manuscript.

Het onderzoek is mogelijk gemaakt door een subsidie van de Commissie voor de Landbouwnijverheid T. N. O., terwijl een prettig kontakt onderhouden werd met het Centraal Technisch Instituut T. N. O.

INHOUD

HOOFDSTUK I ALGEMENE INLEIDING 1

HOOFDSTUK II APPARATUUR EN WERKWIJZE

1. Beschrijving van de gebruikte apparatuur. 5
2. 2.1. Uitvoering van de proeven. 6
   2.2. Metingen bij de proeven. 7
3. Berekeningen. 8
4. Nauwkeurigheid en reproduceerbaarheid van de metingen. 9

HOOFDSTUK III DE INVLOED VAN DE SCHIJNBARE VLOEISTOFHOOGTE OP DE WARMTEDOORGANGSCOEFFICIENT BIJ NATUURLIJKE CIRCULATIE

1. 1.1. Inleiding. 13
   1.2. De stroming in de verdamper. 14
2. Uitvoering van de metingen, overzicht en resultaten van de proeven. 15
   2.1. Metingen bij ladingsgewijs werken. 15
   2.2. Metingen bij kontinu werken. 16
3. Beschouwing van de resultaten. 17

HOOFDSTUK IV DE INVLOED VAN HET TEMPERATUURVERSCHIL EN HET TEMPERATUURNIVEAU OP DE WARMTEDOORGANGSCOEFFICIENT k.

1. Inleiding. 24
2. Verrichte metingen en resultaten. 30
3. Beschouwing van de resultaten. 35

HOOFDSTUK V WARMTEDOORGANG BIJ TOEPASSING VAN GEFORCEERDE CIRCULATIE

1. Inleiding. 45
2. Overzicht van de metingen en resultaten. 46
3. Beschouwingen van de resultaten. 49

HOOFDSTUK VI WARMTEDOORGANG BIJ TOEPASSING VAN ONTSPANNINGSVERDAMPING

1. Inleiding. 56
2. Uitvoering van het onderzoek en resultaten. 56
3. Beschouwing van de resultaten. 58

HOOFDSTUK VII ORIENTERENDE METINGEN VAN DE WARMTEOVERDRACHTS-COEFFICIENTEN α_v en α_s EN HET TEMPERATUURVERLOOP VAN DE VLOEISTOF IN DE VERDAMPERPIJP.

1. Inleiding. 64
2. 2.1. Gebruikte apparatuur. 65
   2.2. Uitvoering van het onderzoek. 68
3. Overzicht van de uitgevoerde metingen en resultaten. 69
4. Beschouwing van de resultaten. 71
   4.1. Inleiding. 71
   4.2. Metingen bij ontspanningsverdamping en geforceerde circulatie. 72
   4.3. Metingen met natuurlijke circulatie. 74

HOOFDSTUK VIII NABESCHOUWING, SAMENVATTING EN CONCLUSIES. 76

NOMENCLATUUR 81

LITERATUUR. 83

HOOFDSTUK I

ALGEMENE INLEIDING.

In het Laboratorium voor Technologie van de Landbouwhogeschool zijn gedurende de laatste jaren onderzoekingen uitgevoerd over de warmtedoorgang in verdampers. De aanleiding hiertoe was dat er, zoals uit de bespreking van literatuur in elk der volgende hoofdstukken nog zal blijken, tot nu toe over de warmtedoorgangscoëfficiënt, de zgn. k-waarde, in verdampers, in afhankelijkheid van de bedrijfsomstandigheden, onvoldoende bekend was. Deze k-waarde is één der belangrijkste gegevens, die men bij het ontwerpen en dimensioneren van verdampers nodig heeft. De verschijnselen, die in verdampers optreden, zijn dermate complex dat een berekening van de k-waarde langs theoretische weg onmogelijk is. Men is derhalve aangewezen op langs experimentele weg gevonden waarden.

Eerst zijn metingen verricht aan enkele typen van verdampers, die in het laboratorium in een semi-technische uitvoeringsvorm aanwezig zijn. Onderzocht is de warmtedoorgang in een omloopverdamper met korte schuinstaande stijg- en valpijpen en in een filmverdamper met gedwongen film; de resultaten van deze onderzoekingen zijn reeds eerder gepubliceerd.*

Het in dit proefschrift te beschrijven onderzoek is uitgevoerd met een speciaal voor dit doel geconstrueerde verdamper. Deze bevat één betrekkelijk lange vertikale pijp, waarin de te onderzoeken vloeistof wordt verdampt en die aan de buitenzijde wordt verwarmd door kondenserende stoom. De verdamperpijp is verwisselbaar, zodat gewerkt kan worden met pijpen van verschillende lengten en diameters en van verschillende constructiematerialen. Er werden steeds pijpen gebruikt die wat betreft hun afmetingen en materiaal overeenkomen met de pijpen die men in vele typen verdampers in de praktijk aantreft. Het enige verschil is dat de technische verdampers een meestal groot aantal pijpen naast elkaar bevatten; dit doet echter weinig terzake, zodat onze proefverdamper kan worden beschouwd als een model van een technische verdamper.

De proefverdamper is zodanig geconstrueerd dat een zeer groot gebied van bedrijfsomstandigheden kan worden bestreken. Dit zal in de volgende hoofdstukken nog nader worden toegelicht. Voorts is de verdamper zodanig uitgerust dat gewerkt kan worden met natuurlijke circulatie, met geforceerde circulatie met behulp van een pomp, terwijl ook zgn. ontspanningsverdamping kan worden toegepast. Tenslotte kan met de proefverdamper ladingsgewijs dan wel kontinu worden gewerkt.

* Leniger, H. A. en Veldstra, J. Chemie-Ingenieur-Technik 30 (1958) 636

" Leniger, H. A. en Veldstra, J. Chemie-Ingenieur-Technik 31 (1959) 493

Uit de literatuur blijkt dat er in het bijzonder weinig bekend is over de warmtedoorgangscoëfficiënten die optreden bij lage kooktemperaturen en bij geringe temperatuurverschillen tussen de verwarmingsstoom en de kokende vloeistof. Bij de meeste oudere onderzoekingen zijn betrekkelijk hoge kooktemperaturen gebruikt, terwijl deze temperaturen en ook de temperatuurverschillen betrekkelijk weinig werden gevarieerd. Er zijn in de literatuur enkele aanwijzingen dat de k-waarde sterk daalt naarmate men lagere kooktemperaturen en kleinere temperatuurverschillen gaat toepassen. Nu zijn het juist deze bedrijfsomstandigheden die ons sterk interesseren, omdat wij in de levensmiddelenindustrie te maken hebben met temperatuurgevoelige produkten, die bij voorkeur bij lage temperaturen en met kleine temperatuurverschillen worden ingedampt. Het voornaamste doel van ons onderzoek was dan ook gegevens over de k-waarden in dit gebied te verzamelen.
Voorts blijkt uit de literatuur dat de meeste onderzoekers verdampers met koperen pijpen hebben gebruikt. Aangezien in de levensmiddelenindustrie veelal roestvrij stalen verdampers worden toegepast, hebben wij in hoofdzaak metingen verricht aan roestvrij stalen pijpen, die een veel slechtere warmtegeleiding vertonen dan koperen pijpen en waarbij dus de k-waarde lager zal zijn.

Al onze metingen zijn uitgevoerd met water. Dit heeft het voordeel dat het toch reeds zeer ingewikkelde onderzoek in verschillende opzichten aanmerkelijk kon worden vereenvoudigd, terwijl een goede vergelijking mogelijk was tussen verschillende pijpen en verschillende werkwijzen. Beperking van het onderzoek tot water heeft uiteraard het bezwaar dat de gevonden k-waarden niet zonder meer gelden voor oplossingen, sappen, extracten e.d. Wanneer het echter gaat om oplossingen van geringe concentratie zullen de verschillen t.o.v. water gering zijn. Dit neemt echter niet weg dat uitbreiding van het onderzoek met variaties in de fysische eigenschappen van de in te dampen vloeistoffen, als warmtegeleidingsvermogen, verdampingswarmte, oppervlaktespanning, viscositeit, e.d., zeer gewenst is.

In ons onderzoek hebben wij een zo groot mogelijk gebied van kooktemperaturen en temperatuurverschillen betrokken. De laagste kooktemperatuur bedroeg 30°C; een zo lage temperatuur wordt in de praktijk heel weinig toegepast. Een groot voordeel van onze apparatuur is dat verschillende werkwijzen bij gebruik van dezelfde verdamperpijpen onderling kunnen worden vergeleken; dit is tot nu toe zelden of nooit gedaan.

Een groot deel van ons onderzoek is gericht geweest op het bepalen van k-waarden onder sterk uiteenlopende bedrijfsomstandigheden. Deze k-waarden zijn dan gemiddelden voor de gehele verdamperpijp; dit zijn ook de gegevens die men in de praktijk nodig heeft. Wij hebben steeds getracht de waargenomen k-waarden en de veranderingen die daarin optreden tengevolge van wijzigingen in de bedrijfsomstandigheden te verklaren. Dit is in vele gevallen ook redelijk goed gelukt, althans in kwalitatieve zin. Men dient hierbij evenwel te bedenken dat vele factoren invloed op de k-waarden uitoefenen en dat de omstandigheden in een verdamperpijp in het algemeen van plaats tot plaats sterk verschillen. Dit betekent dat de plaatselijke k-waarden zeer uiteenlopen.

Om te trachten hierin meer inzicht te verkrijgen zijn pogingen gedaan om het temperatuurverloop in de verdamperpijp en warmteoverdrachtscoëfficienten van de pijp op de vloeistof te meten. Dit bleek buitengewoon moeilijk te zijn en dit deel van ons onderzoek, beschreven in hoofdstuk VII, kan dan ook zeker niet als afgesloten worden beschouwd. Desalniettemin heeft het ertoe bijgedragen plausibele verklaringen voor de gemeten k-waarden te geven.

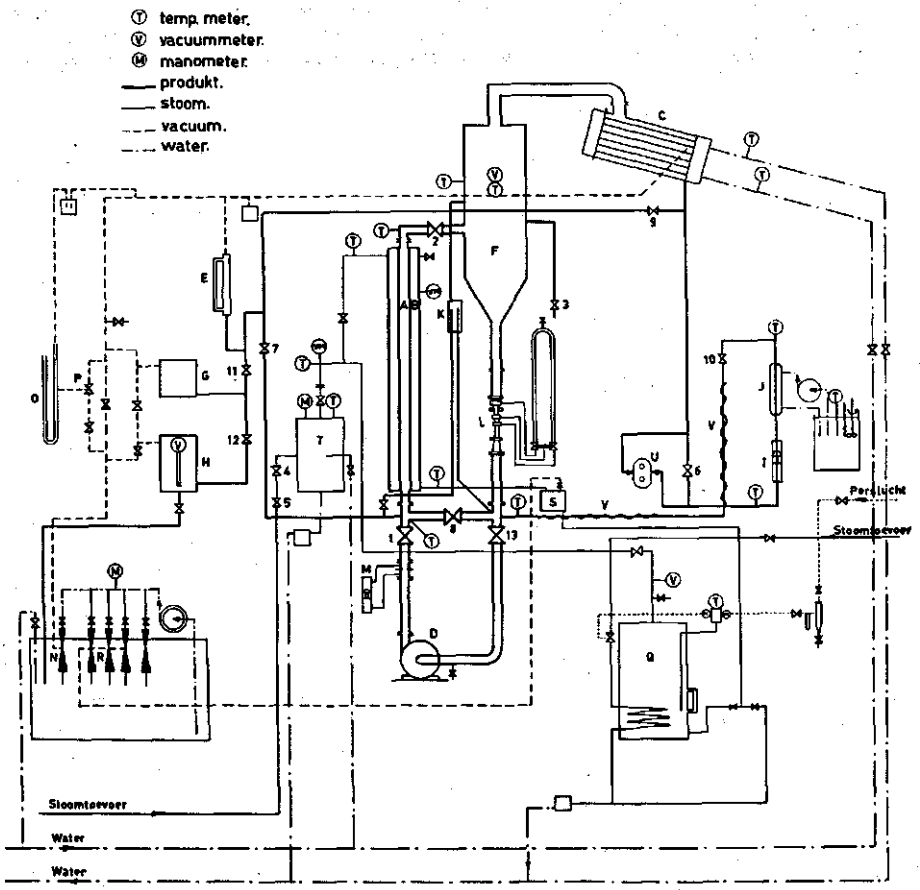


fig. 1.

Flowsheet vertikale pijpverdamper.

A verdamperpijp, B stoommantel, C kondensor, D circulatiepomp, E meetvat, F dampafscheider, G buffervat, H kondensaatverzamelvat, I rotameter, J warmtewisselaar, K peilglas, L venturimeter, M oriflowrator, N waterstraalkompressor, O kwik-kontakt-U-buis manometer, P magneetventiel, Q tank, R waterstraalpompjes, S stoomkondensaatmeetvat, T stoomdroger, U tandradpomp, V verwarmingskabels, 1-13 afsluiters.

HOOFDSTUK II

APPARATUUR EN WERKWIJZE

1. Beschrijving van de gebruikte apparatuur.

De bij dit onderzoek gebruikte verdamper is een vertikale pijpverdamper, fabrikaat Werkspoor. De verdamper heeft één pijp A, die verwisselbaar is. De pijp is voorzien van een stoommantel B. Zoals in de flowsheet van de opstelling, figuur 1, te zien is, wordt de vloeistof in de apparatuur gecirculeerd. Gewerkt kan worden met natuurlijke circulatie, met geforceerde circulatie en met ontspanningsverdamping. De circulatie wordt bij toepassing van geforceerde circulatie geregeld door de afsluiter 1 tussen de pomp D en de verdamperpijp, bij ontspanningsverdamping door het expansieventiel 2 geplaatst na de verdamperpijp.

Met de verdamper kan ladingsgewijs worden gewerkt, waarbij het kondensaat van de kondensor C naar een meetvat E gaat of er kan kontinu gewerkt worden, waarbij het kondensaat teruggevoerd wordt naar de verdamper.

Bij het onderzoek zijn verschillende pijpen gebruikt, met lengten van 1 en 2 m, variërend in inwendige diameter van 18 tot 50 mm. De inwendige diameter van de dampafscheider F is 244 mm, van de omloopleiding 40,5 mm.

De in te dampen vloeistof wordt via afsluiter 3 in de verdamper getrokken. De gevormde damp gaat van de dampafscheider via een verbindingsbuis naar de oppervlaktekondensor. Al naar gelang de werkwijze kan men het kondensaat voeren naar het meetvat E (de vaten G en H dienen resp. als buffervat en kondensverzamelvat) of via de rotameter I en de warmtewisselaar J met hulpapparatuur terugvoeren naar de verdamper. De temperatuur van deze teruggevoerde vloeistof wordt geregeld met de warmtewisselaar en met verwarmingskabels om de leiding. De dampafscheider en de omloopleiding van de verdamper zijn geïsoleerd.

De schijnbare vloeistofhoogte wordt gemeten in een peilglas K, dat verbonden is met het ondereinde van de verdamperpijp (stijgpijp) en met de dampafscheider. Gemeten wordt dus het drukverschil tussen deze twee punten. De schijnbare vloeistofhoogte is dit drukverschil in m waterkolom, uitgedrukt in % van de lengte van de verdamperpijp. Men spreekt algemeen van "schijnbare" vloeistofhoogte omdat gedurende het in bedrijf zijn van de verdamper wordt gemeten en de vloeistofhoogte dan niet gelijk is aan die welke wordt waargenomen bij de buiten werking zijnde verdamper. Op gelijke manier wordt de schijnbare vloeistofhoogte in de terugvoerleiding (valpijp) gemeten.

De circulatiesnelheid wordt bij de metingen met natuurlijke circulatie bepaald met een venturimeter L, die in het onderste deel van de valpijp is geplaatst. Bij geforceerde circulatie en bij ontspanningsverdamping wordt een oriflowrator M gebruikt. Deze bestaat uit een meetflens in de leiding, terwijl in de omloopleiding een meetflens en een rotameter zijn geplaatst. De meetflenzen zijn zodanig dat ongeveer een constant deel van de vloeistof door de omloopleiding stroomt.

Voor het verkrijgen van het vacuum in het gehele systeem is gebruik gemaakt van een waterstraalkompressor N. De regeling van het vacuum geschiedt door een kwikkontakt-U-buis manometer O en magneetventiel P, die in de hoofdvacuumleiding (naar de kondensor gaande), zijn aangebracht.

Voor verwarming is gebruik gemaakt van vacuumstoom en van overdrukstoom. De vacuumstoom wordt verkregen door de verdamper als tweede trap in een tweetraps verdamper op te stellen. De eerste trap is de tank Q, voorzien van een verwarmingsspiraal. De temperatuur hierin wordt automatisch geregeld door een op luchtdruk werkende regelaar. Het vacuum wordt verkregen door drie waterstraalpompjes R en wordt aangezogen bij de stoom kondensaatmeettank S. De overdrukstoom wordt via de afsluiters 4 en 5 toegevoegd en via een stoomdroger T (eventueel te gebruiken als stoomkoeler, indien de stoom oververhit is) naar de verdamper gevoerd.
De gebruikte hoeveelheid stoom kan gemeten worden met de stoomkondensaatmeettank S (inhoud 5 l). Bij vacuumstoom wordt het kondensaat teruggevoerd naar de tank Q, bij overdrukstoom wordt het kondensaat gespuid.

De watertoevoer aan de kondensor wordt geregeld. De hoeveelheid water wordt met een meetflens in de leiding gemeten. In de aan- en afvoerleiding zijn thermometers aangebracht.

2.1. Uitvoering van de proeven.

De uitvoering is in grote lijnen bij alle soorten van proeven gelijk. In het hierna volgende zal de uitvoering bij proeven met natuurlijke circulatie en met kontinu terugvoeren van het kondensaat eerst besproken worden. Daarna zullen de verschillen genoemd worden, die bij de andere onderzochte werkwijzen voorkomen. De proeven bij het gehele onderzoek zijn uitgevoerd met gedestilleerd of gedeïoniseerd water.

Na inschakeling van de waterstraalkompressor N wordt een afgewogen hoeveelheid vloeistof via afsluiter 3 ingetrokken. De benodigde hoeveelheid is afhankelijk van de gewenste schijnbare vloeistofhoogte en van het toe te passen temperatuurniveau en temperatuurverschil. Bij gebruik van vacuumstoom wordt de automatische regeling van de stoomtemperatuur ingesteld en er wordt vacuum getrokken in het leidingsysteem van de stoom.

Daarna wordt de kondensor ingeschakeld. De tandradpomp U in de leiding kondensor-verdamper wordt ingeschakeld, de afsluiter 6 in de omloopleiding van deze pomp wordt geheel geopend. Zodra het kondensaat uit de kondensor stroomt, wordt deze afsluiter zo ver gesloten, dat het peil in de leiding konstant blijft.

Bij gebruik van overdrukstoom wordt stoom toegelaten in de mantel van de verdamperpijp zodra het vacuum in de verdamper ongeveer het gewenste peil heeft bereikt.

Het vereiste vacuum wordt op de kontakt-U-buis manometer ingesteld.

Als de vloeistof in de verdamper kookt, worden de kooktemperatuur, de stoomtemperatuur en de schijnbare vloeistofhoogte precies afgesteld. Deze laatste wordt ingesteld door afsluiter 7 te openen en zoveel van de vloeistof naar het opvangvat te voeren, als noodzakelijk is om de gewenste hoogte te bereiken. De schijnbare vloeistofhoogte in de stijgpijp kan ook ingesteld worden door afsluiter 8 zo ver te sluiten dat de gewenste hoogte bereikt wordt. Het kondensaat wordt door de warmtewisselaar J en de verwarmingskabels V op de gewenste temperatuur aan de verdamper toegevoerd.

Zodra alle bedrijfsomstandigheden nauwkeurig zijn afgesteld en de toestand stationair is, d.i. na ca 1 uur het geval, kan met meten begonnen worden.

Bij kontinu werken met de verdamper wordt de verdampte hoeveelheid water bepaald m.b.v. de rotameter I in de terugvoerleiding. De gebruikte hoeveelheid stoom wordt gemeten met de meettank S.

Bij de uitvoering van proeven bij ladingsgewijze werken wordt het kondensaat tijdens het instellen teruggevoerd naar de verdamper. Als de toestand stationair geworden is, wordt het kondensaat naar het meetvat E gevoerd. De afsluiters 6 en 9 worden geopend, afsluiter 10 wordt gesloten. De afsluiters 11 en 12 worden periodiek geopend om het meetvat te ledigen. Bij ladingsgewijze werken neemt de hoeveelheid vloeistof in de verdamper met de tijd af.

Bij geforceerde circulatie en bij ontspanningsverdamping wordt steeds kontinu gewerkt. De afsluiter 8 wordt dan gesloten, terwijl afsluiter 13 geopend is. De circulatiepomp D wordt na vullen van de verdamper ingeschakeld. Bij geforceerde circulatie wordt de stroomsnelheid geregeld met afsluiter 1, het expansieventiel 2 is dan geheel geopend. Bij ontspanningsverdamping wordt de circulatie geregeld met het expansieventiel 2; in dit geval is de afsluiter 1 geheel geopend. Om de sterke draaiing in de dampafscheider gedeeltelijk tegen te gaan, wordt onderin de dampafscheider een schot geplaatst.

De stand van de niet genoemde afsluiters volgt uit de flowsheet.

2.2. Metingen bij de proeven.

De tijdsduur van de proeven bij kontinu werken was i.h.a. een half uur. Gedurende deze tijd werden de meetinstrumenten om de 5 min. afgelezen, in totaal 7 x. Voor de berekeningen werd het gemiddelde van deze waarnemingen gebruikt.

Zowel bij proeven met natuurlijke en geforceerde circulatie als bij ontspanningsverdamping werden de volgende metingen verricht.

a. de kooktemperatuur; hiervoor waren 2 thermometers in de dampafscheider aanwezig.
b. de temperatuur van het aan de verdamper toegevoerde kondensaat.
c. de temperatuur van het water voor en na passeren van de kondensor (2 x per half uur).
d. het vacuum in de verdamper en het ingestelde vacuum op de kwikmanometer (1 x per half uur).
e. de temperatuur van de in te dampen vloeistof aan het begin van de stijgpijp.
f. de temperatuur van het damp-vloeistof mengsel aan het einde van de stijgpijp.
g. de stoomdruk, de stoomtoevoertemperatuur en de stoomkondensaatafvoertemperatuur.
h. de vlotterstand van de rotameter in de leiding kondensor-verdamper. Deze werd gedurende een halve minuut afgelezen en als rotameterstand werd het gemiddelde genomen. Dit geschiedde omdat de vlotter altijd een schommelende beweging vertoonde. De variatie van de vlotterstand en de temperatuur van het kondensaat vóór de rotameter werden eveneens gemeten.
i. de omgevingstemperatuur.

Bij de proeven met natuurlijke circulatie werd de schijnbare vloeistofhoogte in de stijg- en valpijp bepaald. Daarnaast werd de manometer van

de venturimeter afgelezen. Hiervan werd tevens de fluctuatie bepaald.

Bij de onderzoekingen over geforceerde circulatie en bij ontspanningsverdamping werd de oriflowrator afgelezen.

Bij ladingsgewijs werken werden grotendeels dezelfde waarnemingen verricht. De duur van een proef is in dit geval afhankelijk van de verdampingssnelheid en het gebied van de schijnbare vloeistofhoogten, dat men wil bestrijken. Gemeten werden de tijd nodig voor het opvangen van een bepaalde hoeveelheid vloeistof in het meetvat en de tijd tussen twee metingen.

Naast de bovengenoemde waarnemingen zijn tenslotte zeer veel temperatuurmetingen met thermokoppels verricht. Een gedeelte van deze metingen diende ter kontrole van de thermometers. Andere waarnemingen met thermokoppels werden gedaan ter bepaling van de wandtemperatuur van de verdamperpijp en van het temperatuurverloop in de verdamperpijp.

3. Berekeningen.

De voornaamste berekeningen betreffen de k-waarden uit de toegevoerde en verbruikte warmte, de circulatie en voor enkele pijpen de warmte-overgangscoëfficiënten.

De toegevoerde warmte Q_s (kcal/h) is de warmte toegevoerd door de kondensatie van de stoom verminderd met het warmteverlies van de stoommantel aan de omgeving. Dit warmteverlies is voor alle pijpen bij diverse temperaturen gemeten. Ter berekening van de gekondenseerde hoeveelheid stoom in kg/h werd de hoeveelheid opgevangen stoomkondensaat gecorrigeerd voor de temperatuur van het kondensaat en voor de uitzetting van de meettank.

De netto verbruikte warmte Q_a is de warmte verbruikt voor de gemeten verdamping Q_v vermeerderd met de warmte Q_o benodigd voor opwarmen tot kooktemperatuur van de toegevoerde vloeistof. Het verschil tussen Q_s en Q_a is dus het warmteverlies van de verdamper aan de omgeving.

Bij ontspanningsverdamping en bij toepassing van geforceerde circulatie vindt er warmtetoevoer plaats door de circulatiepomp. Deze warmtehoeveelheid Q_p is door ons ontleend aan een door de fabrikant van de pomp verstrekte grafiek en werd van de netto verbruikte warmte afgetrokken, aangezien deze warmte niet via het verwarmend oppervlak is gegaan. De warmte benodigd voor de verdamping Q_v is de gemeten verdamping in kg/h vermenigvuldigd met de verdampingswarmte behorend bij de temperatuur van de damp in de dampafscheider.
Samenvattend krijgen wij dus voor de verbruikte warmte Q_a : bij natuurlijke circulatie en continu werken : $Q_a = Q_o + Q_v$.

bij natuurlijke circulatie en ladingsgewijs werken : $Q_a = Q_v$.

bij geforceerde circulatie en bij ontspanningsverdamping : $Q_a = Q_o + Q_v - Q_p$.

Voor de berekening van de k-waarde is als temperatuurverschil gebruikt het verschil in temperatuur tussen de stoom in de stoommantel en de damp in de dampafscheider. Als stoomtemperatuur is de afvoertemperatuur van het stoomkondensaat gekozen, die in de regel lager was dan de stoomtoevoertemperatuur. Dit laatste kan zijn oorzaak vinden in een geringe oververhitting, in de aanwezigheid van niet-kondenseerbare gassen en in een gering drukverval door de stroming.

De k-waarde wordt berekend met de formule: $Q = k.F. \Delta t.$

Hierin is : F het verwarmend oppervlak (m2),
Δt het temperatuurverschil (^oC),
Q hoeveelheid warmte (kcal/h); met de toegevoerde warmte Q_s wordt k_s verkregen, met de verbruikte warmte Q_a, k_a.

Bij natuurlijke circulatie werd de hoeveelheid vloeistof die van de dampafscheider naar de stijgpijp stroomde, in de valpijp met behulp van een venturimeter gemeten. De manometer van de venturimeter vertoonde steeds een fluctuatie. Het grootste en kleinste drukverschil werden afgelezen. Uit een ijkgrafiek werden de hoeveelheden gevonden,waarna het gemiddelde bepaald werd. Door de venturimeter werd dus niet de totale toevoer gemeten, want de hoeveelheid vloeistof in kg/h aan het begin van de verdamperpijp is de som van de door de venturimeter terugstromende hoeveelheid en de aan de verdamper toegevoerde hoeveelheid verse vloeistof.

Bij geforceerde circulatie werd de circulatie met de oriflowrator gemeten. Uit een ijkgrafiek werd daarna de hoeveelheid in kg/h afgelezen.

Voor de berekeningen van de warmteoverdrachtscoëfficiënt wordt verwezen naar het desbetreffende hoofdstuk.

4. Nauwkeurigheid en reproduceerbaarheid van de metingen.

Voor de meting van de temperaturen zijn laboratorium- en industriethermometers enthermokoppels gebruikt. De schaalverdeling van de thermometers was in 1^oC. Sommige thermometers waren voorzien van messing beschermhulzen. De thermometers waarmede vloeistof- en damptemperaturen gemeten werden in de verdamper, zijn geijkt onder omstandigheden zoveel mogelijk gelijk aan die in de verdamper.

Ter kontrole van de stoomtemperatuur zijn bij een serie metingen een aantal thermokoppels geplaatst.

De variatie in de druk door de regeling met de kontakt-U-buis manometer met magneetventiel was $\pm$ 1 mm Hg.

De gemiddelde schijnbare vloeistofhoogte in de verdamper werd op $\pm$ 1 % van de ingestelde waarde gehouden. Tengevolge van het kookproces kunnen bij waarnemingen grotere variaties optreden.

Voor de meting van de hoeveelheid verdampt water zijn meerdere rotameters gebruikt. Evenals de oriflowrator zijn deze op het laboratorium geijkt. De nauwkeurigheid is $\pm$ 1 % van de maximale waarde.

De venturimeter is geijkt bij drie temperaturen. De manometerstand vertoonde vooral bij lage kooktemperaturen soms een zeer sterke variatie. De oorzaak van deze variatie zal gelegen zijn in het kookproces. Bij sterke schommeling zijn de resultaten van de metingen met de venturimeter twijfelachtig. Waar dit het geval was, is dit vermeld.

Voor het verdampen werd gebruik gemaakt van gedestilleerd of gedeïoniseerd water. Aangezien de tijd vóór het bereiken van de stationaire toestand vrij lang was, was het water voor het grootste deel ontgast vóór de metingen.

Tabel 1. Resultaten van een aantal proeven die in duplo of triplo zijn uitgevoerd.

Kooktemp. °C	stoom-temp. °C	Δt °C	werkwijze en pijplengte	h %	circulatie kg/h
39,9	59,9	20,0	2 m nat. circ.	74,4	- 60 tot 472 206
40,0	60,0	20,0	2 m nat. circ.	74,4	90 tot 370 230
39,8	119,9	80,2	2 m nat. circ.	74,8	-203 - 346 72
40,0	120,0	80,0	2 m nat. circ.	74,5	-150 - 364 57
60,2	79,6	19,4	2 m nat. circ.	74,7	267 - 778 532
60,1	79,8	19,7	2 m nat. circ.	74,9	234 - 885 560
80,0	120,0	40,0	2 m nat. circ.	74,8	1613 - 1657 1635
80,0	120,0	40,0	2 m nat. circ.	75,1	1574 - 1620 1597
80,2	120,4	40,1	2 m nat. circ.	75,2	1557 - 1616 1587
80,3	150,0	69,7	2 m nat. circ.	75,3	640 - 1656 1148
80,4	150,1	69,6	2 m nat. circ.	75,6	512 - 1516 1010
80,3	150,0	69,7	2 m nat. circ.	75,8	592 - 1422 1007
80,0	105,0	25,0	2 m nat. circ.	98,1	1962 - 1990- 1976
79,9	104,8	24,9	2 m nat. circ.	99,7	1736 - 1908 1822
80,1	109,8	29,7	2 m nat. circ.	69,7	1055 - 1258 1157
80,0	110,1	30,1	2 m nat. circ.	69,9	870 - 1422 1146
40,2	54,5	14,3	1 m ontsp. verd.		7067
39,9	55,6	15,7	1 m ontsp. verd.		7017
80,0	128,7	48,7	2 m gef. circ.		6911
80,0	130,1	50,1	2 m gef. circ.		6911

Q_o kcal/h	Q_v kcal/h	Q_a kcal/h	k_a kcal/m^{2}h ^oC	Q_s kcal/h	k_s kcal/m^{2}h ^oC	Q_p kcal/h
8	6.292	6.300	1.025	6.827	1.111	
14	5.969	5.983	974	6.592	1.073	
236	45.420	45.656	1.848			
330	45.178	45.509	1.848	46.817	1.901	
146	5.720	5.866	982	6.595	1.104	
48	6.721	6.769	1.114	7.188	1.183	
980	24.187	25.166	2.043			
883	23.670	24.554	1.993			
886	23.750	24.636	1.994	27.053	2.189	
3.796	50.164	53.960	2.414			
3.338	50.953	54.290	2.531			
3.339	50.339	53.678	2.501	58.148	2.709	
149	10.917	11.066	1.436			
138	10,644	10.781	1.408	12.058	1.575	
263	15.812	16.075	1.756	19.382	2.117	
301	16.459	16.760	1.810	19.298	2.084	
15	4.508	4.523	1.560	4.257	1.933	1.088
10	5.204	5.214	1.707	4.699	1.944	1.088
1.259	31.288	32.546	2.098	33.992	2.267	1.088
1.360	32.090	33.090	2.099	35.553	2.305	1.088

De verdamperpijpen werden regelmatig schoongemaakt door borstelen met water en/of verdund azijnzuur.
De variatie in de kooktemperatuur t_k bedroeg $\pm$ 0,1°C bij een kooktemperatuur van 100°C en $\pm$ 0,4°C bij 40°C. De stoomtoevoertemperatuur en de stoomkondensaattemperatuur varieerden max. $\pm$ 1°C. Het verschil tussen beide was bij vacuumstoom 0,1 tot 1,6°C en bij overdrukstoom 0,4 tot 4,0°C. Bij de berekeningen werd steeds het gemiddelde van de waarnemingen, in de regel 7, gebruikt.

De eindhoeveelheid vloeistof in de verdamper was i.h.a. iets kleiner dan de beginhoeveelheid. Dit verschil was maximaal ongeveer 1 %. T.o.v. de totaalhoeveelheid die verdampt is, is dit een aanzienlijk kleiner percentage.

Ten einde de reproduceerbaarheid na te gaan, zijn verscheidene proeven in duplo of triplo verricht, soms met een tijdsverschil van enkele maanden. Enkele resultaten zijn vermeld in tabel 1. Uit deze tabel volgt dat de reproduceerbaarheid in het algemeen zeer bevredigend is en verbetert bij een grotere overgedragen hoeveelheid warmte. Bij kleine temperatuurverschillen wordt de reproduceerbaarheid nadelig beïnvloed door de wisselende omgevingstemperatuur en het daarmede gepaardgaande warmteverlies. Dit laatste geldt speciaal voor de pijp met het kleinste verwarmend oppervlak.

Uit de gegevens, vermeld in de tabel, kan tevens een indruk worden verkregen over de warmtebalans. Vermeld zijn de toegevoerde warmte Q_s en de verbruikte warmte Q_a (= $Q_o + Q_v - Q_p$). Van de verbruikte warmte is het warmteverlies aan de omgeving niet bekend. Deze zal toenemen bij toenemende kooktemperatuur. Aangezien de omgevingstemperatuur schommelt tussen 25°C en 35°C en de verdamper gedeeltelijk geïsoleerd is, kan men verwachten dat bij een kooktemperatuur van 40°C de toegevoerde en verbruikte warmte niet veel zullen verschillen. Uit de tabel volgt dat dit het geval is. Bij toenemende kooktemperatuur neemt het verschil toe.
Uit de tabel blijkt voorts, dat er bij natuurlijke circulatie een vrij grote variatie in de circulatie optreedt, speciaal bij lage kooktemperatuur. Behalve aan het feit dat het koken meestal niet volkomen regelmatig plaats vindt, moet dit worden toegeschreven aan de vacuumregeling, waardoor bij aantrekken van het vacuum een sterker koken plaats vindt.

HOOFDSTUK III

DE INVLOED VAN DE SCHIJNBARE VLOEISTOFHOOGTE OP DE WARMTEDOORGANGSCOEFFICIENT BIJ NATUURLIJKE CIRCULATIE.

1.1. Inleiding .

De schijnbare vloeistofhoogte h is het drukverschil in m waterkolom tussen het begin van de verdamperpijp en de dampafscheider, uitgedrukt als percentage van de pijplengte. De bepaling geschiedt i.h.a. met behulp van een buis verbonden met het ondereinde van de verdamperpijp en met de dampafscheider.

Men spreekt van "schijnbare" vloeistofhoogte omdat gedurende het in bedrijf zijn van de verdamper wordt gemeten en de vloeistofhoogte dan niet gelijk is aan die welke wordt waargenomen bij de buiten werking zijnde verdamper.

De invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op de warmtedoorgang is reeds eerder bestudeerd; wij geven allereerst een overzicht van de voornaamste resultaten van vroegere onderzoekingen. McAdams (1) vermeldt resultaten van meerdere onderzoekers die allen tot dezelfde conclusie komen, nl. dat de k-waarde bij daling van de schijnbare vloeistofhoogte tot een maximum toeneemt, waarna de k-waarde daalt.

Kirschbaum (2, 3) en Starck (4) kwamen tot een soortgelijk resultaat wat betreft de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde α_v.

De zeer snelle daling van de k-waarde na het maximum bij verdere daling van de schijnbare vloeistofhoogte is te wijten aan een gedeeltelijk droogvallen van het verwarmend oppervlak. De schijnbare vloeistofhoogte, waarbij het maximum in de k-waarde optreedt, ligt volgens het onderzoek van Starck (4) bij ongeveer 25%. Rohsenow (5) verwacht dat dit maximum bij toenemend temperatuurverschil zal verschuiven naar een hogere schijnbare vloeistofhoogte.

Bij verandering van de schijnbare vloeistofhoogte krijgt men een andere circulatiesnelheid. Foust e.a. (6) vonden dat de vloeistofsnelheid het hoogst was bij een vloeistofstand even boven de verdamperpijp, dus bij een schijnbare vloeistofhoogte van iets meer dan 100%. Bij verhoging en bij verlaging van de vloeistofstand daalde de circulatiesnelheid.

Kirschbaum (2) vond bij verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte eveneens een geringere vloeistofcirculatie.

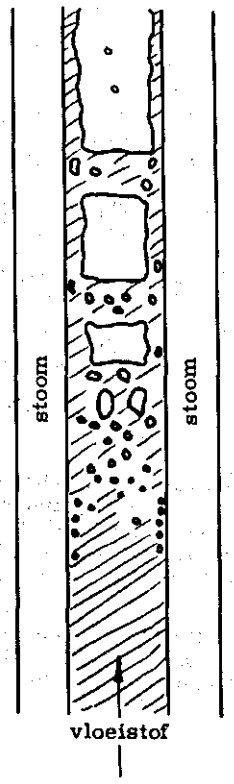
Uit het voorgaande blijkt dat de gegevens over de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte schaars zijn. Aangetoond is dat de k-waarde een maximum vertoont; de ligging van dit maximum is echter niet nauwkeurig bekend. De k-waarde is in verband gebracht met de vloeistofcirculatie; geconstateerd is dat de circulatiesnelheid daalt bij afnemende schijnbare vloeistofhoogte. Dit verband is echter nog onvoldoende onderzocht.

Blijkens de literatuur is tot nu toe zeer weinig aandacht geschonken aan de verschijnselen die zich voordoen bij lage kooktemperaturen, een gebied dat ons juist sterk interesseert in verband met het indampen van voedingsmiddelen.

Een en ander was voor ons aanleiding de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op de k-waarde in onze studie op te nemen en hierover aanvullende metingen te verrichten. Het hieronder nog toe te lichten onderzoekprogramma is afgestemd op controle en aanvulling van de in de literatuur beschreven onderzoekingen, waarbij door ons ook aan de verklaring van de waargenomen verschijnselen aandacht is geschonken. In verband hiermede zullen wij eerst de stroming in een verdamperpijp bespreken.

1.2. De stroming in de verdamper.

Voor een duidelijk inzicht in de warmtedoorgang, is het van belang de stroming van de vloeistof en het damp-vloeistof mengsel in een enkele vertikale verdamperpijp na te gaan. De te verdampen vloeistof wordt onder ingevoerd. Wij hebben dan de situatie als geschetst in fig. 2. Wanneer er kontinu vloeistof wordt toegevoerd en deze vloeistof een temperatuur heeft lager dan het kookpunt, wordt de vloeistof in het onderste gedeelte van de pijp door de stoom verwarmd. In dit gedeelte heeft men dus te maken met warmteovergang van de wand op een stromende vloeistof. Zodra de vloeistof aan de wand een temperatuur bereikt die iets hoger is dan de kooktemperatuur, die afhankelijk is van de ter plaatse heersende druk en van de kookpuntsverhoging, worden aan de wand dampbellen gevormd. De dampbellen laten los en komen terecht in de vloeistof in het midden van de pijp, waar een lagere temperatuur heerst; de dampbellen zullen derhalve kondenseren (subcooled boiling).



Zodra op een zekere hoogte in de pijp de gehele vloeistof op kooktemperatuur is gekomen zullen de dampbellen blijven bestaan. Bij aanwezigheid van dampbellen in de vloeistof, heeft men te maken met een tweefasenstroming en zolang de bellen zich niet verenigen spreekt men van bellenstroming. Bij het verder naar boven stromen van de vloeistof ontstaan steeds meer dampbellen, deze dampbellen kunnen zich verenigen, zodat er grote bellen ontstaan die een groot gedeelte van de dwarsdoorsnede van de buis innemen. Men kan dan een propstroming waarnemen van grote dampbellen, waartussen zich de vloeistof bevindt. Het spreekt vanzelf dat de wand in dit gedeelte van de pijp nog geheel is bedekt met vloeistof. Bij voortschrijdende verdamping ontstaat vervolgens geleidelijk de situatie dat het midden van de buis geheel door damp wordt ingenomen, terwijl de vloeistof zich als een ring tussen de wand en de damp bevindt; men spreekt hierbij van een stijgende film en van een ringstroming. De snelstromende damp sleurt de vloeistof langs het verwarmend oppervlak naar boven en voert druppels mee naar de dampafscheider. Wanneer de meegenomen vloeistof voor het grootste deel verdampt kan het verwarmend oppervlak tenslotte gedeeltelijk droogvallen. In het uiterste geval kan het verwarmend oppervlak zelfs geheel droogvallen.

fig. 2.
Schematische voorstelling van de stroming in een vertikale pijp, waarin koken plaats vindt.

In een vertikale pijpverdamper met natuurlijke circulatie wordt de stroming teweeg gebracht door het verhitten van de vloeistof in de stijgpijp. In hoeverre de hierboven beschreven stromingsbeelden zullen voorkomen is afhankelijk van verscheidene factoren; o.a. spelen hierbij een rol: de lengte en de diameter van de pijp, de schijnbare vloeistofhoogte, het toegepaste temperatuurverschil e.d. Volgens Verschoor en Stemerding (7) krijgt men *een overgang van bellenstroming naar propstroming bij een volumeverhouding* gas-water van ongeveer 2, en een overgang van propstroming naar ringstroming bij een verhouding van ongeveer 200. Daarbij dient te worden opgemerkt dat de snelheid van de damp en de vloeistof in de verdamperpijp niet gelijk zijn. De damp heeft nl. een hogere snelheid dan de vloeistof (8). Het is daarom niet mogelijk om uit de ontstane hoeveelheid damp de circulatiesnelheid in de verdamper te berekenen.

2. Uitvoering van de metingen, overzicht en resultaten van de proeven.

2.1. Metingen bij ladingsgewijs werken.

Bij de metingen bij ladingsgewijs werken verandert de schijnbare vloeistofhoogte kontinu. Het nadeel van deze methode is dat in verband met de plaatsing van de dampafscheider het gebied van schijnbare vloeistofhoogten lager dan 50% zeer snel doorlopen wordt.

De metingen, verricht ter bepaling van de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op de k-waarde zijn vermeld in tabel 2. Bij de proeven zijn verschillende pijpen gebruikt. Het materiaal van de pijpen was roestvrij staal type A.I.S.I. 321.

Tabel 2. Overzicht metingen bij ladingsgewijs werken.

Gebruikte verdamperpijp.	Temp. niveau °C	stoomcond. afvoertemp. °C	temp. verschil °C
lengte 1 m., inw. diam. 47 mm., uitw. diam. 51 mm.	40,4	79,9	39,5
	40,0	89,5	49,5
	60,2	109,0	48,8
idem	80,7	128,0	47,3
	90,1	128,3	38,2
idem	90,1	129,0	38,9
	100,1	128,6	28,5
idem	100,2	138,0	37,8
	100,2	138,0	37,8
lengte 1 m., inw. diam. 50 mm., uitw. diam. 53 mm.	80,0	110,0	30,0
elektrolytisch gepolijste pijp, lengte 1 m, inw. diam. 50 mm., uitw. diam. 53 mm.	79,8	109,9	30,1
	60,0	90,2	30,2
lengte 2 m., inw. diam. 47 mm., uitw. diam. 51 mm.	80,0	104,7	24,7
	80,0	109,9	29,9

De resultaten van al deze metingen vertoonden hetzelfde beeld, zodat volstaan kan worden met een enkel voorbeeld. De resultaten met de 2 m pijp, bij een temperatuurniveau van 80°C en een temperatuurverschil van 29, 9°C zijn weergegeven in figuur 3. In deze figuur zijn de k-waarde, de verdamping, de schijnbare vloeistofhoogte en de circulatie uitgezet als functie van de tijd.

2.2. Metingen bij kontinu werken.

Bij de metingen bij kontinu werken is bij elke kook- en stoomtemperatuurcombinatie een aantal proeven verricht bij verschillende schijnbare vloeistofhoogten. De tijdsduur van elke proef was 10 minuten, waarin drie waarnemingen verricht werden. Naast de warmtedoorgangscoëfficiënt k_a is tevens de k-waarde uit het stoomkondensaat bepaald.

Er zijn twee series metingen verricht, nl.

a. metingen met het doel de invloed van het temperatuurverschil bij twee kooktemperaturen na te gaan. Deze serie had tevens ten doel de ligging van het maximum in de k-waarde te bepalen. Deze metingen zijn vermeld in tabel 3a.

b. metingen ter bepaling van de invloed van het temperatuurniveau. Bij deze serie zijn pijpen gebruikt van 2 m en 1 m lengte, beide met een inwendige diameter van 47 mm en uitwendige diameter van 51 mm. Een overzicht van deze metingen is gegeven in tabel 3b.

Tabel 3. Overzicht proeven uitgevoerd bij kontinu werken met de verdamper.

	pijplengte m	temp. niveau °C	temperatuurverschil °C						
a.			15	20	25	30	40	50	70
	2	40	x	x		x	x	x	x
	2	80	x		x	x	x	x	
b.	pijplengte m	temp. verschil °C	temperatuurniveau °C						
			40	60	80	100			
	2	30	x	x	x	x			
	1	30	x	x	x	x			

Bij bovengenoemde proeven is ook de circulatiesnelheid gemeten. De resultaten van de proeven vermeld in tabel 3 zijn grafisch voorgesteld in de figuren 4 tot en met 7. In deze grafieken is k_a uitgezet als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. De circulatie in kg/h is als functie van de schijnbare vloeistofhoogte uitgezet in de figuren 8 en 9. Figuur 8 heeft betrekking op de 2 m pijp bij een kooktemperatuur van 80°C en met als parameter het temperatuurverschil Δt. Figuur 9 geldt voor de 1 m pijp bij een temperatuurverschil van 30°C en met als parameter de kooktemperatuur t_k.

Bij grote verdampingssnelheden en een hoge kooktemperatuur was het moeilijk om de vloeistof op een temperatuur vlak bij het kookpunt aan de verdamper toe te voeren. Daarom werd de invloed van de toevoertemperatuur op

de k-waarde nagegaan. De resultaten van enkele metingen verricht met verschillende toevoertemperaturen bij een hoge en een lage schijnbare vloeistofhoogte zijn vermeld in tabel 4.

Tabel 4. Resultaten van de metingen ter bepaling van de invloed van de temperatuur van de aan de verdamper toegevoerde vloeistof.

h %	toevoer-temp. °C	t_k °C	Δt °C	Q_o kcal/h	Q_v' kcal/h	Q_a kcal/h	k_a kcal/m²h°C
98	25,8	40,0	29,8	162	6.530	6.692	729
98	40,9	39,8	30,5	-12	6.304	6.292	670
36	21,7	39,9	29,8	495	15.609	16.104	1.755
36	41,0	39,8	30,3	-34	16.093	16.059	1.744
93	25,2	100,2	20,3	1.502	10.792	12.294	1.971
93	86,3	100,3	20,0	300	11.589	11.858	1.925
34	23,9	100,2	19,7	1.760	12.434	14.194	2.336
35	82,7	100,2	20,0	420	12.916	13.336	2.165

Uit deze tabel blijkt dat een lagere toevoertemperatuur een hogere k-waarde tot gevolg heeft. De verklaring hiervoor is waarschijnlijk dat door een lagere toevoertemperatuur het temperatuurverschil aan het begin van de verdamperpijp groter wordt, waardoor ook het gemiddelde temperatuurverschil tussen de stoom en de vloeistof in de gehele verdamperpijp vergroot wordt. Blijkbaar weegt deze factor zwaarder dan de verslechtering van de α_v-waarde die een gevolg is van de minder gunstige stromingstoestand bij lage toevoertemperaturen.

3. Beschouwing van de resultaten.

Uit figuur 3 volgt dat de k-waarde bij verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte langzaam toeneemt tot een maximum waarna een snelle daling van de k-waarde bij een verdere daling van de schijnbare vloeistofhoogte plaats vindt. Dit resultaat, dat eveneens blijkt uit de grafieken 4 tot en met 7 van de kontinue verdamping, is in overeenstemming met McAdams (1) en Kirschbaum (2, 3). Men ziet verder dat er bij eenzelfde temperatuurverschil bij een lagere kooktemperatuur een sterkere stijging in de k-waarde optreedt dan bij een hogere kooktemperatuur. In figuur 6 neemt bijv. bij verlaging van h van 100% tot 30% de k-waarde bij een kooktemperatuur van 40°C toe van 600 tot 1750 kcal/m²h °C, terwijl de k-waarde bij t_k = 80°C stijgt van 1600 tot 2100 kcal/m²h °C. Deze sterkere stijging bij een lagere kooktemperatuur wordt veroorzaakt doordat daarbij de hydrostatische druk een belangrijke rol gaat spelen. Bij eenzelfde schijnbare vloeistofhoogte zal daardoor de aanwarmzone, d.i. de zone waarin nog geen koken optreedt, langer zijn naarmate de kooktemperatuur lager is.

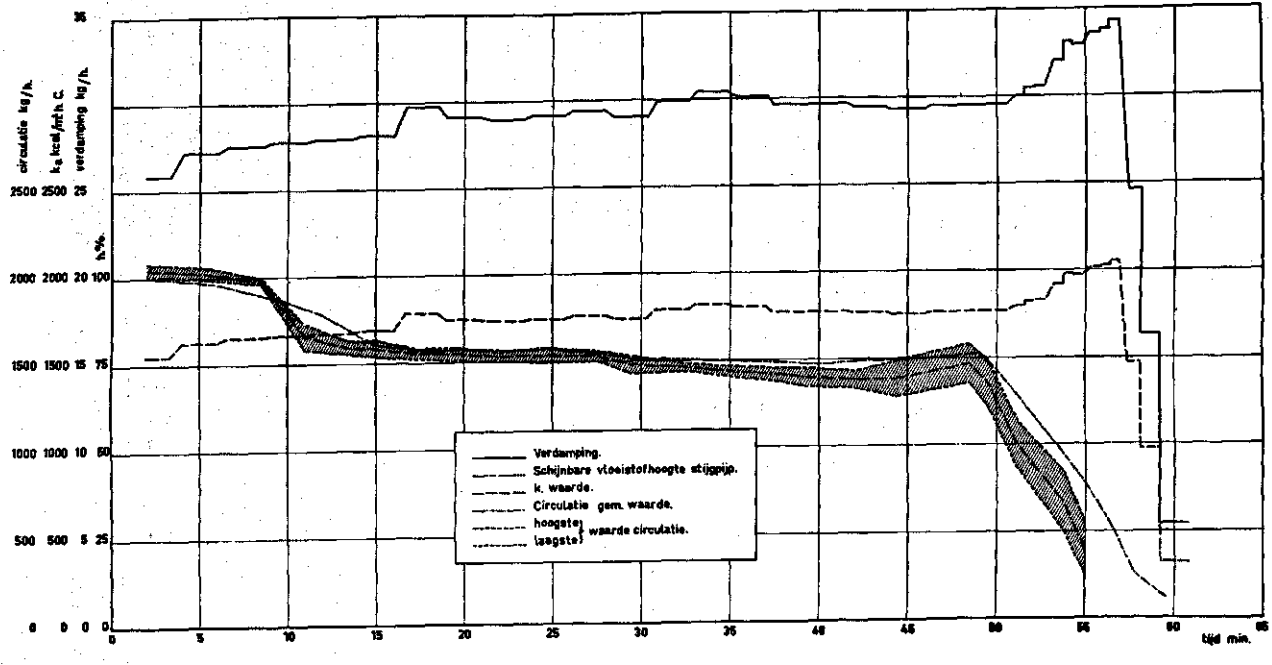


fig. 3.

De k-waarde, de verdamping, de schijnbare vloeistofhoogte en de vloeistofcirculatie als functie van de tijd bij een meting met ladingsgewijze werken met de verdamper : Pijplengte 2 m, F=0,308 m^2, t_k = 80° C, t_g = 109,9 ° C.

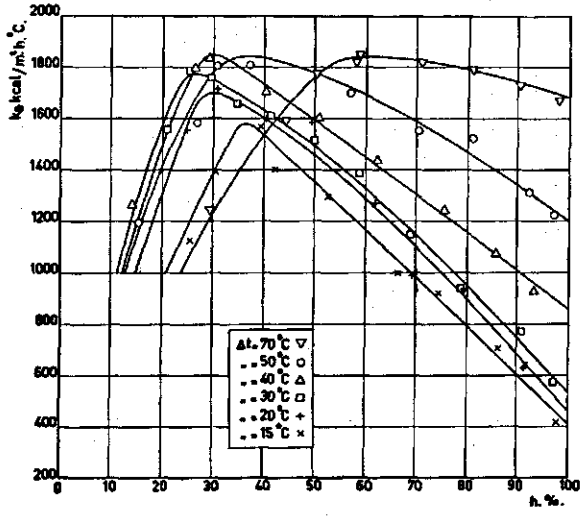


fig. 4.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van de schijnbare vloeistofhoogte bij kontinu werken met de verdamper. Pijplengte 2 m, t_k = 40°C, parameter Δt.

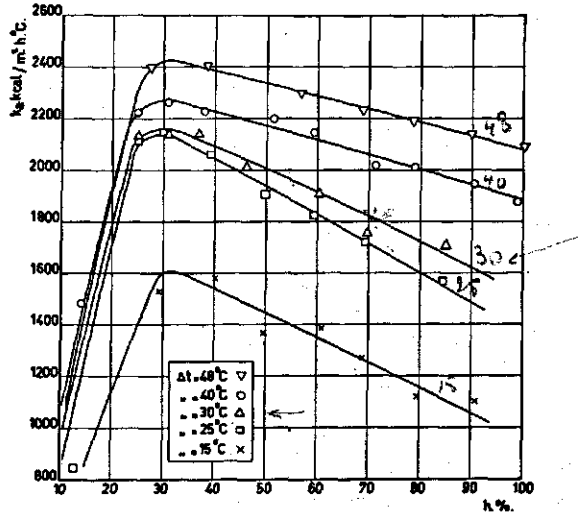


fig. 5.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 2 m, t_k = 80°C, parameter Δt.

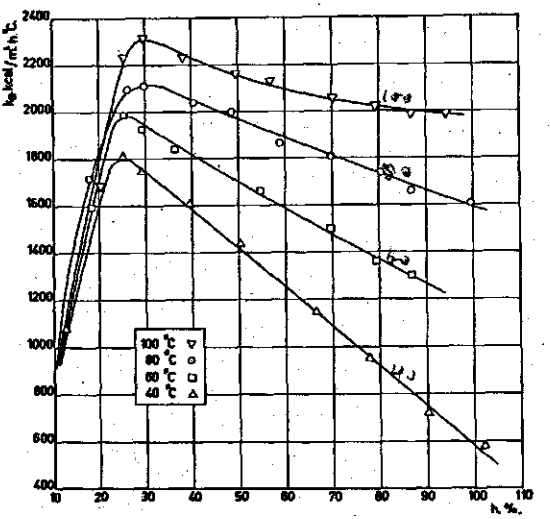


fig. 6.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 2 m, $\Delta t = 30^{o}C$, parameter t_k.

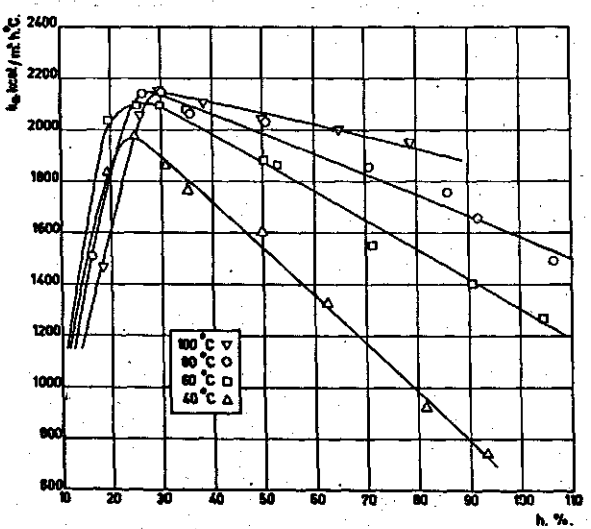


fig. 7.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 1 m, F = 0,154 m^2, $\Delta t = 30^{o}C$, parameter t_k.

De stijging van de k-waarde bij daling van de schijnbare vloeistofhoogte wordt behalve door de kooktemperatuur ook beïnvloed door het gebruikte temperatuurverschil. In figuur 4 stijgt de k-waarde bij een daling van h van 100% tot 60% bij $\Delta t = 15^oC$ van 420 tot 1160 en bij $\Delta t = 70^oC$ van 1690 tot 1860 kcal/m^{2}h ^oC. Ook dit is gemakkelijk verklaarbaar. Door de grotere warmtestroomdichtheid zal eerder het punt van de hoogste vloeistoftemperatuur in de verdamperpijp bereikt worden, zodat het kookproces eerder zal beginnen. Dit beïnvloedt de k-waarde in gunstige zin.

Daarnaast zal door een hogere wandtemperatuur ook vlugger "subcooled boiling" op kunnen treden. Door de grotere verdamping zal verder de dampsnelheid toenemen bij toenemend temperatuurverschil. Alle factoren resulteren in een vermindering van de stijging van de k-waarde bij dalende schijnbare vloeistofhoogte bij toenemend temperatuurverschil. Hetzelfde verschijnsel, hoewel in mindere mate, is te zien bij een kooktemperatuur van 80^oC in figuur 5.

In de figuren 6 en 7 ligt het maximum in de k-waarde bij een schijnbare vloeistofhoogte van 25 tot 30%. Uit de beide figuren volgt dat het maximum bij hogere kooktemperaturen iets verschuift naar een hogere schijnbare vloeistofhoogte. De ligging van het maximum wordt bij $t_k = 40^oC$ sterk beïnvloed door het temperatuurverschil zoals in figuur 4 te zien is. Bij $\Delta t = 15^oC$ ligt het maximum bij h = 35%, bij $\Delta t = 30^oC$ bij h = 25% en bij $\Delta t = 70^oC$ bij h = 60%.

Dit verschijnsel treedt bij $t_k = 80^oC$ niet op; in figuur 5 is het maximum bij elke Δt gelegen bij een h van ongeveer 30%. De vloeistofcirculatie is bij een kooktemperatuur van 40^oC veel geringer dan bij $t_k = 80^oC$ (fig. 9). Zoals uit figuur 8 blijkt is de circulatie niet alleen afhankelijk van h en van de kooktemperatuur, maar ook van het temperatuurverschil. De vloeistofcirculatie bereikt de hoogste waarde bij een temperatuurverschil van ongeveer 40^oC. Op grond hiervan is de verschuiving van het maximum nu als volgt te verklaren. Bij een klein temperatuurverschil is de vloeistofcirculatie gering; het is dan mogelijk, dat er door de damp niet genoeg vloeistof mee naar boven wordt genomen, om bij een lage schijnbare vloeistofhoogte het gehele verwarmend oppervlak te bevochtigen. Bij een stijging van het temperatuurverschil zal dus door een verbetering van de circulatie het maximum naar een lagere schijnbare vloeistofhoogte verschuiven. Bij een verdere stijging van het temperatuurverschil neemt de verdamping toe, waardoor het droogvallen van het verwarmend oppervlak eerder op kan treden. Men ziet dan ook in figuur 4 dat het maximum bij verdere verhoging van het temperatuurverschil naar een hogere schijnbare vloeistofhoogte verschuift.

Dit kan zelfs boven 75% komen te liggen, zoals besproken zal worden in hoofdstuk IV. Een gedeeltelijk droogvallen van het verwarmend oppervlak behoeft niet te betekenen dat er geen vloeistof meegenomen wordt naar de dampafscheider. Zelfs na het bereiken van het maximum, dus bij een sterke daling van de k-waarde, is geconstateerd dat er nog steeds iets vloeistof meegenomen wordt door de dampstroom. Het verschuiven van het maximum bij toenemend temperatuurverschil naar een hogere schijnbare vloeistofhoogte is in overeenstemming met hetgeen door Rohsenow (5) verwacht werd. De belangrijkste oorzaak van het verschuiven van het maximum in de k-waarde is niet de verdamping, maar de circulatie.
Bij $t_k = 80^oC$ is namelijk geen verschuiving van het maximum geconstateerd. De circulatie is bij deze hogere kooktemperatuur dan ook aanzienlijk groter dan de circulatie bij 40^oC, zie figuur 9.

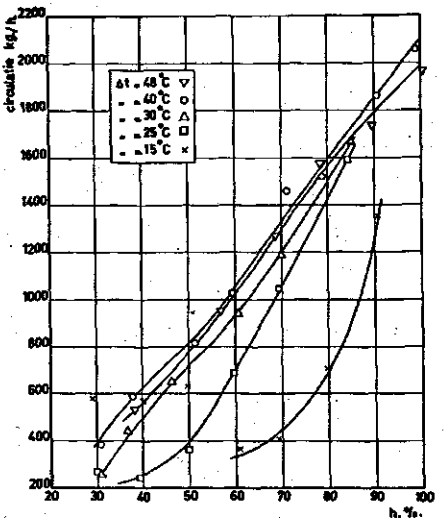


fig. 8.

De vloeistofcirculatie in de verdamper als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 2 m, t_k = 80°C, parameter Δt.

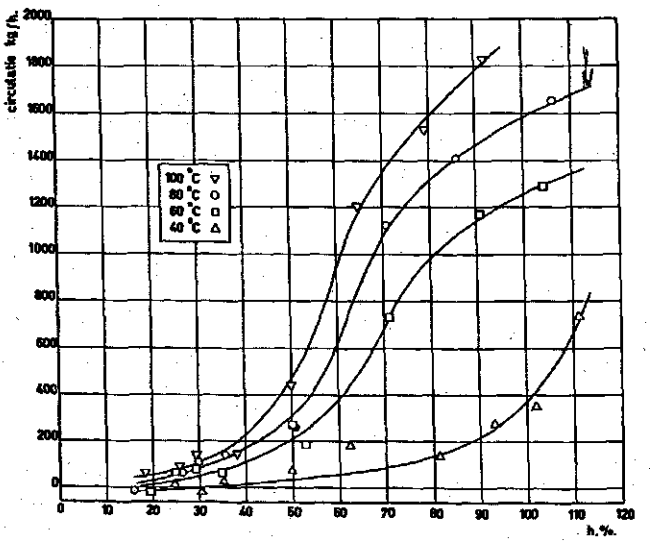


fig. 9.

De vloeistofcirculatie in de verdamper als functie van de schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 1 m, Δt = 30°C, parameter t_k.

Een vergelijking tussen de figuren 6 en 7 leert tenslotte dat de pijplengte geen grote invloed heeft. Het warmteverlies van de dampafscheider en de omloopleiding van de verdamper heeft bij de 1 m pijp een grotere invloed op de verbruikte warmte. Bij t_k = 40°C en 60°C krijgt men bij een 1 m pijp een iets hogere k-waarde, hetgeen terug te voeren is op de invloed van de hydrostatische druk. Het verschil bij t_k = 100°C zal zijn oorzaak vinden in het warmteverlies.
Wij menen hiermede alle waargenomen verschijnselen op bevredigende wijze te hebben verklaard. Dat er alleen maar sprake kan zijn van een kwalitatieve en niet van een kwantitatieve interpretatie, is gezien het grote aantal factoren dat samenspeelt, wel duidelijk .

HOOFDSTUK IV

DE INVLOED VAN HET TEMPERATUURVERSCHIL EN HET TEMPERATUURNIVEAU OP DE WARMTEDOORGANGSCOEFFICIENT k.

1. Inleiding.

De k-waarde wordt in dit onderzoek betrokken op het verschil in temperatuur van de stoom in de stoomruimte en de damp in de dampafscheider. Deze laatste is het temperatuurniveau of de kooktemperatuur. Hierbij moet opgemerkt worden dat deze kooktemperatuur niet gelijk behoeft te zijn aan de gemiddelde temperatuur van de vloeistof in de verdamperpijp.

Voor de gemiddelde warmtedoorgangscoëfficiënt geldt in het geval van een pijp de volgende vergelijking :

$$\frac{1}{kF} = \frac{1}{\alpha_v F_i} + \frac{1}{\pi L \lambda} \ln \frac{d_u}{d_i} + \frac{1}{\alpha_s F_u}$$

Hierin stellen voor :

F_i, F_u het inwendige, resp. uitwendige oppervlak (m^2);

F het log. gemiddelde oppervlak (m^2);

d_i, d_u de inwendige, resp. uitwendige diameter van de pijp (m);

L de lengte van de pijp (m);

α_v de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde(kcal/m^2h^oC);

α_s de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de stoomzijde (kcal/$m^2h\ ^oC$);

en λ de warmtegeleidingscoefficient van het wandmateriaal(kcal/m h ^oC).

Bij gebruik van roestvrij staal als constructiemateriaal zijn de drie warmteweerstanden van gelijke orde van grootte. Bij een koperen pijp is de warmteweerstand van de wand veel kleiner.

Kirschbaum (3, 9, 10) vond bij kooktemperaturen tussen 60 en 100°C voor α_v waarden tussen 1000 en 10.000 kcal/m^2h^oC en voor α_s bij een stoomtemperatuur van 100°C waarden tussen 5000 en 12.000 kcal/m^2h^oC. De factor λ/d bedraagt bij gebruik van een 2 mm dikke roestvrij stalen wand 6800 kcal/$m^2h\ ^oC$. Aangezien de warmteweerstand van het materiaal konstant is en α_v veel sterker varieert dan α_s, is vooral α_v aansprakelijk voor de grote variaties in de k-waarden die bij verdampen voorkomen. In de k-waarden komen dus veranderingen in de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v, hoewel eveneens beinvloed door α_s en λ/d, sterk tot uiting.

Hierbij is het echter van belang in het oog te houden dat bij een bepaald totaal temperatuurverschil tussen de stoom en de kokende vloeistof een verandering van α_v invloed zal uitoefenen op α_s en op de partiële temperatuurverschillen aan de stoomzijde, in de wand en aan de verdamperzijde.

Gezien het feit dat wijzigingen in α_v door variaties in bedrijfsomstandigheden zo sterk en duidelijk invloed hebben op de k-waarde en in aanmerking genomen dat zowel bij de berekening als de toepassing van verdampers kennis van de k-waarden primair is, terwijl deze waarden bovendien aanmerkelijk eenvoudiger en nauwkeuriger bepaald kunnen worden dan warmteoverdrachtscoëfficiënten α_v, hebben wij ons onderzoek in eerste instantie op de k-waarden gericht.
In verband hiermede zullen wij eerst samenvatten wat in de literatuur over deze k-waarden bekend is.

Claassen (11) was één der eersten, die bij een verdamper met messing pijpen constateerde dat de k-waarde toenam met toenemend temperatuurniveau (kooktemperatuur) en met toenemend temperatuurverschil. De door hem onderzochte kooktemperaturen lagen tussen 60°C en 100°C, het temperatuurverschil varieerde van ongeveer 6 tot 52°C.

Akin en McAdams (12) toonden bij een verdamper met natuurlijke convectie en horizontale pijpen vervolgens aan dat de k-waarde met toenemend temperatuurverschil tot een maximum stijgt, waarna een daling optreedt. Als de k-waarde een maximum bereikt, behoeft de warmtestroomdichtheid q (= k Δt) echter nog niet maximaal te zijn (13). Lee e.a. (14) kwamen voor water en enkele organische vloeistoffen tot hetzelfde resultaat als Claassen. Deze onderzoekers concludeerden uit hun proefuitkomsten verder dat de k-waarden van de gebruikte pijpen met een lengte van 3,05 en 1,52 m niet veel verschilden. Voor de laagste kooktemperatuur volgt uit de door hen gegeven grafieken dat de k-waarden van de kortste pijp iets hoger zijn. Voor buizen met een inwendige diameter van 15 en 30 mm vond Kirschbaum (2) een hogere k-waarde voor de grootste diameter.

Foust, Baker en Badger (6) vonden dat in het door hen onderzochte gebied van Δt van 8,3 tot 25°C de circulatie in de verdamper toenam met stijgend temperatuurverschil. Bij de gebruikte kooktemperaturen van 60°C tot 98°C steeg de circulatie eveneens met toenemende kooktemperatuur. Voor de k-waarde gaven zij de relatie : $k \sim v^{0,35}$, waarin v de circulatiesnelheid is in ft/sec.
Door de genoemde onderzoekers werd het temperatuurverschil gedefinieerd als het verschil tussen de stoomtemperatuur en de gemiddelde vloeistoftemperatuur. De k-waarde was evenredig met $\Delta t^{0,22}$.

Johnson (15) nam eveneens waar dat de vloeistofcirculatie met toenemend temperatuurverschil stijgt, doch hij constateerde tevens dat er in de circulatie een maximum optreedt, waarna een daling plaats vindt. Door deze onderzoeker is getracht de circulatie te berekenen onder aanname dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt evenredig was met $v^{0,8}$ waarbij v de tweefasenstroomsnelheid is. De berekende resultaten stemden bij een grote dampvorming goed overeen met de experimentele resultaten, bij een geringe dampvorming trad echter een aanzienlijke afwijking op.

Brooks en Badger (16) verdeelden de buis in een vloeistofzone en kookzone. De overgang tussen de zones was het punt met de maximale vloeistoftemperatuur. Deze onderzoekers vonden dat de k-waarde evenredig was met de hoeveelheid geproduceerde damp tot de macht -0,27. Geen duidelijk effect werd gevonden van de lengte van de kookzone en het temperatuurniveau. Cessna (17) e.a. vermelden resultaten volgens welke de k-waarde van de kookzone afneemt met toenemend temperatuurverschil. Volgens Rumford (18) leidt de indeling in een kook- en aanwarmzone tot irreële waarden van α_v in de kookzone.

Voor een stijgende filmverdamper vonden Coulson en Mehta (19) bij toepassing van temperatuurverschillen van 8,3 tot 34,4°C en kooktemperaturen van 43,3 tot 71,1°C:

$$k \sim \Delta t^{0,3}$$

$$k \sim t_k^{0,64}$$

Zij gebruikten een verdamper met een roestvrij stalen pijp. Bij de stijgende filmverdamper wordt de vloeistoftoevoer geregeld. Deze regeling geschiedt zodanig dat er in het grootste deel van de verdamperpijp een ringstroming optreedt.

Uit het voorgaande blijkt dat slechts weinig gegevens over k-waarden zijn gepubliceerd. Meer aandacht is geschonken aan de α_v. Aangezien de gegevens hierover van belang zijn voor het inzicht in de invloed van de bedrijfsomstandigheden en meer in het bijzonder van het temperatuurverschil en temperatuurniveau op de k-waarden, geven wij hieronder een overzicht van de belangrijkste onderzoekingen terzake.

Zolang er filmkondensatie optreedt en de kondensaatfilm laminair stroomt kan de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de stoomzijde α_s in principe worden berekend volgens de theorie van Nusselt. Hebbard en Badger (20) vonden echter dat hun experimentele waarden 33,5% hoger waren dan die berekend met Nusselt's vergelijking. Door Brauer (21, 22, 23) is een uitvoerig onderzoek verricht over de stromingstoestand en de warmteoverdracht van een vertikale kondensaatfilm.

Tot een Reynoldsgetal van 24 is de film glad. Bij verhoging van het Re-getal beginnen in de film golven op te treden. Tot Re = ca. 1000 bezitten deze golven een regelmatige voortbeweging. In dit gebied, dus tot Re = ca 1000, kan volgens hem de theorie van Nusselt toegepast worden. In het gebied van Re = 1000 tot 1600, dat door Brauer het benedenkritische gebied genoemd wordt, neemt de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_s toe met $Re^{1/5}$. Bij Re = 1600 gaat de film turbulent stromen, de α_s stijgt nu evenredig met $Re^{2/5}$. De stroomsnelheid van de stoom langs de kondensaatlaag heeft eveneens invloed op α_s.

Uit een en ander volgt dat α_s in het algemeen slechts globaal kan worden berekend. Onder bepaalde omstandigheden, b.v. wanneer olie aanwezig is op het verwarmde oppervlak, kan er i.p.v. filmkondensatie, druppelkondensatie optreden, die gepaard kan gaan met een hogere warmteoverdrachtscoefficiënt dan bij filmkondensatie. Gegevens hierover zijn schaars, een berekening van α_s is niet goed mogelijk.

Over de warmtegeleiding door de wand kunnen wij kort zijn; deze hangt uiteraard sterk af van het gebruikte materiaal. De warmtegeleidingscoëfficient λ van koper is veel hoger dan de λ van roestvrij staal. Zoals uit de formule $q = \lambda/d\ \Delta t$ volgt, is de warmtestroomdichtheid eveneens afhankelijk van de dikte van de wand d.

Wij komen thans tot de belangrijkste factor, de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde α_v. Zoals reeds bij de bespreking van figuur 2 naar voren is gekomen, kan de stromingstoestand in de verdamperpijp van plaats tot plaats zeer sterke verschillen vertonen. De plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v zal daarom sterk variëren. Door de meeste onderzoekers zijn echter slechts gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënten bepaald.

Algemeen is gevonden dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v stijgt met toenemend temperatuurverschil en met toenemend temperatuurniveau (3, 24 en 25). De stijging van α_v met toenemend temperatuurverschil gaat tot een maximum, waarna α_v daalt. De warmtestroomdichtheid q vertoont hetzelfde verloop als de α_v. Akin en McAdams (12) vonden bij gebruik van een verdamper met een horizontale verwarmingspijp, dat de maximale q voor water bij een kooktemperatuur van 100°C bereikt werd bij een Δt van ongeveer 27°C. Fritz (26) geeft in een overzicht van onderzoekingen over het kookproces voor verdampers met natuurlijke circulatie bij een kooktemperatuur van 100°C de vergelijking:

$$\alpha_v = 3,25\ q^{0,70}$$

Door Starck (4) en Kirschbaum (2, 3, 9, 10) is het verloop van de wandtemperatuur en van de vloeistoftemperatuur over de buislengte gemeten. Dit verloop wordt gekenmerkt door drie zones, nl. :

1. opwarmen van de vloeistof die in de verdamperpijp stroomt;
2. vorming van dampbellen op het oppervlak van de buis. In deze zone bereikt de wandtemperatuur zijn laagste waarde, terwijl de vloeistoftemperatuur zijn maximum bereikt. Op deze plaats is het temperatuurverschil het kleinst en de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt het hoogst.
3. bedekken van de wand door damp. In de zone stijgt de temperatuur van de wand.

De ligging van de drie zones is afhankelijk van het temperatuurverschil, het temperatuurniveau, de schijnbare vloeistofhoogte en de aard van het in te dampen produkt.

Door Kirschbaum (9) is verder vastgesteld dat bij een naar boven stromende vloeistof in een vertikale, door stoom verwarmde pijp, de vergelijking $Nu = C.\ Re^{n} Pr^{m}\ (l/d)^{r}$ voor stromingssnelheden beneden 0,1 m/s te lage waarden voor α_v geeft. Dit wordt veroorzaakt door het optreden van natuurlijke konvektiestromingen in de vloeistof.
In de opwarmzone kunnen dampbellen op de wand ontstaan, die kondenseren in de vloeistof. Guerrieri en Talty (27) vonden dat ongeveer 10% van de verdamping plaats vond vóór het punt van de maximale vloeistoftemperatuur. Zij verklaarden dit door aan te nemen dat de bellen aan de wand sneller gevormd werden dan kondenseerden in de kern van koudere vloeistof. Daardoor wordt een gedeelte van de dwarsdoorsnede van de buis in deze zone door damp ingenomen, zodat de snelheid van de vloeistof hoger is dan de snelheid gebaseerd op de gehele dwarsdoorsnede. Boven het punt van de maximale vloeistoftemperatuur wordt de toegevoerde warmte gebruikt voor verdamping. Tevens wordt door ontspanningsverdamping een gedeelte van de in de opwarmzone opgenomen warmte gebruikt voor verdamping. Een deel van deze warmte komt pas na het passeren van het buiseinde vrij, daar de vloeistof meestal iets oververhit in de dampafscheider komt. Door de dampvorming treedt er een snelheidsverhoging op. Afhankelijk van de hoeveelheid gevormde damp en de volumeverhouding damp-vloeistof treden de tweefasenstromingstoestanden op, die in het vorige hoofdstuk zijn behandeld.

Piret en Isbin (28) kwamen voor metingen bij atmosferische druk tot een correlatie, waarin de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v evenredig is met de tweefasenstroomsnelheid tot de macht 0,8. Kirschbaum (3) gaf de volgende dimensieloze vergelijking :

$$\frac{\alpha_v \ \sigma_{vl}}{\lambda_{vl}} = C \left(\frac{\Delta t_v \ C_{vl}}{r}\right)\left(\frac{\gamma_{vl}}{1000 \ \gamma_d}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\eta_w}{\eta}\right)^{\frac{1}{4}}$$

Hierin stellen voor :

σ_{vl} de oppervlaktespanning voor de vloeistof;

λ_{vl} het warmtegeleidingsvermogen voor de vloeistof;

Δt_v het temperatuurverschil tussen de wand en de damp;

C_{vl} de soortgelijke warmte van de vloeistof;

γ_{vl}, γ_d het soortelijk gewicht van de vloeistof, resp. van de damp;

η_w de dynamische viscositeit van water bij 100°C en 1 ata;

en η de dynamische viscositeit van de vloeistof .

De waarde van C is bij h = 75 % 0,236 en bij h = 40 % 0,37. Door Kirschbaum zijn kooktemperaturen van 50 tot 100°C en temperatuurverschillen Δt_v van 6 tot 30°C toegepast.
Deze vergelijking van Kirschbaum is gekenmerkt door de afwezigheid van een term voor de circulatie in de buis.

Guerrieri en Talty (27) vonden bij een aantal organische vloeistoffen dat de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v toenam van het begin tot het einde van de buis. De verwarming van de messing pijpen geschiedde met olie. Dit resultaat wijst erop dat het gewichtspercentage damp en daardoor de snelheid van het tweefasenmengsel de warmteoverdrachtscoëfficiënt beinvloedt. Deze onderzoekers concludeerden dat bij het begin van het koken de meeste warmte door bellenverdamping wordt overgedragen en dat de warmteoverdracht door konvektie belangrijker wordt als de gewichtsfractie damp toeneemt. Dengler en Addoms (29) omzeilden de moeilijkheid van een aanwarm- en kookzone door de vloeistof direct onderin de pijp te laten koken. De vloeistof- en wandtemperaturen namen toen regelmatig af met toenemende hoogte van de pijp. Deze onderzoekers gebruikten een koperen vertikale pijp, omgeven door een in 5 secties onderverdeelde stoomruimte. Voor iedere sectie werd de warmtestroomdichtheid bepaald. Het temperatuurverschil nam langzaam toe met de buislengte. Door de voortschrijdende verdamping nam voorts het gewichtspercentage damp toe. De warmtestroomdichtheid vertoonde tenslotte ook een sterke stijging met de buislengte.

Cleve (30) vond dat de vloeistofcirculatie met een toename van Δt_v steeg tot een maximum, waarna een daling optrad. Ná het maximum (bij Δt_v=5°C) was de stijging van α_v minder dan vóór het maximum. Dit maximum is eveneens geconstateerd door Piret en Isbin (28). Kirschbaum (2) geeft een grafiek van de vloeistofcirculatie in afhankelijkheid van de dampvorming. Daaruit blijkt dat bij toenemende dampvorming een maximum in de vloeistofcirculatie optreedt, gevolgd door een daling.

Daarnaast werd gevonden dat de vloeistofcirculatie afnam met dalende kooktemperatuur. Dit goldt zowel voor de vloeistofcirculatie als functie van de gevormde damp in kg/h, als van de gevormde damp in m^3/h.

Voor het effect van de buisdiameter gaven Guerrieri en Talty de evenredigheid : $\alpha_v \backsim D^{-0,2}$.
Naast het onderzoek aan vertikale pijpverdampers met natuurlijke circulatie zijn er interessante aspecten naar voren gekomen bij het onderzoek van de "stijgende film" verdampers. Deze verdampers worden gekenmerkt door een geregelde voeding, een lengte-diameter verhouding van ca 100 en hoger en een ringstroming aan het boveneinde van de pijp. Stroebe, Baker en Badger (31) en later ook Coulson en Mehta (19) omzeilden het probleem van een aanwarmzone door de voeding op een zodanige temperatuur toe te voeren dat de kookzone direct onder in de pijp begon. Stroebe e.a. (31) vond de evenredigheid $\alpha_v \backsim \Delta t^{-0,1}$. Coulson en Mehta kwamen voor een roestvrij stalen pijp tot de volgende evenredigheden.

$$\alpha_v \backsim \Delta t_v^{\,0,6}$$

$$\alpha_v \backsim q^{0,38}$$

$$\alpha_v \backsim t_k^{\,0,85}$$

Coulson en McNelly (32) experimenteerden met zilveren, roestvrijstalen en koperen pijpen. De verwarming geschiedde evenals bij het onderzoek van Coulson en Mehta door water. Voor het verband tussen α_v en Δt_v onderscheiden zij drie gebieden. In het eerste gebied, bij een kleine temperatuurverschil, is $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{\,0,53}$. Deze stijging wordt veroorzaakt door een toenemende damphoeveelheid. Bovendien heeft bij een bepaalde Δt_v de toevoersnelheid een gunstige invloed op α_v. In dit gebied geschiedt de warmteoverdracht volgens deze onderzoekers door geforceerde konvektie.

In het tweede gebied, bij grotere temperatuurverschillen speelt de bellenverdamping de hoofdrol bij de warmteoverdracht, deze gaat gepaard met hevige turbulentie. Voor dit gebied stelden zij de evenredigheid $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{\,2,22}$ op. Er is nu geen of nauwelijks meer invloed van de toevoersnelheid. In het derde gebied, bij nog grotere temperatuurverschillen, daalt de warmteoverdrachtscoëfficiënt door een gedeeltelijk droogvallen van het verwarmend oppervlak met toenemend temperatuurverschil.

Voor het effect van de buislengte, tot 1,50 m, geven zij de relatie : $\alpha_v \backsim l^{0,5}$. Deze stijging wordt verklaard door een grotere turbulentie in de stijgende film, teweeg gebracht door een grotere dampstroom. Door het gebruikte materiaal van het verwarmend oppervlak werd de warmteoverdrachtscoëfficiënt niet significant veranderd; dit in tegenstelling met de resultaten van Bonilla en Perry (33).

Resumerende is er ondanks vrij veel onderzoek nog lang geen volledig inzicht verkregen in de warmteoverdrachtsproblemen bij verdampers. Veel onderzoekingen zijn uitgevoerd met messing of koperen pijpen, terwijl in de voedingsmiddelenindustrie vrijwel algemeen roestvrij staalals constructiemateriaal wordt gebruikt. Het gebied van onderzochte temperatuurverschillen en kooktemperaturen is niet groot. Speciaal bij lage kooktemperaturen, die in de genoemde industrie veelal worden toegepast, is weinig onderzoek verricht. Over de vloeistofcirculatie in de verdamper zijn de gegevens nog zeer schaars. Over de afhankelijkheid van de circulatie van het temperatuurniveau is eveneens weinig bekend. Aan de invloed van de pijplengte is tot nu toe heel weinig aandacht geschonken. Uit het gegeven literatuuroverzicht

blijkt duidelijk de behoefte aan meer onderzoek, in het bijzonder aan gegevens over de invloed van de voornaamste bedrijfsomstandigheden op de k - waarden. Ons onderzoekprogramma is op hetverzamelen van dergelijkegegevens gericht, waarbij wij vooral aandacht hebben geschonken aan het gebied van lage kooktemperaturen.

2. Verrichte metingen en resultaten.

De metingen zijn uitgevoerd bij kontinu werken met de verdamper. De normale tijdsduur van een proef was 30 minuten: enkele van de duploproeven, waarbij tevens het stoomkondensaat gemeten werd, duurden 20 minuten.

Zoals hierboven reeds is besproken, was i.h.a. bij vorige onderzoekingen het toegepaste temperatuurverschil niet groot. Voorts zijn de meeste onderzoekingen uitgevoerd bij betrekkelijk hoge kooktemperaturen. Het gebied van temperatuurverschillen en kooktemperaturen is in ons onderzoek zo groot mogelijk gekozen, nl.:

temperatuurverschillen van 10 tot en met 110°C;
kooktemperaturen van 30 tot en met 100°C.

De eerste series metingen zijn uitgevoerd bij een schijnbare vloeistofhoogte van 75%. Dit geschiedde i.v.m. het feit, dat in de praktijk normaal ook met een schijnbare vloeistofhoogte beneden 100% gewerkt wordt en bij h = 75% de circulatie nog goed te meten is. Ter vergelijking met de metingen bij geforceerde circulatie (zie hoofdstuk V) zijn daarnaast een aantal waarnemingen bij h = 100% gedaan. De invloed van de pijplengte op de k-waarde en de vloeistofcirculatie is nagegaan door toepassing van pijpen van 1 m en 2 m lengte. Aangezien verwacht werd dat elektrolytisch polijsten* van de binnenwand van een pijp een verbetering in de warmtedoorgangscoëfficiënt teweeg zou brengen, zijn voorts twee pijpen met een lengte van 1 m met elkaar vergeleken; deze pijpen waren uit dezelfde buis gemaakt, één van de twee is daarna elektrolytisch gepolijst.

De volgende series metingen, waarbij temperatuurniveau en temperatuurverschil gevarieerd werden, zijn uitgevoerd:

a. met een pijp met een inw. resp. uitw. diam. van 47 en 51 mm, een lengte van 2 m, materiaal roestvrij staal type 321, bij een schijnbare vloeistofhoogte van 75%;
b. met dezelfde pijp bij een schijnbare vloeistofhoogte van 100%. Een overzicht van deze series metingen is gegeven in tabel 5;
c. met een pijp met een inw., resp. uitw. diam. van 47 en 51 mm, lengte van 1 m, materiaal roestvrij staal type 321, bij een schijnbare vloeistofhoogte van 75%;
d. met dezelfde pijp als serie c, doch bij een schijnbare vloeistofhoogte van 100%;

De series c en d zijn samengevat in tabel 6.

* De omstandigheden, waaronder het polijsten is uitgevoerd, waren als volgt: samenstelling 1 l badvloeistof: 300 ml H_3PO_4 (85%), 530 ml glycerine (s.g. 1,26) en 170 ml H_2O (gedestilleerd):

stroomdichtheid	:	2 Amp./ 12 cm2;
badspanning	:	3-4 V;
temperatuur	:	100-120°C;
polijsten	:	10 min.

Het resultaat van de polijsting werd beschreven als redelijk glanzend met pitting.

e. geen vergelijking van een elektrolytisch gepolijste pijp met eenzelfde onbehandelde pijp. De lengte van de pijpen bedroeg 1 m, de inw. resp. uitw. diameter was 50 en 53 mm, het materiaal was roestvrij staal type 321.
De schijnbare vloeistofhoogte bedroeg 75%. Tabel 7 geeft een overzicht van de proeven.

f. met een pijp met een inw., resp. uitw. diameter van 18 en 22 mm, vervaardigd uit roestvrij staal type 321, bij een schijnbare vloeistofhoogte van 75 en 100%. De verrichte metingen zijn vermeld in tabel 8.

Tabel 5 . Waarnemingen uitgevoerd met een 2 m, pijp, ter bepaling van de invloed van het temperatuurverschil en temperatuur-niveau op de k-waarde, x bepaling k_a ; o bepaling k_s .

temp. niveau . °C	h %	temperatuurverschil °C																
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100	110
40	75	o	o	ooox		ox		ox		oxxx	oxxx		ox	ooxx	ox	ox	ox	x
40	100	o		o		o		o		o	o			o		o	o	
60	75	oooxxx	ooxx	oooxxx		x	x		xx	x		xx		x	x			
80	75	ooxx	oooxxx		ox	ox		oxxx		ox		ooxxx		oxxx				
80	100		o		o	o		o		o		o						
100	75	o	o	x		xx		xx		x								

Tabel 6. Metingen uitgevoerd met een 1 m pijp ter bepaling van de invloed van het temperatuurverschil en de kooktemperatuur op de warmtedoorgangscoëfficiënt.
x bepaling k_a; o bepaling k_s.

t_k °C	h %	temperatuurverschil °C														
		10	15	20	25	30	40	50	55	60	65	70	80	90	100	110
30	75	x		xo		xo										
40	75	xo	xo	xo		xo	xo	xo	xo		xo	xo	xo	xo	xo	xo
40	100			xo			xo		xo			xo		xo		
80	75	xo	xo		xo	xo	xo	xo		xo		xo				
80	100				xo	xo	xo			xo						

Tabel 7. Metingen ter vergelijking van een elektrolytisch gepolijste en een onbehandelde (ruwe) pijp.

pijp	t_k °C	temperatuurverschil °C											
		15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80
onbehandelde pijp	40	x	x		xx		x		xx	x		x	xx
	60	xx	xxx	xx	x	x		xx	x		x	x	
	80	xx		xx	x		x		x				
	100	xx	xxx		x		x						
elektrolytisch gepolijste pijp	40	x	x		xx		x		x	x		x	xx
	60	x	x	x	x			xx	x		x	x	
	80	x		xx	x		x						
	100	x	xxx		x		x						

Tabel 8. Overzicht van de metingen bij natuurlijke circulatie uitgevoerd met een 1 m pijp, inw. diam. 18 mm.
x bepaling k_a ; o bepaling k_s .

t_k °C	h %	temperatuurverschil °C			
		30	50	70	90
40	75	xo	xo	xo	xo
40	100	xo	xo	xo	xo
80	75	xo	xo	xo	
80	100	xo	xo	xo	

De resultaten van de vele metingen zijn zo veel mogelijk verwerkt in grafieken. De in dit hoofdstuk opgenomen figuren zijn vermeld in tabel 9.

Tabel 9. Overzicht van de figuren behorende bij de metingen ter bepaling van de invloed van het temperatuurverschil en temperatuurniveau op de k-waarde en op de vloeistofcirculatie .

Figuur no.	Betrekking	Parameter	Pijp			Constanten
			lengte m	inw. diam. mm	uitw. diam. mm	
10	k_a als functie van Δt	kooktemperatuur	2	47	51	h = 75%
11	k_s als functie van Δt k_a als functie van Δt	kooktemperatuur schijnbare vloeistofhoogte	2	47	51	
12	k_a als functie van Δt	kooktemperatuur schijnbare vloeistofhoogte	1	47	51	
13	k_a als functie van t_k	temperatuurverschil	2	47	51	h = 75%
14 a.	q als functie van Δt	kooktemperatuur schijnbare vloeistofhoogte	1	47	51	
b.	q als functie van k_a	kooktemperatuur schijnbare vloeistofhoogte	1	47	51	
15	k_a als functie van Δt	schijnbare vloeistofhoogte	2	47	51	$t_k = 40^oC$
16	k_a als functie van t_k	schijnbare vloeistofhoogte	2	47	51	$\Delta t = 30^oC$
17	circulatie als functie van het temperatuurverschil	kooktemperatuur	2	47	51	h = 75%
18	circulatie als functie van het temperatuurverschil	kooktemperatuur	2	47	51	h = 100%
19	circulatie als functie van de kooktemperatuur	temperatuurverschil	2	47	51	h = 75%
20	k_a, k_s als functie van Δt	kooktemperatuur schijnbare vloeistofhoogte	1	18	22	
21	vloeistoftoevoersnelheid als functie van het temperatuurverschil	kooktemperatuur pijplengte	2 1	47 47	51 51	h = 75%
22	k_a als functie van het temperatuurverschil	kooktemperatuur pijp	1	50	53	h = 75%

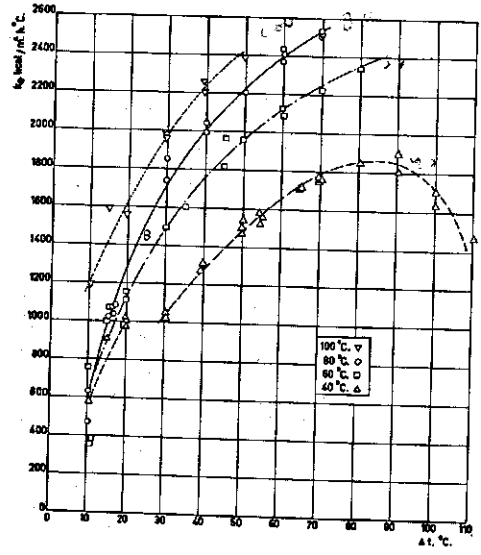


fig. 10.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van het temperatuurverschil. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2, h = 75%. Parameter temperatuurniveau.

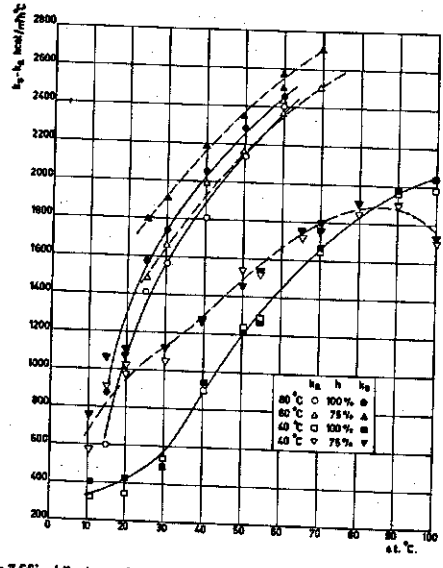


fig. 11.

De warmtedoorgangscoëfficiënten berekend uit de toegevoerde warmte, k_s, en de verbruikte warmte, k_a, als functie van het temperatuurverschil. De verschillende lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

3. Beschouwing van de resultaten.

In overeenstemming met de resultaten van Claassen (11) en andere onderzoekers volgt uit de figuren 10, 11 en 12 allereerst dat de warmtedoorgangscoëfficiënt k bij constante schijnbare vloeistofhoogte toeneemt met toenemend temperatuurverschil. Men ziet dat de k-waarde in de meeste gevallen bij de grootste toegepaste temperatuurverschillen nog geen maximum bereikt. Bij een kooktemperatuur van 40°C en een schijnbare vloeistofhoogte h van 75% (fig. 10) wordt bij Δt = ca 90°C echter wel een maximum voor de k-waarde gevonden. Na dit maximum daalt k met toenemend temperatuurverschil. Het bereiken van dit maximum is o.i. een gevolg van een te kleine vloeistofcirculatie, waardoor het verwarmend oppervlak in het bovenste deel van de pijp niet geheel bevochtigd wordt. Dit volgt ook uit het feit dat bij h = 100% en een kooktemperatuur van 40°C (fig. 11 en 12) geen maximum bereikt wordt, ofschoon de verdamping bij grotere temperatuurverschillen groter is dan bij h = 75%. Wij herinneren er in dit verband aan dat in het vorig hoofdstuk in de grafiek k als functie van h reeds geconstateerd is dat de maximale k-waarde bij groter wordend temperatuurverschil verschuift naar een hogere schijnbare vloeistofhoogte. Wij wijzen er in dit verband op dat uit figuur 19 eveneens volgt dat naast het temperatuurverschil en de schijnbare vloeistofhoogte ook het temperatuurniveau invloed uitoefent op de circulatie en wel dat bij dalend temperatuurniveau de circulatie afneemt. Daardoor is het verklaarbaar dat bij hogere kooktemperatuur in de figuur van k als functie van Δt nog geen maximum bereikt wordt.

Het konstant houden van de schijnbare vloeistofhoogte is bij dit soort experimenten uiterst belangrijk, want bij de hier gebruikte opstelling was de hoeveelheid vloeistof benodigd voor een bepaalde schijnbare vloeistofhoogte afhankelijk van het gebruikte temperatuurniveau. Dit wordt veroorzaakt door een sterke draaiing van de vloeistof in de dampafscheider, waardoor de vloeistofhoeveelheid voor een hoger temperatuurniveau voor instelling van een bepaalde schijnbare vloeistofhoogte groter moet zijn. Daarnaast was de benodigde vulling ook afhankelijk van het te gebruiken temperatuurverschil. Onderzoekingen waarbij geen schijnbare vloeistofhoogte opgegeven wordt, zal men dus zeer kritisch moeten beschouwen, aangezien de mogelijkheid van een sterke variatie van h aanwezig is.

Uit figuur 10 volgt dat de stijging van de k-waarde met toenemend temperatuurverschil zeer sterk is. Bij een kooktemperatuur van 40°C stijgt k van 550 kcal/m²h°C tot 1870 kcal/m²h°C bij verhoging van Δt van 10 tot 85°C; bij een kooktemperatuur van 100°C stijgt k van 1200 tot 2400 kcal/m²h°C bij toeneming van Δt van 10°C tot 50°C. De toe te passen bedrijfsomstandigheden spelen dus een grote rol bij de berekening van het verwarmend oppervlak van een verdamper, vooral wanneer men zeer kleine temperatuurverschillen wil~~len~~ toepassen.

Bij het beschouwen van de grafieken met k als functie van Δt moet acht geslagen worden op het feit dat tengevolge van het warmteverlies aan de omgeving de k-waarde, berekend uit de afgevoerde warmte, bij kleine temperatuurverschillen naar verhouding meer afwijkt van de k-waarde, berekend uit de toegevoerde warmte dan bij grotere temperatuurverschillen. Bij een lage kooktemperatuur is het verschil tussen k_a en k_s uiteraard kleiner dan bij een hogere kooktemperatuur. In figuur 11 verschillen de k-waarden berekend uit de toegevoerde en verbruikte warmte, k_s en k_a, bij een kooktemperatuur van 40°C dus slechts weinig; bij een kooktemperatuur van 80°C wordt het verschil tussen k_a en k_s geleidelijk kleiner bij toenemend temperatuurverschil.

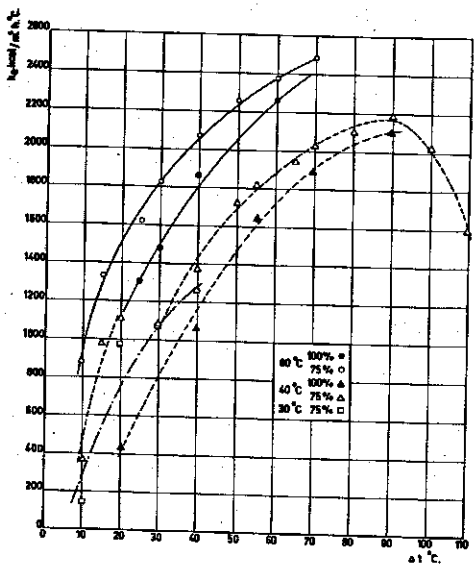


fig. 12.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van het temperatuurverschil. De verschillende lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 1 m, F = 0,154 m^2.

Een moeilijk te verklaren onregelmatigheid doet zich voor bij een kooktemperatuur van 40°C en h = 75% in de figuren 10 en 12. Zowel bij de 1 m als bij de 2 m pijp verschillen de k-waarden bij Δt = 20°C en 30°C minder dan uit het verdere verloop van k als functie van Δt verwacht zou worden.

Vervolgens beschouwen wij de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op de betrekking k als functie van Δt. In figuur 15 is duidelijk gedemonstreerd dat de schijnbare vloeistofhoogte deze betrekking beinvloedt. In deze figuur, die geldt voor een kooktemperatuur van 40°C stijgt de k-waarde bij h = 100% bij toename van Δt van 15°C tot 70°C van 420 tot 1690 kcal/$m^2h°C$; bij h = 50% treedt slechts een stijging op van 1350 tot 1780 kcal/$m^2h°C$. Deze invloed van de schijnbare vloeistofhoogte is als volgt te verklaren. Bij lager wordende schijnbare vloeistofhoogte neemt de hydrostatische druk af, waardoor het kookproces in de pijp eerder zal beginnen. Daarnaast zal door een verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte de vloeistofcirculatie verminderen, waardoor de verhouding damp-vloeistof groter wordt en er een ander stromingsbeeld in de pijp ontstaat. In een groter deel van de pijp kan er een ringstroming optreden. Uit figuur 15 krijgt men dus de indruk dat tengevolge van een belangrijker worden van de ringstroming de k-waarde bij lage schijnbare vloeistofhoogte minder afhankelijk wordt van het temperatuurverschil dan bij hogere schijnbare vloeistofhoogte. Bij hogere kooktemperaturen vonden wij een veel geringere invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op het verloop van k als functie van Δt.

De vraag of bij een belangrijker worden van de ringstroming de k-waarde inderdaad minder afhankelijk wordt van Δt, zou wellicht te beantwoorden zijn door een vergelijking tussen de resultaten verkregen met een stijgende filmverdamper, waar in een groot deel van de pijp zeker een ringstroming optreedt en de vertikale pijpverdamper met natuurlijke circulatie. Bij deze laatste vonden Foust e.a. (6) de relatie $k \backsim \Delta t^{0,22}$ terwijl Coulson en Mehta voor een stijgende filmverdamper tot de relatie $k \backsim \Delta t^{0,3}$ kwamen. Aangezien de verhoging van α_v de belangrijkste oorzaak is van de stijging van de k-waarde, kunnen eveneens de betrekkingen tussen α_v en Δt_v beschouwd worden. Voor een stijgende filmverdamper is door Coulson en Mehta (19) de relatie $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{0,6}$ gevonden, terwijl door Coulson en McNelly bij kleine temperatuurverschillen resp. grotere temperatuurverschillen de relaties $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{0,53}$ en $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{2,22}$ zijn bepaald. Fritz (26) vermeldt voor een vertikale pijpverdamper bij atmosferische druk de relatie $\alpha_v \backsim \Delta t_v^{2,33}$. Uit deze vergelijking van al deze resultaten is het niet mogelijk om conclusies te trekken t.a.v. de invloed van de ringstroming op de relatie tussen k en Δt.

Terugkerende tot figuur 15 zien wij de k-waarden bij h =25% en bij h = 30% een ander beeld vertonen. Dit wordt veroorzaakt door de mogelijkheid tot gedeeltelijk droogvallen van het verwarmend oppervlak door een te geringe hoeveelheid meegenomen vloeistof bij deze lage schijnbare vloeistofhoogten.

Wanneer wij nu verder de vloeistofcirculatie in onze beschouwing betrekken, zien wij in de figuren 17, 18 en 21 dat deze circulatie sterk afhankelijk is van het temperatuurverschil. Uit deze figuren volgt dat de circulatie toeneemt met toenemend temperatuurverschil tot een maximum, waarna de circulatie afneemt bij een verdere toeneming van het temperatuurverschil. Het maximum ligt bij een temperatuurverschil van ongeveer 40 tot 45°C.

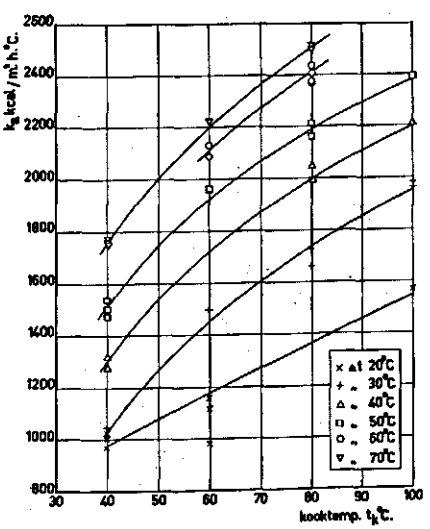


fig. 13.

De k-waarde als functie van het temperatuurniveau t_k. Parameter Δt. Pijplengte 2 m, h = 75%, F = 0,308 m².

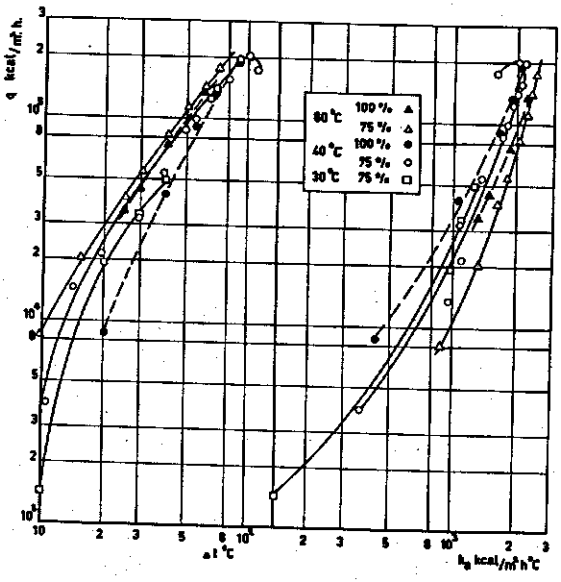


fig. 14.

De warmtestroomdichtheid q als functie van het temperatuurverschil en van k_a. De verschillende lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 1 m, F = 0,154 m^2.

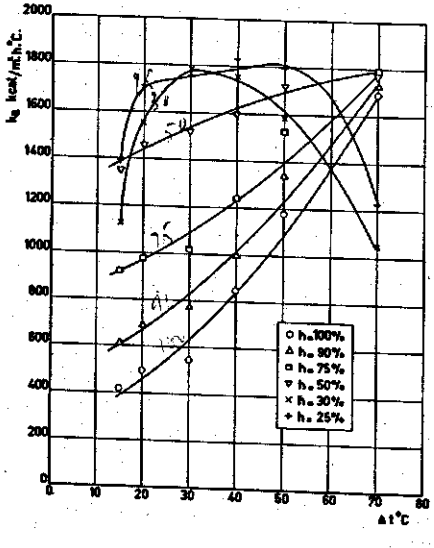


fig. 15.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van het temperatuurverschil. Kooktemperatuur 40°C. Parameter h. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

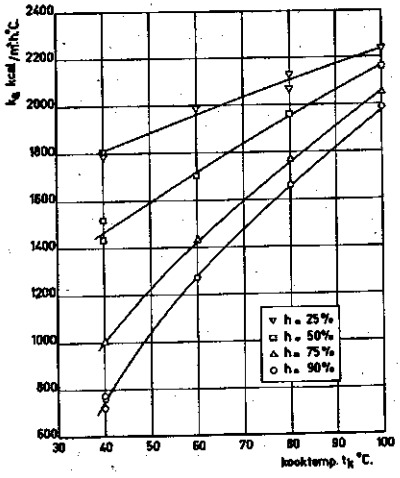


fig. 16.
De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van het temperatuurniveau t_k. Temperatuurverschil 30°C. Parameter h. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

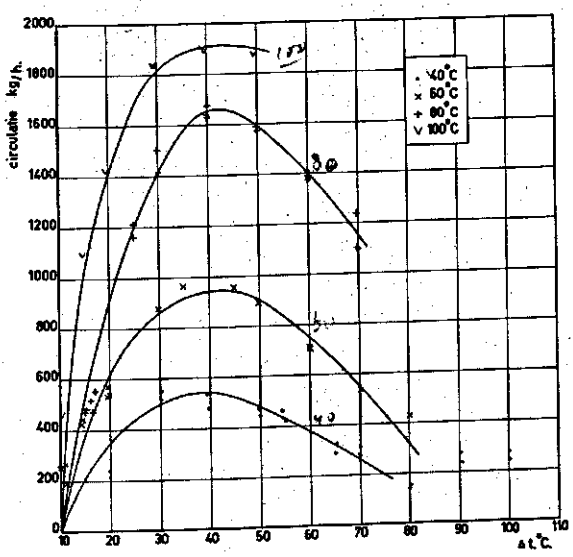


fig. 17.
De vloeistofcirculatie aan het begin van de verdamperpijp als functie van het temperatuurverschil. Parameter t_k. h = 75%. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

In figuur 18 zijn naast het gemiddelde tevens de hoogste en laagste waarden van de circulatie opgenomen. Het blijkt dat de variaties bij $t_k = 80^oC$ veel kleiner zijn dan bij $t_k = 40^oC$. De oorzaken van deze variaties zijn het kookproces, dat niet geheel gelijkmatig verloopt en de vacuumregeling, waardoor bij openen van het magneetventiel een sterk opkoken plaats vindt. Bij een kooktemperatuur van 40^oC worden de waarnemingen boven $\Delta t = 70^oC$ twijfelachtig, mede door een weer toenemen van de variatie.

De circulatie zal sterk samenhangen met het stromingsbeeld in de verdamperpijp. De stroming is te vergelijken met die in een mammoetpomp, zoals door Kirschbaum (2) is gedaan. Daaruit komt naar voren dat de vloeistofverplaatsing optimaal is bij een bepaalde gas-water verhouding en slechter wordt bij verhoging en verlaging van deze verhouding. In dit verband wijzen wij er op dat in het vorige hoofdstuk reeds geconstateerd is dat de circulatie daalde met een daling van de schijnbare vloeistofhoogte. Waarschijnlijk zal de vloeistofverplaatsing geringer worden als er in een groter deel van de pijp een ringstroming optreedt.

De hier verkregen resultaten over de invloed van het temperatuurverschil op de vloeistofcirculatie zijn in overeenstemming met die van Johnson (15) en Cleve (30). Laatstgenoemde onderzoeker vond dat bij een vermindering van de circulatie de stijging van α_v langzamer gaat verlopen dan bij een stijging van de circulatie. Bij dubbellogarithmisch uitzetten van k als functie van Δt is dit niet significant. Slechts bij enkele kooktemperaturen is een verandering in de helling te constateren bij een Δt van ongeveer 40^oC.

Voor de berekening van verdampers speelt de warmtestroomdichtheid q een rol. In figuur 14 is daarom op dubbellogarithmische schaal q als functie van het temperatuurverschil en van k_a uitgezet. Uit deze figuur volgt dat het verband tussen q en Δt, evenmin als dat tussen q en k exponentieel is; de lijnen bij de verschillende kooktemperaturen en schijnbare vloeistofhoogten zijn immers gebogen.

De invloed van de kooktemperatuur op de warmtedoorgangscoëfficiënt k komt duidelijk tot uiting in figuur 13, waarin de k-waarde stijgt met toenemende kooktemperatuur.

Bij $\Delta t = 30^oC$ neemt de k-waarde van 1030 $kcal/m^2h^oC$ bij $t_k = 40^oC$ toe tot 1960 $kcal/m^2h^oC$ bij $t_k = 100^oC$. Dit resultaat is in overeenstemming met het onderzoek van Claassen (11) en dat van Kirschbaum (3) over de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v. De redenen van deze stijging van k zijn ten eerste de vermindering van de invloed van de hydrostatische druk, waardoor het kookproces in de verdamperpijp eerder zal beginnen en ten tweede een verlaging van de viscositeit bij toenemend temperatuurniveau.

De toename van de kooktemperatuur gaat gepaard met een sterke stijging van de vloeistofcirculatie in de verdamper, zoals in figuur 19 gedemonstreerd wordt. Bij een temperatuurverschil van 20^oC neemt de circulatie toe van 230 kg/h bij $t_k = 40^oC$ tot 1430 kg/h bij $t_k = 100^oC$. Over de invloed van de vloeistof- en dampeigenschappen op de vloeistofverplaatsing is zeer weinig bekend. Uit de hier verkregen resultaten volgt dat de viscositeit van de vloeistof en het soortelijk volume van de damp waarschijnlijk een sterke invloed uitoefenen.

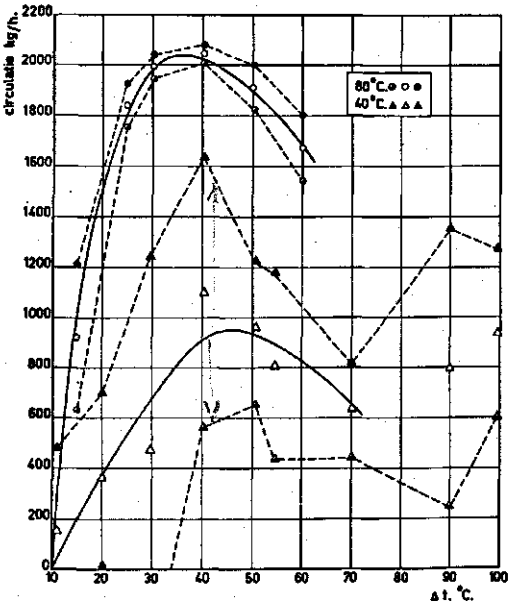


fig. 18.

De vloeistofcirculatie aan het begin van de verdamperpijp als functie van het temperatuurverschil. De onderbroken lijnen geven de hoogste en laagste waarde van de circulatie aan. Parameter t_k. h = 100%. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

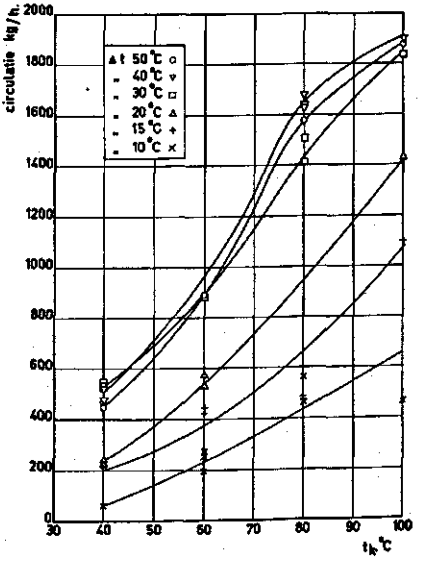


fig. 19.

De vloeistofcirculatie aan het begin van de verdamperpijp als functie van de kooktemperatuur t_k. Parameter Δt. h = 75%. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

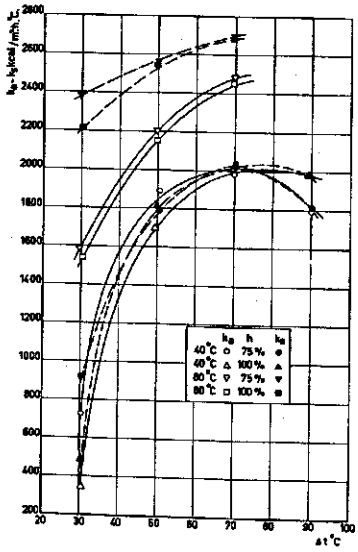


fig. 20.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a en k_s als functie van het temperatuurverschil. De verschillende lijnen in de grafiek gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en schijnbare vloeistofhoogte h. Pijplengte 1 m, F = 0,063 m^2.

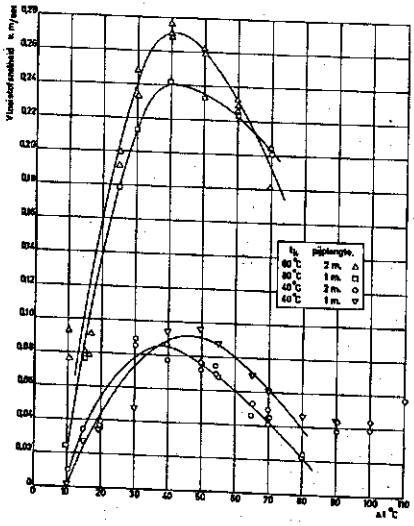


fig. 21.

De vloeistofsnelheid aan het begin van de verdamperpijp v als functie van het temperatuurverschil. De lijnen in de grafiek gelden voor een bepaalde pijplengte en kooktemperatuur t_k. h = 75%.

Wanneer wij tenslotte de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op het verloop van k als functie van de kooktemperatuur nagaan, dan blijkt uit figuur 16, die geldt voor een temperatuurverschil van 30°C, dat bij een lagere schijnbare vloeistofhoogte de k-waarde minder afhankelijk is van het temperatuurniveau dan bij een hogere schijnbare vloeistofhoogte. De verklaring van deze invloed is dat het eerder optreden van het kookproces in de verdamperpijp door een verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte bij een lagere kooktemperatuur een grotere invloed uitoefent dan bij een hogere kooktemperatuur.

Nemen wij vervolgens de invloed van de pijplengte in beschouwing, dan blijkt bij vergelijking van de 2 m en 1 m pijp, figuur 10 en figuur 12, dat bij een hoger temperatuurniveau de k-waarden tussen de beide pijpen niet veel verschillen, terwijl bij een lager temperatuurniveau de k-waarde van de 1 m pijp duidelijk hoger ligt.

Dit resultaat is in overeenstemming met de door Lee (14) gegeven grafieken. Bij $\Delta t = 70°C$, $h = 75\%$ en $t_k = 80°C$ is de k-waarde van de 1 m pijp 2480 kcal/m^{2}h°C en van de 2 m pijp 2520 kcal/m^{2}h°C, bij een kooktemperatuur van 40°C zijn de k-waarden van de 1 en 2 meter pijp resp. 2030 en 1870 kcal/m^{2}h°C. Voor de verklaring van het verschil tussen beide pijpen zijn de volgende factoren van belang. De hydrostatische druk speelt vooral bij lagere kooktemperaturen bij de 2 m pijp een grotere rol dan bij de 1 m pijp. Daartegenover staat dat bij de 2 m pijp door het grotere verwarmend oppervlak meer damp gevormd wordt, waardoor de dampsnelheid groter wordt dan in de 1 m pijp, hetgeen een gunstige invloed kan uitoefenen op de warmteoverdracht. Dit wordt ondersteund door het resultaat van Dengler en Addoms (29) die een toenemende warmtestroomdichtheid van het begin tot het einde van de pijp vonden. Bij de 2 m pijp zal echter zolang de stoomkondensaatfilm laminair stroomt de gemiddelde α_s bij dezelfde warmtestroomdichtheid lager zijn dan bij de 1 m pijp.

Een vergelijking tussen de vloeistofcirculatiesnelheden aan het begin van de 2 m en 1 m pijp, figuur 21, leidt tot de conclusie dat de vloeistofsnelheid bij $t_k = 80°C$ voor de 2 m pijp hoger is dan in de 1 m pijp, terwijl bij $t_k = 40°C$ bij $\Delta t \gtrsim 30°C$ de circulatiesnelheid van de 1 m pijp groter is dan in de 2 m pijp. Een en ander hangt o.a. samen met het feit dat de vloeistofverplaatsing sterk afhankelijk is van de gevormde hoeveelheid damp en de plaats waar deze damp in de verdamperpijp ontstaat. Een volledige verklaring van de waargenomen verschijnselen is niet te geven.

Naast een variatie in de lengte van de verdamperpijp zijn tevens verdamperpijpen met verschillende diameter gebruikt. In figuur 20 zijn resultaten vermeld van de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm en in figuur 12 van de 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm.

De vergelijking tussen deze beide pijpen wordt bemoeilijkt door de grotere invloed van het warmteverlies aan de omgeving bij de pijp met het kleinste verwarmend oppervlak. Uit de genoemde grafieken kan dan ook zeker geen duidelijke conclusie getrokken worden. Het maximum in de k-waarde blijkt bij $t_k = 40°C$ bij de smalle pijp eerder op te treden dan bij de wijdere pijp. Dit hangt o.i. samen met het feit dat de circulatie bij de smalle pijp veel "onrustiger" is. Ook in de literatuur heerst geen eenstemmigheid over de invloed van de pijpdiameter. Kirschbaum (2) vond een hogere k-waarde voor een pijp met de grootste diameter, terwijl Guerrieri en Talty (27) de relatie α_v is evenredig met de diameter tot de macht -0,2 gaven.

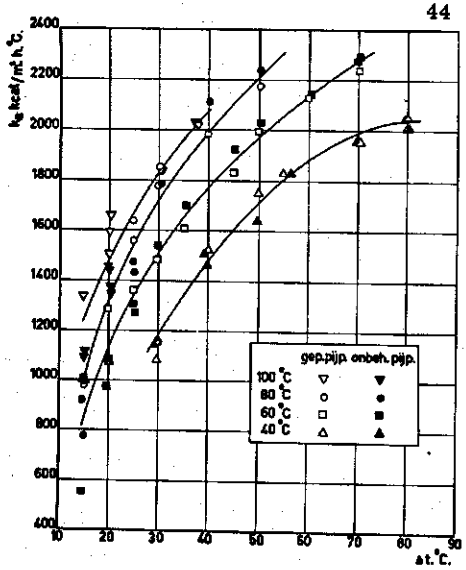


fig. 22 .
De warmtedoorgangscoefficient k_a als functie van het temperatuurverschil. In deze figuur zijn de resultaten van de metingen met de elektrolytisch gepolijste pijp en de onbehandelde (ruwe) pijp uitgezet. Parameter t_k. h = 75 % .

Tenslotte komen wij tot de vergelijking van de k-waarden verkregen uit de metingen met de elektrolytisch gepolijste pijp en de onbehandelde pijp. In figuur 22 zijn de k-waarden van beide pijpen uitgezet als functie van het temperatuurverschil. Uit de resultaten volgt dat aan het polijsten, althans op de wijze waarop dit bij ons onderzoek geschiedde, geen invloed op de warmtedoorgang kan worden toegeschreven.

Uit de hiervoor gegeven beschouwing van onze resultaten kan worden geconcludeerd dat het temperatuurverschil en het temperatuurniveau een zeer belangrijke invloed uitoefenen op de warmtedoorgangscoëfficiënt k. Zowel bij een stijging van het temperatuurverschil als bij een stijging van het temperatuurniveau neemt de k-waarde toe. Bij hogere temperatuurverschillen is tengevolge van een gedeeltelijk droogvallen van het verwarmend oppervlak bij $t_k = 40^oC$ in sommige gevallen een daling van de k-waarde met toenemend temperatuurverschil geconstateerd. Het verloop van k als functie van Δt en k als functie van t_k wordt beïnvloed door de schijnbare vloeistofhoogte.

Zowel het temperatuurverschil als het temperatuurniveau beïnvloeden de vloeistofcirculatie in sterke mate. Deze is bij een Δt van ongeveer 40 ^{o} C maximaal, terwijl zowel bij een verhoging als bij een verlaging van Δt de circulatie afneemt. Daarnaast neemt de circulatie toe met toenemend temperatuurniveau. Uit deze resultaten volgt dat vooral bij kleine temperatuur - verschillen en een laag temperatuurniveau de circulatie in de verdamper klein is, hetgeen zeer ongunstig is.

Naast de invloed van het temperatuurniveau en temperatuurverschil op de warmtedoorgang zijn de invloeden van de lengte en de diameter van de pijp en het elektrolytisch polijsten van het verwarmend oppervlak nagegaan. Gevonden is dat bij lage kooktemperaturen een kleinere lengte van de pijp tot een hogere k-waarde leidt. Bij hogere kooktemperatuur was er geen invloed van de pijplengte te constateren. Uit de resultaten over de invloed van de diameter kon geen conclusie getrokken worden. Het elektrolytisch polijsten van het verwarmend oppervlak bleek geen invloed uit te oefenen op de warmtedoorgangs coëfficiënt.

HOOFDSTUK V

WARMTEDOORGANG BIJ TOEPASSING VAN GEFORCEERDE CIRCULATIE.

1. Inleiding.

Bij verdampers met geforceerde circulatie wordt door een pomp een constante hoeveelheid vloeistof aan de verdamperpijp toegevoerd. De regeling van de toevoer geschiedt vóór de verdamperpijp. Onder deze definitie vallen 2 typen verdampers, nl. stijgende filmverdampers en verdampers met geforceerde circulatie in engere zin. Bij een stijgende filmverdamper wordt de toevoer zodanig geregeld, dat in een groot deel van de pijp een ringstroming optreedt. De toegevoerde hoeveelheid vloeistof ligt bij deze verdamper dus ongeveer in dezelfde orde van grootte als de vloeistofcirculatie bij een verdamper met natuurlijke circulatie. Bij verdampers met geforceerde circulatie in engere zin worden i.h.a. hogere vloeistofsnelheden toegepast, die zelfs zodanig kunnen zijn, dat in de verdamperpijp nauwelijks koken, doch slechts opwarming plaats vindt, zodat de verdamping in hoofdzaak geschiedt in de dampafscheider, waarin de druk lager is dan die in de verdamperpijp. De literatuur over de warmtedoorgang bij geforceerde circulatie is zeer beperkt. Wij noemen de volgende onderzoekingen.

Logan e.a. (34) vonden voor een 8 ft. lange, koperen verdamperpijp met een inw. diam. van 0,75 inch de vergelijking:

$$Nu = 0,0205\ Re^{0,8}\ Pr^{0,4}$$

De vloeistofsnelheid werd bij hun onderzoek gevarieerd van 7 tot 17 ft/s. De warmteoverdrachtscoëfficiënt is evenredig met de snelheid tot de macht 0,8. De constante in deze vergelijking is lager dan die in de vergelijking voor vloeistofstroming in horizontale pijpen. Bij gelijke waarden van de getallen van Re en Pr leidt deze vergelijking dus tot een lagere α_v dan bij zuivere vloeistofstroming. De lagere α_v verklaarden deze onderzoekers door de isolerende werking van dampbellen op de wand. De lengte van het deel van de pijp waarin geen koken optrad was bij dit onderzoek ongeveer 7x de lengte van het deel, waarin de vloeistof kookte.

Hebbard en Badger (20) kwamen met een 12 ft. lange, koperen pijp met een uitwendige diameter van 1 inch tot het resultaat dat de k-waarde toenam met toenemende snelheid en met toenemend temperatuurniveau. Bij toename van het temperatuurverschil werd daarentegen een daling van de k-waarde gevonden. Kirschbaum (2) vond voor de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v ten dele hetzelfde resultaat; hij constateerde echter dat α_v toenam met toenemend temperatuurverschil wand-vloeistof. Deze toename was voor een kooktemperatuur van 100°C groter dan voor kooktemperaturen van 50°C en 75°C. Bij het onderzoek van Hebbard en Badger varieerden de snelheden van 1 tot 5 m/s, bij Kirschbaum van 1 tot 3 m/s. Bij kleine temperatuurverschillen bereikte Kirschbaum een α_v, die de waarde van α_v bij zuivere vloeistofstroming naderde.

Coates en Badger (35) verkregen bij een onderzoek over de invloed van de viscositeit de relaties $k \sim \Delta t^{0,084}$ en $k \sim \eta^{-1,17}$, (η = viscositeit).

Bij invoering van de viscositeit bij de gemiddelde temperatuur van de vloeistoflaag aan de wand kwamen zij tot het resultaat dat de k-waarde onafhankelijk was van het temperatuurverschil en alleen afhankelijk was van de viscositeit van de vloeistoflaag aan de wand.

Fragen en Badger (36) verkregen uit de resultaten van eigen metingen en die van andere onderzoekers (o.a. Hebbard en Badger) de vergelijking:

$$k = \frac{490\ D^{0,57}\ v^{3,6/l}}{\eta^{0,25}\ \Delta t^{0,1}}$$

Het gebied, waarin deze vergelijking geldig is, is:

D	diameter	0,5 tot 1 inch
v	snelheid	7 tot 17 ft/s
l	lengte	8 tot 12 ft.
η	viscositeit	1-242 lb/hft.
Δ t	temperatuurverschil	9-65°F

Uit deze vergelijking volgt de relatie $k \sim \Delta t^{-0,1}$. Het temperatuurniveau komt alleen tot uiting in de viscositeit. Boarts e.a. (37) correleerden de resultaten verkregen met een 12 ft. lange, koperen pijp met een inwendige diameter van 0,75 inch door de vergelijking

$$Nu = 0,0278\ Re^{0,8}\ Pr^{0,4}.$$

De metingen zijn verricht bij kooktemperaturen van 60 tot 100°C en temperatuurverschillen tot 40°C. Deze vergelijking, die hogere waarden voor α_v geeft dan de vergelijking voor zuivere vloeistofstroming, geldt alleen voor omstandigheden, waarin geen aanmerkelijk koken in de buis optreedt. Dit zijn snelheden boven 3,5 ft/s. Bij deze snelheid en lagere worden α v's gevonden, die hoger zijn dan berekend met bovenstaande vergelijking. Als grens voor toepassing wordt Re = 65.000 vermeld.

Voor snelheden tot 40 ft/s komen Schweppe en Foust (38) tot de conclusie dat de warmteoverdrachtscoëfficiënt toeneemt met toenemend temperatuurverschil. Bij hoge snelheden werd een onderdrukking van de dampvorming gevonden.

Resumerend kunnen wij zeggen, dat algemeen gevonden is dat een toename van het temperatuurniveau een stijging van de k-waarde veroorzaakt. Door enkele onderzoekers wordt dit alleen aan de verlaging van de viscositeit geweten. Over de invloed van het temperatuurverschil heerst geen eenstemmigheid, deze invloed is echter in alle gevallen bij geforceerde circulatie kleiner dan bij natuurlijke circulatie. Een stijging van de snelheid geeft een verhoging van de k-waarde. Er is weinig bekend over de snelheden ongeveer gelijk aan die, welke bij natuurlijke circulatie optreden. Het gebruikte constructiemateriaal was bij de hiervoor genoemde onderzoekingen in alle gevallen koper. Uit een en ander blijkt duidelijk dat er aanleidingwas metingen over geforceerde circulatie in ons onderzoek op te nemen.

2. Overzicht van de metingen en de resultaten.

De metingen zijn uitgevoerd bij kontinu werken met de verdamper. De vulling is konstant gehouden.

Het toegepaste gebied van kooktemperaturen is 30°C tot en met 100°C, van temperatuurverschillen 10°C tot en met 110°C.

Aangezien er weinig bekend was over snelheden ongeveer gelijk aan de snelheden bij natuurlijke circulatie kozen wij de laagste snelheid ongeveer 0,29 m/s.

Het onderzochte gebied loopt van v = 0,29 tot 7,75 m/s. Er zijn drie verdamperpijpen gebruikt nl. met lengten van 2,1 en 1 m en inwendige diameters van resp. 47, 47 en 18 mm bij uitwendige diameters van resp. 51, 51 en 22 mm; het constructiemateriaal der pijpen was roestvrij staal type 321.

De uitgevoerde series metingen zijn de volgende:

a. met een 2 m pijp en snelheden van ongeveer 0,29 en 1,13 m/s. Deze proeven zijn vermeld in tabel 10.

Tabel 10. Metingen met de 2 m pijp bij geforceerde circulatie. De k-waarde is bepaald uit de toegevoerde en de verbruikte warmte.

kooktemp. °C	snelheid m/s	temperatuurverschil °C															
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80	90	100
30	0,29	x	x	x		x		x		x							
30	1,12	x	x	x		x		x		x							
40	0,30	x	x	x		x		x		x	x		x	xx	x	x	x
40	1,13	x	x	x		x		x		x			x	x	x	x	x
60	1,13	x	x	x		x	x		x	x		x		x	x		
80	1,14	x	x		x	x		x		xx		x		x			
100	1,15	x	x	x		x		x		x							

b. met een 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm en snelheden van 0,29, 0,57 en 1,13 m/s. In tabel 11 zijn de uitgevoerde metingen vermeld.

Tabel 11. Metingen bij geforceerde circulatie uitgevoerd met de 1 m pijp met inwendige diameter 47 mm.
x bepaling k_a, o bepaling k_s.

kooktemp. °C	snelheid m/s	temperatuurverschil °C					
		15	20	30	40	50	55
40	0,30	xo	xo	xxx	x	x	x
40	0,57	xo	xo	x	xo	xo	xo
40	1,13	xo		xo	xo	xo	xo
80	0,30	xo		xo	xo	xo	
80	0,58	xo		xo	xo	xo	
80	1,14	xo		xo	xo	xo	

c. met een 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm en snelheden van 1,24 tot 7,75 m/s. De metingen zijn vermeld in tabel 12.

Tabel 12. Uitgevoerde metingen met de 1 m pijp met inwendige diameter 18 mm. De k-waarde is bepaald uit de toegevoerde en de verbruikte warmte.

snelheid	kooktemperatuur 40°C									kooktemperatuur 80°C				
	temperatuurverschil °C									temperatuurverschil °C				
m/s	20	30	40	50	70	80	90	100	110	30	40	50	60	70
1,25	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
2,01			x								x			
2,77	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
3,91			x								x			
5,82			x								x			
7,72	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

De resultaten van de verrichte series zijn in grafieken verwerkt. Slechts een deel hiervan is opgenomen.

De invloed van het temperatuurverschil op de k-waarde komt tot uiting in de figuren 23 tot en met 26. Hierin is voor de gebruikte verdamperpijpen bij verschillende snelheden en kooktemperaturen k_a of k_s uitgezet als functie van het temperatuurverschil. In figuur 27 is k_s als functie van het temperatuurniveau gegeven. In deze grafiek zijn resultaten van de 2 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm en de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm bij verschillende temperatuurverschillen en snelheden vermeld.

De invloed van de vloeistofsnelheid aan het begin van de verdamperpijp op de warmtedoorgangscoëfficiënt is te zien in de figuren 28 en 29. In figuur 28 is k_s bij t_k = 40°C en 80°C semi-logarithmisch als functie van de vloeistofsnelheid v uitgezet. De resultaten die in deze figuur worden gegeven zijn afkomstig van twee pijpen met een lengte van 1 m en inwendige diameters van 18 en 47 mm. Daarnaast geeft figuur 29 k_s en k_a als functie van de snelheid voor de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm.

Ter vergelijking met de resultaten verkregen bij natuurlijke circulatie worden in figuur 30 op half logarithmische schaal resultaten van k_a als functie van de vloeistofsnelheid v gegeven zowel bij natuurlijke als bij geforceerde circulatie. De in deze figuur vermelde resultaten zijn afkomstig van metingen met de 2 m en 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm. Parameter is een temperatuurverschil-temperatuurniveau combinatie.

Ter kontrole van de meting van de stoomtemperatuur zijn in de toe- en afvoer van de stoommantel thermokoppels aangebracht. M.b.v. deze thermokoppelmetingen is de warmtedoorgangscoëfficiënt k_{th} berekend. Enkele resultaten zijn vermeld in tabel 13. Het verschil tussen k_s en k_{th} was i.h.a. niet groter dan 3%, hoewel één proef een verschil van 5,5% opleverde.

Tabel 13. Enkele resultaten van de berekening van k_s en k_{th} uit de toegevoerde warmte. k_s is betrokken op de stoomtemperatuur t_s. 1 (bepaald met thermometer) en k_{th} op t_s. 2 (bepaald met thermokoppel).

t_k °C	t_s °C		v	k_s	k_{th}
	1	2	m/s	kcal/m²h°C	kcal/m²h°C
80,0	130,0	130,9	1,26	2500	2457
79,9	130,2	130,9	7,75	3087	3044
80,0	149,9	151,0	1,27	2464	2425
80,1	149,8	150,7	7,74	3215	3172
39,8	59,3	58,9	1,24	1818	1857
39,9	150,2	153,1	1,25	2365	2306

3. Beschouwing van de resultaten.

Uit de figuren 23 tot en met 26 volgt dat de invloed van het temperatuurverschil op de k-waarde zeer complex is. Alvorens nader op de resultaten van onze metingen in te gaan, zullen eerst de factoren die een rol kunnen spelen beschouwd worden.

In de eerste plaats merken wij op dat voor vloeistofstroming de volgende vergelijking geldt:

$$Nu = 0,027 \; Re^{0,8} \; Pr^{0,33} \; (\eta / \eta_w)^{0,14}$$

In deze vergelijking is η_w de viscositeit van de vloeistof bij de wandtemperatuur en η de viscositeit bij de gemiddelde vloeistoftemperatuur. Door verhoging van de wandtemperatuur zal dus door de factor $(\eta / \eta_w)^{0,14}$ een verhoging van de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v bewerkstelligd worden. De warmteoverdrachtscoëfficiënt wordt bij vloeistofstroming niet beïnvloed door het temperatuurverschil. Als er koken in de pijp optreedt neemt α_v daarentegen wel toe met toenemend temperatuurverschil.

Een tweede factor die een rol speelt is de vloeistofsnelheid v. Uit de bovengenoemde vergelijking volgt de relatie: $\alpha_v \sim v^{0,8}$. Bij toename van de snelheid stijgt dus de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v. Daarentegen hebben wij bij natuurlijke circulatie bij de proeven over de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte geconstateerd dat de verhoging van de k-waarde in het gebied h = 100% tot 30% gepaard gaat met een daling van de vloeistofcirculatie.

Tenslotte moet in aanmerking genomen worden dat zolang de stoomkondensaatfilm laminair stroomt, de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_s bij een bepaalde stoomtemperatuur zal dalen met een stijging van de warmtestroomdichtheid.

Met behulp van deze bovengenoemde factoren kunnen de resultaten althans kwalitatief geïnterpreteerd worden.

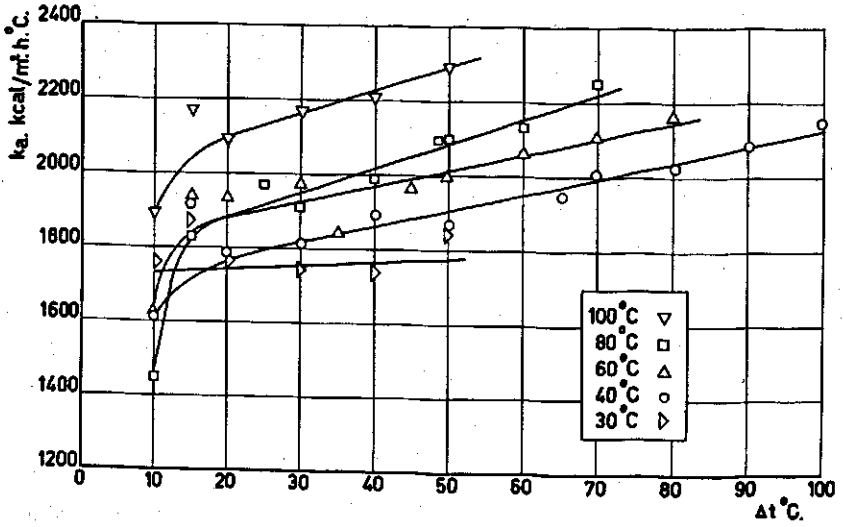


fig. 23.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van geforceerde circulatie. Parameter t_k. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2, v = ca 1,13 m/s.

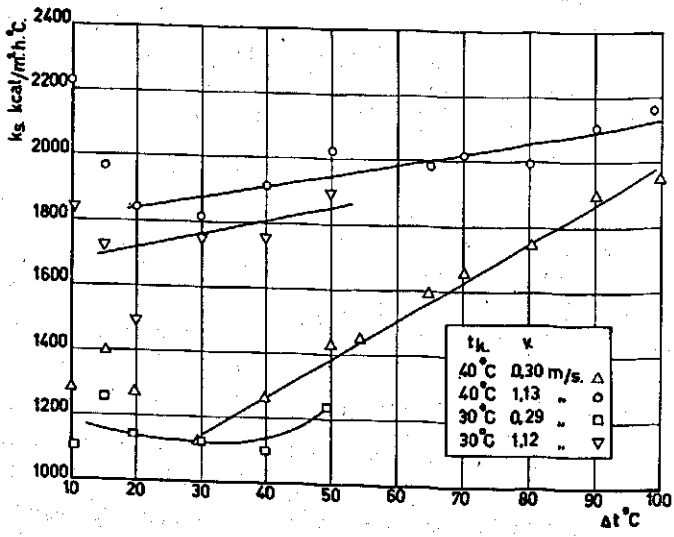


fig. 24.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van geforceerde circulatie. De lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en snelheid v. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m^2.

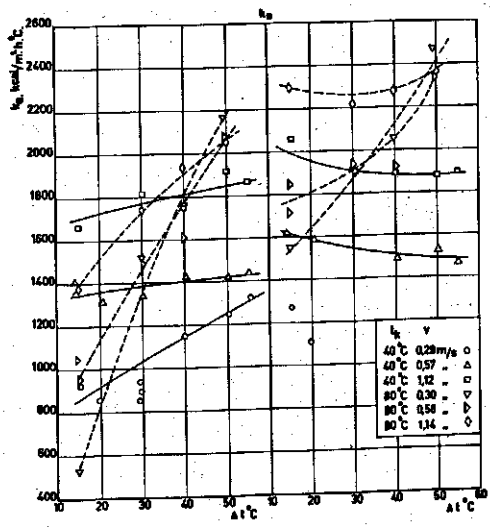


fig. 25.
De warmtedoorgangscoëfficiënten k_a en k_s als functie van het temperatuurverschil
De lijnen gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en snelheid v. Pijplengte 1 m
F = 0,154 m^2.

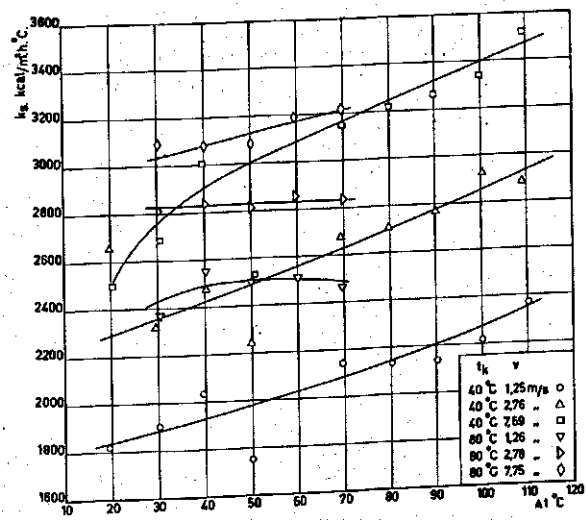


fig. 26.
De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van geforceerde circulatie. De lijnen gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en vloeistofsnelheid v. Pijplengte 1 m, F = 0,063 m^2.

Beschouwen wij eerst fig. 25, dan zien wij dat k_a stijgt met toenemend temperatuurverschil. De helling van de lijnen is voor de 2 gebruikte kooktemperaturen echter zeer verschillend. Wat k_s betreft is er bij t_k = 40°C een geringe daling en bij t_k = 80°C een stijging met toenemende Δt te constateren. Het verschil tussen k_a en k_s wordt veroorzaakt door het warmteverlies aan de omgeving. De toegepaste vloeistofsnelheden zijn bij t_k = 40°C hoger dan de optredende snelheden bij natuurlijke circulatie. De geringe daling van k_s zal een gevolg zijn van een daling van α_s. Bij een kooktemperatuur van 80°C is de laagst toegepaste snelheid gelijk aan de snelheid die op kan treden bij natuurlijke circulatie. De sterke stijging van k_a en k_s bij v = 0,30 en 0,58 m/s is dan ook toe te schrijven aan de optredende kookverschijnselen, hetgeen eveneens hoewel in mindere mate het geval is bij v = 1,14 m/s. Het optreden van koken zal bevorderd worden door een groter temperatuurverschil en door een verlenging van de pijp, waardoor bij een bepaald temperatuurverschil een sterkere opwarming van de vloeistof plaats zal vinden.

Bij de 2 m pijp werd in enkele gevallen geconstateerd dat k_s aanvankelijk daalde bij toenemend temperatuurverschil, zie figuur 24. Uit deze figuur volgt tevens dat bij een verdere toename van het temperatuurverschil deze daling overgaat in een stijging. Afhankelijk van de grootte van de invloeden van de daling van α_s met toenemende warmtestroomdichtheid, de optredende kookverschijnselen en de verlaging van de viscositeit van de vloeistofgrenslaag aan de wand zal er dus een stijging of een daling van de k-waarde met toenemend temperatuurverschil optreden. De stijging van k bij verhoging van het temperatuurverschil is in figuur 23 voor k_a en figuur 26 voor k_s te zien.

De helling van de lijnen k_s als functie van Δt bij t_k = 40°C is voor de 2 toegepaste snelheden verschillend (figuur 24). Duidelijk is te zien dat de lijnen naar elkaar toe lopen. Bij de laagste snelheid zal het kookverschijnsel een grotere rol spelen, waardoor k door een toenemend temperatuurverschil sterker beinvloed wordt. Als bij de berekening gebruik gemaakt zou worden van de gemiddelde vloeistoftemperatuur i. p. v. de damptemperatuur, zou deze invloed nog sterker naar voren komen, want de opwarming van de vloeistof is bij v = 0,29 groter dan bij v = 1,13 m/s. Deze stijging van de vloeistoftemperatuur leidt ook tot een verbetering van α_v, want het Re-getal stijgt met toenemende vloeistoftemperatuur. Het tot elkaar naderen van de lijnen k als functie van Δt treedt niet op bij gebruik van hogere snelheden (figuur 26). De stijging van k_s bij toenemend temperatuurverschil is bij v = 7,69 m/s aanzienlijk, nl. bij t_k = 40°C van 2500 kcal/m²h°C bij Δt = 20°C tot 3510 kcal/m²h°C bij Δt = 99°C. Hierbij moet opgemerkt worden dat bij grotere warmtestroomdichtheden, nl. als het Re-getal van de stoomkondensaatfilm groter wordt dan 1000, α_s zal stijgen met toenemende warmtestroomdichtheid.

Resumerende komen wij tot de conclusie, dat afhankelijk van de vloeistofsnelheid, het temperatuurverschil en de pijplengte zowel een daling als een stijging van k met toenemend temperatuurverschil mogelijk is. Het verschil in de invloed van het temperatuurverschil op de k-waarde, zoals door verschillende in de inleiding genoemde onderzoekers gevonden is, is aan de hand van de hier verkregen resultaten grotendeels verklaarbaar.

Bezien wij vervolgens de invloed van het t e m p e r a t u u r n i v e a u nader. Uit figuur 27 volgt dat de k-waarde toeneemt bij verhoging van het tempera-

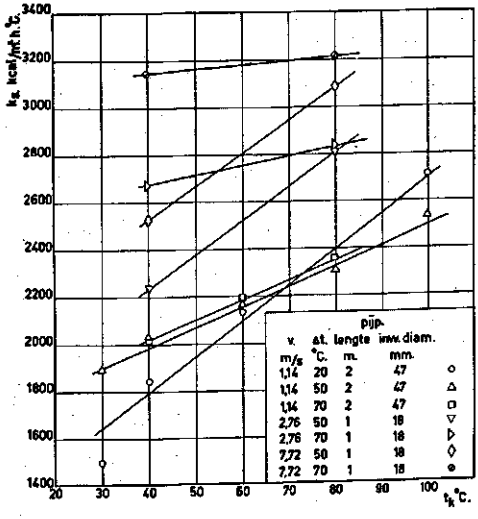


fig. 27.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van het temperatuurniveau t_k bij toepassing van geforceerde circulatie. De lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde snelheid v, temperatuurverschil Δt en pijp.

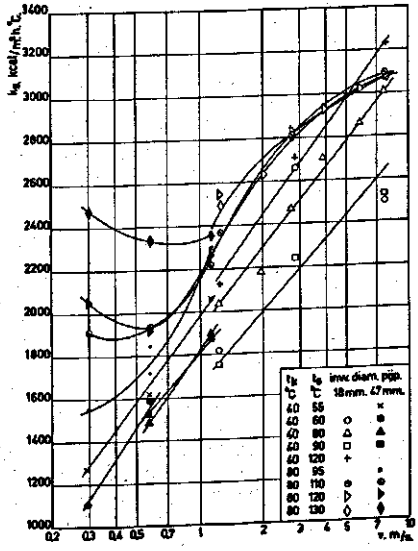


fig. 28.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van de vloeistofsnelheid v bij toepassing van geforceerde circulatie. De gegeven resultaten zijn afkomstig van twee pijpen met een lengte van 1 m en inwendige diameters van 18 en 47 mm. Parameter is een temperatuurverschil-temperatuurniveau combinatie.

tuurniveau. Dit resultaat is in overeenstemming met de onderzoekingen van Hebbard en Badger (20) en Kirschbaum (2). De belangrijkste oorzaak van de stijging van de k-waarde is de daling van de viscositeit bij toenemende temperatuur. De helling van de lijnen k als functie van t_k vermindert echter bij toenemend temperatuurverschil. Een mogelijke oorzaak hiervan is gelegen in de verandering van de factor η / η_w.

De invloed van de vloeistofsnelheid aan het begin van de verdamperpijp op de k-waarde is weergegeven in de figuren 28, 29 en 30. In de laatste figuur zijn tevens resultaten van waarnemingen bij natuurlijke circulatie vermeld. Voor t_k = 40°C volgt uit de verrichte waarnemingen dat bij een toename van de snelheid de k-waarde toeneemt. De resultaten van 2 pijpen van verschillende diameter, vermeld in figuur 28, sluiten goed op elkaar aan. Bij Δt = 40°C stijgt k_s van 1480 tot 3010 kcal/m²h°C bij een toename van v van 0,57 tot 7,69 m/s. Het verband tussen k_a of k_s en v is niet lineair, zoals blijkt uit figuur 29, maar logarithmisch, zoals te zien is in fig. 28.

Bij t_k = 80°C is de invloed van de snelheid op k ingewikkelder. Uit de figuren 28 en 29 volgt dat bij snelheden hoger dan 0,57 m/s de k-waarde stijgt met toenemende snelheid. In het gebied van v = 0,30 tot 0,57 m/s vindt er in enkele gevallen een daling plaats. De oorzaak hiervan is o.i. gelegen in het feit dat de negatieve invloed van de afneming van de optredende kookverschijnselen groter is dan de positieve invloed van de stijging van de snelheid. Het bewijs hiervan wordt geleverd door figuur 30. Bij natuurlijke circulatie daalt de k-waarde met toenemende vloeistofsnelheid. De belangrijkste oorzaak hiervan is dat bij verhoging van de vloeistofsnelheid in een kleiner deel van de pijp koken op zal treden. De invloed van de snelheid zal pas dan tot uiting komen als het koken een minder belangrijke rol speelt. Bij t_k = 40°C is de bij geforceerde circulatie toegepaste snelheid zoveel hoger dan bij natuurlijke circulatie dat de invloed van de snelheid domineert.

Bij t_k = 80°C echter is de laagste toegepaste snelheid bij geforceerde circulatie ongeveer gelijk aan de snelheid bij natuurlijke circulatie. In dit gebied speelt het kookverschijnsel de belangrijkste rol en men krijgt resultaten dat er eerst een daling met toenemende snelheid optreedt; zodra echter de snelheidsinvloed gaat domineren gaat deze daling over in een stijging.

Uit figuur 28 volgt ook dat men bij lage snelheden een k-waarde krijgt, die hoger is dan uit het verdere verloop verwacht zou worden. Dit is in overeenstemming met het resultaat van Boarts e.a. (37). Dit verschijnsel is echter afhankelijk van de snelheden optredend bij natuurlijke circulatie (figuur 30) en niet van het Re-getal.
Voor snelheden hoger dan 0,57 m/s zijn de verkregen resultaten in overeenstemming met de onderzoekingen genoemd in de inleiding. Het verband tussen k en v is echter niet exponentiëel zoals door meerdere onderzoekers (34) werd gevonden. In het voorgaande is reeds geconstateerd dat het verband tussen k en v bij t_k = 40°C logarithmisch was.
In tegenstelling tot de resultaten van Fragen en Badger volgt uit figuur 28 tenslotte dat de diameter van de pijp geen invloed uitoefent en uit de figuren 24 en 25 dat de invloed van de pijplengte zeer gering is. De hier toegepaste lengten en diameters vallen echter buiten het gebied dat door deze onderzoekers wordt aangegeven.

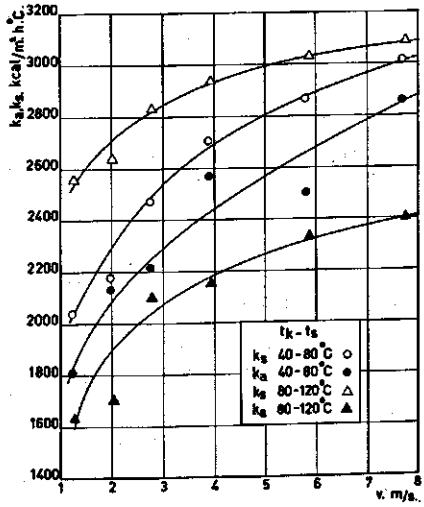


fig. 29.

De warmtedoorgangscoëfficiënten k_a en k_s als functie van de vloeistofsnelheid v bij toepassing van geforceerde circulatie. Parameter t_k. Pijplengte 1 m, F = 0,063 m^2, Δt = 40°C.

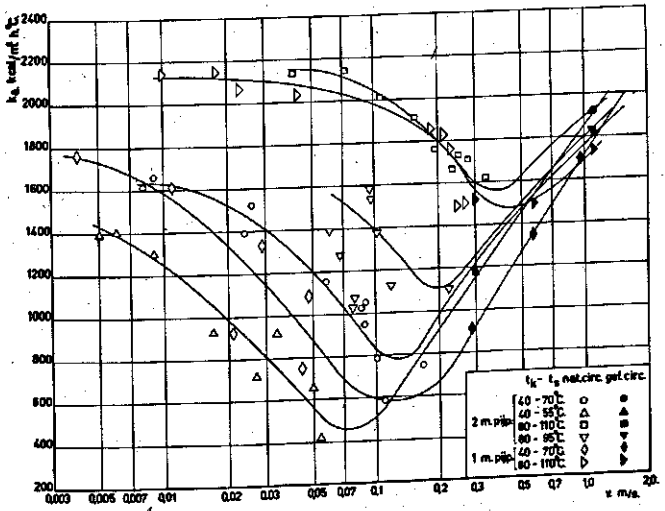


fig. 30.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_a als functie van de vloeistofsnelheid v bij natuurlijke en bij geforceerde circulatie. De lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k, temperatuurverschil Δt en pijplengte.

HOOFDSTUK VI

WARMTEDOORGANG BIJ TOEPASSING VAN ONTSPANNINGSVERDAMPING.

1. Inleiding.

Bij verdampers met ontspanningsverdamping geschiedt de verdamping door een voorverwarmde vloeistof in een ruimte te voeren waarin een lagere druk heerst dan de verzadigingsdruk behorende bij de temperatuur van de vloeistof. De overmaat warmte die in de vloeistof aanwezig is, wordt dan gebruikt voor verdamping. In de verwarmingssectie van een ontspanningsverdamper mogen strikt genomen geen kookverschijnselen optreden.

De warmteoverdrachtcoëfficiënt in de verwarmingspijp α_v kan dus worden berekend met de vergelijking:

$$Nu = 0,027 \; Re^{0,80} \; Pr^{0,33}.$$

De invloed van het temperatuurverschil wand-vloeistof kan nog tot uiting worden gebracht door aan de vergelijking de term $(\eta / \eta_w)^{0,14}$ toe te voegen; hierin is η de viscositeit bij de gemiddelde vloeistoftemperatuur en η_w de viscositeit bij de wandtemperatuur. Uit deze α_v zou de k-waarde voor de verwarmingspijp kunnen worden afgeleid.

Bij de berekening van de k-waarde voor de verwarmingspijp moet het log. gemiddelde temperatuurverschil tussen de stoom en de vloeistof worden gebruikt. Bij het onderzoek van de verdamping met natuurlijke en geforceerde circulatie hebben wij echter steeds gebruik gemaakt van het temperatuurverschil tussen de stoom en de damp in de dampafscheider. Om de resultaten te kunnen vergelijken verdient het o.i. daarom de voorkeur ook bij de ontspanningsverdamping te rekenen met dit temperatuurverschil tussen stoom en damp. Wij dienen dan evenwel te bedenken dat dit verschil aanzienlijk kan afwijken van het verschil in temperatuur dat bij de voorverwarming van de vloeistof aanwezig is. Naarmate de vloeistof meer wordt opgewarmd wijkt het temperatuurverschil in de verwarmingssectie meer af van dat tussen stoom en gevormde damp.

Men dient zich dus bij beschouwing van de hierover te bespreken resultaten te realiseren dat er steeds sprake is van een "schijnbare" k-waarde, niet van de werkelijke k-waarde in de verwarmingspijp.
In de literatuur konden wij over ontspanningsverdamping geen voor ons onderzoek waardevolle gegevens vinden.

2. Uitvoering van het onderzoek en resultaten.

De proeven zijn uitgevoerd bij kontinu werken met de verdamper. De vloeistofinhoud werd konstant gehouden. De kooktemperatuur (= temperatuur van de damp in de dampruimte) is gevarieerd van 30 tot en met 100°C, het temperatuurverschil van 10 tot en met 110°C en de vloeistofsnelheid aan het begin van de verdamperpijp van 0,29 tot en met 7,75 m/s. De lengten van de gebruikte verdamperpijpen waren 2,1 en 1 m, de inwendige diameters be-

droegen resp. 47, 47 en 18 mm. De laagste toegepaste snelheid sluit aan op de snelheden die bereikt zijn bij de proeven met natuurlijke circulatie. Ter vergelijking met de resultaten verkregen bij geforceerde circulatie zijn de series waarnemingen verricht bij snelheden die eveneens gebruikt zijn bij de proeven met geforceerde circulatie.

De verrichte series metingen zijn:

a. met de 2 m pijp bij een vloeistofsnelheid van ongeveer 1, 14 m/s. De uitgevoerde metingen zijn vermeld in tabel 14.

Tabel 14. Uitgevoerde metingen met de 2 m pijp bij ontspanningsverdamping. De vloeistofsnelheid was ongeveer 1, 14 m/s. De k-waarde is bepaald uit de toegevoerde en de verbruikte warmte.

t_k	Temperatuurverschil °C														
°C	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	65	70	80	90	100
30	x	x	x		x		x		x						
40	x	x	x		x		x		x		x	x	x	x	x
60	x	x	x		x	x		x	x	x		x	x		
80	x	x		x	x		x		x	x		x			
100	x	x	x		x		x		x						

b. met de 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm. De toegepaste snelheden zijn ongeveer 0, 29 en 1, 13 m/s. De metingen van deze series zijn vermeld in tabel 15.

Tabel 15. Verrichte waarnemingen met de 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm bij ontspanningsverdamping. x bepaling k_a ; o bepaling k_s .

t_k	v	temperatuurverschil °C					
°C	m/s	15	20	30	40	50	55
40	0, 29	xo	xo	x	x	x	x
40	1, 13	xxoo		xo	xo	xo	xo
80	0, 30	xo		xo	xo	xo	
80	1, 13	xo		xo	xo	xo	

c. met de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm. De snelheden zijn gevarieerd van ongeveer 1, 26 tot 7, 75 m/s. De uitgevoerde metingen zijn vermeld in tabel 16.

Tabel 16. Bij toepassing van ontspanningsverdamping uitgevoerde metingen met de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm. De warmtedoorgangscoëfficiënt k is bepaald uit de toegevoerde en de verbruikte warmte.

t_k °C	v m/s	temperatuurverschil °C									
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
40	1,25	x	x	x	x		x	x	x	x	x
40	2,76			x	x						
40	7,67	x	x	x	x		x	x	x		
80	1,26		x	x	x	x	x				
80	2,78			x							
80	7,75		x	x	x	x	x				

Uit de waarnemingen kunnen de invloeden van het temperatuurverschil, het temperatuurniveau en de vloeistofsnelheid op de k-waarde afgeleid worden. De resultaten zijn verwerkt in grafieken, waarvan slechts een deel opgenomen is.

De invloed van het temperatuurverschil op de k-waarde bij de drie gebruikte verdamperpijpen komt tot uiting in de figuren 31, 32 en 33. In figuur 31 is de kooktemperatuur parameter, zodat de invloed hiervan op de k-waarde ook naar voren komt.
Voor de twee pijpen met een lengte van 1 m en inwendige diameters van 18 en 47 mm wordt in figuur 34 k_s als functie van de vloeistofsnelheid v gegeven.

3. Beschouwing van de resultaten.

Uit de figuren 31, 32 en 33 volgt dat de invloed van het temperatuurverschil op de warmtedoorgangscoëfficiënt k uiteenlopend is. Soms stijgt k met toenemend temperatuurverschil, soms vonden wij een daling. Om de oorzaken hiervan op te sporen, zullen wij eerst de factoren die voor de warmtedoorgang bij ontspanningsverdamping van belang zijn beschouwen.

Zoals reeds eerder is opgemerkt, geldt voor de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v bij vloeistofstroming, die in de verwarmingssectie van een ontspanningsverdamper moet optreden, de vergelijking:

$$Nu = 0,027\ Re^{0,80}\ Pr^{0,33}\ (\eta / \eta_w)^{0,14}.$$

In de eerste plaats merken wij op dat bij een konstante vloeistofsnelheid bij verhoging van het temperatuurverschil de toegevoerde warmte toeneemt; er treedt dus een grotere temperatuurstijging van de vloeistof in de verdamperpijp op. Hierdoor zal de gemiddelde viscositeit van de vloeistof lager worden. Tevens vermindert door een verhoging van het temperatuurverschil de viscositeit η_w bij de wandtemperatuur. Beide factoren hebben een stijging van α_v tengevolge. Om een indruk te verkrijgen van de grootte van de invloed van een verhoging van het temperatuurverschil op de warmteoverdrachtscoëfficiënt, hebben wij bij t_k = 40°C bij enkele temperatuurverschillen en gebruikte pijpen de variaties in de factoren $\eta^{-0,47}$ (verkregen uit $Re^{0,80}\ Pr^{0,33}$) en $(\eta / \eta_w)^{0,14}$ berekend. Bij de berekening van laatstgenoemde factor hebben wij eenvoudigheidshalve verondersteld dat de warmteweerstanden aan de stoomzijde, van de wand en aan de verdamperzijde gelijk zijn.

Bij vergelijking van een proef met $\Delta t = 10^oC$ ($t_k = 40^oC$) en een vloeistofsnelheid van 1,13 m/s bij gebruik van de 2 m pijp met een proef met $\Delta t = 100^oC$ en dezelfde kooktemperatuur, vloeistofsnelheid en pijp vonden wij voor de totale invloed van de factoren $\eta^{-0,47}$ en $(\eta / \eta_w)^{0,14}$: 9%, d.w.z. dat de gemiddelde α_v bij de laatste proef 9% groter is dan bij de eerste. In een ander geval (bij de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm, $t_k = 40^oC$, v = 1,25 m/s) berekenden wij bij vergroting van Δt van 20^oC tot 110^oC een stijging van de gemiddelde α_v van 10%.
Resumerend kunnen wij concluderen dat bij verhoging van het temperatuurverschil de warmteoverdrachtscoëfficiënt toeneemt. Uit de globale berekeningen volgt dat deze stijging bij de hier verrichte metingen niet groot is.

Vervolgens beschouwen wij de warmteoverdrachtscoëfficiënt α_s. Zolang de stoomkondensaatfilm laminair stroomt daalt de gemiddelde α_s bij gelijkblijvende stoomtemperatuur met toenemende warmtestroomdichtheid, voornamelijk tengevolge van het dikker worden van de film. Als het Re-getal van de film echter boven de 1000 komt, gaat deze daling over in een stijging. In tabel 17 is de hoeveelheid kondensaat vermeld, waarbij bij onze proef Re = 1000 bereikt werd. Deze hoeveelheden zijn berekend bij diverse temperaturen en de daarbij behorende viscositeiten.

Tabel 17. De hoeveelheid stoomkondensaat in kg/h waarbij een Reynoldsgetal van 1000 bereikt wordt.

temperatuur °C	Stoomkondensaathoeveelheid in kg/h bij Re = 1000	
	pijp uitw. diam. 22 mm	pijp uitw. diam 51 mm
80	22,2	51,4
100	17,7	41,0
120	14,5	33,5
140	12,2	28,3

Uit deze tabel hebben wij kunnen afleiden dat bij een deel van onze proeven, nl. die waarbij grote temperatuurverschillen werden toegepast, een Re-getal van 1000 werd overschreden.
Dit heeft tot gevolg dat de plaatselijke α_s stijgt.
Uit de bekende vergelijking van Nusselt die geldt voor Re < 1000 en dus voor de meeste van onze proeven volgt de relatie $\alpha_s^3 \backsim 1/q\nu$, waarin ν de kinematische viscositeit in m^2/s is.
Een globale berekening leidt nu tot het resultaat dat bij verhoging van het temperatuurverschil α_s enigszins afneemt. Zodra het Re-getal van de stoomkondensaatfilm hoger wordt dan 1000 krijgt men een hogere gemiddelde α_s dan berekend uit de vergelijking van Nusselt. Het is echter niet goed mogelijk de variaties in α_s kwantitatief aan te geven.

Voorts vestigen wij er nogmaals de aandacht op, dat voor de berekening van de k-waarde het temperatuurverschil tussen de stoom en de damp in de dampafscheider is gebruikt, terwijl het werkelijke temperatuurverschil tussen de stoom en de vloeistof in de verdamperpijp kleiner is en afhankelijk is van de toegevoerde warmte. Bij groter worden van deze laatste neemt het temperatuurverschil tussen de stoom en de vloeistof in de pijp af. Een en ander

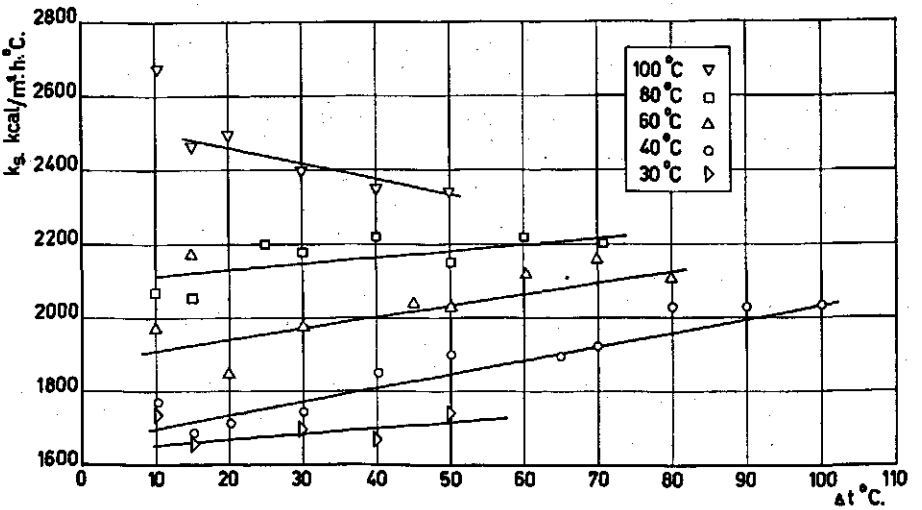


fig. 31.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van ontspanningsverdamping. Parameter t_k. Pijplengte 2 m, F = 0,308 m², v = ca 1,13 m/

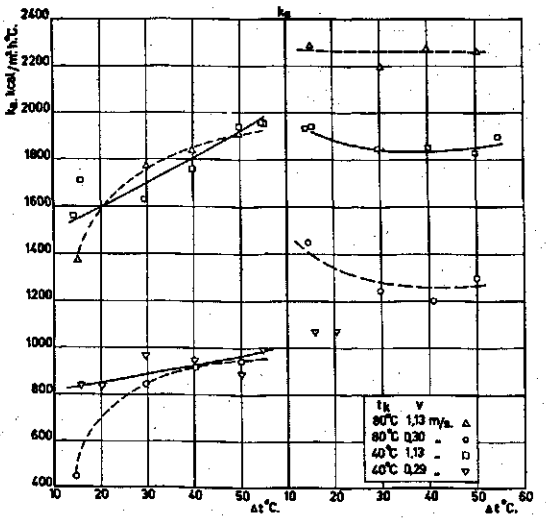


fig. 32.

De warmtedoorgangscoëfficiënten k_a en k_s als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van ontspanningsverdamping. De lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en vloeistofsnelheid v. Pijplengte 1 m, F = 0,154 m².

heeft tot gevolg dat de berekende k-waarden aanmerkelijk lager kunnen zijn dan de werkelijke in de pijp opgetreden warmtedoorgangscoëfficiënten. De toegepaste definitie van Δt heeft uiteraard ook invloed op het verloop van de krommen in de figuren 31 tot en met 33. Het is heel goed mogelijk dat grafieken met de k-waarde in de verwarmingssectie als functie van het werkelijk temperatuurverschil in die sectie een ander beeld zouden geven.

Tenslotte kan bij de verklaring van het verloop van de krommen het al of niet optreden van kookverschijnselen een rol spelen. Bij de verrichte proeven mogen er strikt genomen geen kookverschijnselen in de verdamperpijp optreden, want zodra dit het geval is, heeft men niet meer te maken met een zuivere ontspanningsverdamping.

De mogelijkheid van het optreden van koken wordt groter als het verschil in druk tussen de verdamperpijp en de dampafscheider kleiner wordt. Daarnaast speelt ook de wandtemperatuur, die bovenaan de pijp het hoogste is, een belangrijke rol, want als deze voeg hoog genoeg is, kan er "subcooled boiling" plaats vinden. Verder is de vloeistofsnelheid van belang.

De kontrole op het al of niet optreden van koken kan geschieden door het vergelijken van de warmte benodigd voor de temperatuurstijging van de vloeistof in de pijp en de toegevoerde warmte, Q_s. Bij de eerste proeven waren thermometers geplaatst voor het meten van de temperatuur vóór en na passeren van de pijp. Bij de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm zijn bovendien thermokoppels aangebracht tussen de flenzen aan het begin en het einde van de pijp.

De warmte benodigd voor de temperatuurstijging van de vloeistof is in het geval dat er geen koken optreedt, gelijk aan de toegevoerde warmte Q_s. Bij de 2 m pijp was bij $t_k = 40^oC$ en $v = 1,13$ m/s deze warmte tot een Δt van ongeveer 50^oC inderdaad ongeveer gelijk aan Q_s, bij grote Δt's was Q_s echter hoger dan de warmte berekend uit de temperatuurstijging van de vloeistof; bij $t_k = 80^oC$ was Q_s in alle gevallen hoger, terwijl het verschil geleidelijk toenam tot ca 15%. Bij de 1 m pijp met een inwendige diameter van 47 mm was Q_s eveneens in bijna alle gevallen groter dan de warmte benodigd voor de temperatuurstijging van de vloeistof. Bij de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm was de warmte berekend uit het temperatuurverschil van de thermometers daarentegen in bijna alle gevallen iets groter dan Q_s, terwijl de hoeveelheid warmte berekend uit het verschil in temperatuur van de thermokoppels steeds lager was dan Q_s.
Een en ander kan o.i. twee oorzaken hebben, nl. het optreden van koken óf het inhomogeen zijn van de vloeistof op de plaatsen waar de temperatuur wordt gemeten.

Treedt er koken op dan zal de temperatuur van de vloeistof lager zijn dan die berekend uit Q_s. Dit zal men echter eerder bij de 2 m pijp verwachten dan bij de 1 m pijp, hetgeen niet het geval is.
Anderzijds treden in de dwarsdoorsnede van de pijp temperatuurverschillen op, zoals o.a. door Kirschbaum (2) is gemeten. Dit is bij onze metingen zeker ook het geval geweest, aangezien er een temperatuurstijging van enkele tienden tot een paar graden optrad tussen het thermokoppel en de thermometer. Er is echter de mogelijkheid dat een deel van deze temperatuurstijging veroorzaakt werd door kondensatie van dampbellen. Samenvattende kunnen wij zeggen dat het zeer moeilijk is een conclusie te geven of er al dan niet kookverschijnselen in de pijp zijn opgetreden.

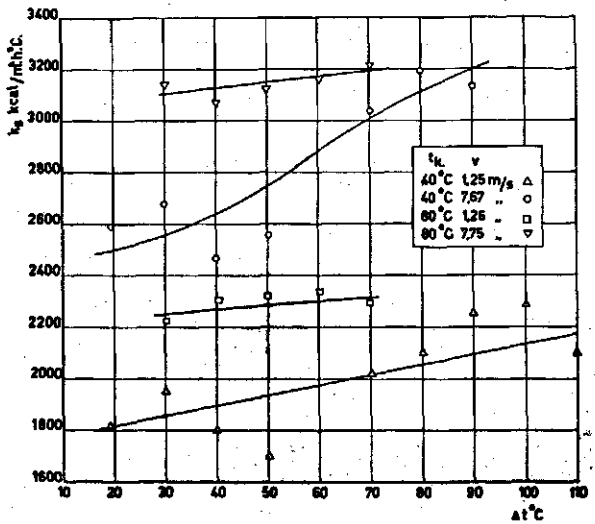


fig. 33.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van het temperatuurverschil bij toepassing van ontspanningsverdamping. De lijnen in deze figuur gelden voor een bepaalde kooktemperatuur t_k en vloeistofsnelheid v. Pijplengte 1 m, F = 0,0963 m^2 .

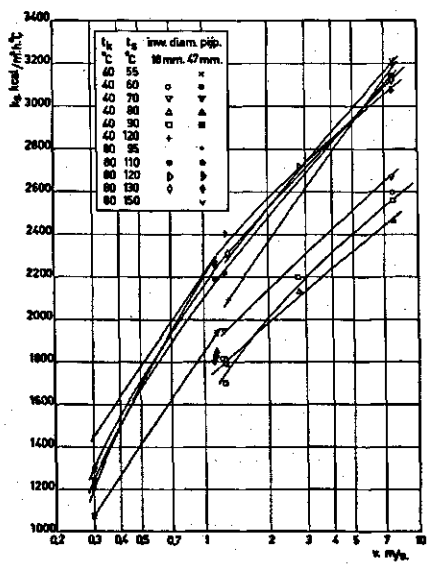


fig. 34.

De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s als functie van de vloeistofsnelheid v bij toepassing van ontspanningsverdamping. De in deze figuur gegeven resultaten zijn afkomstig van metingen met twee pijpen met een lengte van 1 m en inwendige diameters van 47 en 18 mm, waarbij het temperatuurniveau t_k en temperatuurverschil Δt gevariëerd werden.

Terugkerende tot de figuren 31 en 32 zien wij dat k_s in de meeste gevallen bij kleinere temperatuurverschillen eerst daalt met toenemende Δt. Het verschil in verloop van de lijnen, na de aanvankelijke daling wordt veroorzaakt door de grootte van de invloeden van de hiervoor genoemde factoren. De warmtedoorgangscoëfficiënt k_s bij de 1 m pijp is hoger dan bij de 2 m pijp. De oorzaak zal voornamelijk de hogere α_s bij de kortere pijp zijn. Een vergelijking met de resultaten verkregen bij toepassing van geforceerde circulatie leert ons dat bij v = 0,30 m/s de k-waarden bij ontspanningsverdamping aanzienlijk lager zijn, terwijl bij v = 1,13 m/s het verschil niet groot is. Bij de hogere snelheden, die toegepast zijn bij de 1 m pijp met een inwendige diameter van 18 mm, neemt k_s toe met toenemend temperatuurverschil, figuur 33. De k-waarden die in deze figuur worden gegeven, zijn bij v = 1,25 m/s iets lager dan die verkregen bij toepassing van geforceerde circulatie; bij v = 7,72 m/s is het verschil in de k-waarden bij ontspanningsverdamping en bij geforceerde circulatie klein.

Als wij vervolgens de invloed van het temperatuurniveau op de k-waarde nagaan, dan blijkt uit de figuren 31, 32 en 33 dat met een verhoging van het temperatuurniveau een stijging van k_s gepaard gaat.

Dat in figuur 32 tussen t_k = 40°C en 80°C weinig verschil in k_a is te constateren, wordt veroorzaakt door het grotere warmteverlies bij hogere kooktemperatuur.
De oorzaken van de stijging van k met toenemend temperatuurniveau zijn gelegen in α_s en α_v. Bij gelijke warmtestroomdichtheid neemt α_s bij toenemende stoomtemperatuur toe, door de verlaging van de gemiddelde viscositeit van de stoomkondensaatfilm. Uit de hiervoor genoemde vergelijking volgt dat α_v met toenemend temperatuurniveau toeneemt door de verlaging van de viscositeit van de vloeistof in de verdamperpijp.

Tenslotte beschouwen wij de invloed van de snelheid op de k-waarde. Uit figuur 34, waarin resultaten van twee pijpen van 1 m lengte en inwendige diameters van 18 en 47 mm zijn uitgezet, volgt dat deze invloed zeer belangrijk is. Bij t_k = 80°C en Δt = 30°C stijgt de k-waarde van 1250 kcal/m²h°C tot 3140 kcal/m²h°C bij een toename van v van 0,30 tot 7,75 m/s. Bij hogere snelheid wordt de grenslaag aan de wand, waar doorheen de warmte door geleiding getransporteerd moet worden, dunner, zodat de warmteovergangscoëfficiënt stijgt.

HOOFDSTUK VII

ORIËNTERENDE METINGEN VAN DE WARMTEOVERDRACHTSCOEFFICIËNTEN α_v EN α_s EN HET TEMPERATUURVERLOOP VAN DE VLOEISTOF IN DE VERDAMPERPIJP.

1. Inleiding.

Bij de bespreking van de k-waarden in de hoofdstukken III tot en met VI is naar voren gekomen dat de kennis van de warmteoverdrachtscoëfficiënten aan de stoomzijde en de verdamperzijde zeer belangrijk is. Met deze kennis zouden de invloeden van veranderingen in de warmteoverdrachtscoëfficiënten op de k-waarde niet alleen kwalitatief maar ook kwantitatief verklaard kunnen worden. Zeer in het kort zullen wij hier de belangrijkste factoren die op de warmteoverdrachtscoëfficiënten, het temperatuurverloop van de vloeistof in de pijp en het temperatuurverschil over de pijpwand invloed uitoefenen, samenvatten. Een meer uitgebreide bespreking is reeds gegeven in de inleidingen van de hoofdstukken III tot en met VI.

Bij een vertikale pijp neemt de dikte van de film door de kondensatie van de stoom van boven naar beneden toe. De warmteoverdrachtscoëfficiënten aan de stoomzijde α_s is zolang de stoomkondensaatfilm laminair stroomt afhankelijk van de dikte van de film d_s ($\alpha_s = \lambda_s/d_s$). In dit gebied kunnen de gemiddelde en de plaatselijke α_s in principe berekend worden met de vergelijking van Nusselt. Boven een Reynoldsgetal van de film van 1000 neemt α_s toe met toenemende dikte. Het temperatuurverschil tussen de stoom en de wand Δt_s is afhankelijk van de warmtestroomdichtheid en van α_s:

$$(q_{uitw.} = \alpha_s \ \Delta t_s).$$

Voor de warmtedoorgang door de pijpwand geldt de formule :

$$q_{gem.} = (\lambda_w/d_w) \ \Delta t_w,$$

waarin λ_w (kcal/m h °C) het warmtegeleidingsvermogen van het materiaal, d_w (m) de dikte van de wand, Δt_w (°C) het temperatuurverschil over de wand en $q_{gem.}$ (kcal/m²h) de warmtestroomdichtheid is.

Hieruit volgt dat Δt_w afhankelijk is van $q_{gem.}$, λ_w en d_w.

De warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde α_v is afhankelijk van zeer veel factoren, zoals het al dan niet optreden van koken, het temperatuurverschil, het temperatuurniveau, de schijnbare vloeistofhoogte, de stromingstoestand van het vloeistof-damp mengsel en de fysische eigenschappen van het wandmateriaal en de vloeistof. Zowel een verhoging van het temperatuurverschil als van het temperatuurniveau resulteren in een hogere α_v. Bij verdere verhoging van het temperatuurverschil wordt echter door het geheel bedekken van de wand door een damplaag een maximum in α_v bereikt, waarna α_v daalt met toenemend temperatuurverschil. Door een verlaging van h neemt α_v toe tot een maximum, waarna α_v door toenemend droogvallen van het verwarmend oppervlak daalt.

Over het temperatuurverloop van de vloeistof in een verdamperpijp kunnen wij het volgende zeggen. Uit onderzoekingen van Kirschbaum (2, 10) en anderen (4, 16, 17, 31, 37) is gebleken dat de temperatuur van de vloeistof in de aanwarmzone (d. i. het gedeelte van de vertikale buis, waarin nog geen koken optreedt) toeneemt, in de verdampingszone neemt de temperatuur weer af. De aanwarmzone kan zich bij geforceerde circulatie over bijna de gehele pijplengte uitstrekken.

Resumerend kunnen wij zeggen, dat zowel aan de verdamperzijde als aan de stoomzijde de omstandigheden in het algemeen van plaats tot plaats sterk verschillen. De temperatuur van het vloeistof-damp mengsel in de verdamperpijp is eveneens niet konstant.

De meeste onderzoekingen over α_V zijn beperkt gebleven tot de gemiddelde α_V. Voor de berekening van α_V heeft men veelal gebruik gemaakt van het temperatuurverschil tussen de wand en de damp in de dampafscheider; de gemiddelde temperatuur van het vloeistof-damp mengsel in de pijp kan echter aanzienlijk van de temperatuur in de dampafscheider afwijken. Voor een juist inzicht in datgene wat zich afspeelt in een verdamperpijp zou het gewenst zijn de plaatselijke binnen- en buitenwandtemperatuur van de pijp, de plaatselijke warmtestroomdichtheden en het temperatuurverloop van de vloeistof in de verdamperpijp te kennen. Uit deze gegevens zou het dan mogelijk zijn in de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten te berekenen.

In principe zijn er twee mogelijkheden om plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten te bepalen:

a) door meting op een voldoende aantal plaatsen van de temperaturen aan de binnen- en buitenzijde van het verwarmend oppervlak en in de vloeistof;
b) door de stoomruimte in een voldoend aantal secties te verdelen en in deze secties de warmtestroomdichtheid en de temperatuur van het verwarmend oppervlak aan de binnen- of buitenzijde te meten. Daarnaast moet de temperatuur van de vloeistof gemeten worden.

Volgens de laatst genoemde mogelijkheid zijn door Dengler en Addoms (29) een aantal metingen verricht. De andere werkwijze is door enkele onderzoekers, o. a. door Kirschbaum (2, 3, 10), benaderd. Bij de door hem uitgevoerde onderzoekingen werden de temperatuur van de wand op één diepte in de wand en de vloeistoftemperatuur gemeten. Uit deze gegevens kan alleen de gemiddelde α_V berekend worden.

In ons onderzoek hebben wij getracht de plaatselijke omstandigheden vast te leggen door op een aantal plaatsen de binnen- en buitenwandtemperatuur van het verwarmend oppervlak en de temperatuur van de vloeistof in de verdamperpijp te meten. Bij de uitvoering hebben wij zeer grote experimentele moeilijkheden ondervonden, die wij in het hierna volgende zullen beschrijven. De meetresultaten geven wij dan ook met enige reserve.

2.1. Gebruikte apparatuur.

Voor de te verrichten proeven zijn twee verdamperpijpen, en wel een koperen en een roestvrij stalen pijp, die op een aantal plaatsen voorzien zijn van thermokoppels, gebouwd. De constructie was zodanig dat deze pijpen direct in de reeds in hoofdstuk II beschreven apparatuur geplaatst konden worden. De lengte van beide pijpen was 1 m, de hoogte van het verwarmend oppervlak 0,922 m. De in- en uitwendige diameters waren van de koperen pijp resp. 50 en 58 mm en van de roestvrij stalen pijp resp. 47 en 54 mm. In figuur 35 is de constructie van de roestvrij stalen pijp weergegeven.

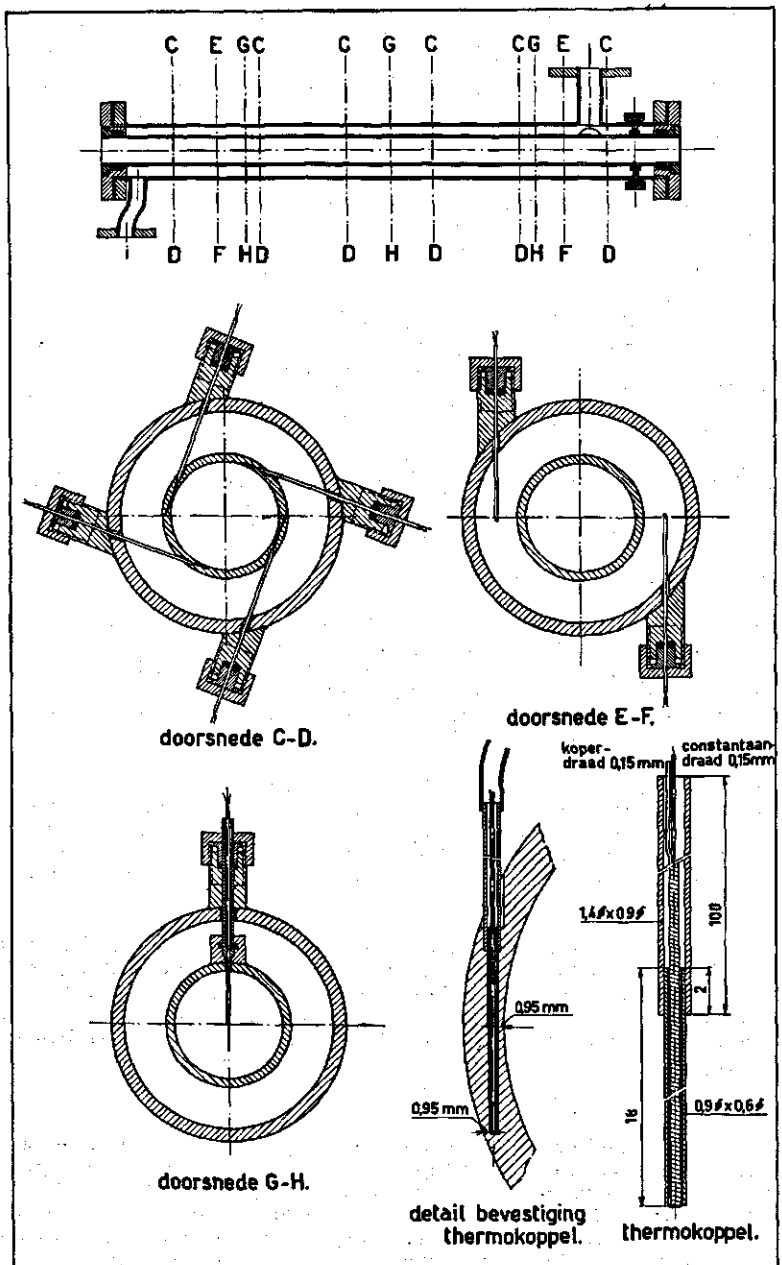


Fig.35 VERDAMPERPIJP MET THERMOKOPPELS.

Voor het aanbrengen van de thermokoppels ter meting van de temperatuur van de pijpwand aan de binnen- en buitenzijde zijn in de wand van de pijpen op de volgende wijze 4 series gaten geboord. De plaatsen waar de boringen moesten geschieden werden nauwkeurig bepaald, waarna op deze plaatsen vlakke kanten werden gefraisd. Het centreren van het boorgat geschiedde met een in de uitgefraisde groef passende center, zodat de plaats van het boorgat nauwkeurig aangegeven was. Bij de roestvrij stalen pijp werd bij een toerental van ongeveer 1900 per minuut tangentiaal in de pijpwand geboord. Bij de koperen pijp was het toerental ongeveer 3000 per min. Als smeermiddel werd bij de roestvrij stalen pijp R.T.D. Compound gebruikt. Bij deze pijp waren voor elk gat wegens het stomp worden één of meer boren nodig. De diameters van de boorgaten bedroegen bij de roestvrij stalen pijp 0,9 mm, bij de koperen pijp 1,0 mm. Het boveneinde van het boorgat werd daarna iets wijder geboord. In totaal zijn op 6 verschillende hoogten 24 gaten geboord. De ene helft van deze gaten had een zodanige diepte dat de afstand tot de oorspronkelijke buitenwand 0,5 mm was, de andere helft was zodanig dat de afstand tot de binnenwand 0,5 mm was. Vanaf het hart van het boorgat waren de afstanden tot de buiten- en binnenwand bij de koperen pijp dus 1 mm en bij de roestvrij stalen pijp 0,95 mm. De plaatsing van de gaten is aangegeven in figuur 35.

Voor het plaatsen van de thermokoppels in de pijp zijn op de pijpwand nokken aangebracht, waarin een gat was geboord. In deze gaten konden van buitenaf buisjes geplaatst worden. De afdichting tussen de stoommantel en de verdamperpijp geschiedde met een o-ring. Het thermokoppel werd nu door het buisje en door een gat in de pijpwand in het midden van de pijp geplaatst. In totaal zijn bij elke pijp 3 van deze thermokoppels aangebracht. Daarnaast werden thermokoppels ter meting van de temperatuur van het vloeistof-damp mengsel aangebracht tussen de flenzen aan het begin en het einde van de pijpen.

Ter meting van de stoomtemperaturen waren 4 thermokoppels in de stoommantel en 2 thermokoppels in de toe- en afvoerleiding van de stoom geplaatst.

De constructie van de thermokoppels geschiedde als volgt. Ter verkrijging van een zo groot mogelijk insteeklengte werd de 0,15 mm dikke gelakte koperdraad over 5 cm om de 0,15 mm dikke gelakte constantaandraad gespiraliseerd. Over deze 5 cm was de lengte van de koperdraad ongeveer 31 cm. De thermokoppels werden hierna in een buisje geplaatst. Dit bestond uit een gedeelte met een inwendige diameter van 0,9 mm die overging in een deel met een inwendige resp. uitwendige diameter van 0,6 resp. 0,9 mm. Bij de koperen pijp waren de diameters van het laatste gedeelte 0,6 en 1 mm, terwijl de inwendige diameter van het dikke deel 1 mm was. Het materiaal van deze buisjes was gelijk aan het materiaal van de pijp. De roestvrij stalen buisjes waren in de handel verkrijgbaar, de koperen buisjes zijn op ons laboratorium vervaardigd. Na het inbrengen van de thermokoppels werd het uiteinde van het buisje van Epikote-hars voorzien.
De thermokoppels voor het meten van de temperatuur van de stoom en de vloeistof in de verdamperpijp waren geplaatst in buisjes met een inwendige diameter van 0,9 mm.

De buisjes met de thermokoppels werden nu van buitenaf door de stoomruimte heen in de gaten van de pijpwand gestoken. De lengte van het dunne deel van het buisje was ongeveer gelijk aan de diepte van het boorgat. Aan de buitenzijde van de stoomruimte waren pakkingbussen aangebracht.

De verdere constructie van de pijpen volgt uit figuur 35.

2.2. Uitvoering van het onderzoek.

Bij de meting met de thermokoppels bleek dat het noodzakelijk was ieder koppel van te voren te kontroleren. Hierbij werd ten eerste nagegaan of het buisje niet lek was, en ten tweede of de temperatuur die bij de warme las heerste juist werd weergegeven. Hiervoor is een bakje gemaakt met twee kompartimenten, gescheiden door een 3 mm dikke rubberen wand. In het ene kompartiment werd koud water gedaan, en in het andere werd water aan de kook gehouden. In de scheidingswand waren enkele gaatjes aangebracht. Het dunne eind van het buisje met het koppel werd nu in één van de gaatjes geplaatst, zodanig dat slechts een klein stukje van het koppel in het kokende water stak. Als bij het meten van de temperatuur van het kokende water met de thermokoppel de afwijking t.o.v. de werkelijke temperatuur niet te groot was, werd het koppel goedgekeurd. Regel was dat door de zeer kleine insteeklengte er een zekere afwijking ontstond, maar op deze manier werd bereikt dat koppels met een grotere afwijking afgekeurd werden. Deze kan veroorzaakt worden door metallisch kontakt van de draden vóór de warme las.

Naast een kontrole van de thermokoppels is eveneens de plaats van de thermokoppels in de pijpwanden nagegaan. Hierbij bleek dat de diepte van de boorgaten een variatie vertoonde en dat de stand van de boorgaten niet in alle gevallen gelijk was. Het meten van de diepte van de boorgaten leverde geen moeilijkheden op. Dit was echter wel het geval met de richting. Met de aanwezige middelen is het niet gelukt deze richting van de boorgaten nauwkeurig te bepalen.

Bij de berekening van de plaats van het koppel in de wand is er dan ook uitgegaan van de gemeten diepte en van de vooraf bepaalde tangentiale boring, hoewel sommige boorgaten hiervan afweken. De thermokoppels waren aangesloten op een 24-punts Honeywell-Brown potentiometer met automatische kompensatie.

Tijdens de proeven werden de temperaturen elke vijf minuten gemeten. Daarnaast werden de metingen zoals beschreven in hoofdstuk II uitgevoerd. Na afloop van de proef werden de metingen van elk koppel gemiddeld en gecorrigeerd. De ijking van de thermokoppels is uitgevoerd met dezelfde potentiometer zodat de correctie zowel voor de meter als voor het gebruikte draad gold.

Uit de gecorrigeerde metingen volgen direct de stoomtemperatuur en de temperatuur van de vloeistof in de verdamperpijp. Uit de metingen in de pijpwand moeten echter de temperaturen van het binnen- en buitenoppervlak berekend worden. In principe moet dit mogelijk zijn door lineaire extrapolatie van de gemeten temperaturen van twee thermokoppels op gelijke hoogte van de pijp en verschillende afstand tot de binnen- of buitenwand. Bij de roestvrij stalen pijp bleek het temperatuurverschil voldoende te zijn om deze extrapolatie uit te voeren en zodoende de plaatselijke binnen- en buitenwandtemperaturen te verkrijgen. Bij de koperen pijp bleek deze extrapolatie niet mogelijk, zodat de plaatselijke binnen- en buitenwandtemperaturen niet bepaald konden worden.

Uit de 24 plaatselijke temperaturen werden de rekenkundig gemiddelde temperaturen van de binnenwand t_i en buitenwand t_u van de roestvrij stalen pijp verkregen. Bij de koperen pijp werden deze temperaturen verkregen met de formules:

$$t_i = t_{th} - C_1 Q_s ;$$
$$t_u = t_{th} + C_2 Q_s ;$$

waarin t_{th} (°C) de gemiddelde temperatuur van 12 thermokoppels op dezelfde diepte is en C_1 en C_2 constanten, die afhankelijk zijn van de diepte van de thermokoppels, het warmtegeleidingsvermogen van het pijpmateriaal en de pijpafmetingen.

Uit de aldus berekende wandtemperaturen kunnen met de volgende formules de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënten berekend worden:

$$q_{uitw.} = \alpha_s \ \Delta t_s ;$$

$$q_{inw.} = \alpha_v \ \Delta t_v ; \ q_{inw.} = \alpha_{vl} \ \Delta t_{vl} .$$

Hierin zijn: $q_{uitw.}$ en $q_{inw.}$ (kcal/ m^2h) de warmtestroomdichtheden berekend uit Q_s gedeeld door het buiten- resp. binnenoppervlak; Δt_s (°C) het temperatuurverschil tussen de stoom en de buitenwand; Δt_v (°C) het temperatuurverschil tussen de binnenwand en de damp in de dampafscheider; Δt_{vl} (°C) het temperatuurverschil tussen de binnenwand en de gemiddelde temperatuur van het vloeistof-damp mengsel in de pijp.

Uit de plaatselijke wandtemperaturen kunnen bij de roestvrij stalen pijp de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten berekend worden. De gemiddelde warmtestroomdichtheid volgt uit de formule: $q_{gem.} = (\lambda / d_w) \ \Delta t_w$, waarin λ_w (kcal/m h°C) het warmtegeleidingsvermogen van het pijpmateriaal; d_w(m) de dikte van de wand en Δt_w (°C) het temperatuurverschil over de wand zijn.

De nauwkeurigheid van de temperatuurmeting met de thermokoppels is afhankelijk van de warmtegeleiding langs de draden, de plaatsbepaling van de warme las, het gebruikte draad en de nauwkeurigheid van de potentiometer. Voor de ijking zijn drie willekeurige koppels gekozen, waartussen geen verschil werd gevonden. De nauwkeurigheid van de potentiometer is ± 0,2 °C. Zoals wij reeds vermeld hebben, is het niet gelukt de plaats van het einde van het boorgat nauwkeurig vast te stellen. Wegens de kleinere warmtegeleidingscoëfficiënt λ_w van het roestvrij staal, kan dit bij deze pijp een grote foutenbron vormen. Tenslotte is de warmtegeleiding langs de draden zeer belangrijk. Bij het controleren van de thermokoppels is deze invloed duidelijk naar voren gekomen.

Bij een insteek van ongeveer 1 mm in het kokende water en bij aanwezigheid van koud water in het andere kompartiment werd steeds een lagere temperatuur dan de temperatuur van het kokende water gemeten. Dit verschil kon enkele graden bedragen. In de verdamperpijp is de temperatuur om het buisje niet konstant. Vanaf de warme las gerekend neemt de temperatuur om de koppels aan de buitenwand iets af, daarna toe tot de stoomtemperatuur en daarna weer af tot de omgevingstemperatuur. Bij de koppels aan de binnenwand neemt de temperatuur toe tot de stoomtemperatuur en daarna af tot omgevingstemperatuur. Door deze temperatuurverschillen kan er door warmtegeleiding een fout optreden in de weergave van de temperatuur van de directe omgeving van de warme las. De grootte van de fout bij de verschillende metingen is echter niet aan te geven.

3. Overzicht van de uitgevoerde metingen en resultaten.

Zoals reeds vermeld hebben wij bij de uitvoering zeer veel experimentele moeilijkheden ontmoet. Aangezien de thermokoppels in het begin van het onderzoek niet gecontroleerd waren en tevens de afdichting nog onvoldoende

bleek moest een groot deel van de verrichte metingen ter zijde worden gelegd. In dit verband is nog te vermelden dat in de aanvang gebruik is gemaakt van thermokoppeldraad met een diameter van 0,10 mm. Die draad was echter zeer kwetsbaar, zodat overgegaan is op een draaddiameter van 0,15 mm.

Achtereenvolgens zijn proeven uitgevoerd bij toepassing van ontspanningsverdamping, geforceerde circulatie en natuurlijke circulatie. In dezelfde volgorde neemt de belangrijkheid van het kookproces in de verdamperpijp toe. Tevens zal de variatie in de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt α_v door dit kookproces waarschijnlijk toenemend. In tabel 18 wordt een overzicht van de uitgevoerde proeven met de roestvrij stalen en de koperen pijp gegeven.

Tabel 18. Verrichte proeven met de koperen en de roestvrij stalen pijp.

t_k °C	t_s °C	Werkwijze	Roestvrij stalen pijp	t_k °C	t_s °C	Werkwijze	Koperen pijp
40	60	ontspannings-verd.	v=0,29 m/s	40	60	ontspannings-verd.	v=0,26 en 0,99 m/s
40	70	"	v=0,29 en 1,13 m/s	40	90	"	v=0,26 m/s
40	90	"	v=0,29 m/s	80	95	"	v=0,26 en 1,0 m/s
80	110	"	v=0,30 en 1,14 m/s	80	120	"	v=0,26 m/s
40	70	geforc. circ.	v=1,13 m/s	40	60	geforc. circ.	v=0,26 en 0,99 m/s
80	110	"	v=0,30 en 1,14 m/s	40	90	"	v=0,26 m/s
40	70	nat. circ.	h= 75 en 101%	80	95	"	v=0,26 en 1,0 m/s
40	90	"	h=32 %	80	120	"	v=0,26 m/s
80	110	"	h=51; 75 en 95%	40	60	nat. circ.	h=76 en 99 %
80	120	"	h=50; 75 en 98%	100	130	"	h=76 %
				100	120	"	h=20; 28;52;76 en 105%
							h=74 %

De verkregen resultaten zijn uitgezet in grafieken, waarvan wij hier enkele voorbeelden geven. Ter kontrole van het bepaalde temperatuurverschil over de wand is in figuur 36 de gemiddelde warmtestroomdichtheid berekend uit het gemiddeld temperatuurverschil over de wand uitgezet als functie van de warmtestroomdichtheid berekend uit de stoomkondensaatmetingen. In figuur 37 worden de resultaten van enkele metingen bij ontspanningsverdamping gegeven. Hierin zijn van de roestvrij stalen pijp de binnen- en buitenwandtemperaturen t_i en t_u en de vloeistoftemperaturen in het midden van de pijp en van de koperen pijp de temperaturen in de wand gemeten met de thermokoppels aan de buiten- en binnenwand t_{wu} en t_{wi} en de vloeistoftemperaturen uitgezet. Soortgelijke resultaten worden in de figuren 38 en 39 bij geforceerde en natuurlijke circulatie gegeven.

4. Beschouwing van de resultaten.

4.1. Inleiding.

Bij de proeven met de roestvrij stalen pijp is ten eerste nagegaan of de gemiddelde warmtestroomdichtheid q_{pijp}, berekend uit het gemiddeld temperatuurverschil over de wand, gelijk is aan de warmtestroomdichtheid q_s, berekend uit het stoomkondensaat. Uit figuur 36 volgt dat q_{pijp} in de meeste gevallen lager is dan q_s. Voor het temperatuurverschil over de wand is dus een te kleine waarde gevonden. Dit wordt zeer waarschijnlijk veroorzaakt door de warmtegeleiding langs de thermokoppeldraden, waardoor een te hoge temperatuur wordt gemeten. In verband met de constructie is deze afwijking bij de koppels aan de binnenwand groter dan bij die aan de buitenwand, zodat het temperatuurverschil te klein wordt bepaald. Deze verklaring wordt ondersteund door het feit dat bij extrapolatie wel temperaturen hoger dan de stoomtemperatuur, maar geen temperaturen lager dan de vloeistoftemperatuur in de verdamperpijp werden gevonden. De binnenwandtemperatuur wordt dus iets te hoog bepaald.

Naast een fout in de meting van de temperatuur van de directe omgeving van de warme las, speelt voor de berekening van q, t_i en t_u de plaatsbepaling van de warme las een rol. Daar wij deze plaats niet precies hebben kunnen bepalen is hier vooral bij de roestvrij stalen pijp door het kleine warmtegeleidingsvermogen van het materiaal een foutenbron aanwezig.

Bij de koperen pijp was de gemiddelde temperatuur van de koppels aan de binnenwand soms hoger en soms lager dan de gemiddelde temperatuur van de koppels aan de buitenwand. Mede hierdoor was het niet mogelijk bij deze pijp een plaatselijke warmtestroomdichtheid te bepalen.

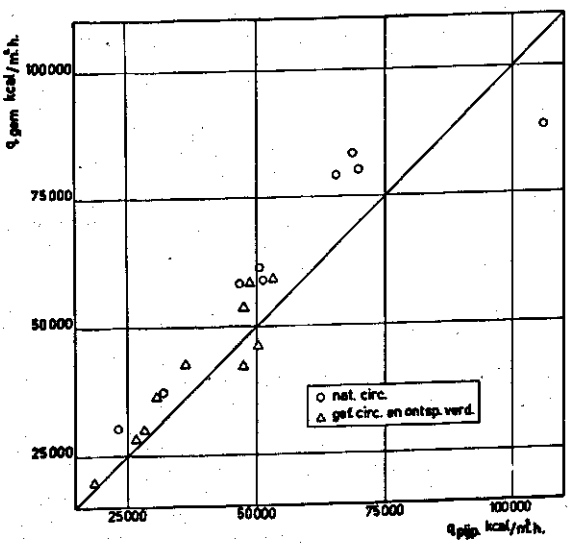


fig. 36

De warmtestroomdichtheid q_{gem}, berekend uit het stoomkondensaat, als functie van de warmtestroomdichtheid q_{pijp}, berekend uit het temperatuurverschil over de wand van de roestvrij stalen pijp.

Bij de bepaling van de plaatselijke omstandigheden speelt natuurlijk de fout van elk thermokoppel een belangrijke rol. De kontrole hierop is zeer moeilijk, want niet alleen is het temperatuurverloop van de omgeving voor elk koppel verschillend, maar ook is de plaats van de warme las niet precies berekend. Uit de metingen bleek dat de thermokoppels die juist onder de stroomtoevoer lagen, in vele gevallen de hoogste buitenwandtemperatuur gaven. Dat deze temperatuur zeker niet juist was, blijkt hieruit, dat speciaal op deze plaats door extrapolatie ook wandtemperaturen hoger dan de stoomtemperatuur werden verkregen.

Resumerend kunnen wij concluderen, dat wel globaal een inzicht werd verkregen over de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënten. Aan de bepaling van de plaatselijke omstandigheden kleven echter nog veel fouten, zodat deze waarnemingen met enige reserve gegeven moeten worden.

4.2. Metingen bij ontspanningsverdamping en geforceerde circulatie.

Daar bij ontspanningsverdamping geen kookverschijnselen in de verdamperpijp mogen optreden, is het te verwachten dat grafieken van de wandtemperatuur en de vloeistoftemperatuur als functie van de hoogte van de pijp een regelmatig beeld vertonen. Zoals blijkt uit figuur 37 was dit bij onze proeven inderdaad het geval. Met een toename van de hoogte treedt er een stijging van de wandtemperatuur en van de vloeistoftemperatuur op. Deze laatste is in het midden van de pijp gemeten, zodat deze niet gelijk is aan de gemiddelde temperatuur van de vloeistof in dezelfde dwarsdoorsnede van de pijp (2, 4). Het verloop van de temperaturen met toenemende hoogte was bij de roestvrij stalen pijp minder regelmatig dan bij de koperen pijp. Dit zal veroorzaakt zijn door de reeds hiervoor genoemde onnauwkeurigheden.

Uit berekeningen van de gemiddelde α_v volgde dat deze bij een toename van de snelheid en bij een verhoging van het temperatuurniveau toenam. Bij t_k = 40°C en bij gebruik van de roestvrij stalen pijp nam α_v bij een verhoging van v van 0,29 tot 1,13 m/s toe van 1540 tot 3410 kcal/m^{2}h°C.

Daartegenover nam α_v bij een toename van het temperatuurverschil af. Dit geldt zowel bij gebruik van de damptemperatuur als van de gemiddelde vloeistoftemperatuur bij de berekening van het temperatuurverschil. Bij t_k = 40°C nam α_v bij de koperen pijp bij een toename van Δt_v van 17 tot 43°C af van 1520 tot 1280 kcal/m^{2}h°C. Voor dit verschijnsel is geen goede verklaring te geven. Te verwachten is dat door de afname van de viscositeit de α_v toe zal nemen.

De plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten bij de roestvrij stalen pijp varieerden tamelijk sterk, zodat zeker nog geen nauwkeurige metingen verkregen zijn. Bij t_k = 40°C en v = 0,29 m/s varieerde de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde van 760 tot 2740 kcal/m^{2}h°C, bij v = 1,13 m/s was de variatie 1750 tot 5600 kcal/m^{2}h°C.

Bij de proeven met geforceerde circulatie bleek dat een verhoging van het temperatuurverschil een stijging van de gemiddelde α_v bewerkstelligde. Bij gebruik van de koperen pijp t_k = 40°C en v = 0,29 m/s nam α_v bij een toename van Δt_v van 17 tot 33°C toe van 1750 tot 4420 kcal/m^{2}h°C. Daarnaast nam α_v eveneens toe met toenemende vloeistofsnelheid en met toenemend temperatuurniveau. Enkele voorbeelden van de wandtemperatuur en de vloeistoftemperatuur als functie van de hoogte van de pijp worden gegeven in figuur 38. Het verloop van de wandtemperatuur was verschillend. Naast

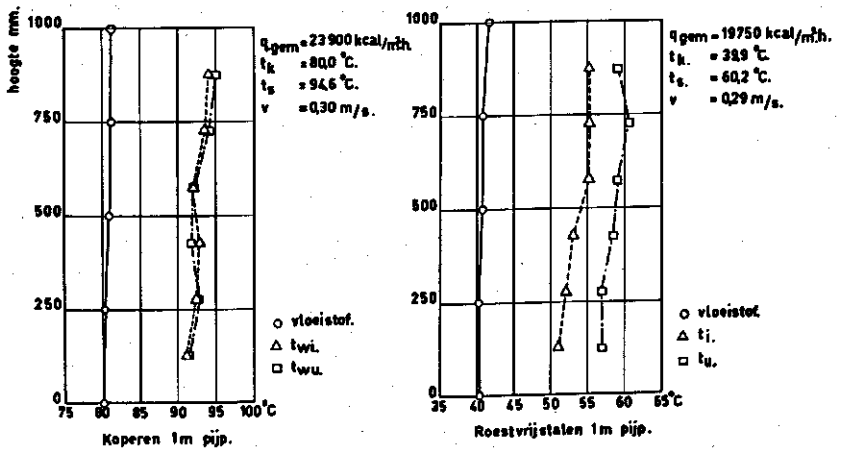


fig. 37

Metingen van de vloeistof en wandtemperaturen bij de koperen en de roestvrij stalen pijp bij toepassing van ontspanningsverdamping. Bij de koperen pijp zijn de temperaturen in de wand, t_{wu} en t_{wi}, en bij de roestvrij stalen pijp zijn de binnen- en buitenwandtemperatuur, t_i en t_u, gegeven.

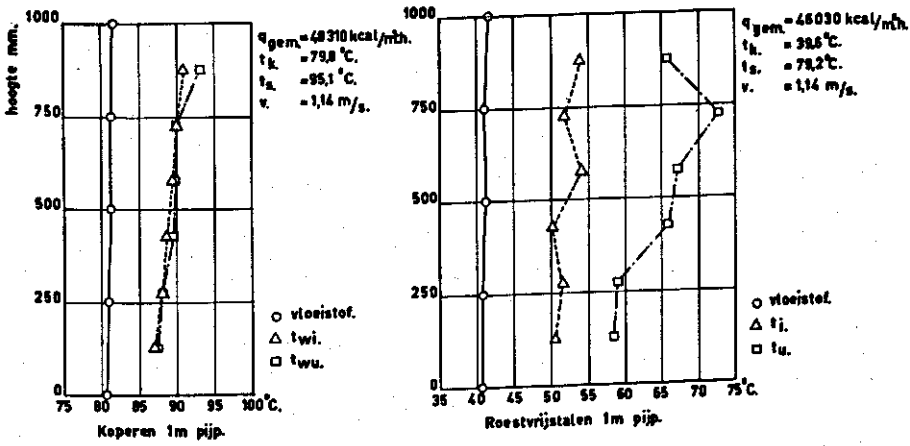


fig. 38 .

Metingen van de vloeistof- en wandtemperaturen bij de koperen en de roestvrij stalen pijp bij toepassing van geforceerde circulatie. Bij de koperen pijp zijn de temperaturen in de wand, t_{wu} en t_{wi}, en bij de roestvrij stalen pijp zijn de binnen- en buitenwandtemperatuur, t_i en t_u, gegeven.

een stijging met de hoogte kwamen er bij de koperen pijp ook proeven voor, waarbij de wandtemperatuur een daling met toenemende hoogte te zien gaf. Bij vergelijking met de resultaten bij ontspanningsverdamping zijn de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënten aan de verdamperzijde bij geforceerde circulatie hoger. Hoewel in sommige gevallen een tendens tot stijging van de plaatselijke warmtestroomdichtheid bij de roestvrij stalen pijp waar te nemen was, was geen duidelijke conclusie t.a.v. het verloop van de plaatselijke α_v te trekken. Bij vele proeven was de plaatselijke α_v bij de stoomtoevoer het hoogste.

4.3. Metingen met natuurlijke circulatie.

Uit de verrichte proeven kunnen conclusies worden getrokken t.a.v. de invloed van verschillende factoren op de gemiddelde warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde α_v.

Bij verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte nam α_v toe. Deze stijging ging bij een konstant temperatuurverschil tussen de stoom en de damp in de dampafscheider gepaard met een daling van het temperatuurverschil tussen de binnenwand en de damp Δt_v. Als voorbeeld geven wij de verrichte proef bij $t_k = 80^oC$ en $\Delta t = 30^oC$ bij gebruik van de roestvrij stalen pijp. Bij h = 95% was $\alpha_v = 4830$ kcal/m^{2}h^{o}C en $\Delta t_v = 13,0^oC$ en bij h = 51% was $\alpha_v = 5530$ kcal/m^{2}h^{o}C en $\Delta t_v = 11,9^oC$. Bij droogvallen van een deel van het verwarmend oppervlak neemt α_v af. Het droogvallen is duidelijk te zien in één van de voorbeelden gegeven in figuur 39, nl. bij h = 20%. De temperatuur aan het boveneinde van de pijp benadert in dat geval de stoomtemperatuur, De stijging van α_v bij konstante stoomtemperatuur ging in de meeste gevallen samen met een daling van α_s. Zoals reeds bij de beschouwing van de k-waarde is besproken, zal de toename van α_v bij verlaging van h veroorzaakt worden door een belangrijker worden van het kookproces.

Uit de verkregen resultaten volgde eveneens dat de gemiddelde α_v toenam bij vergroting van het temperatuurverschil tussen de binnenwand en de damp en met een toename van het temperatuurniveau. Bij $t_k = 40^oC$, h = ca 77% en bij gebruik van de koperen pijp nam α_v bij een vergroting van Δt_v van 15,4^{o}C tot 24,7^{o}C toe van 2770 tot 4460 kcal/m^{2}h^{o}C. Deze resultaten zijn in overeenstemming met hetgeen door andere onderzoekers (3) is gevonden.

In de plaatselijke omstandigheden is een grote variatie te constateren, zie figuur 39. Bij $t_k = 80^oC$ en h = 100% bedroeg de plaatselijke α_v van 1750 tot 6250 kcal/m^{2}h^{o}C en bij h = 50% varieerde de plaatselijke α_v van 2260 tot 6950 kcal/m^{2}h^{o}C. Een vergelijking met de resultaten van andere onderzoekers is moeilijk, aangezien het aantal proeven klein is en de pijplengte verschillend.

Resumerend kunnen wij zeggen dat hoewel de gevonden invloeden van de verschillende factoren op de gemiddelde α_v overeenkomen met de resultaten van andere onderzoekers, de plaatselijke omstandigheden nog niet nauwkeurig genoeg bepaald zijn om t.a.v. de invloed van variaties in die omstandigheden op de warmteoverdracht duidelijke conclusies te trekken. Het lijkt ons wel mogelijk om met de door ons gevolgde techniek bij verder onderzoek bij de roestvrij stalen pijp resultaten te bereiken. Hierbij zal dan vooral aandacht besteed moeten worden aan de plaatsbepaling van de thermokoppels en aan de fouten die bij gebruik van thermokoppels op kunnen treden.

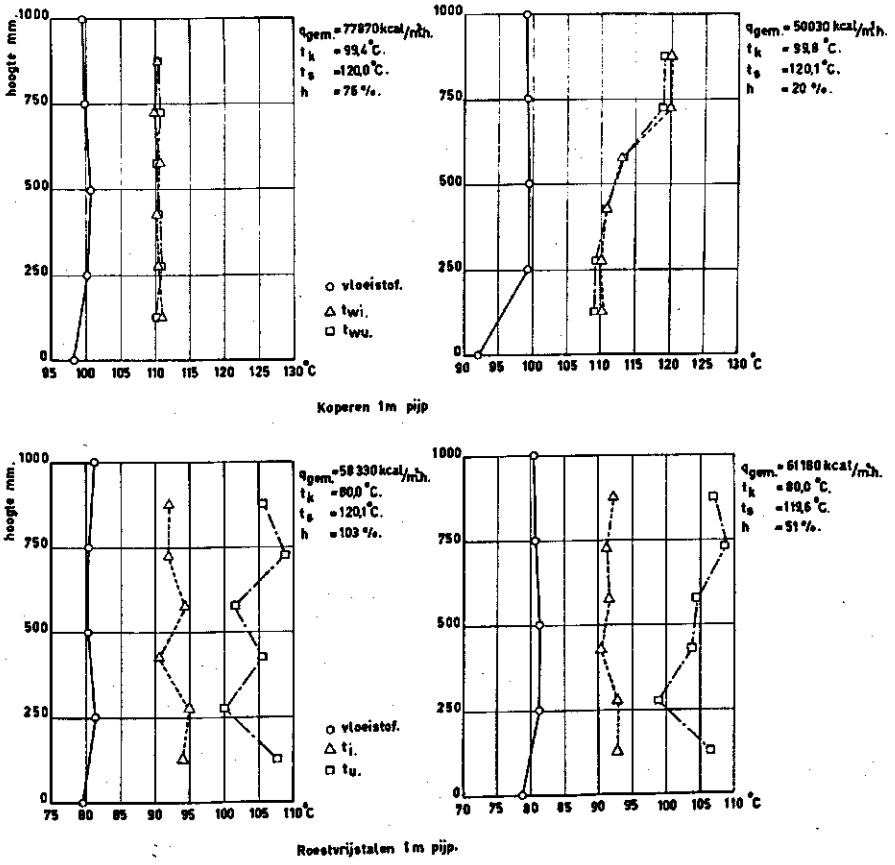


fig. 39

Metingen van de vloeistof- en wandtemperaturen bij proeven met natuurlijke circulatie. Bij de koperen pijp zijn de temperaturen in de wand, t_{wu} en t_{wi}, en bij de roestvrij stalen pijp zijn de binnen- en buitenwandtemperatuur, t_i en t_u gegeven.

HOOFDSTUK VIII

NABESCHOUWING , SAMENVATTING EN CONCLUSIES .

Zoals in de algemene inleiding reeds is medegedeeld, is voor het ontwerpen en berekenen van verdampers kennis van de warmtedoorgangscoëfficiënt k van het grootste belang. Het gaat in het algemeen om het construeren van verdampers met een bepaalde capaciteit per uur. De toekomstige gebruiker van de verdamper zal aan de constructeur moeten opgeven onder welke bedrijfsomstandigheden de verdamper, in verband met de eisen die het produkt stelt, zal moeten werken. Onder die omstandigheden dient dan de k-waarde bekend te zijn. Hieruit kan dan met behulp van de vergelijking $Q = k.F. \Delta t$ het benodigde verwarmend oppervlak worden berekend.

Een nauw overleg tussen de gebruiker en de constructeur van de verdamper is zeer gewenst. De gebruiker dient de eigenschappen van het in te dampen produkt te kennen; hij zal aan moeten kunnen geven welke bedrijfsomstandigheden het meest gewenst zijn. Uit deze omstandigheden moet dan worden afgeleid welk type verdamper in aanmerking komt. Hierbij speelt bij temperatuurgevoelige produkten in de levensmiddelenindustrie naast de kooktemperatuur en de wandtemperatuur de verblijfsduur van het produkt in de verdamper een belangrijke rol. Bij kontinu indampen wordt deze verblijfsduur gevonden door de inhoud van de verdamper te delen door de per uur toe te voeren hoeveelheid produkt. Bij verschillende typen van verdampers loopt deze verblijfsduur sterk uiteen. Bij verschillende produkten is er kwantitatief helaas nog weinig bekend over de invloed van de combinatie van kooktemperatuur en verblijfsduur op de kwaliteit van het produkt. In het algemeen kan men natuurlijk wel stellen dat een langere verblijfsduur toegestaan kan worden naarmate de kooktemperatuur lager is en omgekeerd.

De keuze van het type verdamper wordt voorts bemoeilijkt door de omstandigheid dat de kwaliteit van het ingedampte produkt ook beïnvloed kan worden door de circulatiesnelheid in de verdamper; dit houdt enerzijds verband met de invloed van de circulatiesnelheid op de wandtemperatuur en anderzijds met de rol die de circulatie speelt bij het meer of minder optreden van zogenaamde aankorstingen (39). Ook hierover is bij vele produkten nog onvoldoende bekend. In het algemeen kan men alleen stellen dat lage wandtemperaturen en snelle circulatie vereist zijn. Tenslotte dient bij het construeren van een verdamper gestreefd te worden naar een gunstig economisch compromis; hierbij dient men zowel te denken aan de investering, die stijgt naarmate bij lagere kooktemperaturen wordt gewerkt, als aan het warmteverbruik dat afhankelijk van de gekozen bedrijfsomstandigheden meer of minder verlaagd kan worden door toepassing van multiple-effet verdamping of thermocompressie.

Uit het voorgaande blijkt duidelijk dat het maken van een goed ontwerp voor een verdamper een zeer gecompliceerde kwestie is. Ons onderzoek heeft er nutoe bijgedragen dat meer gegevens over de k-waarden ter beschikking gekomen zijn. Wij zullen deze gegevens hieronder samenvatten en de praktische betekenis er van schetsen.

Beschouwen wij eerst het verdampen met natuurlijke circulatie, dan zijn daarbij van belang de bereikbare k-waarden, de optredende circulatiesnelheden bij verschillende schijnbare vloeistofhoogten en de daarmede in verband staande verblijfsduur. Uit ons onderzoek is duidelijk gebleken dat temperatuurverschil en temperatuurniveau juist in het gebied van kleine temperatuurverschillen en lage kooktemperaturen een zeer grote invloed hebben op de k-waarde. Ter illustratie diene dat wij bij een kooktemperatuur van 40°C en een schijnbare vloeistofhoogte van 75% een stijging in de k-waarde van 580 tot 1760 kcal/m^{2}h°C hebben geconstateerd wanneer het temperatuurverschil opgevoerd werd van 10 tot 70°C.

Bij een kooktemperatuur van 80°C en dezelfde schijnbare vloeistofhoogte bedroeg deze stijging 630 tot 2520 kcal/m^{2}h°C. Men ziet hieruit dat de k-waarde bij verkleining van het temperatuurverschil in het door ons onderzochte gebied wel 3 à 4 maal zo klein kan worden. Uit de in hoofdstuk IV gegeven grafieken blijkt voorts dat een verdamper onevenredig groter wordt naarmate men het toe te passen temperatuurverschil om derwille van een lage wandtemperatuur gaat verkleinen. Ook de kooktemperatuur heeft een duidelijke invloed op de k-waarde; een verdamper voor een gegeven capaciteit wordt derhalve steeds groter naarmate men lagere kooktemperaturen wil toepassen.

Wij merken hierbij terloops op dat het gevaarlijk is de gegevens betreffende de k-waarden te extrapoleren buiten het door ons onderzochte gebied; in de praktijk zal men echter zelden nog lagere kooktemperaturen of nog kleinere temperatuurverschillen willen toepassen dan door ons werden gebruikt.

Uit de metingen over de invloed van de schijnbare vloeistofhoogte op de k-waarde kunnen wij de volgende conclusies trekken:

1e. In het algemeen is deze invloed zeer belangrijk; bij een bepaald temperatuurverschil wordt de invloed groter naarmate de kooktemperatuur lager wordt en bij een bepaalde kooktemperatuur wordt de invloed kleiner bij toenemend temperatuurverschil. Ter illustratie geven wij het volgende voorbeeld. Bij een kooktemperatuur van 40°C en een temperatuurverschil van 30°C stijgt de k-waarde bij een verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte van 100% tot 30% van 600 tot 1750 kcal/m^{2}h°C; bij een kooktemperatuur van 80°C treedt een stijging op van 1600 tot 2100 kcal/m^{2}h°C.

2e. Bij een zekere schijnbare vloeistofhoogte wordt de k-waarde maximaal; deze vloeistofhoogte is afhankelijk van de circulatie in de verdamper, die op zijn beurt weer wordt bepaald door het toegepaste temperatuurniveau en temperatuurverschil.

3e. De schijnbare vloeistofhoogte blijkt een zeer grote invloed uit te oefenen op de vloeistofcirculatie in de verdamper. Om een voorbeeld te noemen: de doorgestroomde vloeistofhoeveelheid aan het begin van de verdamperpijp neemt bij een kooktemperatuur van 80°C en een temperatuurverschil van 40°C bij verlaging van de schijnbare vloeistofhoogte van 95% tot 30% af van 1970 kg/h tot 380 kg/h.

Het gaat er in de praktijk nu om een gunstig compromis te kiezen wat betreft k-waarde, verblijfsduur en circulatiesnelheid. Wanneer men produkten heeft die ook bij een slechte circulatie weinig neiging vertonen tot aankorsting, zal men een kleine schijnbare vloeistofhoogte kunnen toepassen. Daarbij wordt een redelijk goede k-waarde bereikt, terwijl tevens de vloeistofinhoud van de verdamper gering is; beide factoren beïnvloeden de verblijfsduur in gunstige zin. Onder deze omstandigheden heeft men in een

groot gedeelte van de verdamperpijp een stijgende film. Desgewenst kan men voor dit soort produkten de lengte/diameter verhouding van de pijp nog groter kiezen dan in onze proefverdamper het geval is. Heeft men daarentegen produkten die een sterke neiging tot aankorsting vertonen, dan is het gewenst een betere circulatie te bewerkstelligen. Men moet dan een hogere schijnbare vloeistofhoogte kiezen, waarbij echter de k-waarde lager is. Een en ander heeft tot resultaat dat de verblijfsduur veel groter wordt. Wanneer inderdaad de circulatiesnelheid een belangrijke invloed heeft op het aankorstingsproces, zal het dus beter zijn een andere werkwijze toe te passen, b.v. het indampen met geforceerde circulatie.

Over de invloed van de lengte en de diameter van de pijp hebben wij in ons onderzoek slecht een beperkt aantal gegevens verzameld. Wat de lengte van de pijp betreft speelt vooral de hydrostatische druk een rol, zodat de invloed van de pijplengte bij lagere kooktemperaturen het grootst is. Wij vonden in dit gebied dat een kortere pijp een gunstiger k-waarde geeft, terwijl de vloeistofcirculatie niet sterk beïnvloed wordt door de pijplengte. Het aantal gegevens is te gering om een duidelijke conclusie te kunnen trekken ten aanzien van de invloed van de pijpdiameter.

Tenslotte vermelden wij nog dat het elektrolytisch polijsten van de verdamperpijp in ons onderzoek geen invloed bleek uit te oefenen op de k-waarde. Een mogelijke invloed van het elektrolytisch polijsten is gelegen in het tegengaan van aankorstingen (39).

Over het verdampen met geforceerde circulatie merken wij het volgende op. Uit ons onderzoek is gebleken dat deze werkwijze eerst voordelen oplevert wat betreft de warmtedoorgangscoëfficiënt wanneer de toegepaste vloeistofsnelheid groter is dan die welke bereikt wordt bij natuurlijke circulatie. Dit hangt samen met het feit dat in het gebied van lagere snelheden de optredende kookverschijnselen een grotere invloed uitoefenen op de gemiddelde k-waarde dan de snelheid van de vloeistof. Het kan zelfs voorkomen dat bij vergroting van de vloeistofsnelheid een daling van de k-waarde optreedt, tengevolge van het feit dat er minder koken plaats vindt.

De vloeistofsnelheden aan het begin van de verdamperpijp die bij natuurlijke circulatie voorkomen zijn sterk afhankelijk van de kooktemperatuur. Bij hoge kooktemperaturen zijn deze snelheden betrekkelijk groot; een gunstig effect van toepassing van geforceerde circulatie wordt derhalve bij zulke kooktemperaturen eerst verkregen wanneer aanzienlijke circulatiesnelheden worden gebruikt.

In het gebied van lage kooktemperaturen echter, waarin wij in het bijzonder zijn geïnteresseerd, zijn de snelheden bij natuurlijke circulatie heel gering. In dit gebied kan dus reeds een verbetering van de k-waarde worden verkregen door toepassing van betrekkelijk lage snelheden bij geforceerde circulatie. Ter illustratie hiervan dienen de volgende voorbeelden. Bij een kooktemperatuur van 80°C, een temperatuurverschil van 30°C en een pijplengte van 1m vonden wij bij natuurlijke circulatie en bij een schijnbare vloeistofhoogte van 100% een warmtedoorgangscoëfficiënt van 1490 kcal/m^{2}h°C; bij dezelfde bedrijfsomstandigheden, doch met geforceerde circulatie vonden wij bij een vloeistofsnelheid van 0,30 m/s resp. 1,14 m/s k-waarden van 1520 en 1730 kcal/m^{2}h°C. Het verschil met de natuurlijke circulatie is in dit geval dus gering.

Bij een kooktemperatuur daarentegen van 40°C en een temperatuurverschil van 15°C vonden wij bij natuurlijke circulatie, eveneens bij een schijnbare vloeistofhoogte van 100%, een k-waarde van slechts 300 kcal/m²h°C, terwijl werkend onder dezelfde bedrijfsomstandigheden, doch met geforceerde circulatie, k-waarden werden bereikt van resp. 920 en 1660 kcal/m²h°C bij resp. snelheden van 0,29 en 1,12 m/s. In dit geval is dus de verbetering ten gevolge van de geforceerde circulatie zeer aanzienlijk.

T. a. v. de invloed van verschillende factoren bij geforceerde circulatie kwamen wij voorts tot de volgende conclusies. Het temperatuurverschil heeft bij geforceerde circulatie een kleinere invloed op de k-waarde dan bij natuurlijke circulatie. Wij constateerden bij toenemend temperatuurverschil vrij vaak een stijging van de k-waarde, soms een ongeveer konstant blijven, terwijl ook een daling van de k-waarde werd waargenomen. Een en ander is een gevolg van de omstandigheid dat verscheidene factoren tegelijkertijd invloed op de k-waarde uitoefenen. Soms overweegt de ene factor, dan weer een andere.

Met betrekking tot de invloed van het temperatuurniveau vonden wij dat een stijging hiervan leidt tot hogere k-waarden. Wij menen dat dit voornamelijk verklaard moet worden uit de daling van de viscositeit bij stijgende temperatuur.

Verreweg de belangrijkste invloed op de k-waarde bij geforceerde circulatie wordt echter uitgeoefend door de stromingssnelheid. Ondanks het feit dat bij geforceerde circulatie het koken van de vloeistof aanmerkelijk wordt onderdrukt hebben wij k-waarden bereikt die aanzienlijk hoger zijn dan degene die bij natuurlijke circulatie onder overigens dezelfde bedrijfsomstandigheden optreden. Ter illustratie van dit enigszins verrassende resultaat noemen wij de volgende cijfers. Bij toepassing van een snelheid van 7,70 m/s, een kooktemperatuur van 40°C en een temperatuurverschil van 70°C vonden wij een k-waarde van 3150 kcal/m²h°C; onder dezelfde omstandigheden en werkend met dezelfde verdamperpijp bereikten wij bij natuurlijke circulatie bij een schijnbare vloeistofhoogte van 75% slechts een k-waarde van 2040 kcal/m²h°C.

Bij lagere snelheden speelt het kookverschijnsel in de verdamperpijp nog een belangrijke rol; dit blijkt uit onze waarneming dat de k-waarde bij ontspanningsverdamping bij een snelheid van ongeveer 0,30 m/s aanzienlijk lager was dan bij dezelfde snelheid bij geforceerde circulatie.

Uit het voorgaande volgt dat het indampen met geforceerde circulatie een werkwijze is die voor temperatuurgevoelige produkten zeer aantrekkelijk is, iets waarop wij hier boven ook reeds hebben gewezen. Men kan door toepassing van geforceerde circulatie ook bij lage kooktemperaturen en geringe temperatuurverschillen zeer behoorlijke k-waarden bereiken. Men dient hierbij evenwel te bedenken dat tegenover de geschetste voordelen van de geforceerde circulatie het nadeel van een aanzienlijk krachtverbruik kan staan. In verhouding tot de verdampte hoeveelheid water moet nl. een grote tot zeer grote hoeveelheid vloeistof worden rondgepompt. Bij een verdamperpijp met een inwendige diameter van 47 mm en een vloeistofsnelheid van slechts 1 m/s bedraagt de rond te pompen hoeveelheid reeds ruim 6 m³ per uur, terwijl slechts ongeveer 50 kg per uur wordt verdampt. Bij toepassing van lage kooktemperaturen en kleine temperatuurverschillen wordt echter bij de genoemde snelheid reeds een zeer redelijke k-waarde bereikt, zodat veel grotere snelheden niet noodzakelijk zijn. Uit een en ander volgt dat

toepassing van geforceerde circulatie veel minder in aanmerking komt wanneer men hoge kooktemperaturen en grote temperatuurverschillen wil toepassen.

Beschouwen wij vervolgens de ontspanningsverdamping. Bij deze werkwijze bleek de invloed van het temperatuurverschil, evenals bij toepassing van geforceerde circulatie, uiteenlopend te zijn, afhankelijk van de grootte van de invloed van verscheidene factoren, zoals de afname van de gemiddelde viscositeit, de viscositeit van de vloeistof bij de wandtemperatuur en de warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de stoomzijde. De invloed van de kooktemperatuur is bij ontspanningsverdamping soortgelijk aan die bij toepassing van geforceerde circulatie. Het spreekt haast vanzelf dat bij ontspanningsverdamping de k-waarde voornamelijk wordt bepaald door de vloeistofsnelheid. Ter illustratie hiervan diene dat bij een kooktemperatuur van 80°C en een temperatuurverschil van 40°C bij een snelheid van 0,30 m/s een k-waarde werd bereikt van 1200 kcal/m^{2}h°C, terwijl de k-waarde bij een snelheid van 1,13 m/s onder overigens dezelfde omstandigheden steeg tot 2280 kcal/m^{2}h°C.

Op grond van ons onderzoek kunnen wij weinig zeggen over de voor- en nadelen van ontspanningsverdamping in vergelijking met verdamping met geforceerde circulatie. Wel is gebleken dat bij ontspanningsverdamping in het algemeen wat lagere k-waarden worden bereikt dan bij toepassing van geforceerde circulatie; alleen bij zeer hoge snelheden verkrijgt men even gunstige k-waarden. In hoeverre de ontspanningsverdamping gunstig is in verband met het vermijden van aankorstingen is door ons niet bestudeerd.

Tenslotte zijn enkele oriënterende metingen over de warmteoverdrachtscoëfficiënten uitgevoerd. Bij de roestvrij stalen pijp was het mogelijk de warmtestroomdichtheid te berekenen uit het gemiddeld temperatuurverschil over de pijpwand. De bepaling van de plaatselijke warmteoverdrachtscoëfficiënten bleek buitengewoon moeilijk te zijn.

NOMENCLATUUR

α_s	$kcal/m^2h^oC$	warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de stoomzijde
α_v	$kcal/m^2h^oC$	warmteoverdrachtscoëfficiënt aan de verdamperzijde
D	m	diameter
$d_i; d_u$	m	de inwendige, resp. uitwendige diameter
$d; d_w$	m	dikte van de wand
F	m^2	verwarmend oppervlak, bij de berekening van k wordt F betrokken op de rekenkundig gemiddelde diameter
$F_i; F_u$	m^2	het inwendig resp. uitwendig oppervlak
h	%	schijnbare vloeistofhoogte
k_a	$kcal/m^2h^oC$	warmtedoorgangscoëfficiënt berekend uit Q_a
k_s	$kcal/m^2h^oC$	warmtedoorgangscoëfficiënt berekend uit Q_s
L; l	m	lengte verdamperpijp
λ	$kcal/m\ h^oC$	warmtegeleidingsvermogen
η	cP	dynamische viscositeit
Q_a	kcal/h	verbruikte warmte voor opwarming en verdamping
Q_o	kcal/h	warmte gebruikt voor opwarmen van de toegevoerde vloeistof
Q_p	kcal/h	warmtetoevoer door circulatiepomp
Q_s	kcal/h	toegevoerde warmte
Q_v	kcal/h	warmte gebruikt voor verdamping
$q; q_{gem.}$	$kcal/m^2h$	warmtestroomdichtheid betrokken op F
$q_{uitw.}; q_{inw.}$	$kcal/m^2h$	warmtestroomdichtheid betrokken op F_u resp. F_i
r	kcal/kg	verdampingswarmte
t_k	^oC	kooktemperatuur = temperatuurniveau

t_s	^oC	stoomtemperatuur
$t_i;t_u$	^oC	temperatuur van de binnenwand resp. van de buitenwand
$t_{wi};t_{wu}$	^oC	temperatuur thermokoppels aan de binnenwand resp. aan de buitenwand
Δt	^oC	temperatuurverschil $t_s - t_k$
Δt_v	^oC	temperatuurverschil $t_i - t_k$
Δt_s	^oC	temperatuurverschil $t_s - t_u$
Δt_w	^oC	temperatuurverschil $t_u - t_i$
v	m/s	stromingssnelheid van de vloeistof
		tweefasenstroomsnelheid

LITERATUUR

1. McAdams, W.H., Heat Transmission, 3e druk (1954)-407.
2. Kirschbaum, E., B. Kranz, D. Starck V.D.I., Forschungsheft 375-(1935).
3. Kirschbaum, E., Chemie-Ingenieur-Technik 27-(1955)-248.
4. Starck, D., Zeitschr. V.D.I., Beih. Verfahrenstechnik (1937)-175.
5. Rohsenow, W.M. Heat transfer Symposium, University of Michigan 1952. Michigan, 1953-101.
6. Foust, A.S., E.M. Baker en W.L. Badger Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 35-(1939)-45.
7. Verschoor, H. en S. Stemerding, Proc. Gen. Disc. on Heat transfer (1951)-201.
8. Bennett, J.A.R., A.E.R.E. CE/R - 2497 (1958).
9. Kirschbaum, E., Chemie-Ingenieur-Technik 26-(1954)-25.
10. Kirschbaum, E., Chemie-Ingenieur-Technik 24-(1952)-393.
11. Claassen, H., Zeitschr. V.D.I. 46 (1902)-418.
12. Akin, G.A. en W.H. McAdams, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 35-(1939)-137.
13. Sauer, E.F., e.a., Mechanical Engineering (1938)-673.
14. Lee, D.C., e.a., Chem. Eng. Progress 52-(1956)-160.
15. Johnson, A.I., Chem. Eng. Progress Symposium Series no. 18-(1956). Vol. 52, Louisville.
16. Brooks, C.H. en W.L. Badger, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 33-(1937)-392.
17. Cessna, O.C., J.R. Lientz en W.L. Badger, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 36-(1940)-759.
18. Rumford, F., J. Soc. Chem. Industry (London) 66-(1947)-309.
19. Coulson, J.M, en R.R. Metha, Trans. Inst. Chem. Engrs. (London) 31-(1953)-208.
20. Hebbard, G.M. en W.L. Badger, Ind. Eng. Chem. 26-(1934)-420.
21. Brauer, H., V.D.I. Forschungsheft 457. Beilage zu "Forsch. Gebiete Ing. Wesens" B (1956)-22.

22. Brauer, H., Kältetechnik 9-(1957)-274.

23. Brauer, H. Forsch. Gebiete Ing. Wesens 24-(1958)-105.

24. Sarukhanian, G., Chemie-Ingenieur-Technik 25 - (1953)-477.

25. Drew, T. B. en A. C. Mueller, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 33-(1937)-449.

26. Frits, W., Zeitschr. V. D. I., Beih. Verfahrenstechnik, (1937)-149.

27. Guerrieri, S. A. en R. D. Talty, Chem. Eng. Progress. Symposium Series no. 18-(1956). Vol. 52, Louisville.

28. Piret, E. L. en H. S. Isbin, Chem. Eng. Progress 50-(1954)-305.

29. Dengler, C. E. en J. N. Addoms, Chem. Eng. Progress Symposium Series no. 18 (1956). Vol. 52, Louisville.

30. Cleve, K., Forschungsarbeiten Gebiete Ing. Wesens, Heft 322, Berlin 1929.

31. Stroebe, G. W., E. M. Baker en W. L. Badger, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 35-(1939)-17.

32. Coulson, J. M. en M. J. McNelly, Trans. Inst. Chem. Engrs. (London) 34-(1956)-247.

33. Bonilla, C. F. en C. W. Perry, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 37-(1941)-685.

34. Logan, L. A., N. Fragen en W. L. Badger, Ind. Eng. Chem. 26-(1934)- 1044 .

35. Coates, J. en W. L. Badger, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 32-(1936)-49 .

36. Fragen, N. en W. L. Badger, Ind. Eng. Chem. 28-(1936)-534

37. Boarts, R. M., W. L. Badger en S. J. Meisenburg, Trans. Am. Inst. Chem. Engrs. 33-(1937)-363.

38. Schweppe, J. L. en A. S. Foust Chem. Engr. Progress Symposium Series no. 5, 49-(1953)-77, (Atlantic City).

39. Pritzelwitz van der Horst E. C. von, e. a., Voordracht Kon. Inst. van Ing., (1951)-777.